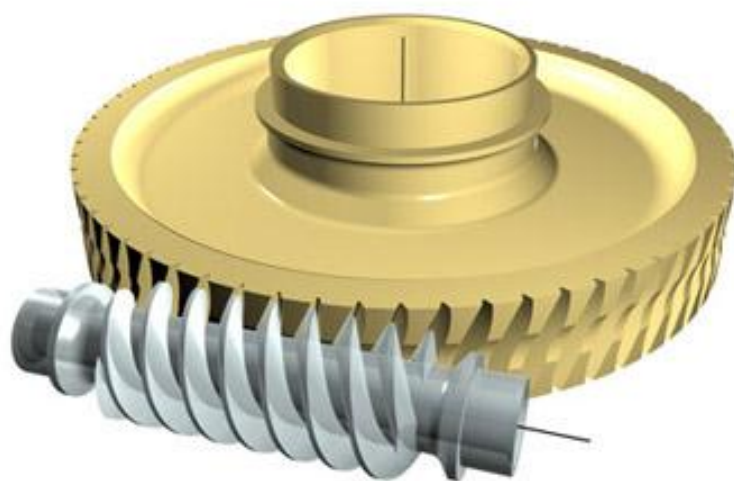


وزارت علوم، تحقیقات و فناوری

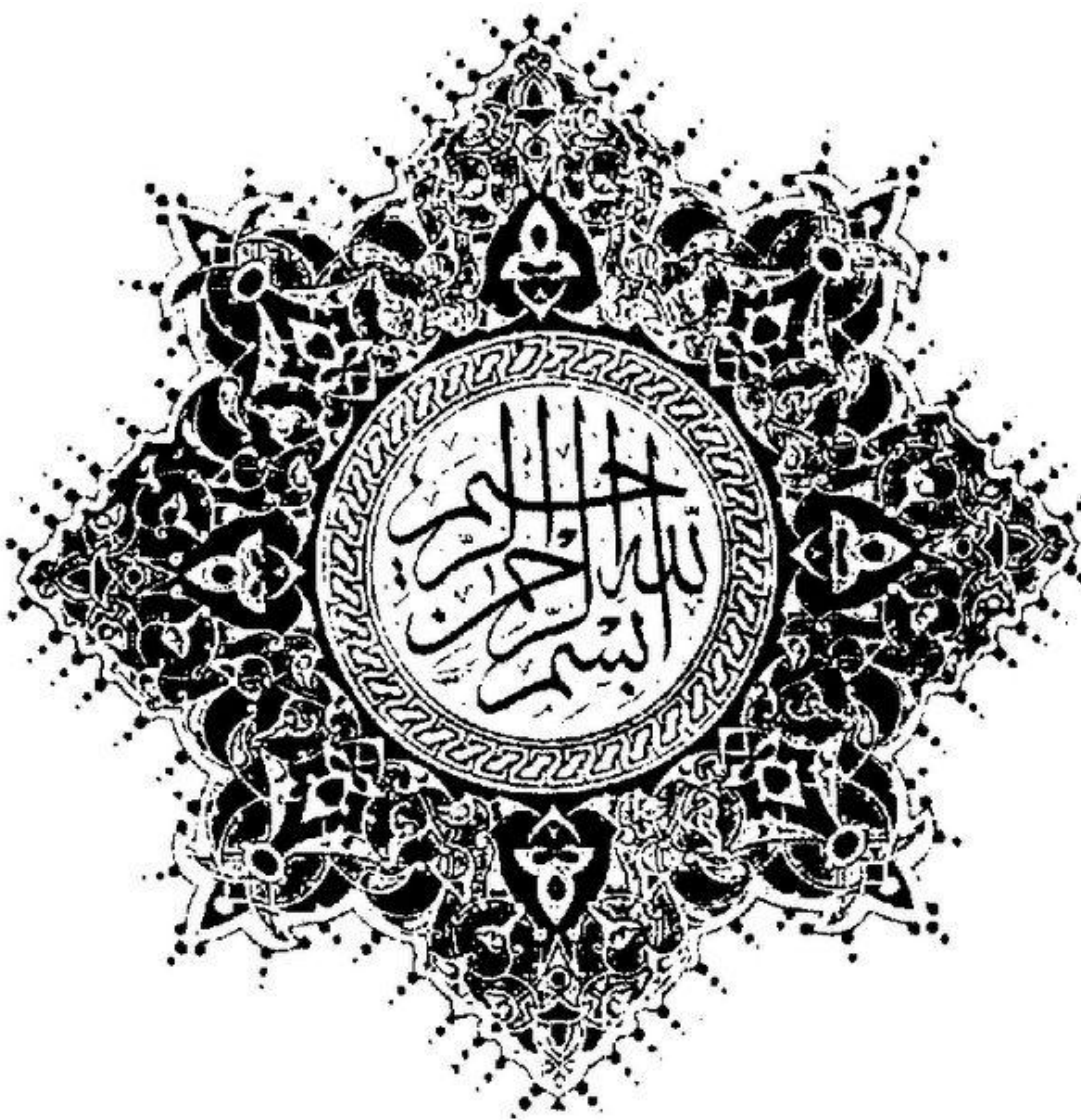
دانشگاه فنی و حرفه‌ای

دانشکده فنی کشاورزی مراغه

اجزاء ماشین ۱



گردآوری و تنظیم: بهمن رحمتی نژاد



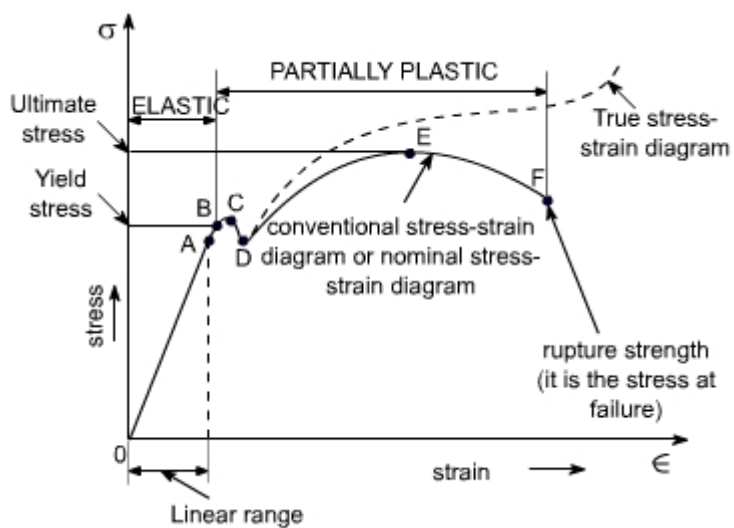


فهرست

فصل اول: مروری بر مباحث مقاومت مصالح ۱
فصل دوم: تمرکز تنش و تئوری های شکست
فصل سوم: طراحی شفت
فصل چهارم: فنر های مارپیچی
فصل پنجم: جوشکاری
فصل ششم: روانسازی و یاتاقان بندی

فصل اول

مروری بر مباحث مقاومت مصالح ۱



مکانیک :

استاتیک (حالت سکون) ← تحلیل نیروهای متعادل (کششی و واکنشی)

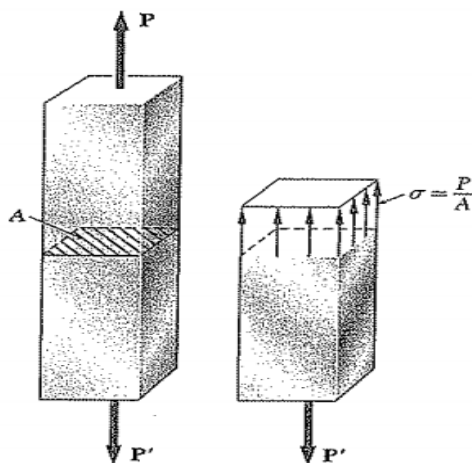
دینامیک (حالت حرکت) ← سینماتیک و سنتیک

سینماتیک: حرکت اجسام را بدون اشاره نیروهای عامل حرکت توصیف میکنند از سینماتیک به عنوان هندسه حرکت یاد میشود.

سنتیک: رابطه بین حرکت و نیروهای متناظری که باعث حرکت میشوند را مطالعه میکند

تنش

مقدار نیروی در واحد سطح، یا شدت نیروهای پخش شده داخلی یک سطح مقطع داده شده، را تنش آن سطح مقطع نامیده و توسط حرف یونانی σ (سیگما) نمایش می دهند. بدین ترتیب تنش موجود در عضو با مساحت سطح مقطع A و تحت بار محوری P از تقسیم مقدار P بر A به دست می آید.



نکته: برای تنش کشش از علامت مثبت و برای تنش فشاری از علامت منفی استفاده میشود.

در اینجا اگر بار P برحسب نیوتن (N) بیان شود و A برحسب مترمربع داده شود بنابراین تنش حاصل N/m^2 خواهد بود و این واحد پاسکال می نامند. چون واحد پاسکال خیلی کوچکی است فلذا در عمل از کیلو پاسکال (kpa)، مگا پاسکال (Mpa) و گیگا پاسکال (Gpa) استفاده میکنیم.

نکته: در صورتیکه از سیستم واحد امریکایی استفاده شود نیروی p برحسب پوند (Lb) یا کیلو پوند (kpi) و مساحت سطح مقطع A برحسب اینچ مربع خواهد بود در این صورت تنش برحسب پوند بر اینچ مربع (psi) یا کیلو پوند بر اینچ مربع (Ksi) بیان میشود.

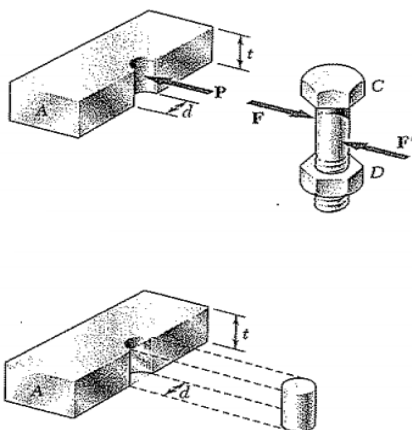
تنش برشی:

وقتی نیروهای عرضی بر یک عضو اثر کند تنش برشی را توسط حرف یونان τ نشان می دهد. برخلاف تنش های قائم نمی توان بخش تنش در سطح مقطع یکنواخت فرض نمود و مقدار واقعی تنش برشی τ از صفر (در سطح عضو) تا یک مقدار ماکزیم که ممکن است τ_{max} خیلی بیشتر از مقدار متوسط τ_{ave} باشد ، تغییر می کند . تنش های برشی معمولا در پیچ ها پین ها و پرچها که جهت اتصال اعضای مختلف سازه ها مورد استفاده قرار میگیرند ایجاد میشود تنش برشی مجاز مصالح معمولا نصف تنش مجاز کششی است.

$$\tau_{ave} = \frac{p}{A} = \frac{F}{nA}$$

تنش لهیدگی (تکیه گاهی): تنش تماس قائمی که در سطح با امتداد سطح تکیه گاهی به وجود می اید را تنش لهیدگی که در اصطلاح ان را bearing stresses گویند. البته در این جا باید برآیند نیروهای وارده از مرکز هندسی تماس عبور کنند. تنش لهیدگی در مورد اعضای که بوسیله پرچ پین ها و یا پیچ به هم متصل میشوند عبارت است از:

$$\sigma = \frac{p}{A} = \frac{P}{td}$$



تنش وارده بر صفحه مایل در بارگذاری محوری:

نیروی محوری روی صفحه های مایل که بر محور عضو عمود نباشد وهم تنش قائم و هم تنش برشی ایجاد می کنند شکل زیر را در نظر بگیرید با تجزیه P به دو نیروی F و V که به ترتیب قائم و مماس بر سطح هستند می توان تنش قائم و برشی را به دست آورد.

$$F = p \cos \theta \quad V = p \sin \theta \quad \cos \theta = \frac{A_0}{A_\theta} \rightarrow A_\theta = \frac{A_0}{\cos \theta}$$

نکته: نیروی F نماینده نیرو های قائم پخش شده در سطح مقطع و نیروی V بیانگر نیرو های برشی پخش در سطح مقطع می باشد.



$$\sigma = \frac{P \cos \theta}{A_0 / \cos \theta} \quad \tau = \frac{P \sin \theta}{A_0 / \cos \theta}$$

or

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \cos^2 \theta \quad \tau = \frac{P}{A_0} \sin \theta \cos \theta$$

تنش نهائی:

نیرویی که باعث گسیختگی در یک نمونه شود، بار نهایی نامیده میشود وبا تقسیم آن بر سطح مقطع استحکام نهایی به دست می آید این تنش را استحکام نهایی کششی ماده نامیده میشود

ضریب اطمینان: یک عضو باید طوری طراحی شود که بار نهایی آن از مقدار بار که در موقع کار ممکن است بر آن اعمال گردد به قدر کافی بیشتر باشد این بار کمتر را به نام بار مجاز طراحی می نامند نسبت به بار نهایی مجاز را ضریب اطمینان می نامند

$$\text{Factor of safety} = F.S = \frac{\text{ultimate load}}{\text{allowable load}} = \frac{\text{بار نهایی}}{\text{بار مجاز}}$$

نکته: در اغلب مواردی که رابطه خطی بین بار و تنش حاصل از آن وجود دارد در این نوع موارد ضریب اطمینان بصورت زیر نیز بیان میشود

$$\text{Factor of safety} = F.S = \frac{\text{climate stress}}{\text{allowable stress}} = \frac{\text{تنش نهایی}}{\text{تنش مجاز}}$$

انتخاب ضریب اطمینان: تعیین ضریب اطمینان یکی از وظایف مهم مهندسی است چرا که از مقدار ضریب اطمینان خیلی کوچک باشد احتمال گسیختگی ناگهانی وجود دارد و اگر بزرگتر انتخاب شود طرح ما غیر اقتصادی و نامناسب است بنابراین انتخاب ضریب اطمینان مناسب برای یک طرح بستگی به موارد زیر دارد:

۱. تغییرات در خواص ماده مخصوصا بر اثر حرارت کاری و تغییر شکلهای که در اثر مراحل حمل نقل به وجود می آید.
۲. تعداد دفعاتی که ممکن است ماشین در طول عمر خود بار گذاری شود.
۳. نوع بار گذاری ماشین نسبت به آنها طراحی شده است (نوع ثابت ، دینامیکی، سیکلی، یا ضربه ای ...)
۴. نوع گسیختگی که ممکن است اتفاق بیافتد مواد نرم بطور ناگهانی وعمولا بدون علامت وخطر قبلی گسیخته شوند. از طرف دیگر ،مواد داکتیل (نرم)مانند فولاد ساختمان، قبل از گسیختگی یک تغییرشکل قابل توجه از خود نشان دهد که بنام سیلان ماده قبل از گسیختگی نامیده میشود)
۵. عدم اطمینان مربوط به روشهای تحلیل تمام روشهای طراحی براساس چند فرضیه تسهیلی استوار هستند این فرضیات باعث میشوند تنشهای محاسبه شده، تقریبی باشند
۶. ضعف یا بدتر شدن وضع سیستم در آینده به دلیل عدم حفاظت ونگهداری خوب ویا در اثر عوامل طبیعی اجتناب ناپذیر (زنگ زدن)
۷. اهمیت عضو مورد نظر در ماشین مورد نظر.

تنش و کرنش - بار گذاری محوری

کرنش strain: نسبت تغییر شکل به طول میله δ/L را کرنش می نامند و توسط ϵ نشان می دهند.

دیاگرام تنش - کرنش: با تعیین مقادیر تنش $\sigma = \frac{P}{A}$ به ازای کرنش های مختلف $\epsilon = \frac{\delta}{L}$ ، منحنی به دست می آید که خواص ماده را مستقل از ابعاد نمونه مورد آزمایش می دهند این منحنی را دیاگرام «تنش - کرنش» می نامند برای بدست آوردن این دیاگرام معمولا نمونه از آن ماده را تحت آزمایش کشش قرار می دهند .

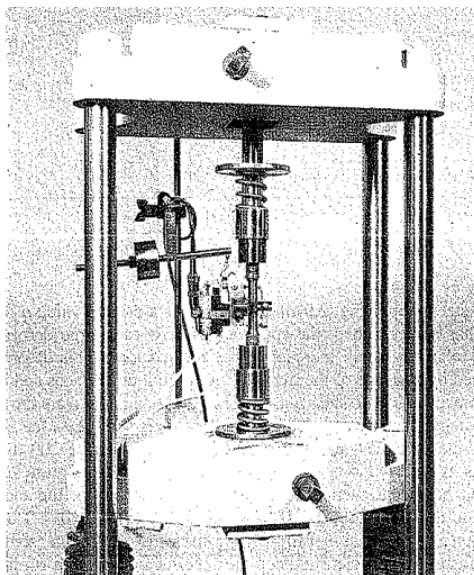


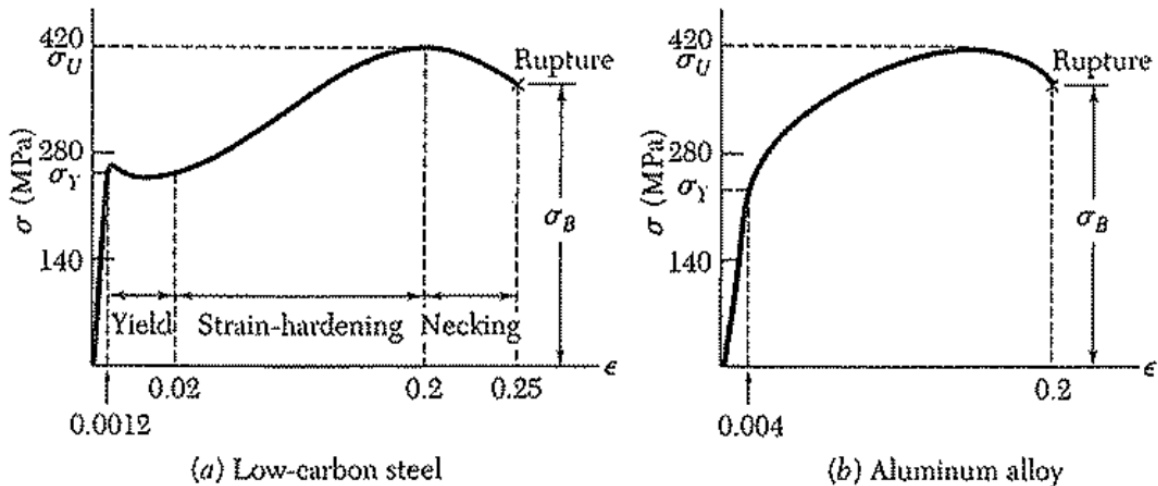
Fig. 2.7 This machine is used to test tensile test specimens, such as those shown in this chapter.



Fig. 2.8 Test specimen with tensile load.

نمودار تنش - کرنش برای مواد نرم (داکتیل): برای ترسیم این نمودار ابتدا نمونه مورد نظر آزمایش را در (دستگاه آزمایش کشش) بسته و آن را تحت یک بار افزایش قرار می دهیم، اول طول آن با سرعت خیلی کم افزایش پیدا میکند و رابطه بین افزایش طول و بار بطو خطی است بنا براین قسمت اول دیاگرام تنش - کرنش به صورت یک خط راست باشیب تند می باشد ولی بعد از اینکه مقدار تنش بحرانی رسید، با افزایش نسبتا کوچکی در بار اعمالی، یک تغییر شکل بزرگی و در نمونه به وجود می آید بعد از اینکه مقدار بار به ماکزیمم می رسد، قطر یک قسمت از نمونه به دلیل ناپایداری موضعی (Local instability) شروع به کاهش می کند این پدیده را به وجود آمدن گلویی یا necking می نامند. بعد از اینکه گلویی به

وجود امد، نیروی لازم جهت ادامه افزایش طول، کاهش پیدا کرده و بالاخره نمونه گسیخته میشود.



تنش σ_y (yield): تنش می که تحت آن ماده شروع به سیلان می کند واستحکام آن سیلان ماده نامیده میشود

☆ پس می توان نتیجه گرفت در یک شکل تنش با کرنش متناسب و با پیدا کردن این ارتباط اولاً تعداد متغیر ها کم میشود ودر ثانی هندسه شکل هم حذف میشوند (به هندسه ربطی ندارد)

☆ تنش σ_u : ماکزیمم بار اعمال شده بر نمونه می باشد که استحکام نهایی نامیده میشود

☆ تنش σ_B : تنش می که تحت آن شرایط ماده گسیخته شده واستحکام شکستگی نامیده می شود

نقطه سیلان بالا و پایین: با انجام یک تست دقیق می توان نقطه سیلان بالا را از پایین تشخیص داد نقطه سیلان بالا عبارت است از مقدار باری که در لحظه ی شروع برای ادامه سیلان بر نمونه اعمال شود. به لحاظ اینکه نقطه سیلان بالا گذراست است لذا برای تعیین استحکام سیلان باید از نقطه پایین ماده استفاده نمود.

دیگرام تنش – کرنش برای مواد ترد شکننده: گسیختگی در این مواد بدون اینکه تغییر طول قابل توجهی دهند اتفاق می افتد بنابراین در این مورد مواد ترد فرقی بین استحکام نهایی

واستحکام شکستگی وجود ندارد همچنین کرنش مواد ترد در حین شکستگی خیلی کوچکتر از مواد داکتیل است.

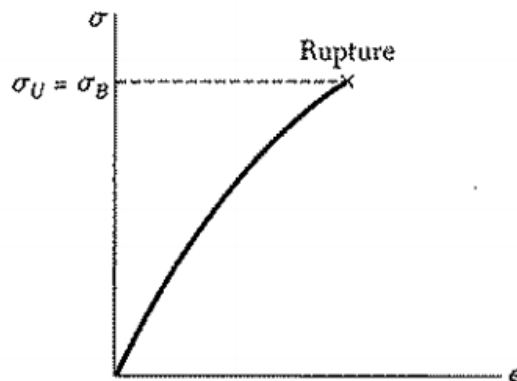


Fig. 2.11 Stress-strain diagram for a typical brittle material.

نکته: مواد ترد زمانی می شکنند که تنش محوری زیادی به آنها وارد شود

نکته: مواد نرم زمانی زمانی می شکنند یا از جایی می شکنند که تنش برشی حداکثر آنها وارد شود

انحرافات offset: در مورد خیلی از مواد داکتیل، قسمت مربوط به شروع سیلان در منحنی به صورت افقی نیست بلکه تنش، هر چند به صورت غیر خطی، تا رسیدن استحکام نهایی افزایش می یابد. سپس گلوئی در نمونه شروع شده و نمونه به طور ناگهان گسیخته میشود استحکام سیلان σ_y این نوع مواد را می توان با استفاده از روش انحراف offset method تعریف نمود مثلاً استحکام سیلان با ۰.۲٪ انحراف با رسم یک خط به موازات خط راست مربوط به دیاگرام تنش کرنش به دست می آید در این حالت نقطه ای به وجود می آید استحکام سیلان بالا ۰.۲٪ انحراف نامیده میشود

☆ اجسام الاستیک (ارتجاعی خطی): اجسامی هستند که بعد از بارگذاری و بار برداری به حالت اولیه بر می گردند و ارتباط میان تنش و کرنش آنها خطی هستند.

☆ اجسام غیر ارتجاعی (مومسان): اجسامی که بعد از بارگذاری و بار برداری به حالت اولیه بر نمی گردند و مقداری تغییر شکل از خود نشان می دهند



مقیاس های استاندارد برای داکتیلیته مواد:

۱. درصد افزایش طول که به صورت زیر است

$$\text{Percent elongation} = 100 \frac{L_B - L_0}{L_0}$$

که در این فرمول L_0 و L_B به ترتیب طول اولیه و طول نهایی نمونه تحت کشش را نشان میدهد

۲. درصد کاهش مساحت به صورت زیر است

$$\text{Percent reduction in area} = 100 \frac{A_0 - A_B}{A_0}$$

در رابطه بالا A_0 و A_B به ترتیب مساحت سطح مقطع اولیه و مساحت مقطع مینیمم در لحظه گسیختگی را نشان می دهد

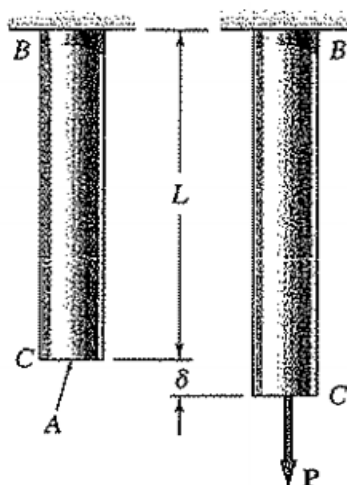
تنش - کرنش واقعی: اگر ϵ را کرنش مهندسی و ϵ_t را کرنش واقعی فرض کنیم داریم

$$\epsilon_t = \ln(1 + \epsilon)$$

قانون هوک: برای محدوده ابتدایی نمودار تنش - کرنش می توان گفت یک رابطه خطی بین تنش - کرنش وجود دارد که که اندازه این محدوده خطی با توجه به جنس مصالح متفاوت است بنابراین برای ناحیه می توان نوشت $\sigma = E\epsilon$ قانون هوک معروف است که در آن E ضریب ارتجاعی یا مدول الاستیته و همچنین مدول یانگ می باشد. این قانون توسط «رابرت هوک» ریاضیدان انگلیسی بنیان گذاری شد چون کرنش یک کمیت بدون بعد است پس واحد مدول E با واحد تنش یکی است

حد تناسب (proportional limit): بیشترین تنشی که هوک می تواند در مورد آن صادق باشد به نام حد تناسب است. در مورد مواد داکتیل حد تناسب بر حد سیلان منطبق است.

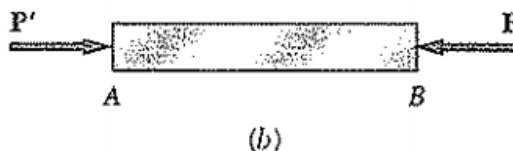
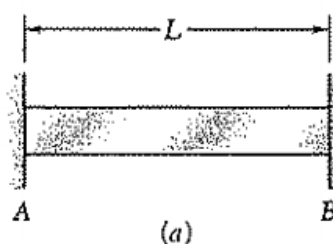
تغییر شکلهای اعضا تحت بار محوری :



$$\delta = \frac{PL}{AE}$$

تنش حرارتی:

اگر دمای میله به اندازه ΔT افزایش یابد میله به اندازه S_T افزایش طول می دهد که این مقدار با ΔT تغییر دمای میله و طول میله متناسب است.



$$\sigma = -E \propto \Delta T$$

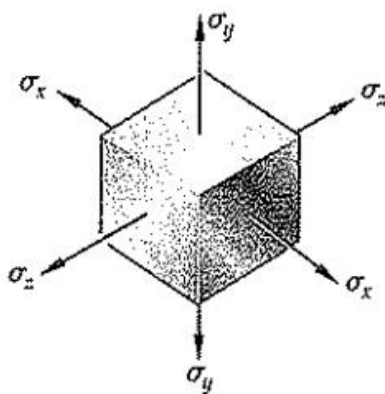
نسبت پواسون : وقتی که یک جسم تحت نیروی کششی قرار گیرد در آن جهت افزایش طول داشته و از جهات دیگر دچار انقباض می شود. اگر نیروی فشاری باشد جسم انبساط جانبی پیدا می کند . ضریب پواسون عبارت از قدر مطلق نسبت کرنش جانبی به کرنش طولی میباشد.

$$\nu = \left| \frac{\text{lateral strain}}{\text{axial strain}} \right| = \left| \frac{\text{جانبی کرنش}}{\text{طولی کرنش}} \right| = - \frac{\text{جانبی کرنش}}{\text{طولی کرنش}} = - \frac{\epsilon_y}{\epsilon_x} = - \frac{\epsilon_z}{\epsilon_x}$$

علامت منفی به خاطر این است که علامت کرنش جانبی و کرنش طول مخالف هم می باشد.

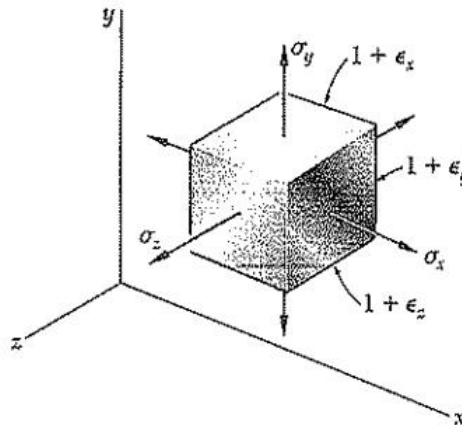
تعمیم قانون هوک (بارگذاری چند محوری)

المانی از یک سازه را در نظر بگیرید که از سه محور تحت اثر بار قرار گرفته ، به طوری که بارهای مذکور تنشهای قائم غیر صفر σ_x و σ_y و σ_z را در آن بوجود آورد.



$$\begin{aligned}\epsilon_x &= + \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu \sigma_y}{E} - \frac{\nu \sigma_z}{E} \\ \epsilon_y &= - \frac{\nu \sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu \sigma_z}{E} \\ \epsilon_z &= - \frac{\nu \sigma_x}{E} - \frac{\nu \sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E}\end{aligned}$$

انبساط ، مدل جمععی: همان الان را که تحت بار گذاری سه محوری قرار گرفته بود را در نظر بگیرید بعد از اعمال بارها ، حجم آن به صورت زیر افزایش خواهد یافت.



$$v = (1 + \epsilon_x)(1 + \epsilon_y)(1 + \epsilon_z)$$

$$v = 1 + \epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z$$

مقدار متغیر حجم المان را توسط حرف e نشان می دهیم، لذا می توان نوشت

$$e = v - 1 = 1 + \epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z - 1$$

or

$$e = \epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z$$

$$e = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{E} - \frac{2\nu(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{E}$$

$$e = \frac{1 - 2\nu}{E}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)$$

موقعی که جسم تحت فشار هیدرواستاتیک یکنواخت p قرار می گیرد، هر یک از مؤلفه های تنش برابر p - خواهد بود پس داریم.

$$e = -\frac{3(1 - 2\nu)}{E}p$$

با معرفی k به عنوان مدول حجمی یا مدول فشاری ماده داریم.

$$k = \frac{E}{3(1 - 2\nu)}$$

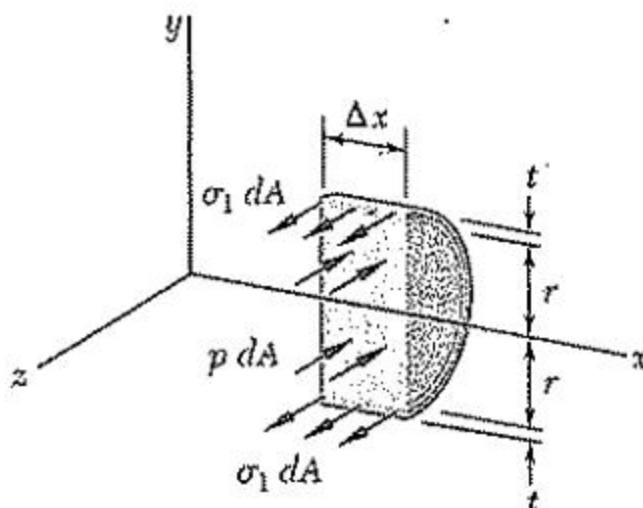
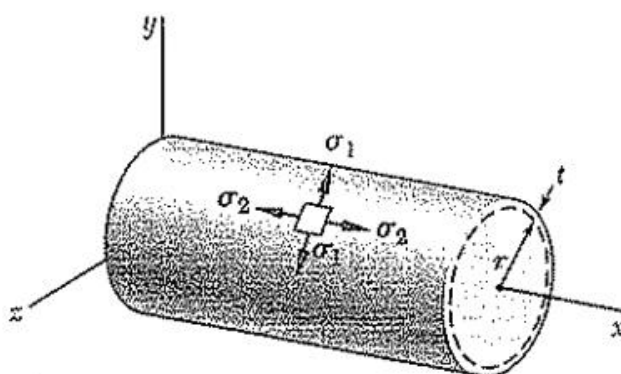
$$e = -\frac{p}{k}$$

با توجه به اینکه ماده ای که تحت فشار هیدرواستاتیک قرار می گیرد حجمش کاهش می یابد بنابراین انبساط حجمی e منفی است و از آن نتیجه می گیریم که مدول حجمی k کمیتی مثبت است. (چون برای اینکه e منفی باشد p دارای علامت منفی است)

رابطه میان ثابتهای E, ν, G :

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

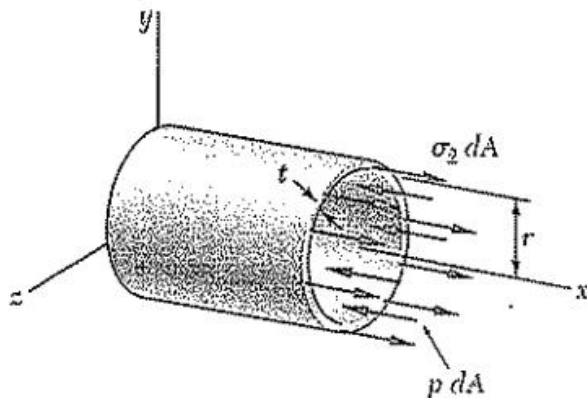
تنش در استوانه جدار نازک



$$\Sigma F_z = 0: \quad \sigma_1(2t \Delta x) - p(2r \Delta x) = 0$$

and, solving for the hoop stress σ_1 ,

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t}$$



$$\Sigma F_x = 0: \quad \sigma_2(2\pi r t) - p(\pi r^2) = 0$$

and, solving for the longitudinal stress σ_2 ,

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t}$$

تنش در کره جدار نازک

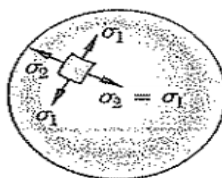
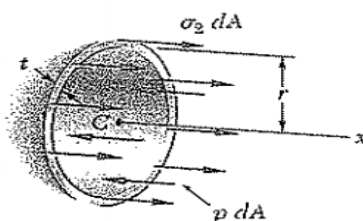
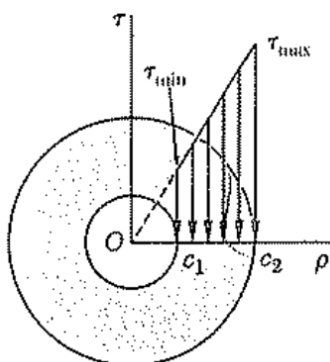
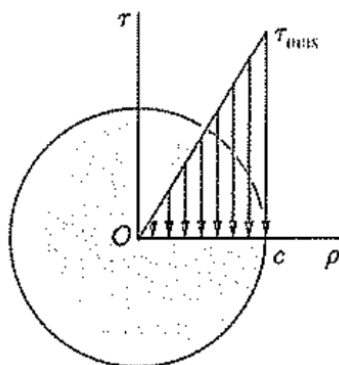
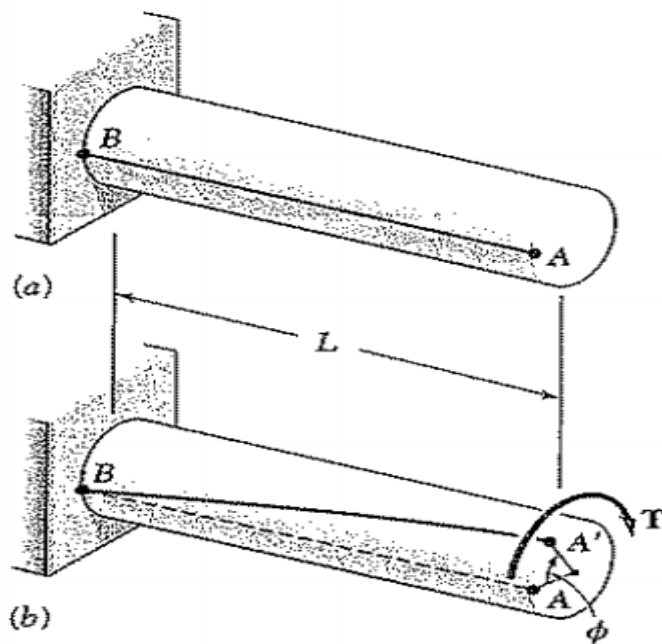


Fig. 7.55



$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pr}{2t}$$

پیچش مقاطع دایروی:



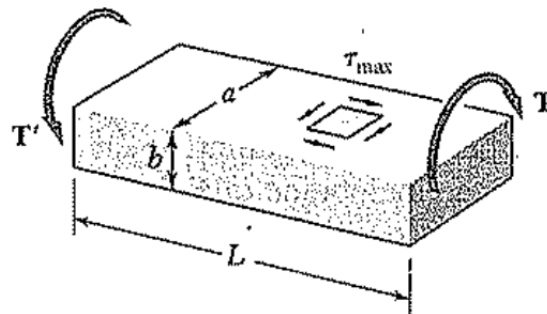
$$\tau_{\min} = \frac{c_1}{c_2} \tau_{\max}$$



$$\tau_{\max} = \frac{Tc}{J}$$

$$J = \frac{1}{2}\pi c_2^4 - \frac{1}{2}\pi c_1^4 = \frac{1}{2}\pi(c_2^4 - c_1^4)$$

$$\phi = \frac{TL}{JG}$$



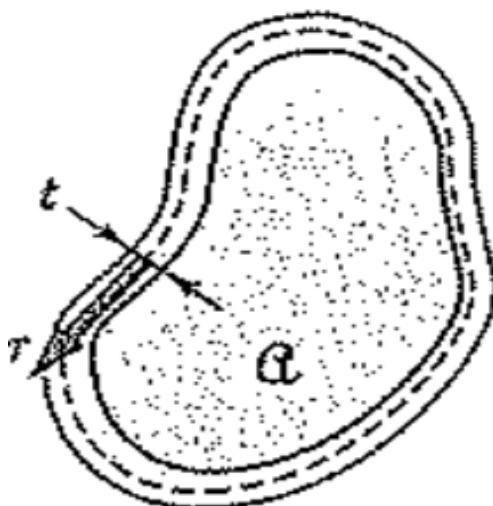
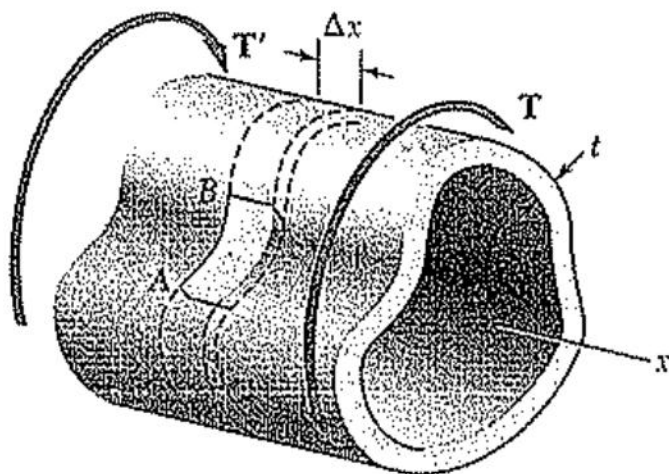
$$\tau_{\max} = \frac{T}{c_1 ab^2}$$

$$\phi = \frac{TL}{c_2 ab^3 G}$$

TABLE 3.1. Coefficients for Rectangular Bars in Torsion

a/b	c_1	c_2
1.0	0.208	0.1406
1.2	0.219	0.1661
1.5	0.231	0.1958
2.0	0.246	0.229
2.5	0.258	0.249
3.0	0.267	0.263
4.0	0.282	0.281
5.0	0.291	0.291
10.0	0.312	0.312
∞	0.333	0.333

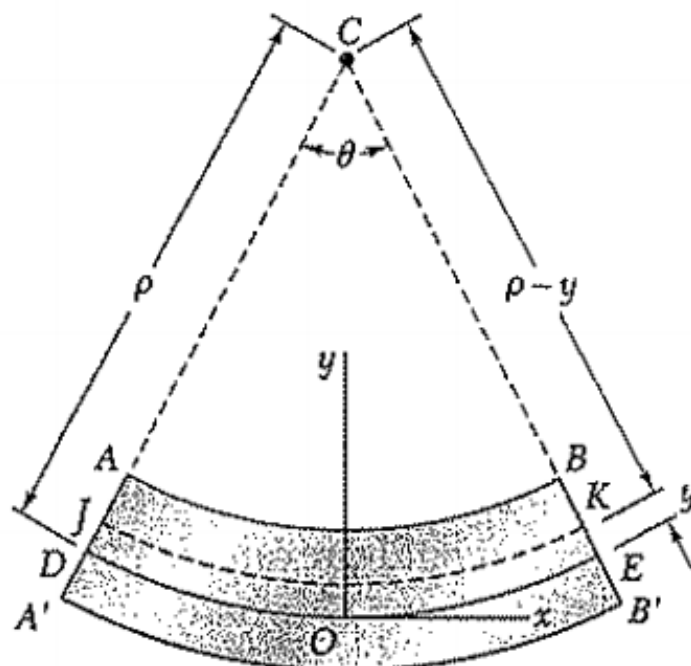
پیچش قطعات جداره نازک:



$$\tau = \frac{T}{2tA}$$

$$\phi = \frac{TL}{4A^2G} \oint \frac{ds}{t}$$

خمش خالص :



$$\sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

$$\text{Elastic section modulus} = S = \frac{I}{c}$$

$$\sigma_m = \frac{M}{S}$$

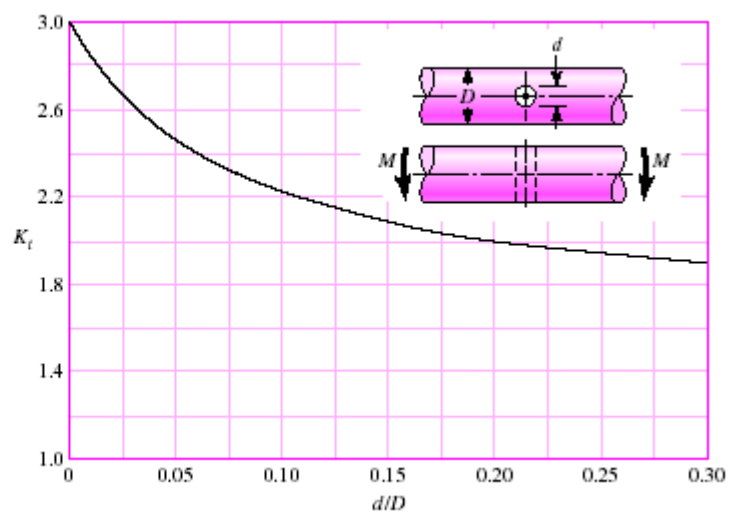
$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$$

فصل دوم

تمرکز تنش و تئوری های شکست

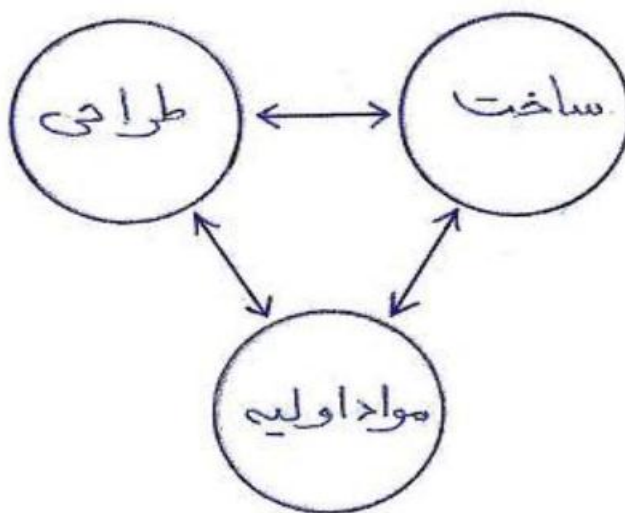
Figure A-15-11

Round shaft in bending with a transverse hole. $\sigma_0 = \frac{M}{J}[\frac{\pi D^3}{32} - \frac{dD^2}{6}]$, approximately.



مواد مهندسی (Engineering Materials)

در امور مهندسی ۳ پارامتر دارای اهمیت است.



موارد حائز اهمیت در گزینش مواد مهندسی

۱. در دسترس بودن و ارزان بودن
۲. استحکام و صلابت: استحکام برای تحمل بار لازم است و صلبیت برای این که تغییر شکل در محدوده قابل قبولی باشد. در مواردی که با مواد چند گانه کار می کنیم صلابت از استحکام مهم تر است.
۳. خستگی
۴. اصطکاک
۵. خواص مغناطیسی و الکتریکی و حرارتی
۶. وزن و حجم
۷. قابلیت ریخته گری و آهنگری
۸. قابلیت ماشینکاری

اصطلاح های معمول

۱. Ton: تن وزنی معادل 1000 Kg
۲. هموژن: ماده ای که در کلیه جهات خواص یکسان ندارد (نه در نقاط)
۳. ایزوتروپ: ماده ای که در کلیه جهات خواص یکسان دارد.
۴. الاستیسیته: جسم پس از برداشتن بار به حالت اولیه برگردد.
۵. پلاستیسیته: جسم پس از برداشتن بار به حالت اولیه برنگردد.
۶. نرمی: جسم تحت کشش تغییر فرم قابل توجهی دهد



۷. چکش خواری: جسم تحت فشار تغییر فرم قابل توجهی دهد.
۸. چقرمگی: انرژی جذب شده است تا نقطه شکست.
۹. تراکم پذیری: جسم تحت بار تغییر حجم می دهد.

فرمهای استاندارد مواد اولیه:

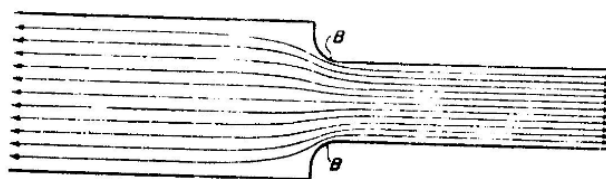
۱. شمش (مواد اولیه کارهای ریخته گری)
۲. ورق (Sheet): در استاندارد آلمان با (St) نشان می دهند و عدد پس از آن تنش مجاز کششی را نشان می دهد.
- θst : ورق نرم شده
- RST: ورق بیات و خشک (برای برشکاری)
- بندیل: تعداد ورقهائی که چهار گوش بریده و روی هم قرار می دهند.
- کویل: ورق را پس از خط تولید روی قرقره می بندند.
۳. پروفیل ساختمانی: با نورد گرم تهیه می شوند.
۴. پروفیل در و پنجره سازی: توسط سیستمهای غلطک کاری و خم کاری از ورق تهیه می شوند.
۵. میل گردها و شمش پرها: با اکستروژن تولید می شوند.
۶. فرمهای استاندارد فرم دهی (بیلت، Bar، قرمی و ...)

تمرکز تنش (Stress Concentration)

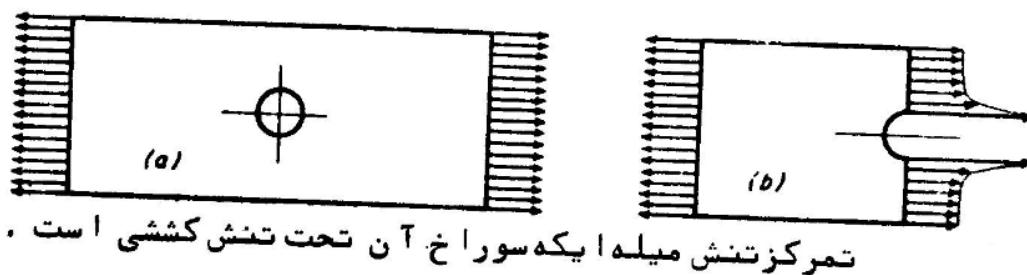
افزایش تنش ناگهانی حاصل از تغییر فرم آنی اجسام را تمرکز تنش گویند.

علل به وجود آمدن تمرکز تنش

در صورت وجود راکورد، سوراخ، جاکار، خراشهای اتفاقی و حتی خراشهای ناشی از ماشین کاری در جسم تمرکز تنش (برای تمامی تنشهای محوری، خمشی یا برشی) به وجود خواهد آمد.



تمرکز تنش ناشی از تغییر شکل آنی در سطح مقطع .



افزایش تنش در اثر تمرکز تنش

$$K = \frac{\text{حداکثر تنش عملی موجود در نقاط تمرکز تنش (مثل سوراخ)}}{\text{تنش اسمی که توسط معادله مقدماتی برای کوچکترین سطح مقطع به دست می آید}}$$

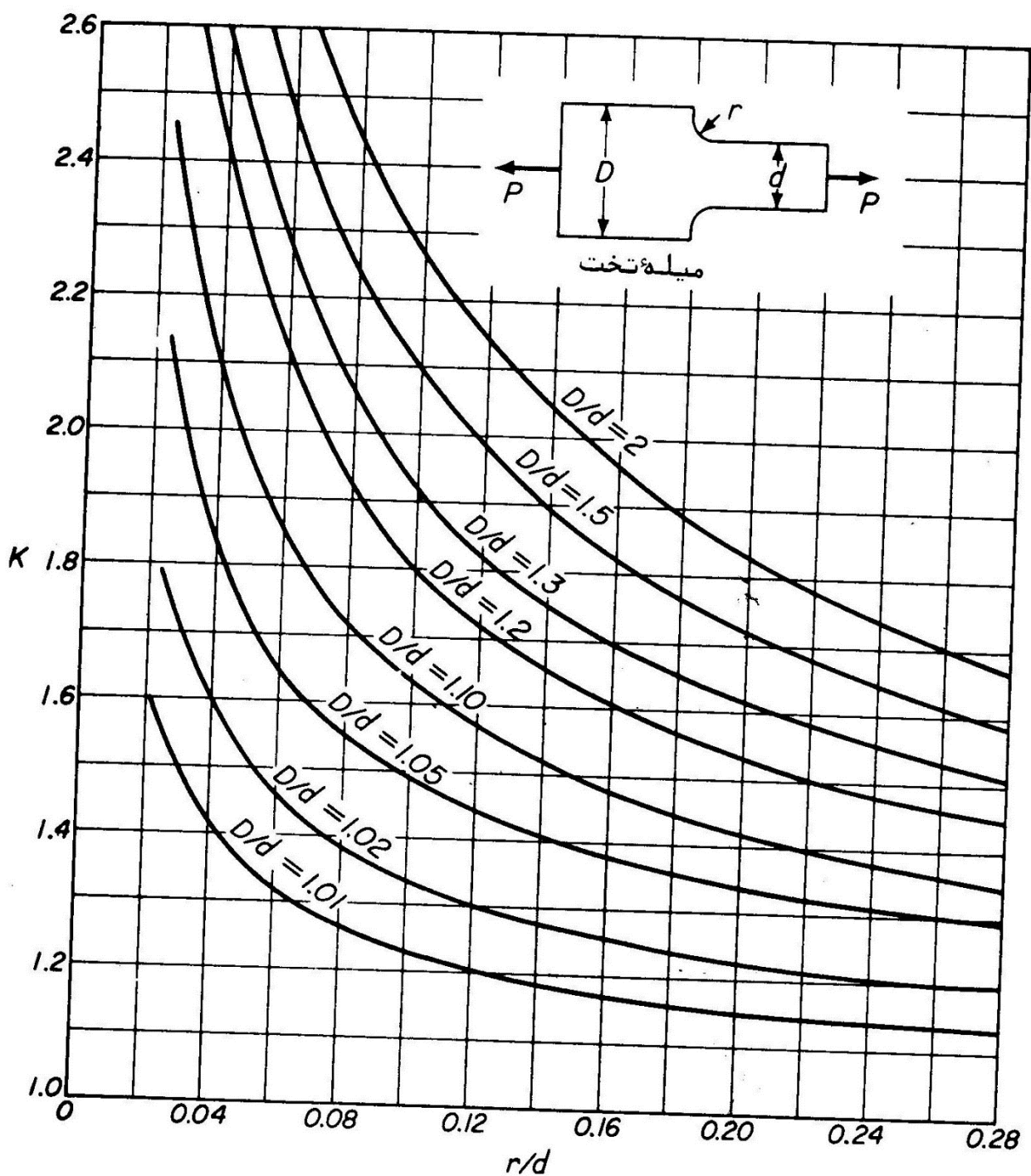
توجه : برای به دست آوردن تنش ماکزیمم در نقاط تمرکز تنش، تنش اسمی را در K ضرب می کنیم.

$$\sigma_{\max} = K \cdot \sigma_{\text{ave}}$$

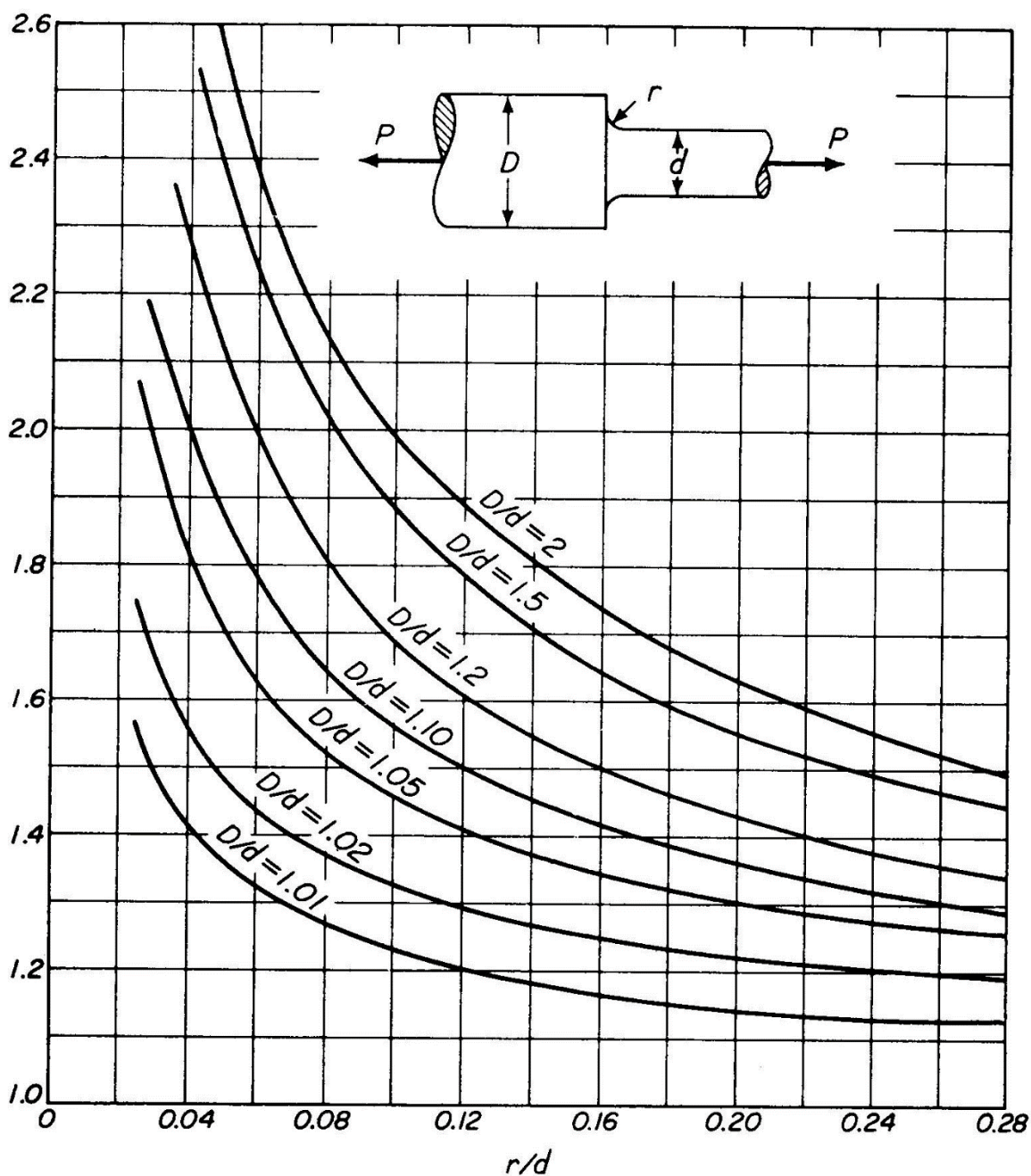
$$\tau_{\max} = K \cdot \tau_{\text{ave}}$$

توجه : ضرایب تمرکز تنش برای شکل های هندسی مختلف و انواع بارگذاری تعیین شده است.

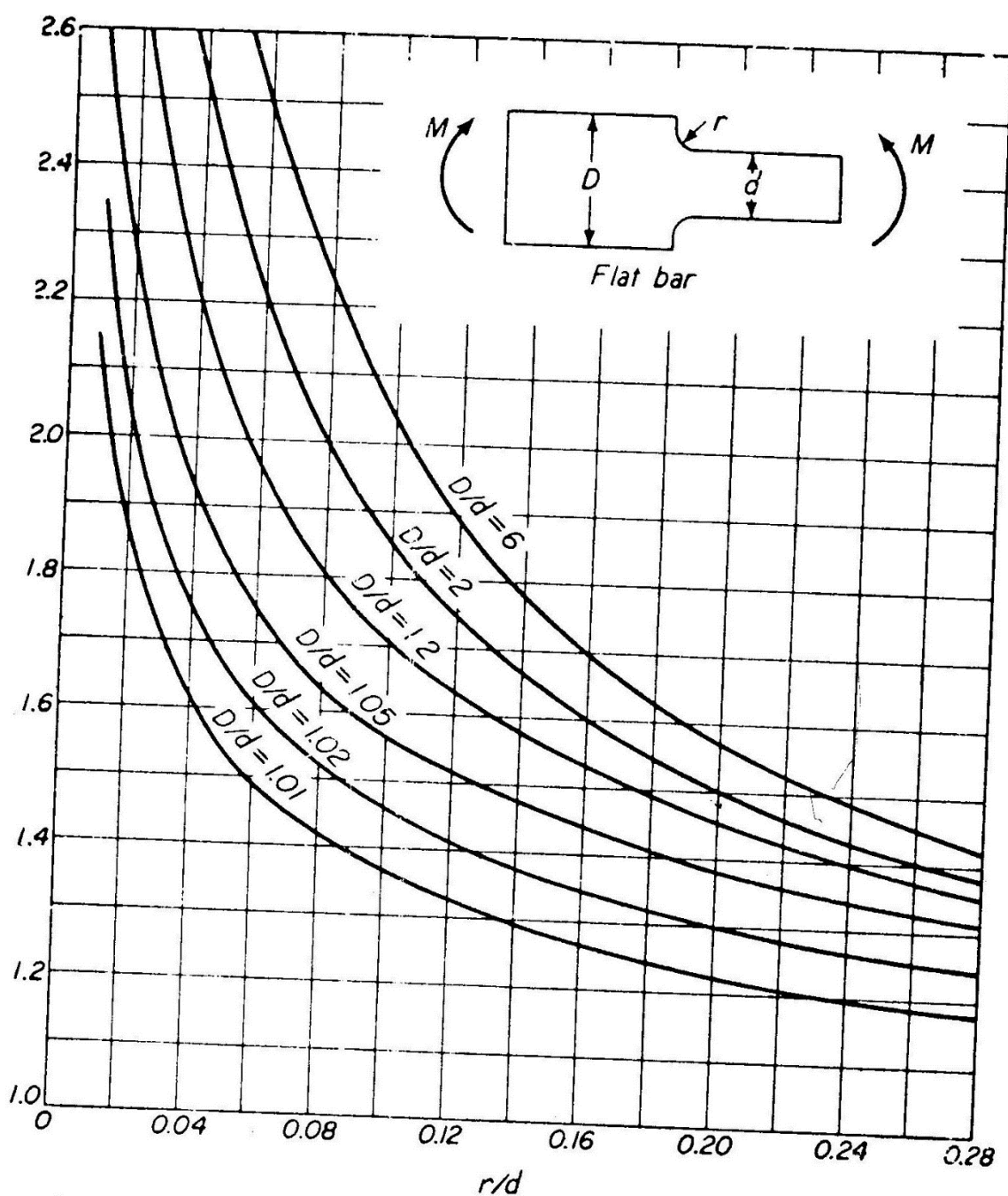
نمودارهای تعیین ضریب تمرکز تنش K



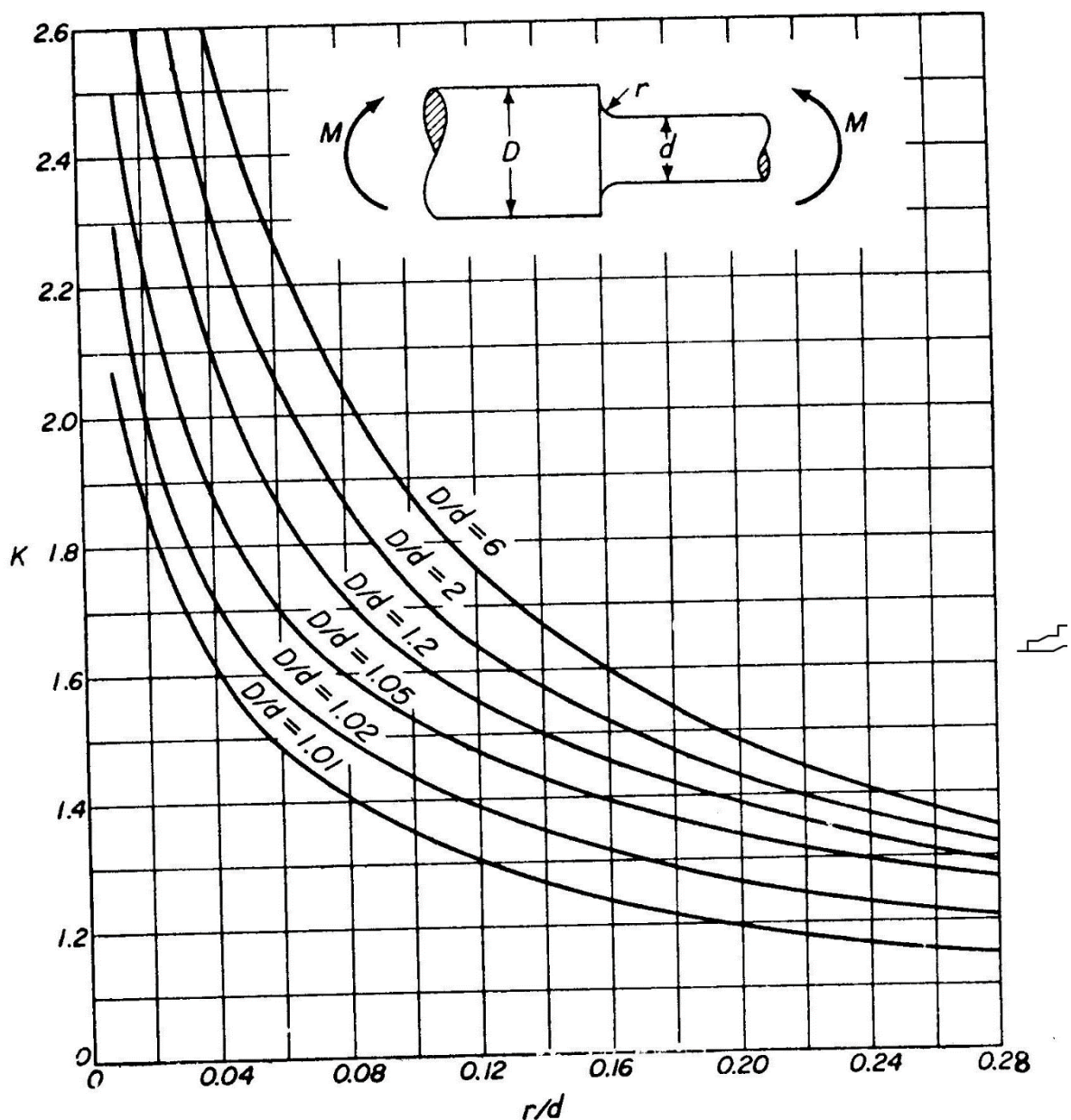
شکل : ضریب تمرکز تنش k برای اندازه های مختلف را کوردهای موجود در میله های تخت تحت کشش. این ضریب را با یده تنش مقطع کوچکتر ضرب کنیم.



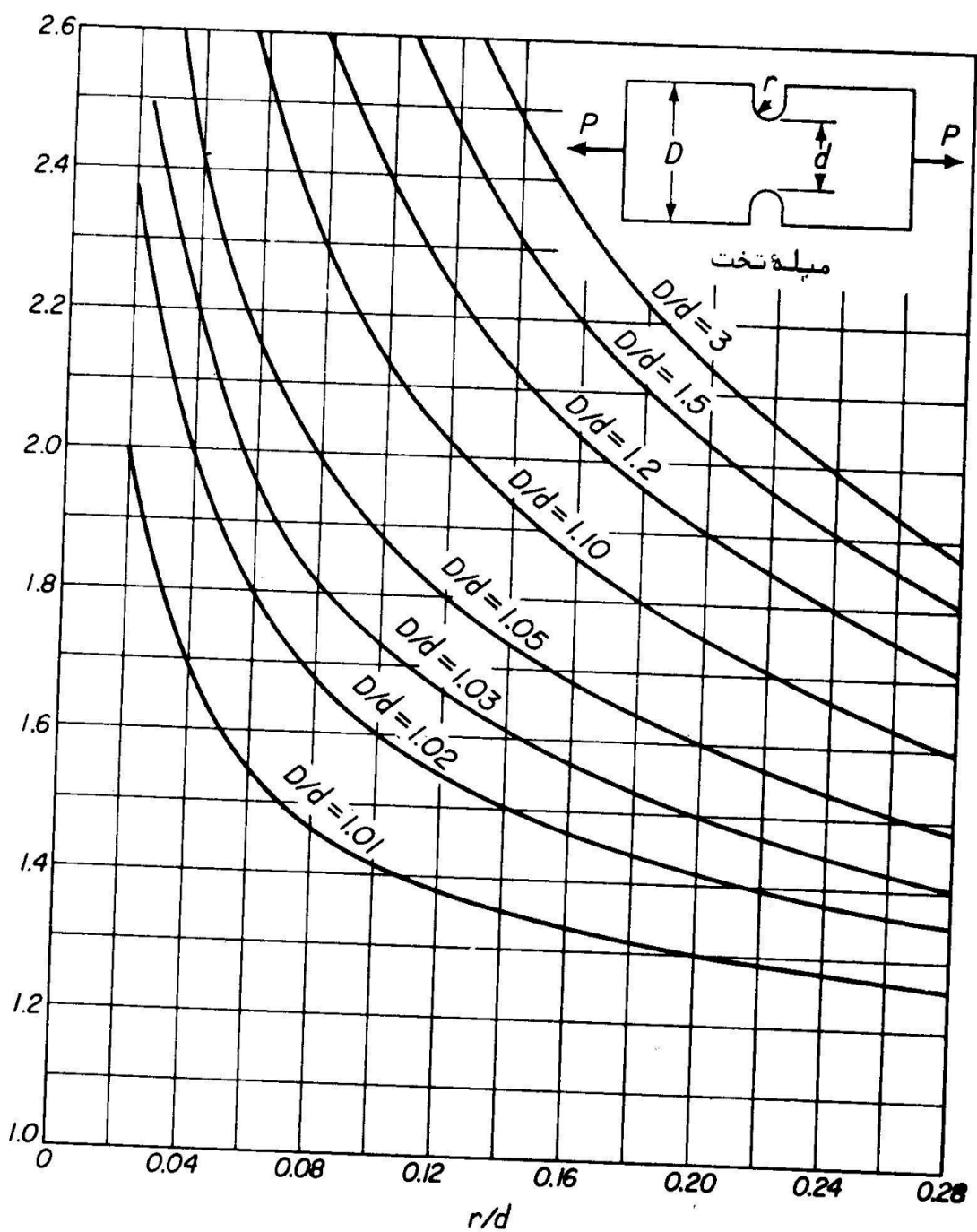
شکل ۵-۲: ضریب تمرکز تنش k برای اندازه های مختلف
راکوردهای موجود در میله های گرد تحت فشار یا کشش. این
ضریب را با بدنه تنش مقطع کوچکتر ضرب کنیم.



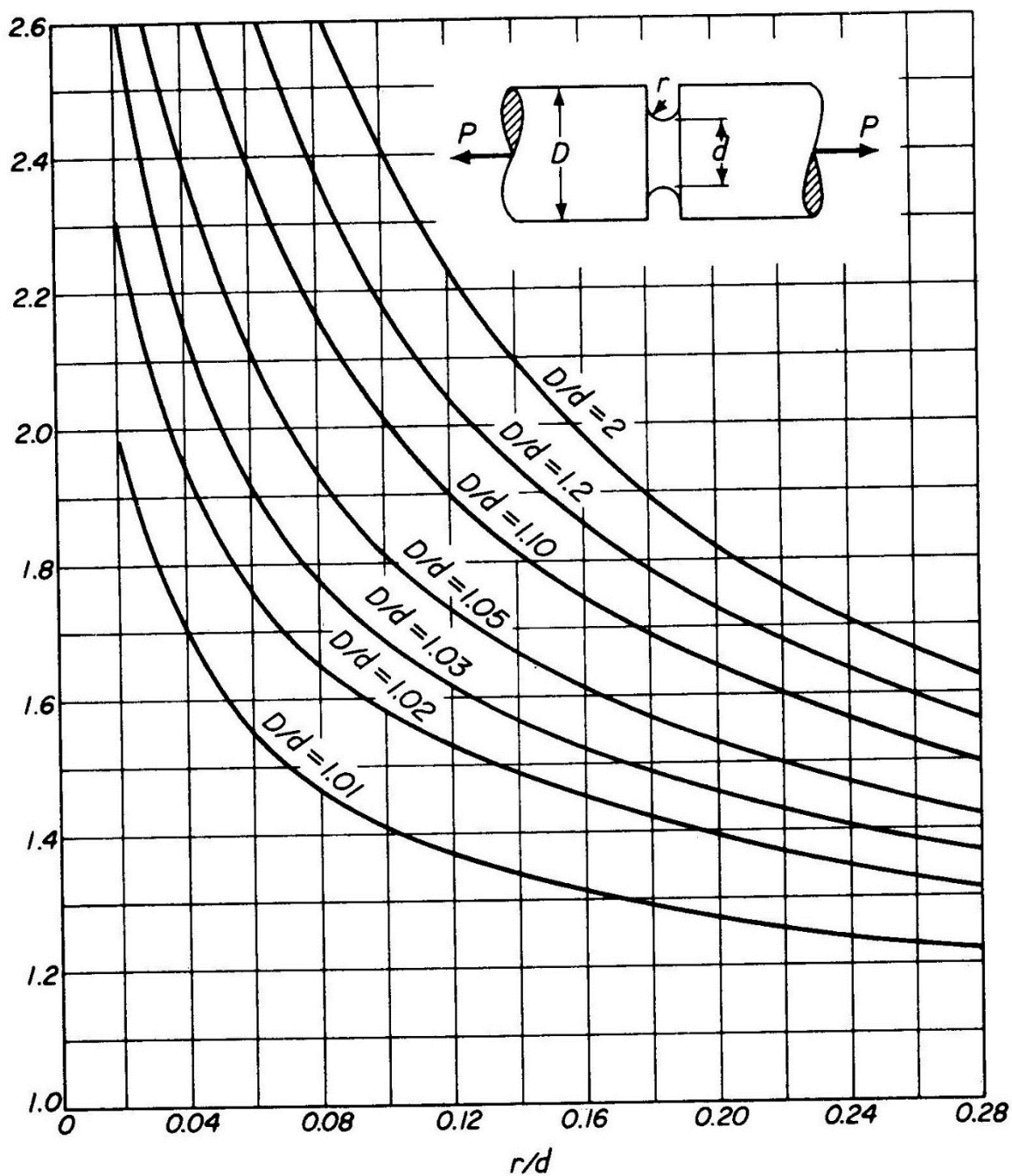
شکل ۲-۶: ضریب تمرکز تنش k برای اندازه های مختلف را کوردهای موجود در میله های تخت تحت خمش. این ضریب را با ایده تنش مقطع کو چک میله ضرب کنیم.



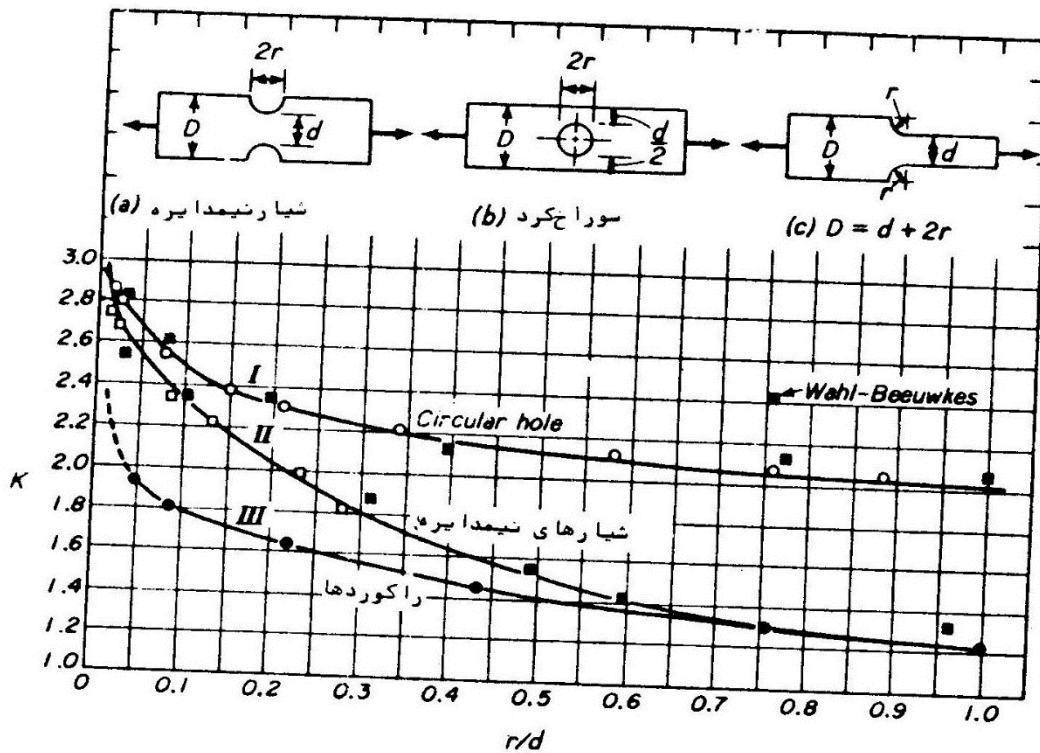
شکل ۷-۲: ضرایب تمرکز تنش k برای اندازه های مختلف را کوردهای موجود در میله گرد تحت خمش. این ضرایب را با یادداشتش مقطع کوچکتر ضرب کنیم.



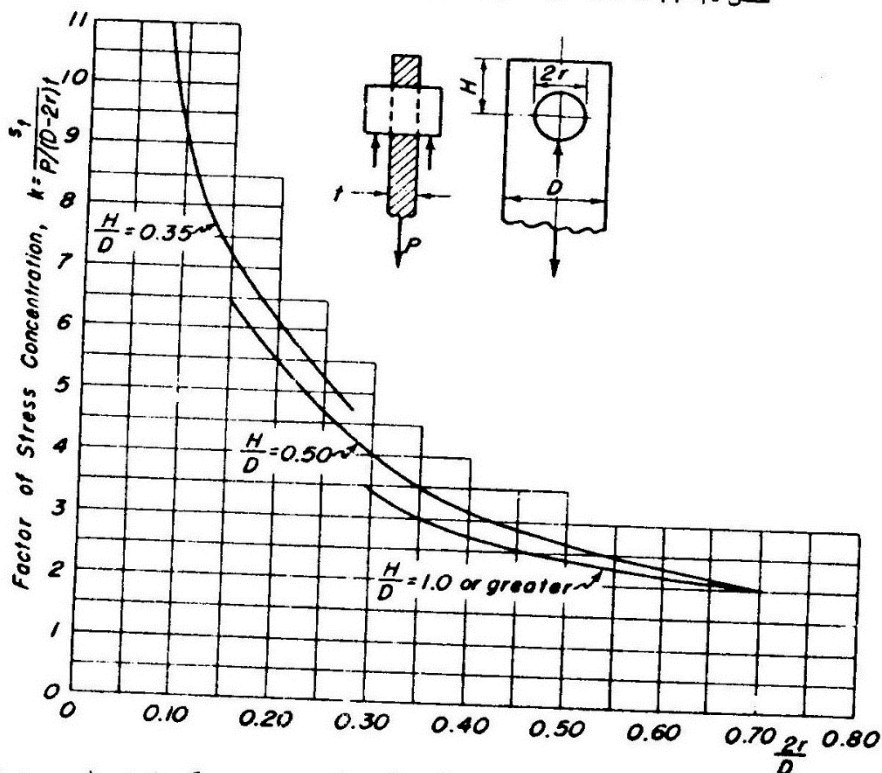
شکل ۸-۲: ضرایب تمرکز تنش k برای اندازه های مختلف را کوردهای موجود در میله های تخت تحت خمش. این ضرایب را باید در مقطع کوچکتر ضرب کنیم.



شکل ۹-۲: ضرایب تمرکز k برای عمق های مختلف شیارهای موجود در میله های گرد تحت کش یا فشار. این ضرایب را باید در تنش مقطع کوچکتر ضرب کنیم.



شکل ۱۰-۲: حالت های غیر متغیر میله های تحت کشش و فشار.



شکل ۱۱-۲: ضرایب تمرکز تنش برای محیط سوراخ مرکزی گرد موجود در یک صفحه - ایس سوراخ دارای یک پین تحت بار است.

مثال: میله تخت شکل زیر را در نظر بگیرید. اگر عرض کوچک، عرض بزرگ و شعاع راکورد آن به ترتیب برابر $0/25 \text{ in}$, $2/25 \text{ in}$, $1/25 \text{ in}$ باشد مطلوب است :

الف) مقدار ضریب تمرکز تنش آن را تحت بارکشی



ب) مقدار ضریب تمرکز تنش آن را زمانی که تحت ممان خمشی خالص قرار دارد.



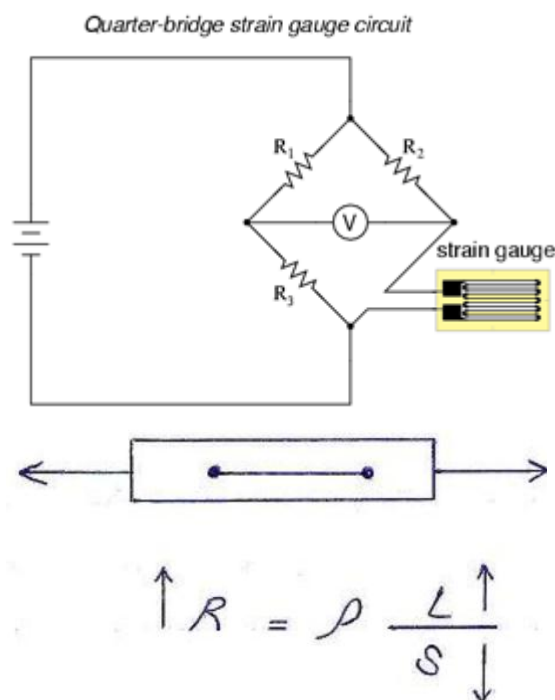
$$\begin{cases} D = 2/25 \text{ in} \\ d = \frac{1}{25} \text{ in} \\ r = 0/25 \text{ in} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} D/d = 1/8 \\ r/d = 0/2 \end{cases} \rightarrow K = 1/78 \quad (\text{الف})$$

ب) با توجه به نمودار دوم $K = 1/48$

توجه : کاهش شعاع راکورد موجب افزایش ضریب تمرکز تنش خواهد شد.

روشهای تجربی بررسی تنش و تمرکز تنش

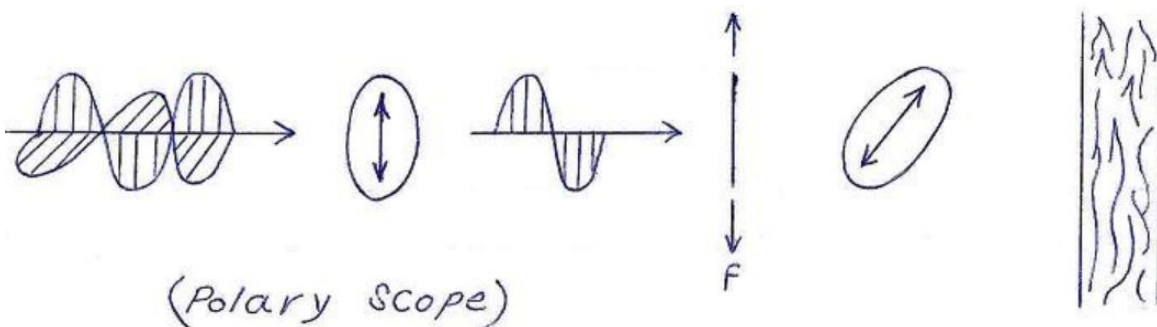
۱. کرنش سنج (Strain gauge)



هنوز هم در سدها بین هزار تا ده هزار کرنش سنج سیمی را مدفون می کنند تا در طول عمر سد بتوانند تنش های را در نقاط مختلف سد کنترل کنند.
امروزه سیستمهای دقیق عکاسی جایگزین شده اند.

۲. فتو الاستیسیته (Photo Elasticity)

یعنی بهره گیری از نور برای بررسی خواص الاستیکی مواد.



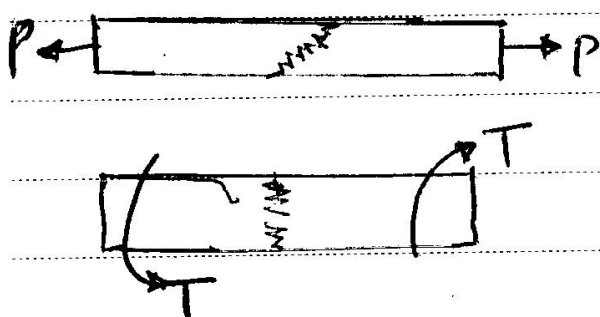
خطوط سایه روشن نمایانگر تنشهای یکسان است.

۳. پوشش ترد (Brittle Coating)

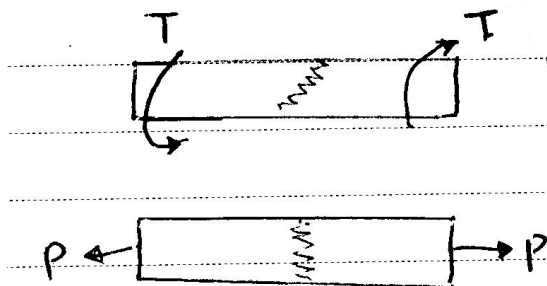
در صنعت گاهی روی مواد را پوشش ترد (مثل گچ نرم یا رنگ) می کشند. سپس جسم را تحت تنش قرار می دهند و پوشش ترد ترک می خورد و از روی آن می توان تنشها را بررسی کرد.
در این روش می توان قطعه اصلی را بررسی کرد و قطعه آسیب نمی بیند.

انواع مواد

۱- مواد نرم Ductile: این مواد موقعی که تحت کشش می باشند، گسیختگی در سطح ۴۵ درجه رخ می دهد. در نتیجه شکست مواد شکل پذیر، تنش برشی نقش دارد. همچنین این موارد در برش ناشی از پیچش تحت ۹۰ درجه پاره می شود.



۲- مواد ترد Brittle: در این مواد باریک شدگی وجود ندارد و گسیختگی در سطح عمود بر بار رخ می دهد. در نتیجه در شکست مواد شکننده تنش قائم نقش دارد. این مواد وقتی تحت پیچش قرار می گیرند تحت زاویه ۴۵ درجه پاره می شوند.



نکته : در حالت کلی اگر ماده نرم و بار وارده ثابت باشد، ضرری نخواهد داشت، زیرا ماده در نواحی پر تنش سیلان کرده و تنش آزاد خواهد شد. پس در این حالت می توان از تمرکز تنش چشم پوشی کرد.

نکته: در صنعت عقیده بر این است که مواد ترد مثل چدن در اثر تنش نرمال می شکنند و مواد نرم مانند آلومینیوم در اثر تنش برشی می شکنند.

(a) تنش کششی یا فشاری ساده : موقعی که ماده تحت تنش کششی یا فشاری ساده است، تنش مجاز آن از معادله زیر به دست می آید:

$$\sigma = \frac{\sigma_y}{F.s}$$

σ : تنش مجاز

σ_y : تنش حد سیلان کششی

$F.s$: ضریب اطمینان

(b) تنش برشی خالص: در مورد بارهای برشی خالص، معادله تنش برشی مجاز به صورت زیر خواهد بود.

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_y}{F.s}$$

$\tau_{\max}$: تنش برشی مجاز

τ_y : تنش حد سیلان برشی

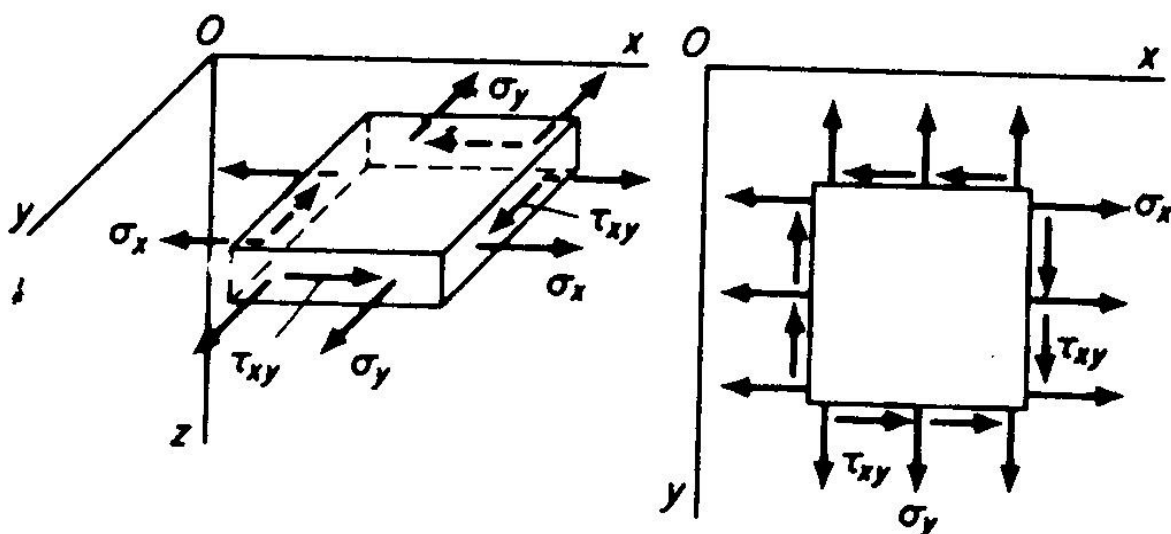
$F.s$: ضریب اطمینان

نکته مهم: برای مواد نرم یا داکتیل مقدار تنش سیلان برشی برابر $0/6 \rightarrow 0/5$ تنش سیلان کششی است.

$$\tau_y = 0/5 \rightarrow 0/6 \sigma_y$$

کاربرد در مسائل: $\tau_{\max} = 0/5 \sigma$

تعیین تنش های اصلی در یک المان که تحت تنش دو بعدی می باشد



شکل بالا یک قاش کوچکی از یک ورق را نشان می دهد که سطوح عمودی آن تحت تنش دو بعدی قرار گرفته اند. این قاش از یک صفحه بزرگی بریده شده و بنابراین تنش های σ_x ، σ_y و τ_{xy} اثراتی هستند که بقیه قسمت های صفحه بر این قاش اعمال می کنند. مقادیر حداکثر و حداقل تنش های قائم ایجاد شده در این المان که با روشهایی چون دایره موهر قابل اثبات است به تنش های اصلی (σ_1 و σ_2) معروف هستند.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right)}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right)}$$

نکته: اگر در سطوحی تنش برشی (τ_{xy}) صفر باشد (مثلا در محورهای اصلی) مقدار σ_x ، σ_y بترتیب برابر

تنش های اصلی σ_1 ، σ_2 خواهند بود

تنش برشی حداکثر: اثبات می شود

$$\tau_{max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) = \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right)}$$

معیارهای تسلیم

۱. تنش نرمال ماکزیمم: تسلیم در ماده وقتی رخ می دهد که یکی از تنشها اصلی از تنش تسلیم

بیشتر شود.

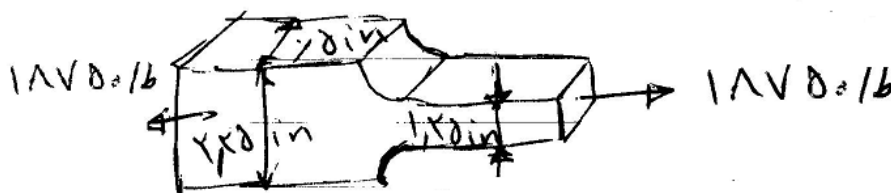
۲. قضیه حداکثر برش گسیختگی

چون مواد نرم در اثر برش گسیخته می شوند. لذا طراحان از این قضیه برای مواد نرم بیشتر استفاده می کنند. در این روش حداکثر تنش برش را حساب کرده و حاصل $\frac{\tau_y}{\tau_{max}}$ را تحت عنوان $F.S$ به دست می آوریم . مقدار $F.S$ باید بزرگتر از یک باشد.

$$F.S = \frac{\tau_y}{\tau_{max}}$$

به بیان ساده در این روش عامل شکست را تنش برشی می گیریم که هر جا از تنش برشی Max زیادتر شود شکست حاصل می شود.

مثال : برای قطعه مقابل اگر بار کششی 18750lb اعمال شود و قطعه از فولادی با نقطه سیلان 45000 psi باشد مقدار ضریب اطمینان برای این حالت را حساب کنید.



حل : با استفاده از قضیه حداکثر برش داریم :

توجه : حداکثر تنش قائم در کوچکترین سطح مقطع به وجود می آید.

$$\tau_y = 0.5\sigma_y \rightarrow \tau_y = 0.5 \times 45000 = 22500 \text{ psi}$$

$$A = 1/25 \times 0.5 = 0.62 \text{ in}^2$$

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{18750}{0.62} = 30000 \text{ psi}$$

$$\tau_{Max} = 0.5 \times 30000 = 15000 \text{ psi}$$

$$F.S = \frac{\tau_y}{\tau_{max}} = \frac{22500}{15000} = 1.5$$



توجه : در مثال قبل ضریب تمرکز تنش برای راکوردها Fillets مساوی $K=1/78$ است. بنابراین تنش در روی راکوردها به تنش نقطه سیلان رسیده و موجب سیلان موضعی در این نواحی خواهد شد.

۳. نظریه انرژی واپیچشی یا قضیه مسیز هنگی: در این روش عامل تسلیم را انرژی می دانند. این قضیه که با نتایج آزمایشها تطبیق دارد. برای تنش دو بعدی معادله به صورت زیر ارائه می دهد.

$$S^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2$$

حال اگر مقادیر σ_1 ، σ_2 را در رابطه با لا قرار دهیم رابطه زیر بدست می آید.

$$S^2 = \sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2$$

تنش S بدست آمده را به عنوان یک تنش قائم ساده فرض نموده و می توان به جای σ در فرمول $\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{FS}$ استفاده نمود.

مثال: تنش های موجود در نقطه ای از یک جسم عبارت از $\sigma_x = 13000 \text{ psi}$ ، $\sigma_y = 3000 \text{ psi}$ و $\tau_{xy} = 12000 \text{ psi}$ می باشند. برای این جسم $\sigma_{yp} = 40000 \text{ psi}$ است.

الف: مقدار ضریب اطمینان را برای استفاده از قضیه حداکثر برش گسیختگی، حساب کنید.

ب: مقدار ضریب اطمینان را با استفاده از قضیه مسیز هنگی حساب کنید.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right)} = \dots = 21000 \text{ psi}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right)} = \dots = -5000 \text{ psi}$$

$$\tau_{max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) = \frac{1}{2}[21000 - (-5000)] = 13000 \text{ psi}$$

$$\tau_{yp} = 0.5 \times 40000 = 20000 \text{ psi}$$

$$Fs = \frac{20000}{13000} = 1.54$$

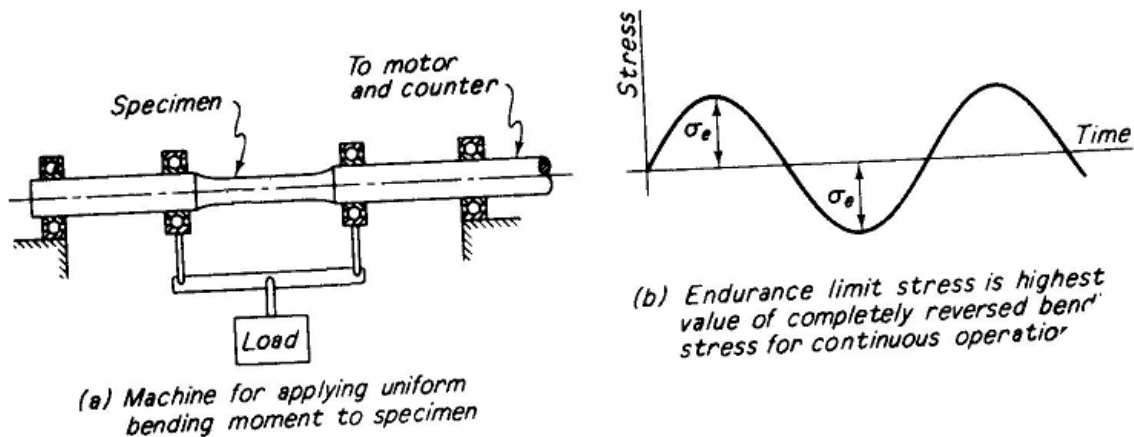
حل قسمت ب:

$$S^2 = \sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2 \rightarrow S$$

$$= \sqrt{21000^2 + (-5000)^2 - 21000(-5000)} = 23900 \text{ psi}$$

$$Fs = \frac{40000}{23900} = 1.67$$

تنش حد تحمل σ_e : تنش از مقدار ماکزیمم کششی به مقدار ماکزیمم فشاری رسیده و همین طور تکرار می شود. این نوع تنش را تنش خمشی کاملاً معکوس می نامند. ماکزیمم تنش خمشی کاملاً معکوس را که نمونه مورد نظر، ده میلیون (یا بیشتر) سیکل تحمل کند (قبل از گسیختگی)



قضیه گودمن (Goodman) برای تنش نوسانی

برای تعیین مقادیر تنش های مجاز قطعاتی که تحت بارهای نوسانی هستند می توان از قضیه گودمن استفاده نمود. اگر حداکثر تنشی که در حالت کششی به قطعه وارد می شود را برابر (σ_{ut}) در نظر بگیریم. و حداکثر تنشی که در حالت فشاری به قطعه وارد می شود را (σ_{uc}) در نظر بگیریم. با در دست داشتن تنش های اصلی قضیه گودمن به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{ut}} + \frac{\sigma_2}{\sigma_{uc}} = \frac{1}{FS}$$

نکته: مقدار σ_{uc} در معادله فوق دارای علامت منفی خواهد بود.

نکته ۲: اگر در مسئله ضریب تمرکز تنش اشاره شده باشد رابطه گودمن به صورت زیر تبدیل می شود.

$$\frac{k\sigma_1}{\sigma_{ut}} + \frac{k\sigma_2}{\sigma_{uc}} = \frac{1}{FS}$$

مثال: فرض کنید مقادیر تنش های محاسبه شده برای نقطه ای از یک قطعه چدنی مطابق زیر باشد.

$\sigma_x = 14 \text{ Mpa}$, $\sigma_y = -42 \text{ Mpa}$ و $\tau_{xy} = 21 \text{ Mpa}$ و ضریب تمرکز تنش برای تمام تنش ها برابر ۲ فرض شود. اگر برای چدن $\sigma_{ut} = 140 \text{ Mpa}$ و $\sigma_{uc} = -560 \text{ Mpa}$ باشند، مقدار ضریب اطمینان را حساب کنید.

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right)} \\ &= \frac{14 + (-42)}{2} + \sqrt{\left(\left(\frac{14 - (-42)}{2}\right)^2 + 21^2\right)} = -14 + 35 \\ &= 21 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_2 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right)} \\ &= \frac{14 + (-42)}{2} - \sqrt{\left(\left(\frac{14 - (-42)}{2}\right)^2 + 21^2\right)} = -14 - 35 \\ &= -49 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{k\sigma_1}{\sigma_{ut}} + \frac{k\sigma_2}{\sigma_{uc}} &= \frac{1}{FS} \rightarrow \frac{2 \times 21}{140} + \frac{2 \times (-49)}{-560} = \frac{1}{FS} \\ FS &= \frac{560}{266} = 2.1\end{aligned}$$

توجه :

(۱) برای فولادهای نرم سنگ زنی و پرداخت شده، در صورت عدم وجود تمرکز تنشی، مقدار تنش حد تحمل σ_e تقریباً نصف حد انقطاع آنهاست. برای نمونه هایی که سطحشان مثل سطوح ماشین کاری شده، کمی زیر است مقدار حد تحمل آنها ممکن است ۳۵ یا ۴۰٪ حد انقطاع باشد.

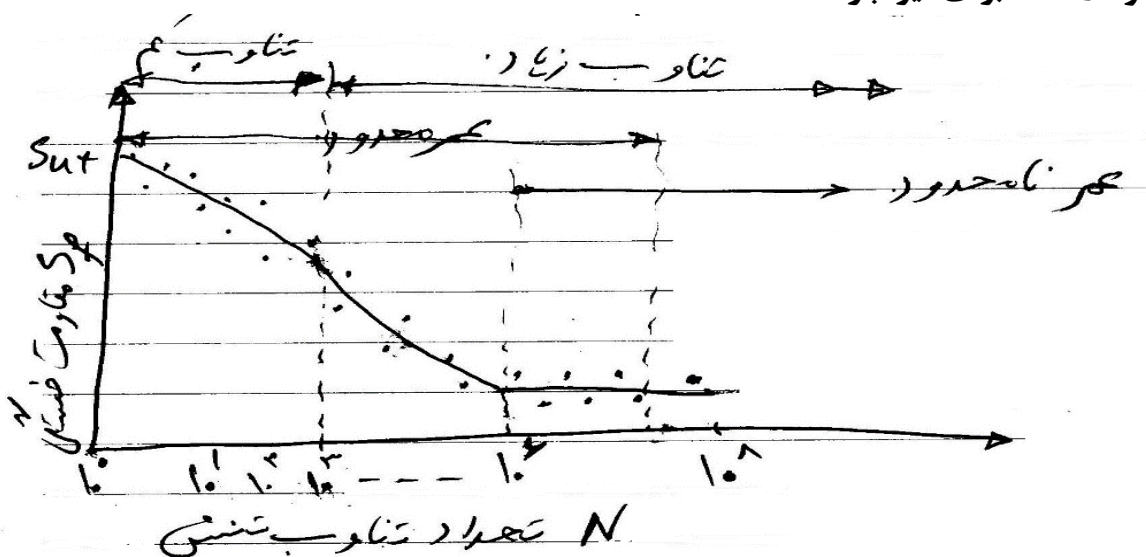
(۲) برای فولادهای ریخته و چدن، مقدار حد تحمل در حدود ۴۰٪ حد انقطاع است.

مقاومت نهایی کششی $S_e = 0.4 S_{ut}$ تنش حد تحمل

(۳) مقدار حد تحمل برای پیچش معکوس در حدود ۰/۵۶ مقدار آن برای خمش معکوس است.

نکته : در مواقعی که جنس ماده نرم و بار وارده بر آن ثابت است. می توان از اثر تمرکز تنش چشم پوشی کرد.

نمودار S-N برای تیر چرخان



برای محدوده $10^3 < N < 10^6$ مقاومت عمر محدود (S'_f) از رابطه زیر به دست می آید:

$$S'_f = 10^c N^b \rightarrow \begin{cases} C = \text{Log} \frac{(0/8 S_{ut})^2}{S'_e} \\ b = -\frac{1}{3} \text{Log} \frac{0/8 S_{ut}}{S'_e} \end{cases}$$

برای کاربردهای مهندسی به عنوان تقریبی مناسب می توان از روابط زیر برای فولادهای با قابلیت شکل پذیری یا سایر مواد شکل پذیر استفاده کرد:

$$S'_e = 0/5 S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ Mpa}$$

$$S'_e = 700 \text{ Mpa} \quad S_{ut} > 1400 \text{ Mpa}$$

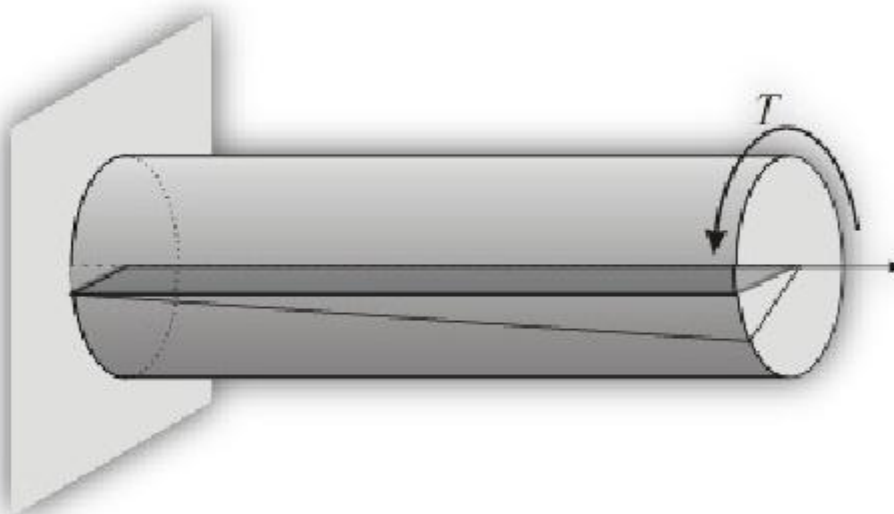
برای چدن ها و فولادهای ریخته گری:

$$S'_e = 0/45 S_{ut} \quad S_{ut} < 600 \text{ Mpa}$$

$$S'_e = 275 \text{ Mpa} \quad S_{ut} > 600 \text{ Mpa}$$

فصل سوم

طراحی شفت



طراحی شفت

یادآوری :



$$\tau = \frac{T \cdot r}{j} = \frac{T \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{T \cdot d}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$j \begin{cases} \text{تو پر} = \frac{\pi d^4}{32} \\ \text{تو خالی} = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4) \end{cases}$$

برای دایره $j = 2I$

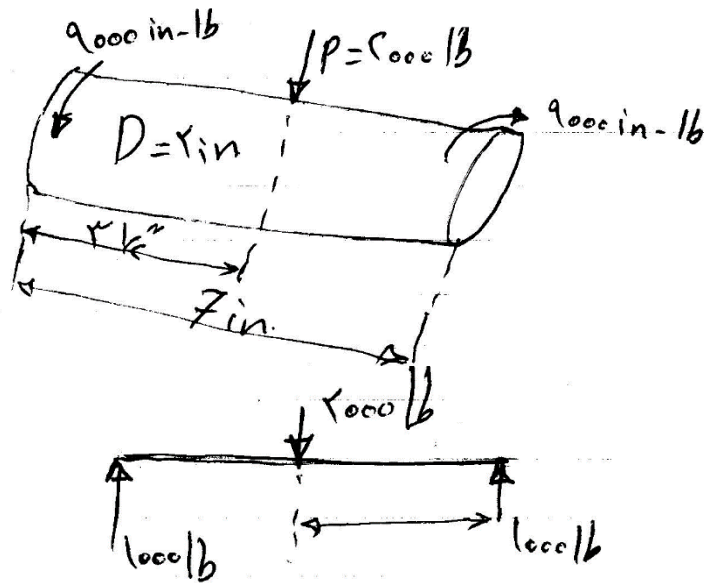
$$\varphi = \frac{T \cdot L}{Gj}$$



$$\sigma = \frac{M \cdot C}{I} = \frac{M \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{32}} \rightarrow \frac{Md}{J} = \frac{Md}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

C: بیشترین فاصله تا تارخشی

مثال : شفت زیر در حال دوران نبوده و بارهای اعمالی بر آن ثابت می باشند. با فرض ساده بودن تکیه گاه ها، تنش های وارد بر شفت را به دست آورید.



$$\sigma = \frac{M.C}{I} = \dots = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times \left(R \times \frac{L}{2}\right)}{\pi d^3} = \frac{32 \times (1000 \times 3.5)}{\pi \times 2^3} \rightarrow \sigma$$

تنش کششی = 4460 psi

$$\tau = \frac{T.C}{J} = \dots = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \times 9000}{\pi \times 2^3} = 5730 \text{ psi}$$

$$\tau_{\text{Max}} = \frac{4V}{3A} = \frac{4 \times 1000}{3 \times \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4000}{3\pi} = 420 \text{ psi}$$

تنش برشی عرضی در سطح مقطع دایره ای

یادآوری 1:

$$\tau_{\text{Max}} = \frac{V\theta}{It} = \frac{4V}{3A} \text{ برای دایره توپر داریم.}$$

$$\tau_{\text{Max}} = \frac{V\theta}{It} = 2 \frac{V}{A} \text{ برای دایره توخالی داریم.}$$

یادآوری 2:

$$\tau_{\text{Max}} = \frac{3}{2} \frac{V}{A} \text{ تنش برشی ماکزیمم برای سطح مقطع مربع و مستطیل}$$

مثال: مثال قبل را در استاندارد SI با فرض

$D = 50 \text{ mm}, L = 180 \text{ mm}, p = 9000 \text{ N}, T = 1000000 \text{ Nmm}$ حل کنید.

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 4500 \times 90}{\pi \times 50^3} = 33 \text{ Mpa}$$



$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \times 1000000}{\pi \times 50^3} = 407 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{Max}} = \frac{4V}{3A} = \frac{4 \times 4500 \times 4}{3 \times \pi \times 50^2} = 3/6 \text{ Mpa}$$

مثال : شفتی توخالی با تنش برشی 8000 psi ، باید گشتاوری معادل 30000 in lb را تحمل کند، قطر داخل آن 0/65 آن است، مقدار قطر خارجی را حساب کنید.

$$d_i = 0/65 d_o$$

$$\tau = \frac{T.r}{j} \rightarrow j = \frac{T.r}{\tau}$$

$$j = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4) = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - 0/65 d_o^4) = 0/0806 d_o^4$$

$$j = \frac{30000 \times 0/5 d_o}{8000} = 0/0806 d_o^4 \rightarrow d_o^3 = 23/2486 \rightarrow d_o = 2/854 \text{ in}$$

مثال : شفتی توخالی با تنش برشی 55 Map ، باید گشتاوری معادل 3400000 Nmm را تحمل کند.

قطر داخلی آن 0/65 آنست. مقدار قطر خارجی آن را حساب کنید. $d_i = 0/65 d_o$

$$j = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4) = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - (0/65 d_o)^4) = 0/0806 d_o^4$$

$$\tau = \frac{T.r}{j} \rightarrow j = \frac{T.r}{\tau} \rightarrow 0/0806 d_o^4 = \frac{3400000 \times \frac{1}{2} d_o}{55} \rightarrow d_o^3 = 383250 \rightarrow d_o = 72/63 \text{ mm}$$

مثال : فرض کنید تغییر شکل زاویه ای شفتی به ازای 1800 mm از طول آن، نباید از 1° تجاوز کند.

تنش برشی مجاز آن معادل 83 Mpa است. قطر شفت را حساب کنید. جنس آن از فولاد می باشد.

$$G = 77000 \text{ Mpa} = 77 \text{ Gpa}$$

$$\varphi = 1^\circ = \frac{\pi}{180} = 0/01745 \text{ radian}$$

$$\tau = \frac{T.r}{j} \rightarrow T = \frac{\tau.j}{r}$$

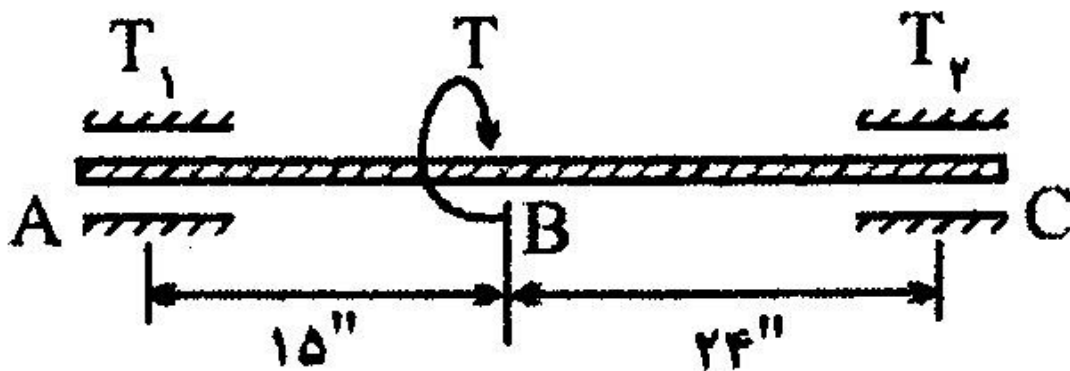
$$\varphi = \frac{T.L}{GJ} \rightarrow T = \frac{\varphi GJ}{L}$$

حال این دو رابطه را مساوی هم قرار می دهیم :

$$\frac{\tau.j}{r} = \frac{\varphi GJ}{L} \rightarrow r = \frac{\tau L}{\varphi G}$$

$$r = \frac{83 \times 1800}{0.01745 \times 77000} = 1112 \text{ mm} \rightarrow d = 2224 \text{ mm}$$

مثال : شفتی مطابق شکل حامل گشتاوری معادل 10000 in.lb می باشد. اگر از دو انتهای شفت جلوگیری شود، مقادیر گشتاورهای عکس العملی T_1 و T_2 را حساب کنید.



با توجه به شرایط تعادل داریم : (۱) $T_A + T_B = 10000$

$$\varphi_1 = \frac{15 T_A}{jG} \quad \text{تغییر شکل زاویه ای AB}$$

$$\varphi_2 = \frac{24 T_B}{Gj} \quad \text{تغییر شکل زاویه ای BC}$$

تغییر شکل زاویه ای AB مساوی تغییر شکل زاویه ای BC است.

$$\text{پس داریم : } \varphi_1 = \varphi_2 \leftarrow 15 T_A - 24 T_B = 0 \quad (۲)$$

با توجه به (۱) و (۲) داریم :

$$T_A = 6154 \text{ in. lb}$$

$$T_B = 3846 \text{ in. lb}$$

انتقال قدرت : سرعت انجام کار را قدرت می گویند و واحد آن اسب بخار hp یا KN می باشد.

$$\text{hp} = \frac{T.n}{63025}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad \text{سرعت زاویه ای}$$



$$\left\{ \begin{array}{l} T = \text{in. lb} \\ n = \text{rpm} \\ \omega = \text{rad} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{واحد} \\ \text{گشتاور} \\ \text{مقدار دوران بر حسب} \end{array}$$

$$Kw = \frac{T \cdot n}{9550000}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T = \text{N. mm} \\ n = \text{rpm} \\ \omega = \text{rad} \end{array} \right.$$

$$1K = 1.34 \text{ hp}$$

مثال : شفتی با سرعت 900 rpm گردیده و گشتاوری معادل 10000 in.lb را تحمل می کند. قدرت انتقال را بر حسب اسب بخار حساب کنید.

$$\text{hp} = \frac{T \cdot n}{630025} = \frac{10000 \times 900}{630025} = 1428 \text{ hp}$$

مثال : در مثال قبل اگر گشتاور 1130000 N.mm و سرعت را همان 900 rpm فرض کنیم قدرت انتقال را به دست آورید.

$$Kw = \frac{T \cdot n}{9550000} = \frac{1130000 \times 900}{9550000} = 106/5$$

حداکثر تنش برشی استاتیکی: اغلب شفت ها حامل بارهای مرکب خمشی و گشتاوری هستند در این شفت ها ممان خمشی M یک تنش عمودی در جهت محور شفت بوجود می آورد. همچنین گشتاور T تنش برشی τ را ایجاد می کند. با استفاده از دایر موهر ثابت می شود که مقدار حداکثر تنش برشی برای بار استاتیکی از معادله زیر بدست می آید.

$$\tau_{max} = \frac{0.5 \times \sigma_{yp}}{Fs} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

معادلات مربوط به تنش های شفت مدور و توپور عبارتند از :

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

با جاگذاری این مقادیر در معادله اول، معادله مربوط به محاسبه تنش برشی حداکثر برای بارهای استاتیکی بدست می آید.



$$\tau_{max} = \frac{0.5 \times \sigma_{yp}}{F_s} = \frac{16}{\pi \times d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

در اینجا فرض بر این بود که قضیه حداکثر تنش برشی گسیختگی صادق است.

آئین نامه ASME برای طراحی شفت های انتقال قدرت

چون بارهای وارد برای اغلب شفت ها ثابت نیستند، لذا برای بیمه کردن اجزاء در مقابل تاثیرات سوء حاصل از بارهای نوسانی و ضربه ای، ضرایبی در نظر می گیرند. آئین نامه ASME برای طراحی شفت های انتقال قدرت با قرار دادن ضرایب C_m و C_t در معادلات تنش، شفت ها را بیمه می کند.

$$\tau_{max} = \frac{0.5 \times \sigma_{yp}}{F_s} = \sqrt{\left(\frac{C_m \sigma}{2}\right)^2 + C_t \tau^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{0.5 \times \sigma_{yp}}{F_s} = \frac{16}{\pi \times d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2}$$

که در این فرمولها:

C_m : ضریب عددی ضربه ای و خستگی که در هر حالت به ممان خمشی ضرب می شود.

C_t : ضریب عددی ضربه ای و خستگی که به گشتاور محاسبه شده ضرب می شود.

نکته: برای شفت های گردان، تنش خمشی σ ثابت نیست. بلکه در حین گردش شفت، مقدار آن بین حداکثر کششی و حداکثر فشاری تغییر می کند.

جدول ۱-۳: ثابت های آئین نامه ASME

نحوه بارگذاری	مقادیر برای	
	C_m	C_t
شفت های ثابت		
اعمال تدریجی بار	1.0	1.0
اعمال آنی بار	1.5-2.0	1.5-2.0
شفت های گردان		
اعمال تدریجی بار یا بار ثابت	1.5	1.0
اعمال آنی بارها با ضربات کوچک	1.5-2.0	1.0-1.5
اعمال آنی بارها با ضربات بزرگ	2.0-3.0	1.5-3.0

مثال: شفتی بقطر 2 in تحت گشتاور 12000 in.lb و ممان خمشی 8000 in.lb می باشد. بارهای مذکور ممکن است بطور ناگهانی به شفت اعمال گردند. برای ماده شفت $\sigma_{yp} = 70000 \text{ psi}$ است. با استفاده از آئین نامه ASME، مقدار F_s را حساب کنید.

با توجه به جدول بالا فرض می کنیم:

$$C_m = 2 \text{ and } C_t = 1.5$$



$$\tau_{max} = \frac{0.5 \times \sigma_{yp}}{FS} = \frac{16}{\pi \times d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \rightarrow \frac{0.5 \times 70000}{FS}$$

$$= \frac{16}{\pi \times 2^3} \sqrt{(2 \times 8000)^2 + (1.5 \times 12000)^2}$$

$$\frac{35000}{FS} = \frac{2}{\pi} \times 24083 \rightarrow FS = 2.28$$

نکته مهم: طبق آئین نامه ASME Code B17c-1927 تنش برشی مجاز τ_{max} برای فولادهای تجارتي در شرایط عادی (و بدون توجه به شرایط فیزیکی و شیمیائی ماده) برابر 8000 psi می باشد. استحکام حد انقطاع برای این نوع فولادها 45000 to 70000 psi و حد الاستیک نظیر آن برابر 22500 to 55000 psi می باشد. اگر در مقطع مورد محاسبه، جا خار وجود داشته باشد. مقدار تنش مجاز را 75% مقدار اصلی فرض می کنند. البته این کاهش، هم شامل تمرکز تنش و هم شامل تغییر سطح مقطع (کاهش سطح مقطع) خواهد بود.

مثال: شفتی گردان تحت حداکثر گشتاور ثابت 16200 in.lb و ممان خمشی ثابت 27000 in.lb می باشد. قطر شفت را با استفاده از آئین نامه ASME بدست آورید. شفت مذکور دارای یک جا خار است. با توجه به جدول بالا فرض می کنیم :

$$C_m = 1.5 \text{ and } C_t = 1$$

طبق آئین نامه ASME Code B17c-1927 داریم:

$$\tau_{max} = 0.75 \times 8000 = 6000 \text{ psi}$$

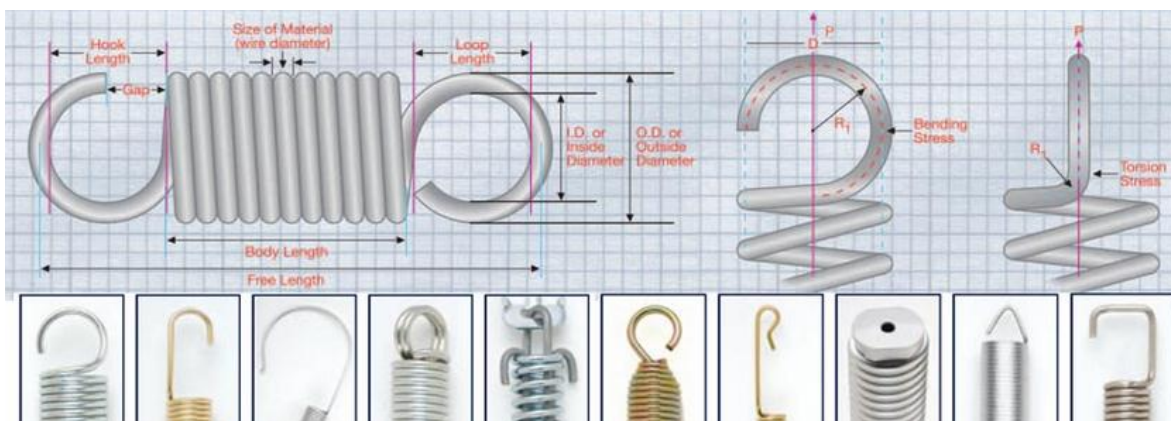
$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi \times d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \rightarrow d^3$$

$$= \frac{16}{6000 \times \pi} \sqrt{(1.5 \times 27000)^2 + (16200)^2} = 37.026 \rightarrow$$

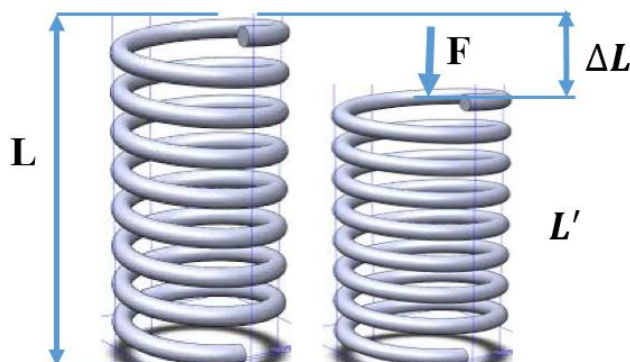
$$d = 3.33 \text{ in}$$

فصل چهارم

فنر های مارپیچی



فنرهای مارپیچی:



این فنرها از پیچش میله فولاد فنری حول یک میله ایجاد می شود.

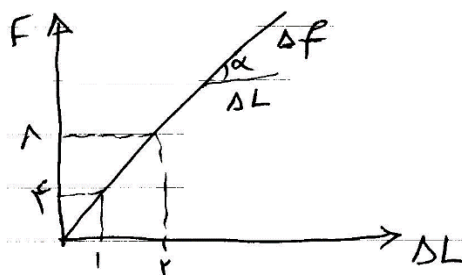
$$L = L' + \Delta L$$

$$F \propto \Delta L \rightarrow F = K\Delta L$$

K: ضریب سختی فنر

* منحنی فنر: منحنی فنر را مثلاً با فرض $K=4$ رسم کنید.

ΔL	F
0	0
1	4
2	8
3	12



$$\tan \alpha = \frac{\Delta F}{\Delta L} = K$$

توجه: شیب فنر با ضریب فنریت آن برابر است.

$$y - y_1 = m(x - x_1)$$

تعمیم این فرمول برای یک فنر

$$F - F_1 = K(S - S_1)$$

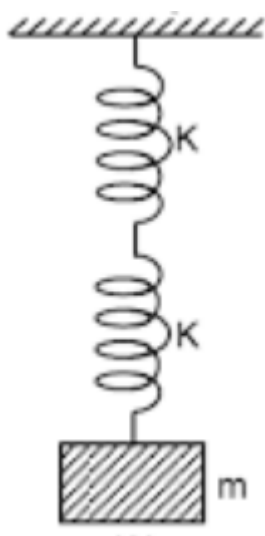
اتصال فنرها:

(۱) سری: اگر تغییر طول فنر معادل از مجموع تغییر طول چند فنر به دست آید.

(۲) موازی: اگر تغییر طول در فنرها با هم مساوی باشد و کل نیروی ارتجاعی در سیستم فنرها از مجموع

نیروهای ارتجاعی در تک تک فنرها حاصل شود.

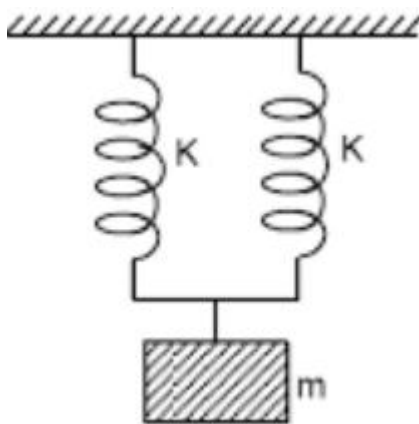
اتصال سری:



$$\begin{cases} F = K_1 S_1 \rightarrow S_1 = \frac{F}{K_1} \\ F = K_2 S_2 \rightarrow S_2 = \frac{F}{K_2} \end{cases}$$

$$S_k = S_1 + S_2 \rightarrow \frac{F}{K_k} = \frac{F}{K_1} + \frac{F}{K_2} \rightarrow \frac{1}{K_k} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots$$

اتصال موازی :



$$F_k = F_1 + F_2 \rightarrow \begin{cases} F_1 = K_1 \cdot S_1 \\ F_2 = K_2 \cdot S_2 \end{cases}$$

* جابه جایی در فنرها با هم برابر است.

با توجه به شرط داریم $S_k = S_1 = S_2 \rightarrow K \cdot S = K_1 \cdot S_1 + K_2 \cdot S_2$

$$K = K_1 + K_2 + \dots$$

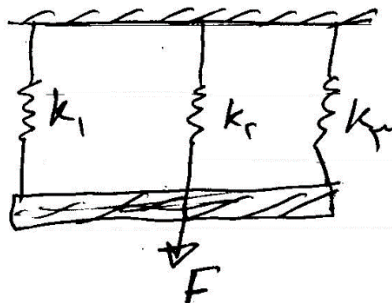
مثال : ضریب فنریت معادل دو فنر با ضرایب $K_1 = 10 \frac{N}{m}$ و $K_2 = 20 \frac{N}{m}$ را حساب کنید.

الف) اتصال فنرها به صورت سری ب) اتصال فنرها به صورت موازی

الف) $\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots = \frac{1}{20} + \frac{1}{10} = \frac{1+2}{20} = \frac{3}{20} \rightarrow K = \frac{20}{3} = 6\bar{6}$

ب) $K_k = K_1 + K_2 = 10 + 20 = 30 \frac{N}{m}$

مثال : اگر نیروی وارده بر فنرهای زیر $667 N$ و سختی فنرها به ترتیب دارای $K_1 = 5250 \frac{N}{m}$ و $K_2 = 7000 \frac{N}{m}$ و $K_3 = 8750 \frac{N}{m}$ باشد، افزایش طول را حساب کنید.

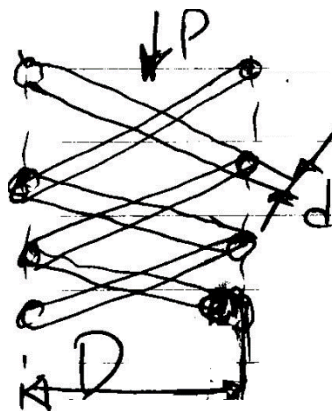


برای موازی $K_k = K_1 + K_2 + K_3 = 5250 + 7000 + 8750 = 21 \times 10^3$

$$\Delta_x = \frac{F}{K_k} = \frac{667}{21 \times 10^3} = 0.03176 \text{ m} = 31.76 \text{ mm}$$

حداکثر تنش برش در سیم فنر:

حداکثر تنش برش در سیم فنر از رابطه زیر به دست می آید. این تنش برش در سمت داخلی سیم فنر رخ می دهد.



$$\tau_{Max} = \frac{8PD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}$$



اگر نسبت $C = \frac{D}{d}$ تحت عنوان مشخصه فنر تعریف شود آن گاه می توان نوشت :

$$\tau_{Max} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0.5}{C} \right)$$

اگر مقدار $K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$ تحت عنوان ضریب بزرگی تنش برش تعریف شود آن گاه :

$$\tau_{Max} = K_s \frac{8PD}{\pi d^3}$$

این رابطه هم برای بارهای استاتیکی و هم برای بارهای دینامیکی قابل استفاده است.

مثال : فنری مارپیچ که قطر متوسط $D = 10 \text{ mm}$ و قطر مفتول $d = 2 \text{ mm}$ را دارد تحت تأثیر نیروی فشاری $F = 10\pi$ نیوتن قرار گرفته است. حداکثر تنش برش ایجاد شده در این فنر را به دست آورید.

$$\tau_{max} = \frac{8PD}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{8 \times 10\pi \times 10}{\pi 2^3} + \frac{4 \times 10\pi}{\pi 2^2} = 100 + 10 = 110 \text{ Mpa}.$$

ضریب وال : علاوه بر تنش های برشی ناشی از نیروی خالص برش و گشتاور پیچش در سیم فنر، مؤلفه ای از تنش برش نیز بر اثر انحنای سیم فنر در آن به وجود می آید. برای احتساب همه این اثرات از ضریب K_w که به آن ضریب وال می گویند، استفاده می شود.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \rightarrow \tau_{Max} = K_w \frac{8PD}{\pi d^3}$$

تغییر طول فنر: برای یک فنر با تعداد حلقه های نرمال N_c تغییر طول تحت نیروی P برابر است با :

$$\delta = \frac{8PD^3 N_c}{d^4 G} = \frac{64PR^3 N_c}{Gd^4}$$

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N_c} \text{ با توجه به رابطه هوک}$$

$$F = K.S \rightarrow K = \frac{F}{\delta}$$

که در این فرمول :

N_c : تعداد حلقه های فعال

P : نیروی وارده بر فنر

G : مقدار ثابت برای فنرهای معمولی

R : شعاع پیچش

d : قطر مفتول

$$G = 79300 \text{ Map}$$

$$G = 11500000 \text{ psi}$$



$$C = \frac{D}{d} = \frac{2R}{d}$$

توجه : با افزایش قطر متوسط فنر D ، تنش برش حداکثر در آن افزایش یافته و $K \left(K = \frac{d^4 G}{8D^3 N_c} \right)$ کاهش می یابد و با کاهش K مقدار تغییر مکان افزایش می یابد. (یادآوری $K = \frac{F}{\delta}$).

مثال : یک فنر مارپیچی فشاری از سیم فولادی به قطر $5/7 \text{ mm}$ ساخته شده است. قطر خارجی مارپیچ فنر 40 mm و تعداد حلقه های فعال آن 25 است. مقدار بار استاتیکی که موجب تنش برش 345 Map شود، چقدر است؟ همچنین مقدار تغییر طول فنر را تحت بار مذکور حساب کنید.

$$R = \frac{1}{2}(40 - 5/7) = 17/15 \text{ mm}$$

$$C = \frac{2R}{d} = \frac{2 \times 17/15}{5/7} = 6/018$$

$$\tau_{\text{Max}} = \frac{16pR}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0/615}{C} \right)$$

$$345 = \frac{16P \times 17/15}{\pi \times 5/7^3} \left(1 + \frac{0/615}{6/018} \right) = 0/519 P \rightarrow P = 663/7 \text{ N}$$

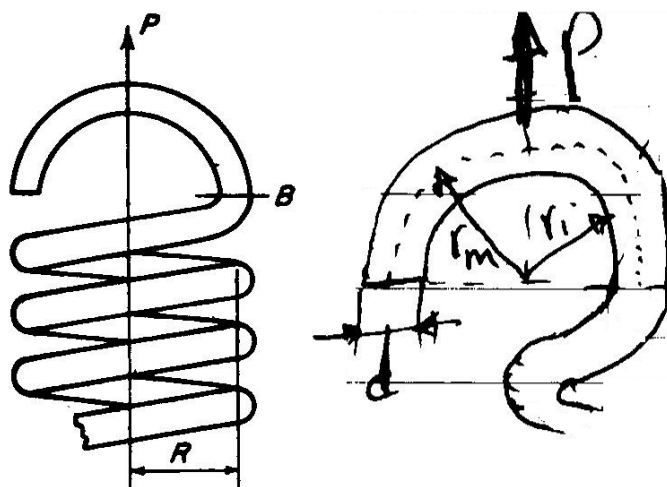
$$S = \frac{64PR^3 N_c}{Gd^4} = \frac{64 \times 663/7 \times 17/15^3 \times 25}{79300 \times 5/7^4} = 64 \text{ mm}$$

مثال : یک قطعه سیم را از وسط به دو نیم می کنیم و از هر یک، یک فنر می سازیم اولی دارای N حلقه و دومی دارای $2N$ حلقه می باشد. نسبت تغییر طولی اولی به دومی به ازای بار یکسان P به دست آورید.

$$\delta = \frac{8PD^3 N_c}{d^4 G} \quad \begin{cases} N_2 = 2N_1 \\ D_1 = 2D_2 \end{cases}$$

$$\frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{8PD_1^3 N_1 / d^4 G}{8PD_2^3 N_2 / d^4 G} = \frac{D_1^3 N_1}{D_2^3 N_2} = \frac{(2D_2)^3 N_1}{D_2 \times 2N_1} = \frac{8D_2^3 N_1}{2D_2 N_1} = 4 \rightarrow \frac{\delta_1}{\delta_2} = 4$$

اثرات قلاب در فنرهای کششی



مقدار ضریب تمرکز تنش برای خمش ایجاد شده در محل قوس با $K = \frac{r_m}{r_i}$ تعریف می شود.
 نکته ۱: مقدار $\frac{r_m}{r_i}$ در قلاب با شعاع بزرگ، بزرگتر از قلاب با شعاع کوچک است بنابراین حالت دوم از نظر طراحی مناسب تر است.

نکته ۲: کاهش قطر فنر عاملی مؤثر در کمتر شدن بازوی گشتاور ایجاد شده بر اثر نیروی P در قلاب است که می تواند اثر خوبی در کاهش تنش در قوس قلاب داشته باشد.

تنش های ایجاد شده در قلاب فنر

$$\tau = \frac{PD}{\pi d^3} \left(\frac{r_m}{r_i} \right) \quad (۱) \quad \text{تنش برش در مقطع فنر}$$

$$\sigma = \frac{16PD}{\pi d^3} \left(\frac{r_m}{r_i} \right) \quad (۲) \quad \text{تنش قائم ناشی از خمش در نقطه B}$$



فصل پنجم

جوشکاری



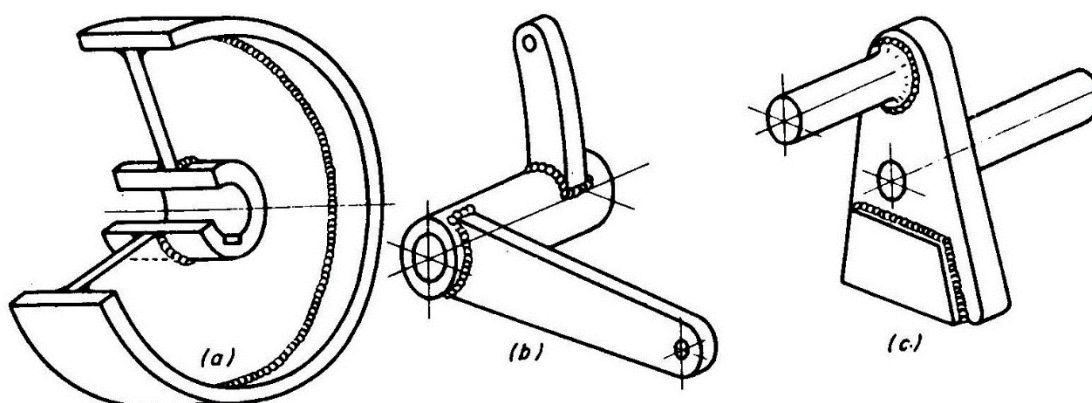
جوشکاری

جوش ها از جمله اتصالات جدانشدنی هستند که حرارت لازمه توسط شعله اکسید استیلن و یا از قوس الکتریکی، بین الکترود و قطعه کار ایجاد می شود.

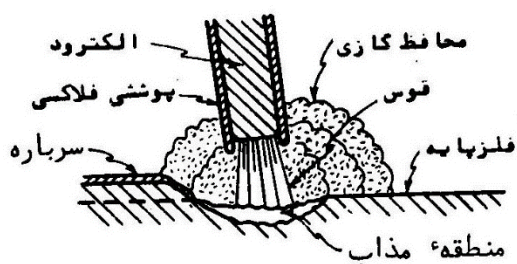
انواع روش های جوشکاری

۱- جوشکاری قوس فلزی **metallic arc welding**: الکترود از یک ماده پر کننده تشکیل شده، در موقع جوشکاری ذوب شده و در محل اتصال پر می شود.

۲- جوشکاری قوس پوششی **shielded arc welding**: الکترود دارای یک لایه ضخیم از ماده فلاکس (ماده ای که جهت بیرون راندن مواد اکسیده و ناخالص ها به کار می رود FLUX).

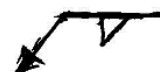
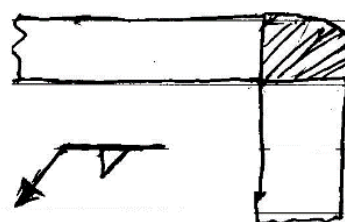
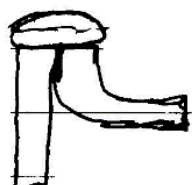
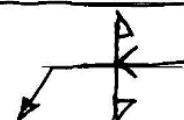
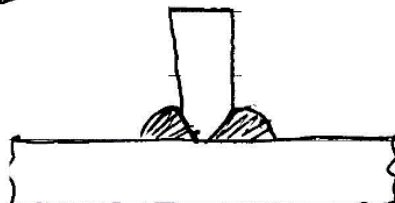
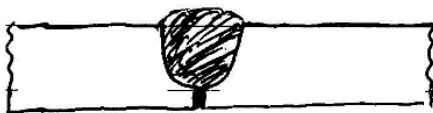
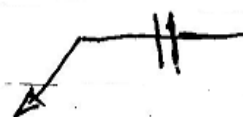
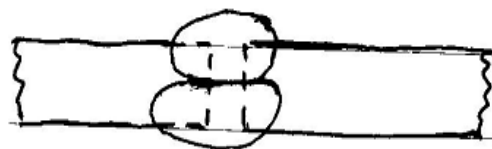
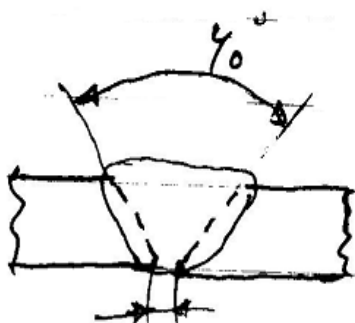


شکل ۷-۱: اجزاء ماشین ساخته شده بر روش جوشکاری.



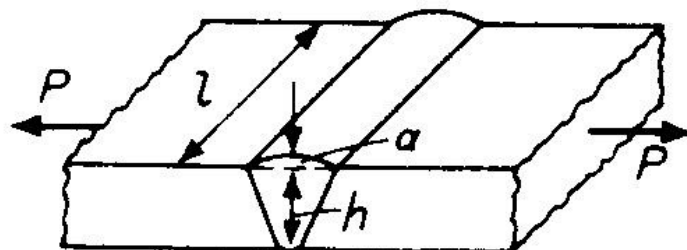
شکل ۷-۲: جوشکاری قوسی با الکترود پوشش دار.

انواع اتصالات جوش و نمادهای نمایش دهنده

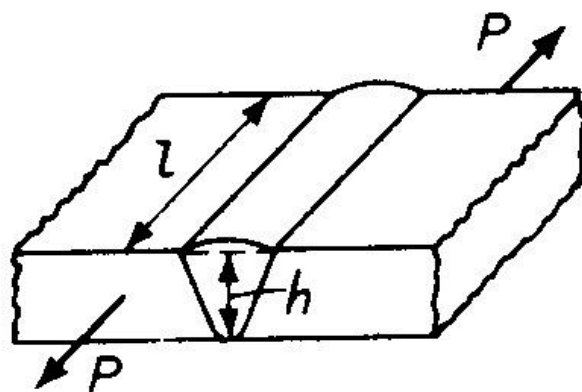


تحلیل تنش برای جوش های لب به لب

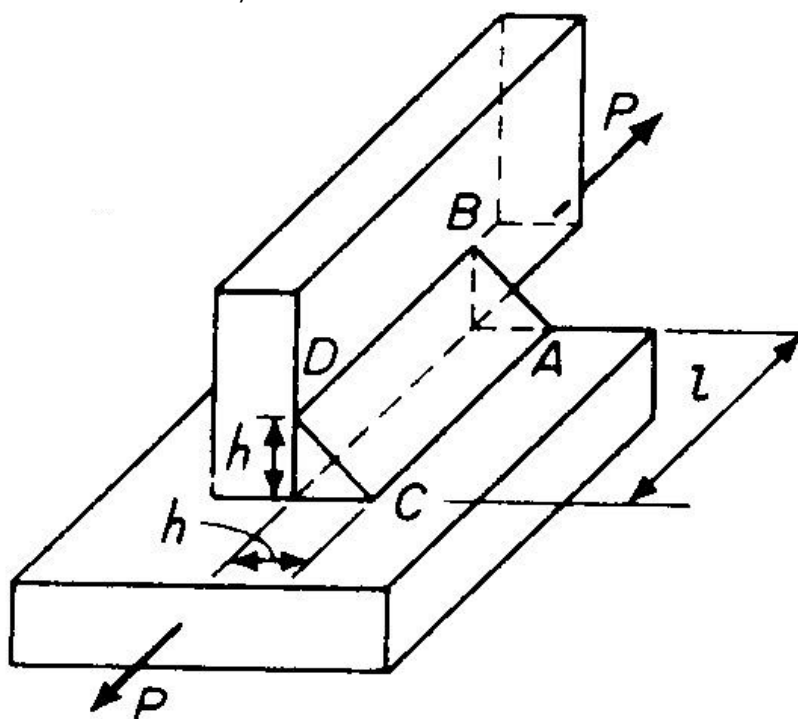
تنش قائم (تحت نیروی کششی): $\sigma = \frac{P}{hL}$



تنش برش (تحت نیروی برش): $\tau = \frac{P}{hL}$



تنش برش جوش نواری: $\tau = \frac{P}{0.707 hL} = 1.414 \frac{P}{hL}$



$$F.S = \frac{\tau_{\text{سیلان}}}{\tau_{\text{مجاز}}} = \frac{0.5 \sigma_y}{\tau}$$

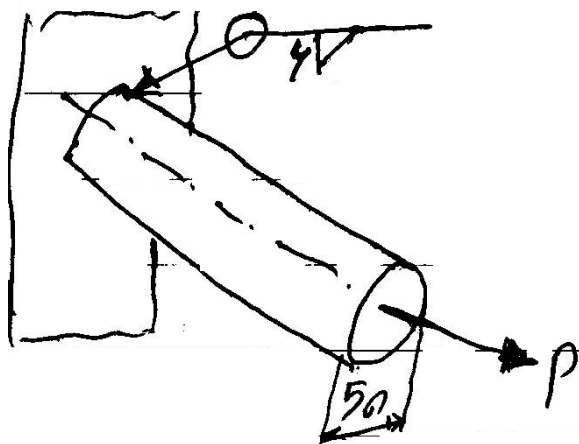
ضریب اطمینان جوش :

مثال : یک جوش نواری 6 mm به طول 50 mm باری ثابت معادل 13000 N را در امتداد طول جوش تحمل می کند. استحلام سیلان فلز جوش 360 Mpa است. مقدار ضریب اطمینان را پیدا کنید.

$$T = 1.414 \frac{P}{hL} = \frac{1.414 \times 13000}{6 \times 50} = 61/3 \text{ Mpa}$$

$$F.S = \frac{0.5 \sigma_y}{\tau} = \frac{0.5 \times 360}{61/3} = 2/94$$

مثال : اگر تنش برش مجاز را برای جوش نشان داده شده 140 Mpa باشد مقدار بار مجاز P برای شکل نشان داده شده را به دست آورید.



$$\frac{N}{\text{mm}^2} = \text{Mpa} \quad \text{توجه :}$$

$$T = \frac{P}{0.707 hL} \rightarrow P = T \times 0.707 \times h \times L \rightarrow P$$

$$= 140 \times \frac{0}{707} \times 6 \times (\pi \times 50) \rightarrow P \approx 93 \text{ KN}$$

سیستم شماره گذاری الکترودها

سیستم شماره گذاری بر اساس حرف E و چهار رقم به وجود آمده است مثلاً

E6010

در این سیستم شماره گذاری E برای نشان دادن الکتروده است. عدد ۶۰ مقدار تقریبی استحکام کششی بر حسب هزارم پاند بر اینچ مربع را نشان داده و عدد ۱ وضعیت جوشکاری (تخت، افقی، عمودی یا

(Overhead) می باشد و در آخر عدد صفر گروهی از متغیرهای مربوط به تکنیک جوشکاری مانند منبع جریان و کاربرد آن را مشخص می کند.

توجه : جداول برای سری E60 یا E70 موجود است.

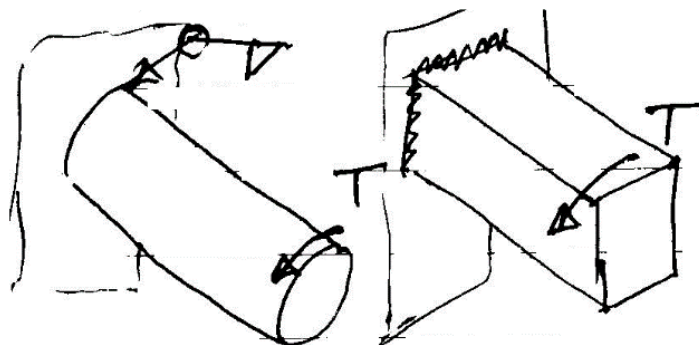
Table 7-3 TENSILE STRENGTH, YIELD POINT, AND ELONGATION REQUIREMENTS FOR ALL-WELD-METAL TENSION TEST IN THE AS-WELDED CONDITION, ASTM DESIGNATION A233-64T

E60 Series				E70 Series			
AWS-ASTM Classification	Tensile Strength, min psi	Yield Point, min psi	Elongation in 2 in., min per cent	AWS-ASTM Classification	Tensile Strength, min psi	Yield Point, min psi	Elongation in 2 in., min per cent
E6010	62,000	50,000	22	E7014	72,000	60,000	17
E6011	62,000	50,000	22	E7015	72,000	60,000	22
E6012	67,000	55,000	17	E7016	72,000	60,000	22
E6013	67,000	55,000	17	E7018	72,000	60,000	22
E6020	62,000	50,000	25	E7024	72,000	60,000	17
E6027	62,000	50,000	25	E7028	72,000	60,000	22

Table 7-4 ELECTRODE CLASSIFICATION

Classification	Penetration	Basic Application
E6010 } E6011 }	Deep	Good mechanical properties, especially where multipass welds are employed, as in buildings, bridges, pressure vessels, and piping.
E6012	Medium	Good for single-pass high-speed horizontal fillet welds. Easy to handle. Especially adapted to cases of poor fit-up.
E6013	Medium	Designed for obtaining good-quality welds in thin metal.
E6020	Medium Deep	A high-production electrode for horizontal fillet welds in heavy sections.
E6027	Medium	Iron powder electrode. Fast and easy to handle.

اتصال جوش تحت کوپل پیچشی





$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot C}{j}$$

C : بیشترین فاصله تا تار خنثی (برای مقطع دایره ای $\frac{D}{2}$ و مستطیل $\frac{h}{2}$)

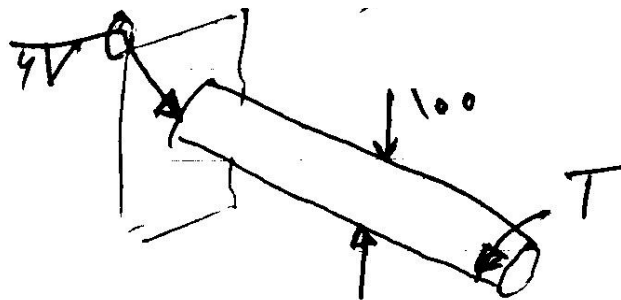
J : ممان اینرسی قطبی

Ju : ممان اینرسی قطبی واحد گروه جوش

ممان اینرسی کل $j = 0.707 h J_u$

$$\begin{cases} j_u = \frac{(b + h)^3}{6} & \text{برای مقطع مستطیل شکل} \\ j_u = 2\pi r^3 & \end{cases}$$

مثال : لوله ای به قطر 100 mm به صفحه ای دور تا دور جوش شده است. ارتفاع جوش 6 mm و استحکام برش نهایی ماده جوش 300 Mpa است. در این صورت گشتاور پیچش T که صفحه و میله را از هم جدا می کند چقدر است؟



$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot C}{j} = \frac{T \cdot r}{0.707 h J_u}$$

$$J_u = 2\pi r^3$$

$$\rightarrow 300 = \frac{T \times 50}{0.707 \times 6 \times 2\pi \times 50^3} \rightarrow T = 19.9 \times 10^6 \text{ N.m} \approx 20 \text{ KN.m}$$

فصل ششم

روانسازی و یاتاقان بندی





روانسازی یا تاقان‌های لغزشی

اهداف از روانسازی: کاهش اصطکاک، سایش و حرارت ناشی از حرکت نسبی میان قطعاتی از ماشین است که با یکدیگر در تماس‌اند.

انواع روانسازها

روانسازها معمولاً شامل روغن‌های مایع آلی یا معدنی هستند که از جمله مهم‌ترین خواص آن‌ها لزجت بالا نسبت به سایر سیالات می‌باشد.

* مواد افزودنی به روغن جهت افزایش خاصیت روانسازها.

مواد پایین‌آورنده نقطه ریزش، مواد ثابت‌کننده لزجت، مواد ضد کف‌کنندگی، مواد ضد اکسیدشوندگی، مواد ضد سایش و خوردگی و ...

انواع رژیم‌های روانسازی

۱- روانسازی هیدرودینامیکی: در این روش سطوح حامل بار به وسیله لایه نسبتاً ضخیمی از روانساز از یکدیگر جدا می‌شوند، روانساز بر اثر حرکت نسبی سطوح وارد منطقه تبادل بار می‌شود و موجب تولید یک گرادیان فشار می‌شود که سطوح را از هم جدا می‌کند. در این حالت فقط تأمین مداوم جریان روانساز لازم است.

۲- روانساز هیدرو استاتیکی: در این روش روانساز که می‌تواند هوا یا حتی آب هم باشد با فشار زیاد در منطقه بار وارد می‌شود و سطوح حامل بار را از یکدیگر جدا نگه می‌دارد. در این حالت نیازی به وجود حرکت نسبی میان سطوح حامل بار نیست.

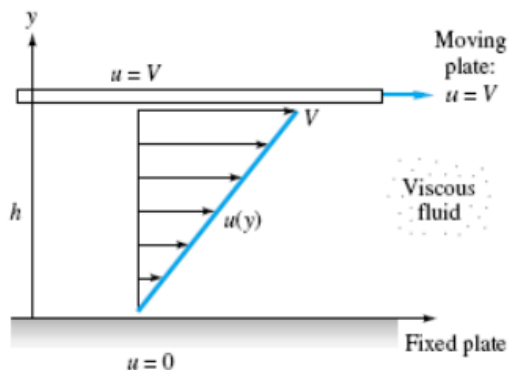
۳- روانسازی الاستوهیدرو دینامیکی: در این روش روانساز میان سطوحی قرار می‌گیرد که در حال تماس غلتش با هم هستند مانند بلبرینگ‌ها و یا دندانه‌ها یا چرخنده‌ها، در این حالت به علت سطح مقطع کم و فشارهای بسیار بالا تغییر شکل‌های الاستیکی در سطوح پدید می‌آید که عملکرد روانساز مایع تابع روابط پیچیده‌تری خواهد بود.

۴- روانسازی مرزی: وقتی ضخامت لایه روانساز در روانسازی هیدرودینامیکی کاهش می‌یابد به سمت حالتی پیش می‌رویم که در آن لایه روانساز به طور دائمی وجود ندارد بنابراین مواردی از تماس بین سطوح حامل بار با یکدیگر اتفاق می‌افتد. به این حالت روانسازی با لایه نازک نیز گفته می‌شود.

۵- روانسازی با لایه جامد: در شرایطی که درجه حرارت بسیار زیاد می‌شود روانسازی با لایه روغن کاربرد چندانی ندارد بنابراین از مواد مقاوم در برابر خوردگی و سایش و اصطکاک مانند گرافیت یا مولیبدن و برخی مواد ترکیبی استفاده می‌شود (مثلاً آسبست)

لزجت

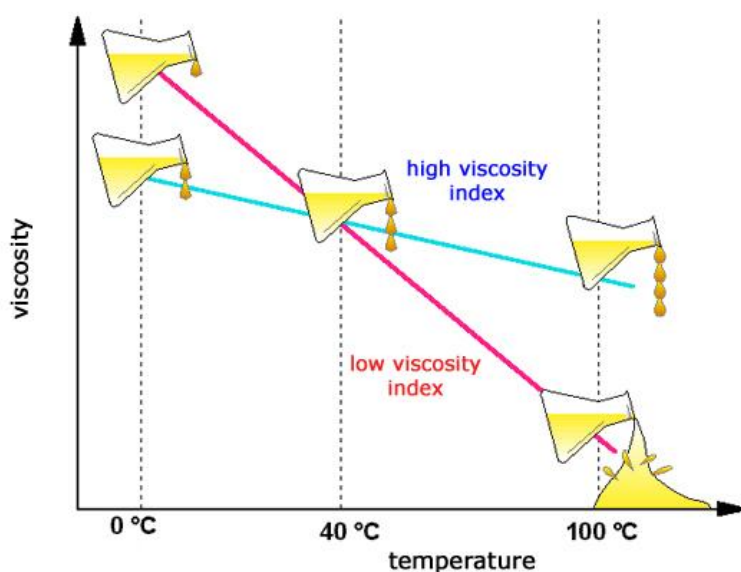
ویسکوزیته یا لزجت خاصیت یک روانساز سیال است و بر اساس قانون نیوتن به صورت زیر تعریف می شود.



$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy}$$

μ : ویسکوزیته دینامیکی $N \cdot S / m^2$ یا $P_{\alpha} \cdot S$ می باشد.

لزجت یک روانساز تغییر قابل توجهی با دما دارد به طوری که غالباً لزجت با افزایش دما کاهش می یابد.



ویسکوزیته سینماتیکی

ویسکوزیته سینماتیکی را با نماد ν نشان داده و رابطه اش با ویسکوزیته دینامیکی به صورت $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ می باشد.

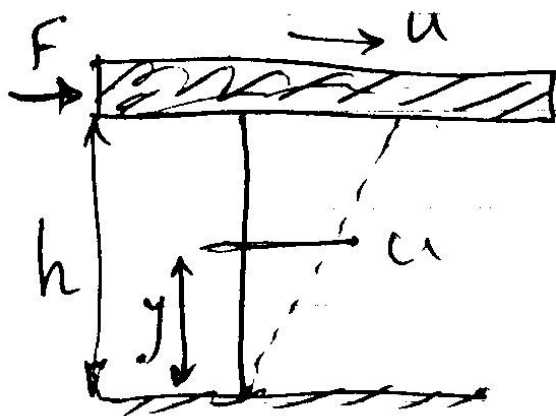
واحد ویسکوزیته سینماتیکی

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{N \cdot S / m^2}{kg / m^3} = \frac{N \cdot s \cdot m^3}{kg \cdot m^2} = \frac{Kg \cdot m^2 \cdot s}{kg \cdot s^2} = \frac{m^2}{s}$$

$$v = \frac{m^2}{s}$$

روانسازی پایدار (ارتباط میان دو رژیم روانسازی هیدرودینامیکی و مرزی)

تفاوت عمده این دو رژیم بر حسب نمودار برادران مک کی ارائه می شود. برای ترسیم و تحلیل این نمودار باید ابتدا قانون پتروف بررسی شود.



$$\frac{u}{h} \approx \frac{du}{dy}$$

برای یک یاتاقان و میل محور مربوطه که تحت بار کوچکی به اندازه w قرار دارند (بنابراین $C = r_b - r_j = h$ است) داریم :

$$\tau = \mu \cdot \frac{u}{h} = \frac{\mu \cdot 2\pi r N}{C}$$

گشتاور لازم برای غلبه بر تنش ایجاد شده در روانساز برابر است با :

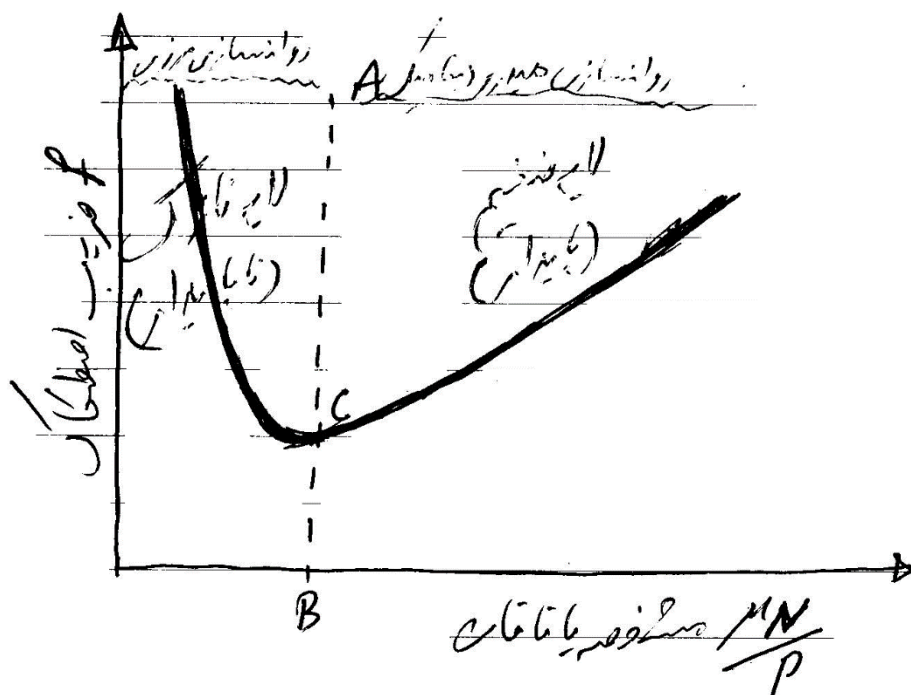
$$T = F \cdot r = (\tau A) \cdot r = \frac{\mu \cdot 2\pi r N}{C} \cdot 2\pi r L \cdot r \rightarrow T = \frac{4\pi^2 \mu r^3 L N}{C}$$

اگر بار وارده بر سطح را به صورت $P = \frac{w}{2rL}$ در نظر بگیریم و از طرفی $T = f \cdot w \cdot r$ بنابراین رابطه پتروف را به صورت زیر می توان نوشت :

نکته : گشتاور وارده با $w \cdot r$ (بار در فاصله) برابر است ولی عامل اصطکاک باعث افزایش گشتاور مورد نیاز می شود.

$$f = \frac{T}{w \cdot r} = \frac{4\pi^2 r^3 L \mu N / c}{P \cdot 2rL \cdot r} = \frac{2\pi^2 r \mu N}{P \cdot C} = \frac{2\pi^2 \mu N}{P} \frac{r}{c}$$

نکته: در رابطه بالا (رابطه پتروف) مقدار $\frac{\mu N}{P}$ را مشخصه یاتاقان می نامند
نمودار مک کی (برای یک یاتاقان خاص)



توضیح نمودار مک کی

اگر روی نمودار در سمت راست قرار داشته باشیم و فرض کنیم دمای روانساز کمی زیاد شود در آن صورت مقدار μ کاهش می یابد و بنابراین مقدار $\frac{\mu N}{P}$ کم می شود در نتیجه f کاهش می یابد که نتیجه این امر کاهش دمای روانساز است و بنابراین مجدداً به نقطه قبل روی نمودار برمی گردیم. پس در این بخش حالت پایداری وجود دارد.

در صورتی که در سمت چپ عکس این وضع برقرار است. در اثر افزایش درجه حرارت و کاهش ضریب μ مقدار $\frac{\mu N}{P}$ کم شده ولی f افزایش شدیدتری می گیرد.

نکته : در حالت هیدرودینامیکی با افزایش دور شفت باید اصولاً ضریب اصطکاک افزایش یابد ولی چون این عمل باعث بیشتر شدن دبی روغن در حال گردش می شود، اصطکاک کاهش می یابد.

یاتاقان ها

یاتاقان نشین گاه هر محور در داخل یک ماشین را گویند.

انواع یاتاقان

۱- یاتاقان لغزشی (یاتاقان‌های مسطح)



۲- یاتاقان غلتشی : (الف) بلبرینگ (غلتنده کروی) (ب) رولبرینگ (غلتنده غلتکی)



بر حسب نوع اصطکاکی که بین محور یاتاقان ایجاد می‌شود یاتاقان‌ها را به دو گروه کلی یاتاقان‌های لغزشی و یاتاقان‌های غلتشی تقسیم می‌کنند. یاتاقان‌های غلتشی بر حسب نوع عامل غلتنده به دو گروه بلبرینگ (عامل غلتنده کروی) و رولبرینگ (عامل غلتنده غلتکی) تقسیم می‌شوند.

موارد استفاده یاتاقان‌ها

از آن جایی که در یاتاقان‌های غلتشی ضریب اصطکاک به مراتب کمتر از یاتاقان‌های لغزشی است بنابراین اتلاف انرژی در این یاتاقان‌ها نیز بسیار پایین است. ولی چون در یاتاقان‌های غلتشی انتقال نیرو از محور به یاتاقان نقطه‌ای (بلبرینگ) و یا به صورت خطی (رولبرینگ) می‌باشد باعث تمرکز نیرو و افزایش فشار وارد بر محور یاتاقان می‌گردد. و به همین دلیل یاتاقان‌های غلتشی فقط در مواردی مورد استفاده‌اند که نیروی وارد بر یاتاقان خیلی زیاد نباشد. در مواردی که نیرو بالاست از یاتاقان‌های لغزشی استفاده می‌شود. در این حالت به منظور کاهش اصطکاک از سیستم روغن کاری تحت فشار استفاده می‌شود.

انواع یاتاقان‌های غلتشی

بلبرینگ و رولبرینگ از نظر کلی به ۸ گروه مختلف تقسیم می‌شوند :



بلبرینگ یک ردیفه و بلبرینگ دو ردیفه - بلبرینگ گوشه دار - رولبرینگ استوانه ای - رولبرینگ سوزنی - رولبرینگ کروی - رولبرینگ مخروطی - بلبرینگ یا رولبرینگ کف گرد (نیروی محوری)

مشخصات یاتاقان های غلتشی

۱- شماره یاتاقان

شماره یاتاقان با یک شماره چهار یا پنج رقمی مشخص شده که رقم اول از سمت چپ نمایانگر نوع یاتاقان ها از بین انواع هشت گانه بوده که در مورد شماره ی چهار رقمی این مشخصه در شماره تعیین نمی شود. دو رقم بعدی از سمت چپ (دو رقم اول در مورد شماره های چهار رقمی) کلاس یا سری یاتاقان را مشخص می کند، معمولاً در پنج کلاس بی نهایت سبک، فوق سبک، سبک، متوسط و سنگین تولید می شود.

نکته : کلاس های فوق سنگین و بی نهایت سنگین جز یاتاقان های لغزشی هستند.

دو رقم آخر $\frac{1}{5}$ قطر سوراخ داخلی یاتاقان بر حسب mm را مشخص می نمایند.

۲- اندازه های ظاهری یاتاقان

این اندازه شامل قطر داخلی d ، قطر خارجی D و پهنای یاتاقان B . (بر حسب mm یا in) این اندازه ها در ستون ۲ الی ۴ ذکر می شود.

۳- شعاع انحنای گوشه ها

برای ایجاد انطباق پرس بین یاتاقان و نشین گاه و محور ماشین گوشه های تیز یاتاقان گرد می شود. شعاع انحنای این گوشه ها در ستون پنجم ذکر می گردد.

۴- قطر قطعات درگیر با یاتاقان

از آن جایی که هر یاتاقان در داخل ماشین با دو قطعه محور و نشین گاه تماس دارد و انطباق بین هر کدام از نوع انطباق پرسی می باشد قطر قطعات مذکور (محور و نشین گاه) در دو ستون بعدی به ترتیب بیان می گردد.

۵- وزن یاتاقان

معمولاً در ستون بعدی وزن یاتاقان را بر حسب 1b می نویسند.

۶- میزان بار استاتیکی اصلی یاتاقان C_0

عبارتند از حداکثر نیروی شعاعی وارد بر یاتاقان در حالت سکون بدون آنکه در یاتاقان ایجاد پدیده بریتل شدن را بنماید.

۷- میزان بار دینامیکی اصلی یاتاقان C : عبارتند از نیروی شعاعی معینی که یاتاقان تحت تاثیر این نیرو عمری برابر حد دوام دارد



رابطه بار و عمر یاتاقان

بررسی ها نشان می دهد برای یک یاتاقان با عمر L و بار F یک رابطه معکوس و غیرخطی (توان دار) وجود دارد.

$$\left(\frac{L_1}{L_2}\right) = \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^k \quad \begin{cases} K = 3 & \text{بلبرینگ} \\ K = \frac{10}{3} = 3/3 & \text{رولربرینگ} \end{cases}$$

که F_1 نیروی وارد بر یاتاقان و L_1 عمر یاتاقان تحت تأثیر نیروی F_1 و L_2 عمر یاتاقان تحت تأثیر نیروی F_2 می باشد.

حد دوام: عبارت است از عمر یاتاقان با تقریب ۹۰٪ تحت تأثیر نیروی برابر میزان بار دینامیکی اصلی خود.

تعیین عمر یاتاقان

از آن جایی که عمر دستگاه ها و قطعات صنعتی بر حسب ساعت کار تعیین می شود و با در نظر گرفتن این که یاتاقان ها بر روی دستگاه های یکسان تعداد دوره های مختلفی دارد بنابراین عمر یاتاقان ها بر حسب تعداد دور در طول زمان کارکرد آن ها از رابطه زیر تعیین می شود:

$$L_{rev} = 60 hn$$

که n تعداد دور در دقیقه محور دستگاهی است که یاتاقان بر روی آن دستگاه سوار شده و h عمر یاتاقان بر حسب ساعت کاری می باشد. که از جدول زیر استخراج می شود.

کاربرد یاتاقان	عمر یاتاقان بر حسب ساعت کاری
لوازم خانگی	۱۰۰۰-۲۰۰۰
موتورهای هوایی	۱۰۰۰-۴۰۰۰
خودرو	۱۵۰۰-۴۰۰۰
تجهیزات کشاورزی	۳۰۰۰-۶۰۰۰
بالابر- مکنده صنعتی - جعبه دنده	۸۰۰۰-۱۵۰۰۰
موتور الکتریکی - ماشین صنعتی عمومی	۲۰۰۰۰-۳۰۰۰۰
پمپ ها و کمپرسور	۴۰۰۰۰-۶۰۰۰۰



تعیین شماره ی یاتاقان مورد نیاز به منظور نصب بر روی یک ماشین

شماره یاتاقان مورد لزوم با استفاده از میزان بار دینامیکی اصلی آن و با توجه به رابطه $\left(\frac{L_1}{L_2}\right) = \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^k$ تعیین می شود. بدین صورت که نیروی وارد بر یاتاقان بر روی دستگاه مربوطه مشخص و برابر $F_1 = F_d$ و عمری در این یاتاقان در روی این دستگاه تحت تاثیر نیروی فوق مورد انتظار است برابر $L_1 = L_d = 60 h n$ از طرف دیگر همین یاتاقان تحت تاثیر نیروی برابر میزان بار دینامیکی اصلی خود $F_2 = C$ عمری برابر حد دوام $L_2 = L_{10} = 10^6 rev$ با قرار دادن این مقادیر در رابطه $\left(\frac{L_1}{L_2}\right) = \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^k$ داریم.

$$\left(\frac{F_d}{C}\right)^k = \frac{10^6}{L_d}$$

به منظور محاسبه مقدار C یعنی میزان بار دینامیکی اصلی یاتاقان مورد نیاز از رابطه فوق خواهیم داشت.

$$\frac{F_d}{C} = \left(\frac{10^6}{L_d}\right)^{\frac{1}{k}} \rightarrow C = F_d \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}}$$

بعد از تعیین مقدار C از رابطه بالا با مراجعه به جدول مشخصات یاتاقانها در ستون مربوطه (ستون آخر مربوط به C) اولین یاتاقان که مقدار C برای آن برابر و یا بزرگتر از مقدار محاسبه شده بوده باشد به منظور نصب بر روی دستگاه مربوطه انتخاب می کنیم. بدین صورت که ابتدا مقدار K را بر حسب اینکه یاتاقان انتخابی اگر بلبرینگ باشد مقدار $K=3$ و در صورت رولبرینگ بودن برابر $K=3/33$ انتخاب می کنیم. سپس مقدار L_d را از رابطه مربوطه $L_d = 60 h n$ محاسبه نموده و در نهایت تعیین مقدار F_d (نیروی وارد بر یاتاقان بر روی دستگاه مربوطه) در سه حالت مختلف انجام می گیرد.

۱. محوری که یاتاقان بر روی آن قرار خواهد گرفت فقط تحت تاثیر نیروهای محوری قرار دارد. در

$$F_d = F_T \text{ این صورت داریم.}$$

F_d : جمع جبری نیروهای محوری بصورت قدر مطلق می باشد.

۲. محور در معرض فقط نیروهای شعاعی قرار دارد. در این صورت داریم. $F_d = V F_R$

V : ضریب چرخش است و مقدار آن در محور چرخنده و پوسته ثابت یک می باشد و در حالت عکس ۱/۲ (مثلا چرخ یک اتومبیل) می باشد.



F_R : جمع جبری نیروهای شعاعی بصورت قدر مطلق

۳. محور دستگاه تحت تاثیر مجموعه ای از نیروهای شعاعی و محوری می باشد در این صورت

$$F_d = V \times F_R + y F_T \quad \text{داریم}$$

F_T, F_R به ترتیب جمع جبری نیروهای شعاعی و محوری

V : ضریب چرخش با همان مقادیر ذکر شده

X و y : به ترتیب ضریب نیروی شعاعی و ضریب نیروی محوری که مقادیر آنها بسته به نوع یاتاقان از جدول مربوطه برای بلبرینگ ها ردیف ۴-۱۵ استخراج می شود.

مثال: جهت نصب بر روی محور یک کمباین بلبرینگ تک ردیفه تعیین نمایید در صورتی که این محور در ۵۰۰ دور بر دقیقه دوران نموده و تحت تاثیر نیروی شعاعی برابر 3000 lb قرار گرفته باشد.

$$C = F_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

با توجه به کاربرد بلبرینگ در تجهیزات کشاورزی مقدار $h=6000$ از جدول انتخاب می شود.

$$L_d = 60 h n = 60 \times 6000 \times 500 = 18 \times 10^7$$

برای بلبرینگ $k=3$ می باشد. پس بار دینامیکی به صورت زیر بدست می آید.

$$C = F_r \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} = 3000 \left(\frac{18 \times 10^7}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 3000 \times 5.64 = 16938 \text{ lb}$$

عدد نزدیک به این عددی که آورده شده در جدول ۱۸۰۰۰ می باشد.

$$F_d = V \times F_R = 1 \times 3000 = 3000 \text{ lb}$$

نکته: چون روی محور نصب شده مقدار آن یک تعیین شد. اگر روی چرخ بود مقدار ۱/۲ تعیین می شد.

$$\begin{cases} C = 18000 \\ C_0 = 14400 \end{cases}$$

شماره بلبرینگ با توجه به مقادیر بالا ۶۳۱۴ می باشد.

مثال: محور یک پمپ که در 1000 RPM دوران می نماید تحت تاثیر نیروی شعاعی $F_R = 250 \text{ lb}$



و نیروی محوری $F_T = 120lb$ جهت نصب بر روی محور این بلبرینگ تک ردیفه ای تعیین نمایید.

نکته: از جدول برای پمپ ها و کمپرسورها $h=6000$ را انتخاب می کنیم.

$$L_d = 60 h n = 60 \times 6000 \times 1000 = 36 \times 10^6 rev$$

$$F_d = V X F_R + y F_T$$

توجه: برای بدست آوردن x و y ابتدا $\frac{F_T}{C_0}$ تقسیم کرده جواب بدست آمده را برای پیدا کردن مقادیر x و y از جدول استفاده می کنیم. برای بلبرینگ تک ردیفه داریم

$$\begin{cases} x = 0.56 \\ y = 1.5 \end{cases}$$

پس داریم:

$$F_d = 1 \times 0.56 \times 250 + 1.5 \times 120 = 320 lb$$

نکته: برای بلبرینگ مقدار $k=3$ در نظر می گیریم.

$$C = F_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 320 \left(\frac{36 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 4904 lb$$

توجه: با توجه به جدول عدد نزدیک به عدد به دست آمده شده مقدار $C=5800$ است پس داریم:

$$\begin{cases} C = 5800 \\ C_0 = 4050 \end{cases}$$

در این صورت با توجه به مقادیر C و C_0 شماره یاتاقان از جدول ۶۳۰۷ خواهد بود.

منابع:

۱. طراحی اجزاء ماشین

تالیف: ام. اف. اسپاتز - تی. ای. شاپ - ال. ای. هورن برگر.

مترجم: هدایت موتابی

۲. طراحی اجزاء ماشین

تالیف: جوزف ادوارد شیگلی، چارلز میشکه، ریچارد گوردون بادی ناس

مترجم: ایرج شادروان