طراحی اجزاء – ۱

زمستان ۱۳۹۰

زمان/مکان	شنبه، دوشنبه ۱۰:۳۰-۱۲ ابن سینا ۲۵
مدرس	سعید بهزادی پور اتاق ۲۰۶ دانشکده مکانیک تماس: ۶۶۱۶۵۵۴۲ – behzadipour@sharif.edu ساعات مراجعه: شنبه، دوشنبه ۹ – ۱۰
کتاب مرجع	Shigley's Mechanical Engineering Design 9th Edition
پروژه	سه پروژه بصورت تک نفره هرکدام ٪۱۰ نمره کل درس
امتحان میان ترم	۲۳/۱/۱۳۹۱ – ساعت ۱۶:۰۰ - تا سر طراحی شافت –٪۲۰ نمره کل درس
امتحان پایان ترم	۳/۴/۱۳۹۱ ساعت ۱۵:۰۰– از طراحی شافت به بعد– ٪۵۰
نمرات تشویقی	گزارش یک تا دو صفحه ای از یک طراحی خلاقه و جالب مرتبط با موضوعات درس و یا مسائل مطرح شده در کلاس / طرح – با توجه به کیفیت گزارش حداکثر تا نیم نمره

ملاحظات طراحی

۱. کارآیی و کیفیت

۲. هزینه اولیه + هزینه تعمیر و نگهداری

۳. انعطاف پذیری

۴. تعمیر و نگهداری

۵. تعمیر و نگهداری

۶. اندازه (حجم، وزن)

۷. قابلیت تطبیق با محیط

۸. زیبایی ظاهری

۹. آلودگی صوتی - محیط زیست

۱۰. سادگی نگهداری

۱۱. ایمنی کاربر

۱۲. جلوگیری از اشتباه کاربر Fool proof

۱۳. قابلیت بازیافت

۱۴. حمل و نقل آسان

۱۵. سادگی نصب و راه اندازی

۱۶. قابلیت اطمینان

۱۷. اخلاق مهندسی

مراحل طراحی محصول مثال: ماشین پرپست کن سیب زمینی

۱. تشخیص دقیق مسئله و کمی سازی خواسته ها

- برداشتن لایه ای به ضخامت ۱ تا ۳ میلیمتر از سطح سیب زمینی
- نوع سیب زمینی: پسندی
- اندازه سیب زمینی: قطر بزرگ بین ۵ تا ۲۰ سانتیمتر

⋮

۲. طرح ایده - راه حل

- طرح راه حلها بدون در نظر گرفتن ملاحظات طراحی
- استفاده از ابزارهای تقویت کننده ایده پردازی مانند طوفان ذهنی

* سیب زمینی چرخان + تیغه ثابت
* سیب زمینی ثابت + تیغه متحرک
* سیب زمینی چرخان + تماس با صفحه زبر
* سیب زمینی متحرک + سطح زبر ثابت

⋮

طرح ساخته شده ایده اول

* برای ایده های دیگر به همین صورت پیوست را تهیه نمایید.

۳. طراحی مفهومی : ارائه پیاده سازی (از هر طرح برگزیده)

مثال : در پیاده سازی در فیلمهای پیوست از ایده شماره ۴

۴. غربالگری طرح ها : حذف طرح هایی که بر حسب ملاحظات طراحی مناسب نیستند

- انتخاب ملاحظات : کارائی ، هزینه ارایه ، سادگی ، اندازه و حجم

- انتخاب وزن هریک از ملاحظات (معیارها)

روشی برای مرتب کردن معیارها

	کارآیی	هزینه	اندازه	سادگی
کارآیی	۱	۱	۰	۱
هزینه	۰	۱	۰	۰
اندازه	۱	۱	۱	۱
سادگی	۰	۱	۰	۱
	۲	۱	۴	۳

میزان اهمیت ←

آن مدل معیار را طراح می‌تواند تعیین کند

- مقایسه طرح‌ها

دو طرح مفهومی از ایده ی

ایده / معیار	هزینه (۴)	سادگی (۳)	کارایی (۲)	اندازه (۱)	امتیاز
۱	۲	۱	۱	۱	۱۴
۲	۱	۲	۲	۲	۱۶

۵. مدل‌سازی : ایجاد یک مدل ریاضی از طرح با منظور تعیین پارامترهای دستگاه طرح

- مدل تحلیلی

- مدل عددی

- مدل تجربی

۶. طراحی جزئی ← در این درس انجام می‌شود

۷. نمونه سازی

۸. مونتاژ، تست و بهینه سازی

۹. ارزیابی نهائی (براساس نتایج مرحله ۱)

۱۰. ارائه طرح و مستند سازی

تحلیل و تجزیه مهندسی

* شکستن مسئله به قسمتهای قابل حل و تحلیل
* یافتن مکانیزمهایی که کمیت مورد تحلیل را می سازند

مثال: مقدار انرژی حرارتی آزاد شده از سوختن یک لیتر بنزین؟

- بنزین مصرفی 7 لیتر در 100 km در سرعت ثابت 80 km/hr
- نیروی مقاومت هوا 10 hp
- اصطکاک 20٪
- راندمان موتور (25-30٪) 26٪

$$t = \frac{100\ km}{80\ km/hr} = 1.25\ hr = 4500\ s$$

$$E_{out} = 4500 \left(12 \times 750 \right) = 40.5\ MJ$$

$$E_{in} = \frac{40.5}{0.26} = 156\ MJ \rightarrow E_{one\ lit} = \frac{156}{7} = 22.2\ MJ$$

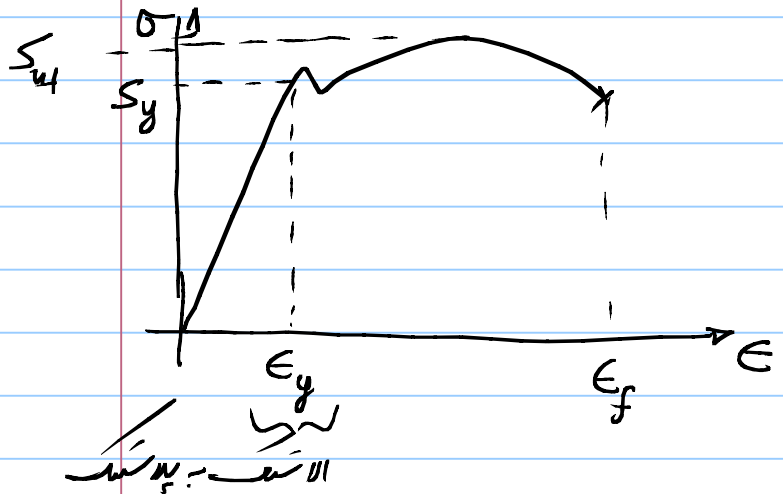
جواب دقیق = 32.5 MJ ← (خطا 32٪)

برای هیدروژن مایع ← $E = 11.4 \frac{MJ}{kg}$

برای باطری‌ها Li-ion ← $E = 0.36 - 0.9 \frac{MJ}{kg}$

خواص اساسی مواد:

مواد فلزی ← شبکه کریستالی دررانش‌ها و اتصال دانه‌ها به هم با نیروهای ضعیف



چکش خواری:

$\epsilon_f < 5\%$ ← مادهٔ ترد

$\epsilon_f > 5\%$ ← چکش خوار

سختی (مقاومت سنتی در برابر تغییر شکل موضعی)

1. برینل

$HB = \frac{F}{A}$ (از نوع تنش)

A = سطح جانبی

2. راکول ← A: الماس 60kgf، B: ball 1/16" 100kgf، C: 120، 150kgf

3. ویکرز: شبیه برینل اما بجای ساچمه از یک هرم الماسه استفاده می‌شود

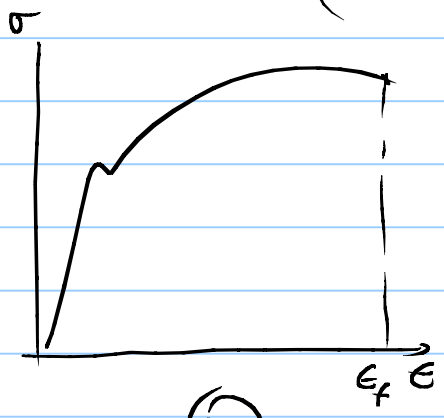
برای فولادها، روابط تجربی زیر بین HB و S_{ut} برقرار است

$200 < HB < 450 \quad (Mpa) \rightarrow \quad S_{ut} = 3.41\,HB \quad (Mpa)$

for Cast iron $\rightarrow \quad S_{ut} = 1.58\,HB - 86 \quad (Mpa)$

چقرگی:

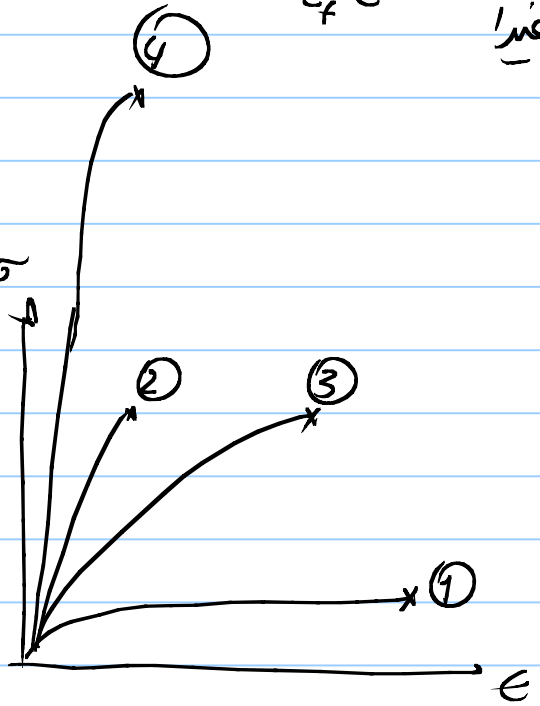
مقاومت در مقابل پیشرفت ترک (تحمل ضربه)



مدول چقرگی $= \quad M_T = \int \sigma\, d\epsilon$

(انرژی در واحد حجم)

برای مقایسه مواد با حالت تحمل ضربه مفید است



۱. چدن خاکستری ← چقرگی پایین

۲. برنز ← چقرگی پایین

۳. استحکام در حد ② آنا چدن خاکستری با بالاترین چقرگی

۴. استحکام بالا، چدن خاکستری کم، چقرگی نسبتاً بالا

مثال:

سیلندر فلزی ← زلزله و ضربه مهم است ← چقرمگی بالا

و

سیم ← تغییر شکل پلاستیک برای سهولت شکل‌پذیری مهم است ← چکش‌خواری

عملیات حرارتی

هدف:
1. حذف تنشهای پسماند
2. افزایش چقرمگی خستگی
3. افزایش سختی

Annealing: آنیل کردن

عبارت است از گرم کردن فولاد تا 300-350 درجه سانتیگراد و سرد کردن تدریجی

در اثر این عمل دانه‌ها حرکت کرده و به جای‌های جدید می‌آید که امکان کار سرد مجدد فراهم می‌شود. همچنین، باعث حذف تنشهای پسماند می‌شود

Tempering:

شبیه آنیل کردن است با این تفاوت که تا حداکثر 200°C گرم می‌کنیم تنشهای پسماند را حذف نمی‌کند اما کاهش سختی و باز گرداندن چقرمگی خستگی بسیار محدود اتفاق می‌افتد

Quenching:

عبارت است از گرم کردن تا بالای دمای بحرانی و سرد کردن ناگهانی به این ترتیب سطح فولاد سخت شده و استحکام خستگی آن نیز افزایش می‌یابد

* باعث ایجاد تنشهای پسماند بین لایه‌ها شده که ممکن است باعث پوسته شدن فولاد شود

* خنک کردن ناگهانی با دوش آب / فرو بردن در آب یا روغن در حالی که فولاد گرم است

Case Hardening : سخت سازی سطح بدون ایجاد تنش پسماند

مثال : Carburizing قرار دادن فولاد در کوره به همراه پودر کربن که باعث دفیوزشدن کربن در سطح فولاد شده و سختی آن را افزایش می دهد

معیار مهندسی در طراحی :

چدن : Cast iron سفید، خاکستری و سیاه ... بسته به میزان کربن

$$S_{y_t} = \frac{1}{6} S_{y_c}$$

دانه ها اشباع از کربن و اضافه کربن در مرز دانه ها رسوب کرده که باعث ترک عمل کرده و باعث افت استحکام کششی می شود

* اضافه کردن منیزیم باعث افزایش چقرمگی می شود

* وجود کربن اضافه در مرز دانه ها باعث ایجاد خاصیت روانکاری شده لذا از چدن در ساخت یاتاقان ماشین آلات استفاده می شود

فولاد :

فولادهای ساختمانی :

S_f بالا - چقرمگی خوب ، استحکام معمولاً در حدود 350 - 600 Mpa

در استاندارد DIN با St و یک عدد دو رقمی آن داده می شود

St37 → 0.37٪ کربن → $S_{ut} \simeq 370$ Mpa → ($S_y = 210$ Mpa)

* در ساخت پرچ ها و تیرهای ساختمانی و ... همچنین در قطعات ماشین های کاربرد گسترده ای دارد

* ماشین کاری آن ساده است

* چون برای کوئنچ نمی‌شد در جوشکاری احتیاط بیشتری می‌کرد

فولادهای آلیاژی :

استحکام نهایی 450 - 1000 Mpa

۱. کروم :

Ductility ↑
Tonghness ↑
critical temperature ↑
Wear resistance ↑

۲. نیکل

Strength ↑ (Sy, Su)
Ductility

* معمولاً همراه با کروم کاربرد دارد

۳. تنگستن : برای خارج کردن کربن از فولاد که باعث کاهش استحکام می‌شد

باعث افزایش مقاومت حرارتی می‌شود

۴. سیلیسیم :

Hysteresis ↓
Magnetic permeability ↑
Ductility ↓

در ماشین‌های الکتریکی مانند هسته ترانسفورماتور و موتورهای الکتریکی کاربرد دارد

۵. مولیبدن و وانادیم و تنگستن

دمای بازپخت ↑ جهت کاربردهای بالا (ابزار)
تنگستن باعث افزایش هیپرگن نیز می‌شود

انواع آلومینیم:

E_c در حدود 60٪، جرم حجمی تقریباً $\frac{1}{3}$ فولاد، مدول یانگ نیز در حدود 70 Gpa
($\frac{1}{3}$ فولاد)

در هفت سری تولیدی می‌شود که با اعداد چهار رقمی نشان داده می‌شوند

۱. سری 1000 : نرم، قابلیت انتقال حرارت و جریان الکتریسیته - کاربرد در کابلهای آلومینیمی، مبدلهای حرارتی

۲. سری 2000 : آلیاژ با مس، با کاربرد استحکامی در حد فولاد پیدا می‌کنند، قابلیت خوب برای ماشینکاری (بسیار پرکاربرد در مصارف ماشین‌سازی)

۳. سری 3000 : آلیاژ با منگنز، کارپذیری، استحکام متوسط، مقاوم در مقابل خوردگی قابلیت جوشکاری - کاربرد در ورق سازی، ظروف آشپزخانه

۴. سری 4000 : آلیاژ با سیلیسیم. استحکام متوسط، قابلیت لحیم، قابلیت انجام عملیات حرارتی، قابلیت جریان یابی خوب در فرآیندهای تغییر شکل - شکل پذیری در حد خوب

۵. سری 5000 : آلیاژ با منیزیم: مقاوم در خوردگی، مقاوم در دماهای بسیار پائین جوش پذیری - کاربرد در ساخت مدیه کشتی، مخزنهای تحت فشار

۶. سری 6000 : آلیاژ با منیزیم و سیلیسیم: استحکام بالا، حساسیت کمتر از کارسرد قابلیت تغییر شکل خوب در اکستروژن، مقاوم در خوردگی، کاربرد در ساخت پره دیفیوزرهای آلومینیومی

۷۰ سری 7000 ، آلیاژ، تلخ (مشخصات فیزیکی مشابه سری 2000)

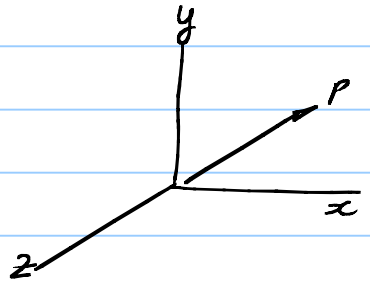
کاربرد در صنعت هوانقضا

* برای توضیحات بیشتر به جزوهٔ ربوط‌های CW مراجعه نمائید *

بارگذاری (نیرو)

تنش یک کمیت برداری است که زبان ریاضی آنرا با یک تانسور نشان می‌دهند.

برای بیان تنش می‌توان پس از فرض نمودن یک دستگاه مختصات (معمولاً دستگاه کارتزین XYZ) آنرا با تصاویر یا مؤلفه‌های تنش در صفحات اصلی و جهات اصلی این دستگاه مختصات نشان داد.



بردار نیرو کمیتی ریاضی است که می‌توان آن را با مؤلفه‌هایش در یک دستگاه مختصات نشان داد

$$\vec{P}\cdot\hat{e}_x = P_x \quad , \quad \vec{P}\cdot\hat{e}_y = P_y \quad , \quad \vec{P}\cdot\hat{e}_z = P_z$$

$$\vec{P} = P_x\hat{e}_x + P_y\hat{e}_y + P_z\hat{e}_z \quad = \text{یا به شکل} \quad = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{bmatrix}$$

با تغییر جهات دستگاه مختصات $(x'y'z')$ مؤلفه‌های P_x, P_y, P_z دیگر معتبر نیستند

مؤلفه‌های جدید $(P_{x'}, P_{y'}, P_{z'})$ بر حسب مؤلفه‌های قبلی و با کمک تبدیل R بدست می‌آیند

$$\begin{bmatrix} P_{x'} \\ P_{y'} \\ P_{z'} \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{bmatrix}$$

در مورد تانسورهای مرتبه دو (مانند تنش نیز داریم):

$\hat{e}_j \cdot T\hat{e}_i$: مؤلفه تنش که مربوط به صفحه $\hat{e}_i$ بوده و در امتداد $\hat{e}_j$ است

مثلاً $T_{xz} = \hat{e}_z \cdot T\hat{e}_x$ مؤلفه تنش که در صفحه YZ (یا عمود $\hat{e}_x$) و در

امتداد $\hat{e}_z$ است. به این ترتیب در این دستگاه مختصات می‌توان تنش T را با مؤلفه‌های

آن نشان داد:

$$T = \begin{bmatrix} T_{xx} & T_{xy} & T_{xz} \\ T_{yx} & \ddots & \end{bmatrix}$$

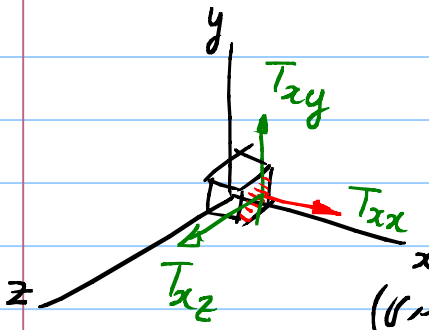
اگر دستگاه مختصات تغییر کند طوری که تبدیل R (ماتریس R^{ij}) این تبدیل را نشان

دهد، داریم:

$$T_{(x'y'z')} = R\, T_{(xyz)}\, R^{t}$$

* تنش یک کمیت تانسوری است

* با داشتن یک دستگاه مختصات کارتزین XYZ میتوان تانسور تنش را با آرایه‌ای از مولفه‌های اسکالر بیان نمود



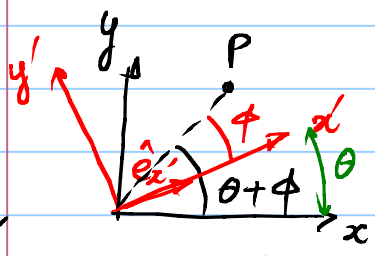
$$T_{xx} = \hat{e}_x \cdot T \hat{e}_x$$

و با داشتن دستگاه مختصات (کمیت تانسوری) T تغییر نمیکند اگرچه مولفه‌های آن در دستگاه جدید متفاوت خواهند بود

$$T_{(x'y'z')} = R\, T_{(xyz)}\, R^t$$

تنش صفحه‌ای:

$$T = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{bmatrix}$$



$$R = \begin{bmatrix} \hat{e}_{x'} & \hat{e}_{y'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}$$

(که بردار P را در دستگاه x'y' به xy تبدیل میکند)

* با دقت در بیان بردار P در دستگاه‌های x'y'z و xyz متوجه میشویم که این تبدیل

بردار را به اندازه θ در جهت CW دوران داده است.

پس اگر قرار باشد θ مثبت در جهت CCW باشد باید در ماتریس R،

θ را با $-\theta$ جایگزین می‌کنیم

ماتریس دوران (CCW θ درجه) $R = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}$

(همچنین R بیان بردار P از دستگاه xy به دستگاه $x'y'$ می‌برد)

$$\vec{P}_{(x'y')} = R\,\vec{P}_{(xy)}$$

با استفاده از همین تبدیل می‌توان بیان تانسور تنش را نیز تغییر داد

$$T_{(x'y')} = R\,T_{(xy)}\,R^{t}$$

$$T_{(x'y')} = \begin{bmatrix} c & s \\ -s & c \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{bmatrix}\begin{bmatrix} c & -s \\ s & c \end{bmatrix}$$

$$T = \begin{bmatrix} \sigma_x c^2 + 2\tau_{xy} cs + \sigma_y s^2 & -\sigma_x cs + \sigma_y cs + \tau c^2 - \tau s^2 \\ \vdots & \end{bmatrix}$$

$$\sigma_{x'} = \sigma_x c^2 + 2\tau_{xy} cs + \sigma_y s^2 = \sigma_x c^2 + \sigma_y (1-c^2) + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$= \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)(2c^2 - 1) + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$\sigma_{x'} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)\cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad \text{(I)}$$

$$\tau_{x'y'} = -\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)\sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad \text{(II)}$$

* سوال: σ کی ماکزیمم میشود؟

$$\frac{d}{d\theta}\sigma_{x'} = 0 \quad \text{----}$$

$$\Rightarrow \tan 2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \Rightarrow \theta_{p_1} - \theta_{p_2} = \pm 90^\circ$$

θ_{p_1} | θ_{p_2}

σ_1 | σ_2

این ماکزیمم (σ_2) و کمی میشود است (σ_1) که در هر دو $\tau = 0$

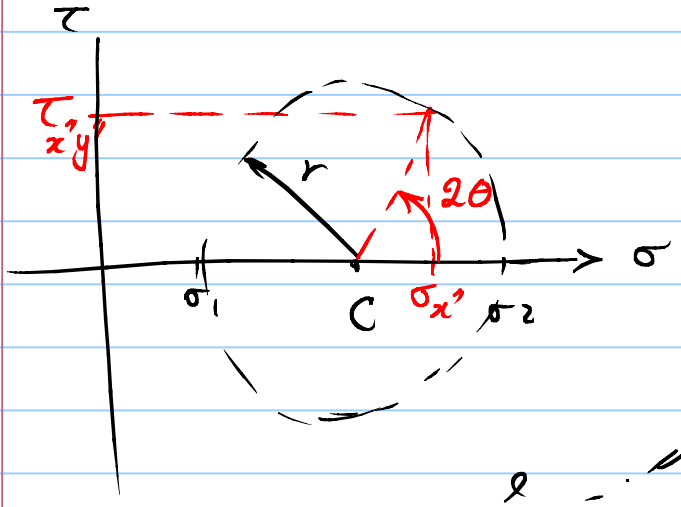
* سوال: τ کی ماکزیمم میشود

$$\frac{d}{d\theta}\tau_{x'y'} = 0 \Rightarrow \tan 2\theta_s = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2\tau_{xy}}$$

$$\theta_{s_1} - \theta_{s_2} = \pm 90$$

مورد از روابط گذشته شده $\begin{bmatrix}\sigma_{x'} \\ \tau_{x'y'}\end{bmatrix}$ مکان هندسی یک دایره را روی صفحه‌ای که

محورهای آن σ و τ هستند نشان میدهد



$$C = \begin{bmatrix}\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \\ 0\end{bmatrix}$$

$$r = \left[\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right]^{1/2}$$

که به این دایره، دایره مور گفته میشود

پس اگر تنش σ_x، τ_{xy}، σ_y اندازه گیری شده باشد ← σ_1، σ_2، $\tau_{1/2}$ قابل محاسبه و زوایای وقوع آنها نیز مشخص می‌شود

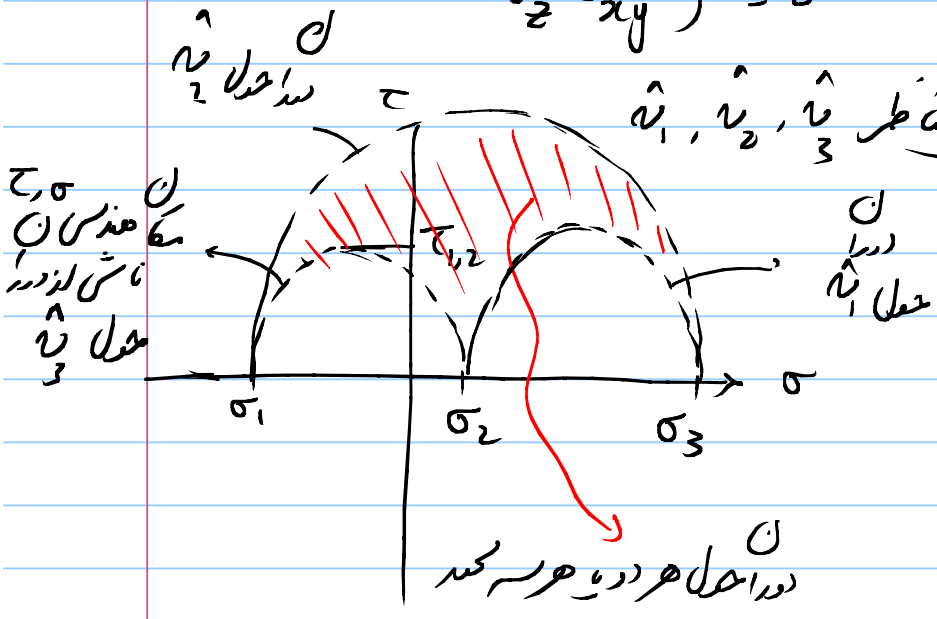
* قرارداد علامت برای τ: اگر تنش برشی τ بخواهد المان را CW بچرخاند، τ را مثبت یعنی بالای کدر σ در نظر می‌گیریم

* در تنش‌های سه بعدی روند به این صورت است که تنش‌های اصلی (ماکزیمم‌ها) و دایره‌های مور مربوطه را از حل معادله زیر به دست می‌آوریم

σ_1، σ_2، σ_3 از حل معادله زیر به دست می‌آیند

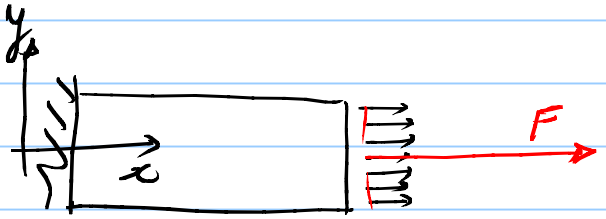
$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 + (\sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2)\sigma - (\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{xz}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2) = 0$$

$\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3$ ، جهت‌های تنش اصلی $\hat{n}_1$، $\hat{n}_2$، $\hat{n}_3$



مرور بارگذاری‌های مختلف

۱. کشش یا فشاری



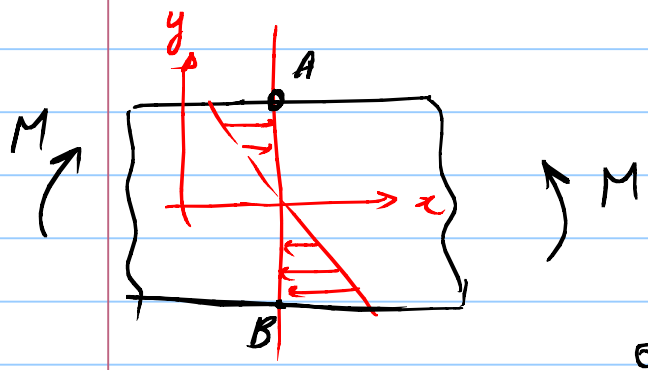
فرضیات: - مقطع ثابت

- بار به صورت توزیع شده و یکنواخت عمود بر مقطع

$$\Rightarrow \quad \sigma_x = \frac{F}{A} \qquad \tau_{xy} = 0 \quad \leftarrow \text{* برای تمام نقاط جسم}$$

$$\sigma_y = 0$$

۲. خمش ← تیرهای تیر اویلر-برنولی

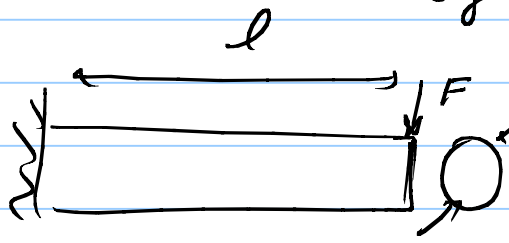


بحرانی‌ترین نقطه A و B است در این تیر

نقاط

$$\sigma_x = -\frac{My}{I}$$

$$\sigma_y = \tau_{xy} = 0$$

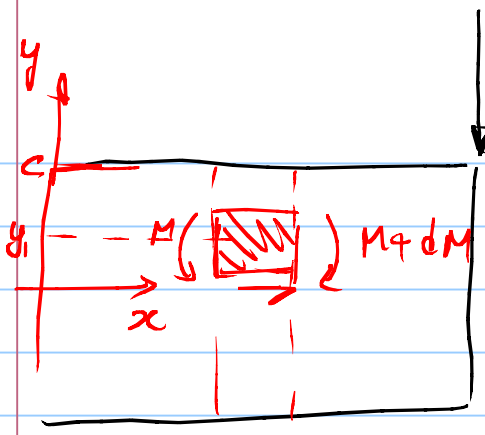


اگر بارگذاری خمشی در اثر بار برشی باشد

سوال این است که چه موقع اثر خمش شدیدتر است و چه موقع اثر برش

$\frac{l}{d} < 10 \rightarrow$ معمولاً برش شدیدتر است

$\frac{l}{d} \geq 10 \rightarrow$ خمش تعیین کننده است



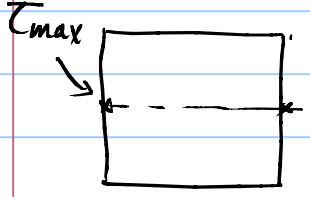
۳. بارگذاری برشی

(* بارهایی که اثر خمشی نیز دارند که جدا گانه حساب می‌شوند ← σ)

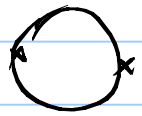
$$\tau \neq \frac{V}{A} \quad \text{بلکه} \rightarrow \quad \tau = \frac{VQ}{Ib}$$

Q ممان اول سطح، I ممان اینرسی، b عرض سطح

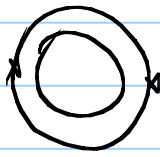
$$Q = \int_{y_1}^{c} y\,dA$$



$$\rightarrow \quad \tau_{max} = \frac{3}{2}\frac{V}{A}$$

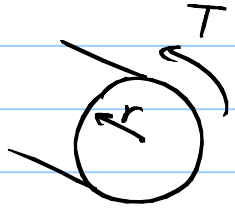


$$\rightarrow \quad \tau_{max} = \frac{4}{3}\frac{V}{A}$$



$$\rightarrow \quad \tau_{max} = 2\frac{V}{A}$$

پیچش:



$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

J ممان قطبی

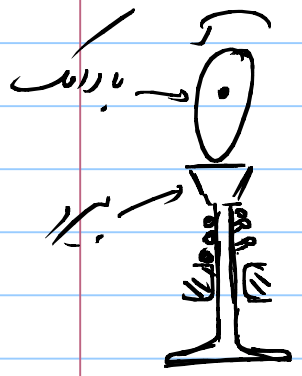
کمترین $\tau_{max} = \frac{Tr}{J}$ سطح دایره توپر است

تعیین مقطع بحرانی، نقطه بحرانی و جهت بحرانی از مهارتهای اساسی طراحی است

- تسلط به روابط بارگذاری‌های مختلف
- استفاده از جمع آثار

بارندازی تماس (نرمال بر سطح)

- در اثر تماس در جسم جامد تغییر شکل پذیر حاصل می‌شود
- معمولاً چون سطح تماس کوچک است مقادیر تنش تماس بزرگ خواهد بود
- مثال: - تماس چرخ با ریل



- تماس دندانه‌های چرخ دنده
- تماس با دراک دیرو
- تماس ساچمه با رینگ در یاتاقان‌های غلطشی

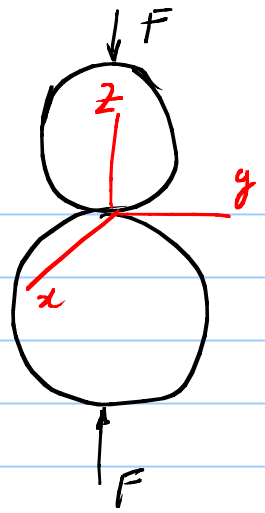
اهمیت ← اثر تخریبی
۱. ترک Crack
۲. تغییر فرم Pit
۳. پوسته شدن flake

تئوری هرتز

تماس دورکن: سطح تئوریک تماس با یک نقطه باشد (به فرض جامد بودن دورکن)
اما در عمل این سطح تبدیل به یک دایره با شعاع a می‌شود

$$a = \left[\frac{3F}{8} \frac{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}} \right]^{1/3}$$

F: نیروی تماس



اگر یکی از دو کره، صفحه باشد $\leftarrow d = \infty$

تنشهای اصلی در وسط دایره تماس که بحرانی‌ترین نقطه است:

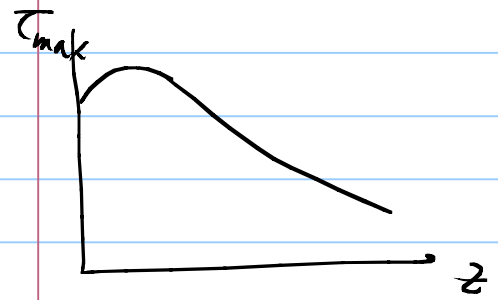
$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = -P_{max}\left[\left(1 - \left|\frac{z}{a}\right| \tan^{-1}\frac{1}{|z/a|}\right)(1+\nu) - \frac{1}{2\left(1+\frac{z^2}{a^2}\right)}\right]$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-P_{max}}{1+\frac{z^2}{a^2}}$$

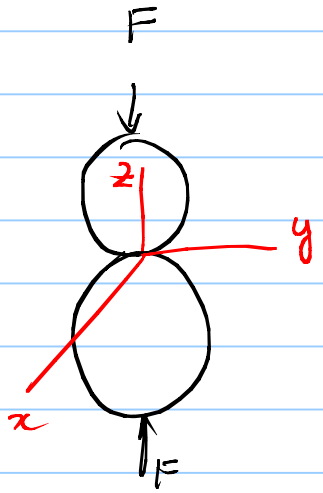
$$P_{max} = \frac{3F}{2\pi a^2}$$

- تنشهای اصلی برشی در نقطه تماس بیشینه هستند

- اما اگر τ_{max} را حساب کنیم در نقطه‌ای با فاصله اندک از سطح تماس (روی محور z) قرار می‌گیرد. این تنش باعث ایجاد ترک‌های مویی زیر سطح شده و در اثر تداوم آنها پوسته شدن سطح اتفاق می‌افتد



تماس دو استوانه



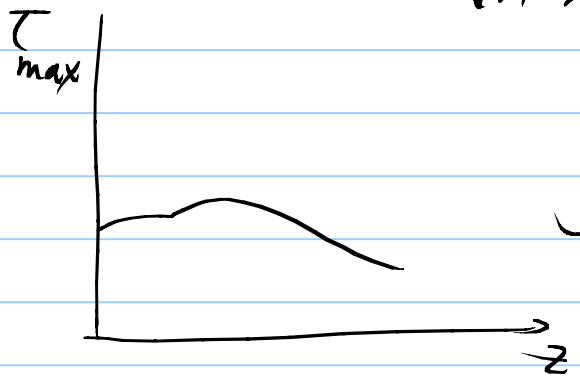
سطح تماس مستطیل است به عرض $2b$ و طول l

$$b = \left[\frac{2F}{\pi l} \cdot \frac{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}} \right]^{1/2}, \quad P_{max} = \frac{2F}{\pi b l}$$

$$\sigma_1 = \sigma_x = -2\nu P_{max} \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

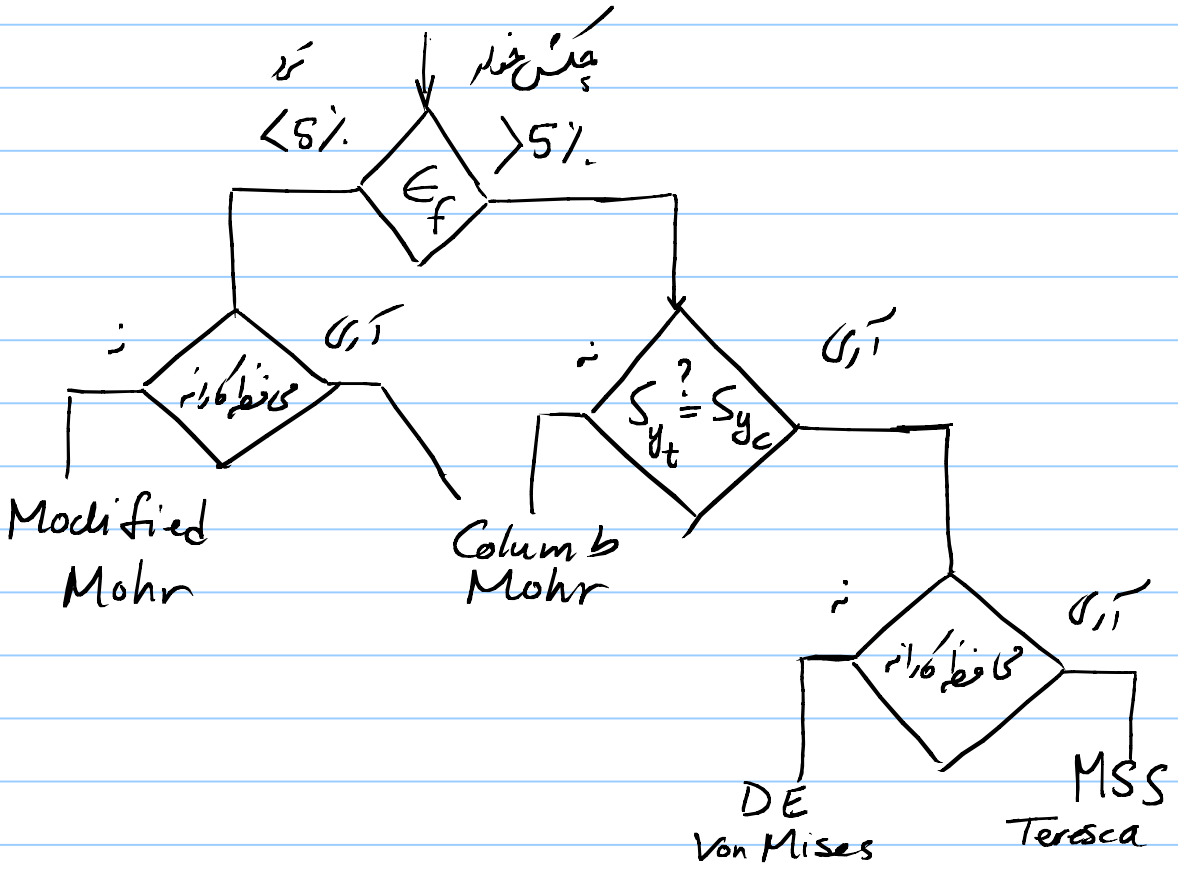
$$\sigma_2 = \sigma_y = -P_{max} \left(\frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2\left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_3 = \sigma_2 = \frac{-P_{max}}{\sqrt{1 + z^2/b^2}}$$



وحداکثر تنش برشی ماکزیمم در نقطه ای
زیر سطح تماس به مقدار مشخص می رسد

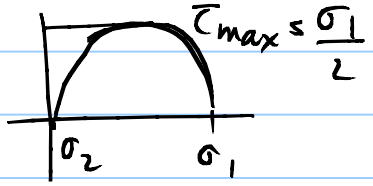
تئوری های شکست - استاتیک



Tresca : شکست در اثر عبور τ_{max} از استحکام برشی اتفاق می‌افتد

استحکام برشی ← شکست نرم :

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{S_y}{2}$$

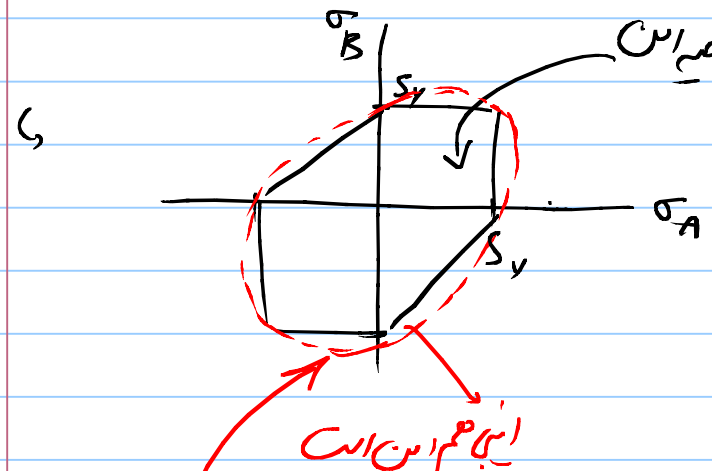


$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$

$$\rightarrow (\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3) \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \leq \frac{S_y}{2}$$

شکست اتفاق نمی‌افتد

در حالت تنش صفحه‌ای که یکی از تنش‌های زیان صفر است ← تنش‌های اصلی σ_A, σ_B



تئوری انرژی ، Von Mises

نتایج تست تنش در هر نقطه اطراف ناحیه‌ی ترسیم امن است

ناحیه امن : $$\sigma_{eq} = \left[\frac{1}{2}\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2\right]\right]^{1/2} \leq S_y$$

در حالت صفحه‌ای ($\sigma_3 = 0$) ←

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \leq S_y$$

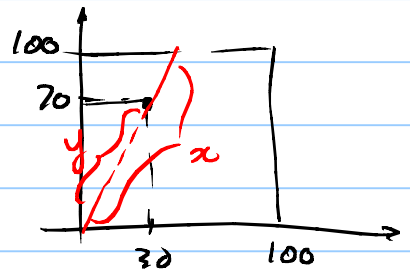
$$= \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq S_y$$ نامساوی

مثال: $\epsilon_f = 0.55$, $S_{y_t} = 100$ kpsi

a) برای تنش زیر، ضریب اطمینان را بدست آورید

$\sigma_1 = 30$ kpsi , $\sigma_2 = 70$, $\sigma_3 = 0$

Tresca:



$$n = \frac{x}{y} = \frac{100}{70}$$

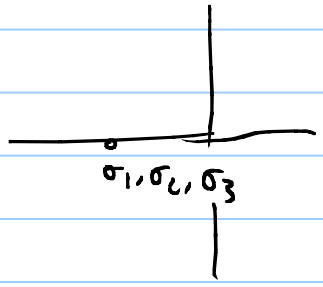
Von Mises: $\sigma_{aw} = \sigma_{vm} = \left[70^2 - 70(30) + 30^2\right]^{1/2} = 60.8$ kpsi

$$n = \frac{100}{60.8}$$

b)

(ادامه مثال)

هیدرواستاتیک $\sigma_1 = -30\ Mpa, = \sigma_2 = \sigma_3$



MSS : $\tau_{12} = \tau_{13} = \tau_{23} = 0$

$$\Rightarrow n = \frac{S_y}{\tau_{max}} = ?$$

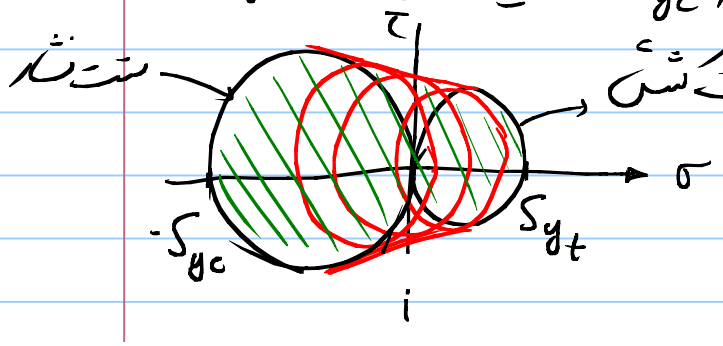
$$DE: \quad \sigma_{vm} = \left[\frac{(30-30)^2 + 0 + 0}{2}\right]^{1/2} = 0 \rightarrow n = \frac{S_y}{\sigma_{vm}} = ?$$

* طبق تئوریهای MSS و DE، تنش هیدرواستاتیک هرگز باعث تسلیم نمی‌شود
* در تنش هیدرواستاتیک فشاری، تئوری‌ای که $\sigma_H > S_y$ را باعث تسلیم می‌داند، در نظر گرفته می‌شود
* از آنجایی که ایجاد تنش هیدرواستاتیک کششی تقریباً غیرممکن است، تئوری‌ای که این مورد را در نظر نمی‌گیرد

تئوری کولمب مور

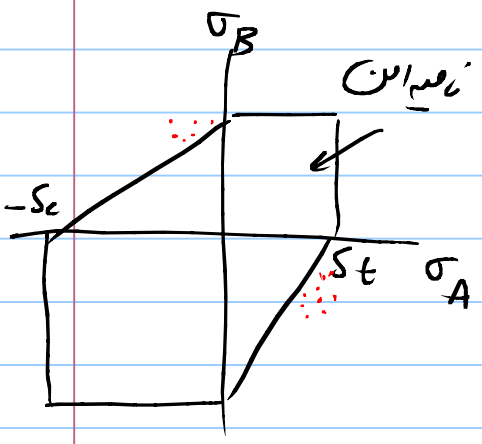
* در حالتی که $S_{yc} \neq S_{yt}$ و $\epsilon_f > 5\%$، از این تئوری استفاده می‌شود
* داخل ناحیه‌ها شکست خورده،

طبق این تئوری این است



* خطوط تاس بر دایره نشان داده شده، که در واقع نمی هستند آنها در این تئوری با تقریب

آنها را خط راست فرض می‌کنیم

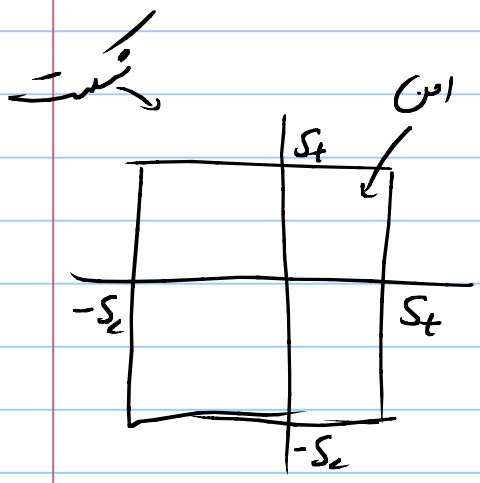


1. $\sigma_A > \sigma_B > 0 \rightarrow n = \frac{S_t}{\sigma_A}$

2. $\sigma_A < \sigma_B < 0 \rightarrow n = \frac{-S_c}{\sigma_A}$

3. $\sigma_A > 0 > \sigma_B \rightarrow \frac{\sigma_A}{S_t} - \frac{\sigma_B}{S_c} = \frac{1}{n}$

تئوریهای شکست در مواد ترد



1. تئوری تنش نرمال ماکزیمم

به دلیل اینکه این تئوری خیلی خوشبینانه بوده،

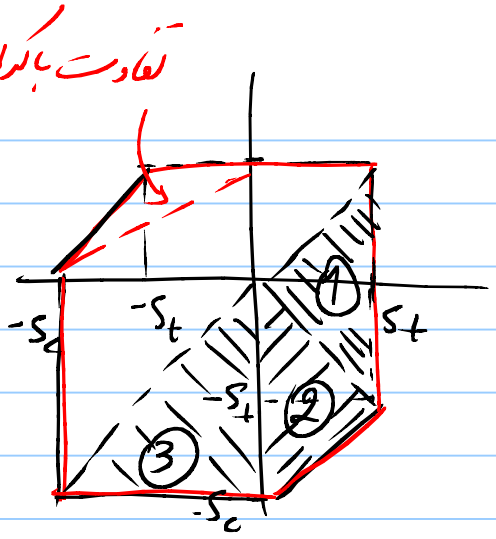
لذا آن کمتر استفاده می‌گردد

* لذا آن برای تعیین ناحیه شکست استفاده می‌شود و نه ناحیه امن دقیق نیست

2. تئوری کولمب - مور

* برای مواد ترد بیشتر بینی محافظه کارانه ای از ناحیه امن ارائه می‌کند

(روابط غیر خطی مانند حالت بالا برای مدار جبران خواهد)



۳. تئوری گرلیب - مدر تغییر یافته

* برای سال داده‌های تجربی نشان داده شده

شکست نمونه داده شده نیز چنین خواهد بود

۱. $(\sigma_A > \sigma_B > 0)$ یا $\left(\sigma_A > 0 > \sigma_B \ \& \ \left|\frac{\sigma_B}{\sigma_A}\right| \le 1\right)$

$$n = \frac{S_t}{\sigma_A}$$

۲. $\sigma_A > 0 > \sigma_B \ \& \ \left|\frac{\sigma_B}{\sigma_A}\right| > 1$

$$n = \frac{S_c^2 S_t}{S_c \sigma_A (S_c - S_t) - S_c S_t \sigma_B}$$

۳. $0 > \sigma_A > \sigma_B$

$$n = \frac{\sigma_B}{-S_c}$$

نتیجه:

* اثر خستگی عبارت است از شکست مواد در بارگذاری‌های تکراری با بارهای کمتر از حد استحکام ماده

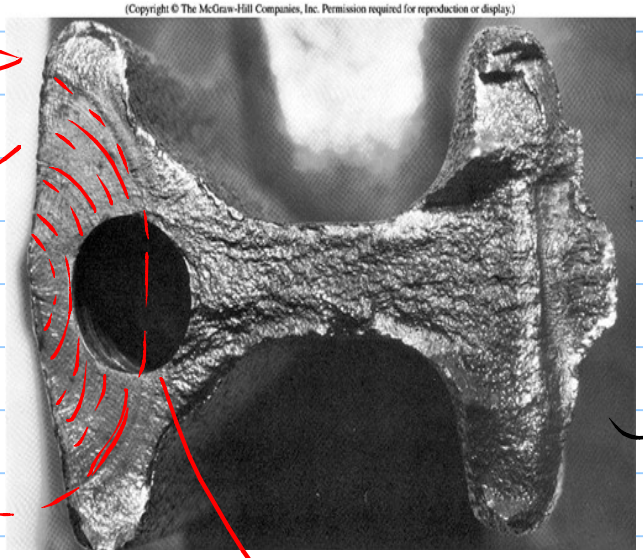
* علت وقوع این پدیده به احتمال زیاد بازمی‌گردد به وجود ناخالصی‌ها، نابجایی‌ها در ایجاد کریستال که در ماده وجود دارد و تا حدودی آشکار اثر آنها در رفتار ماکرو ماده دیده

نمی‌شود. تکرار بازنده‌ای منجر به ایجاد ورشد ترک در این نواحی شده و نهایتاً

باعث شکست ناگهانی ماده می‌گردد

خستگی : (ایجاد ترکهای میکروسکوپی و رشد آنها در اثر تکرار بارگذاری

(Copyright © The McGraw-Hill Companies, Inc. Permission required for reproduction or display.)



فرآیند شکست خستگی که معمولاً در اثر تکرار بارگذاری اتفاق افتاده است

مقطع تیر که در اثر بارگذاری تکراری شکسته است

مثال از یک مقطع دایروی تحت بارگذاری خمشی دوطرف

خطوط ساحلی Beach Mark

وقتی مقطع به این نحو می رسد شکست ایستایی اتفاق می افتد

تیر مدور تحت بارگذاری پیچشی تکراری

خطوط ساحلی تقریباً لبه دوایر متحدالمرکز

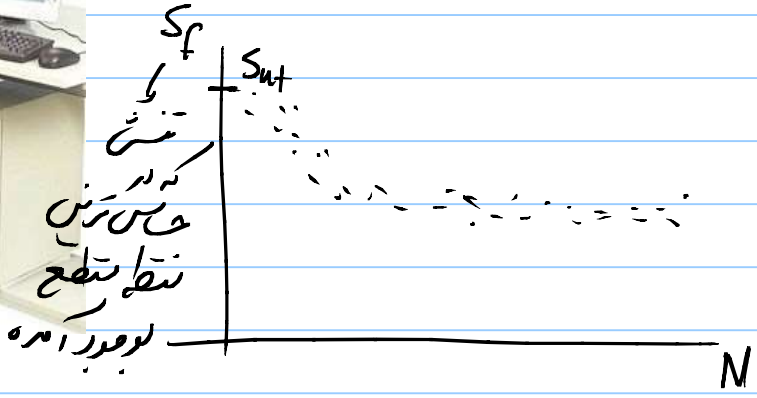
تحلیل خستگی معمولاً بر اساس روشهای مطالعه تجربی صورت می گیرد. در این مطالعات به دنبال نمودن هستیم با نام استحکام خستگی که تنش قابل تحمل توسط آن ماده در یک تعداد معین سیکل بارگذاری را در شرایط کنترل شده بدست می دهد.

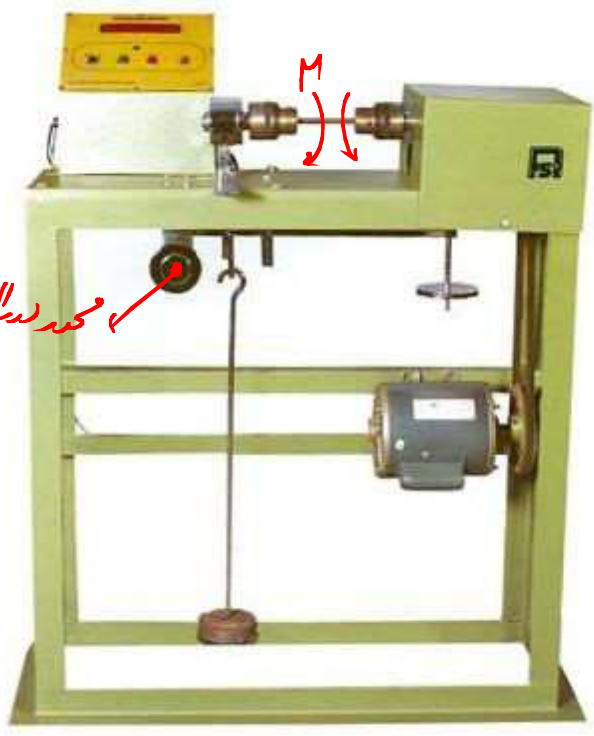
دستگاه تست خستگی MTS

که در آن قطعه استاندارد

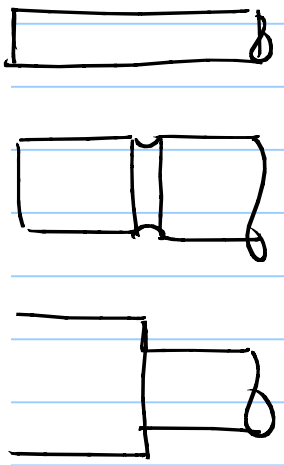
تحت بارگذاری خمشی گردان قرار

می گیرد





قطعه استاندارد

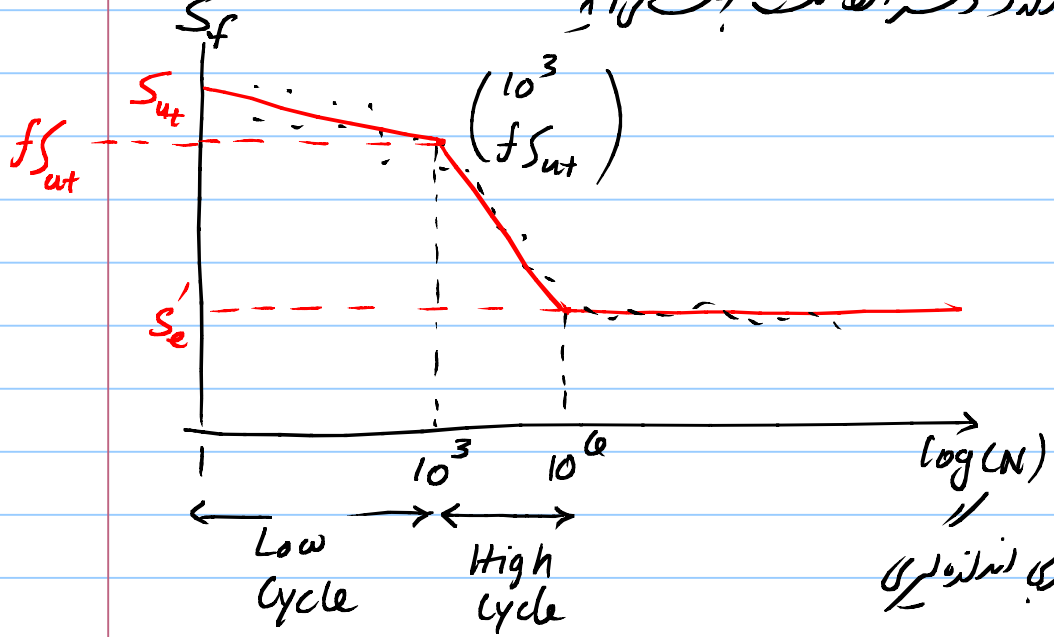


قطعه تحت بار خمشی ثابت قرار دارد که

و دور نمی زند. چرخش محور باعث ایجاد بارهای متغیر با جهت تنش می شود

با ایجاد یک خمش یعنی لنگ
در سطح مقطع این دستگاه، مهندا
کرنش هارمونیک (متناوب)
به قطعه اعمال میکند

برای این اطلاعات بهت کمک، از نتیجه‌های فوق، یک مدل تجربی از استحکام خستگی این
قطعات استاندارد در شرایط مختلف بهت میدهد



S_e' : استحکام حد دوام
اثر خستگی برای نمونه‌های
کمتر از S_e' ناچیز است

S_e' عموماً نتیجه‌ی تجربی اندازه‌گیری
می‌شود.

در مورد فولادها، دیده شده که تغییرات آن با یک رابطه تجربی زیر با دقت خوبی قابل تخمین است

$$S_{ut} < 1400\ MPa \rightarrow S_e' = 0.5\, S_{ut}$$

$$> 1400\ , \rightarrow S_e' = 700\ MPa$$

f : ضریب استحکام خستگی در 10^3 سیکل $\quad 0.6 < f < 0.9$

رابطه تجربی زیر را برای تخمین f در فولاد توصیه می‌کند SAE

$$f = \frac{\sigma_F'}{S_{ut}} (2000)^{b'} \qquad \sigma_F' = S_{ut} + 345\ MPa$$

$$b' = -\frac{\log(\sigma_F'/S_e')}{\log(2\times10^6)}$$

اگر اطلاعات فنی $S_F - N$ در دستگاه log-log رسم شود سه پاره خط بدست می‌آید (مطابق شکل جلسه قبل) و لذا می‌توان این منحنی را بگیرد این سه پاره خط مدل کند

خطی که از $(1, S_{ut})$ و $(10^3, fS_{ut})$ می‌گذرد : Low cycle Fatigue

$$\log S_F = c \log N + e$$

$$\text{let } e = \log d \Rightarrow \log S_F = c \log N + \log d$$

$$\Rightarrow S_F = d N^c$$

$$(1, S_{ut}) \Rightarrow S_{ut} = d (1)^c \Rightarrow d = S_{ut}$$

$$(10^3, f S_{ut}) \Rightarrow f S_{ut} = S_{ut} (10^3)^c \Rightarrow c = \frac{1}{3} \log f$$

$$S_f = S_{ut} N^{(\frac{1}{3}\log f)}$$

High Cycle Fatigue

خطی که از $(10^3, fS_{ut})$ و $(10^6, S_e')$ در مقیاس لگاریتمی می‌گذرد

$$S_f = a N^b$$

$$(10^3, f S_{ut}) \Rightarrow f S_{ut} = a (10^3)^b \Rightarrow \log (S_{ut} f) = \log a + 3b$$

$$(10^6, S_e') \Rightarrow S_e' = a (10^6)^b \Rightarrow \log S_e' = \log a + 6b$$

$$\Rightarrow \boxed{a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e'}} \quad , \quad \boxed{b = -\frac{1}{3}\log\frac{f S_{ut}}{S_e'}}$$

مثال: برای یک فولاد آلیاژی با استحکام نهایی $S_{ut} = 780\ MPa$

الف. استحکام خستگی چقدر است؟

$$S_{ut} < 1400 \rightarrow S_e' = 0.5 S_{ut} = 390\ MPa$$

ب. عمر تحت تنش برگشتی $\sigma_a = 300\ MPa$ چقدر است؟

$$\sigma_a < S_e' \rightarrow N \geq 10^6 \rightarrow \text{عمر نامحدود}$$

ج. عمر تحت تنش برگشتی با دامنه $\sigma_a = 480\ MPa$ چقدر است؟

ابتدا استحکام در 10^3 سیکل را بدست می‌آوریم

$$(S_f)_{10^3} = f S_{ut} \quad , \quad f = \frac{\sigma_F'}{S_{ut}} (2000)^{b'}$$

$$\sigma_F' = S_{ut} + 345\ MPa = 1125\ MPa$$

$$b = -\frac{\log(\sigma_F'/S_e)}{\log(N_e)} = -\frac{\log\left(\frac{1125}{390}\right)}{\log(10^6)} = -0.0767$$

$$f = \frac{1125}{780}(2000)^{-0.0767} = 0.805$$

$$\Rightarrow (S_f)_{10^3} = 0.805\,(780) = 627.9\ \text{Mpa} > 480$$

$$\Rightarrow \text{High Cycle} \rightarrow S_f = a N^b$$

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} = 1010.9\ \text{Mpa}$$

$$b = -\frac{1}{3}\log\frac{f S_{ut}}{S_e} = -0.0689$$

$$\Rightarrow S_f = 480 = 1010.9\,(N)^{-0.0689}$$

$$\Rightarrow N = 49522 \simeq 50\,K$$

تصحیح استحکام خستگی

S_e در آزمایش استاندارد تحت شرایط خاص آزمایشگاهی، با نمونه‌ای خاص، شکل مقطع خاص و معین و ... انجام می‌شود. در عمل با تغییر دادن این پارامترها استحکام خستگی S_e تغییر می‌کند که با رابطه تجربی زیر بیان می‌گردد

$$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e K_f$$

که تمام ضرایب فوق کوچکتر یا مساوی یک می‌باشند

k_a : ضریب سطح - برای سطح پرداخت خورده این ضریب مقدار ماکزیمم (یک) دارد و برای حالات دیگر از رابطه تجربی زیر استفاده می‌شود

$$k_a = a S_{ut}^{\ b}$$

ضرایب a و b از جدول 6-2 کتاب

k_b : ضریب اندازه : با تغییر اندازه قطعه استحکام خمشی تغییر می‌یابد

$$k_b \begin{cases} 1 & d \le 3\ mm \\ 1.24\, d^{-0.102} & 3 < d \le 51 \\ 1.51\, d^{-0.157} & 51 < d < 254 \end{cases}$$

درصورتی که مقطع غیر دایروی باشد، یک قطر معادل محاسبه می‌شود. برای این منظور ابتدا بحث ناحیه‌ای از مقطع دایروی که $0.95\sigma_{max}$ یا بیشتر را تحمل می‌کند مطرح می‌کنیم. این ناحیه حدوداً لایه خارجی سطح مقطع است

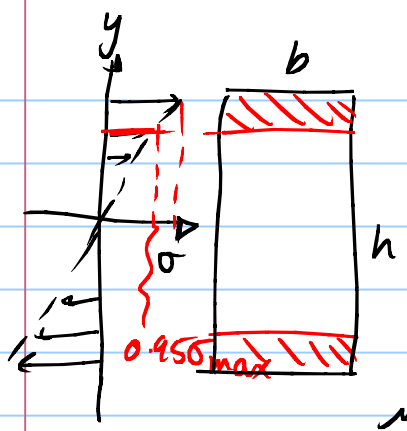
$$A_{0.95} = \frac{\pi}{4}\left(d^2 - (0.95d)^2\right) = 0.0766\, d^2$$

در هر قطعه با شکل مقطع غیر دایره‌ای، $A_{0.95}$ آن باید محاسبه گردد و

$$A_{0.95} = 0.0766\, d^2$$

برای d حل گردد

مثال: تعیین مقطع مستطیل تحت بارخمشی خالص



$$\sigma = \frac{My}{I}$$

مقدار تنش بصورت خطی از $h/2$ تا $-h/2$ تغییر می‌کند

پس $0.95\sigma_{max}$ در $0.95\frac{h}{2}$ اتفاق می‌افتد ←

$$A_{0.95} = 2\left(b \cdot 0.05\frac{h}{2}\right) = 0.05bh = 0.0766d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0.05}{0.0766}bh}$$

k_c : ضریب بار : نوع بارگذاری (سطح مقطع در دوم را عوض می‌کند)

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{Bending} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsion} \end{cases}$$

k_d : ضریب دما : با تغییر دمای کاری تنش سطح مقطع در دوم عوض می‌شود

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

S_T ← استحکام در دمای کاری

S_{RT} ← " " دمای اتاق

جدول 4-6 کتاب

K_e : اعتمادپذیری : از آنجاکه یک نمونه تجربی در کارخانه به دست نمی‌آید با این ضریب می‌توانیم میزان اعتماد به مقدار کار را تعیین کنیم

$$K_e = 1 - 0.08\, z_a$$

z_a از جدول 6-5 کتاب

K_f : سایر اثرات (مانند خوردگی، پرتش سطحی، اثرات اصطکاک و ...)

اثر تمرکز تنش در خستگی

این اثر را گاهی نمونه ضریب در بارگذاری پرتوی گاهی استفاده می‌کنند با این ضریب تقسیم می‌شود

* اثر تمرکز تنش در خستگی نمونه ضریب K_f و K_{fs} بیان می‌شود که اگرچه تابع K_t و K_{ts} (ضرایب تمرکز در بارگذاری استاتیک) هستند آن مقادیر متفاوت دارند

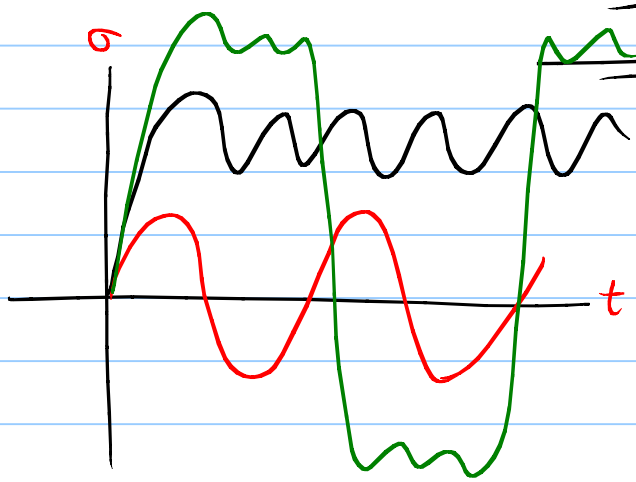
$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad , \quad K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

K_t, K_{ts} از جدول A-15

q و q_s حساسیت به ترک نامیده می‌شوند و برای S_{ut} مطابق جدول

6-20 و 6-21 کتاب مبحث را بخوانید

ترکیب بارگذاریهای استاتیک و دینامیک



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

σ_m : تنش متوسط یا استاتیک

σ_a : دامنه تنش یا دامنه تغییرات

جلسه ۱۲

Note Title 02/04/2012

طراحی اجزاء ماشین

تحلیل خستگی در شرائط واقعی

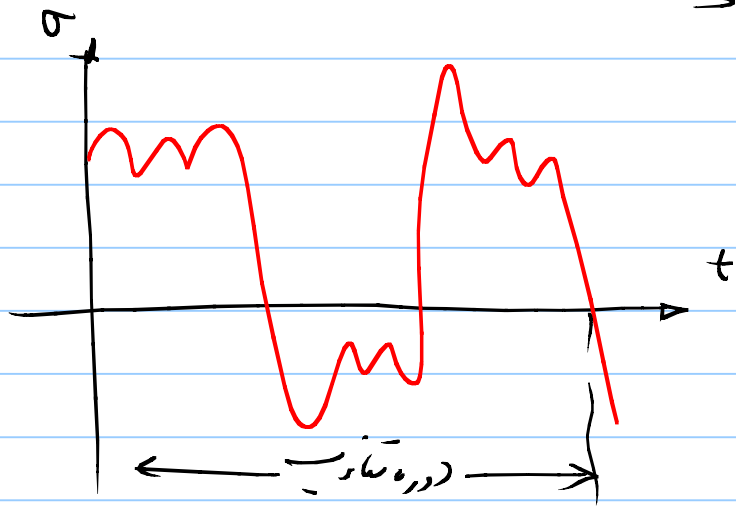
باید به خاطر داشت که اطلاعات کلیه خستگی در شرائط ویژه آزمایش مهیا می‌آید.

در حالت بارگذاری واقعی اطلاعات زیر باید بدست آید:

۱. ترکیب بارهای ثابت و متغیر (در حالت آزمایش استاندارد بار ثابت نداریم)

۲. ترکیب انواع بار (خمش، محوری، پیچش)

۳. مجموع آثار خستگی در دوره‌های بارگذاری



ترکیب بار ثابت و متغیر

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

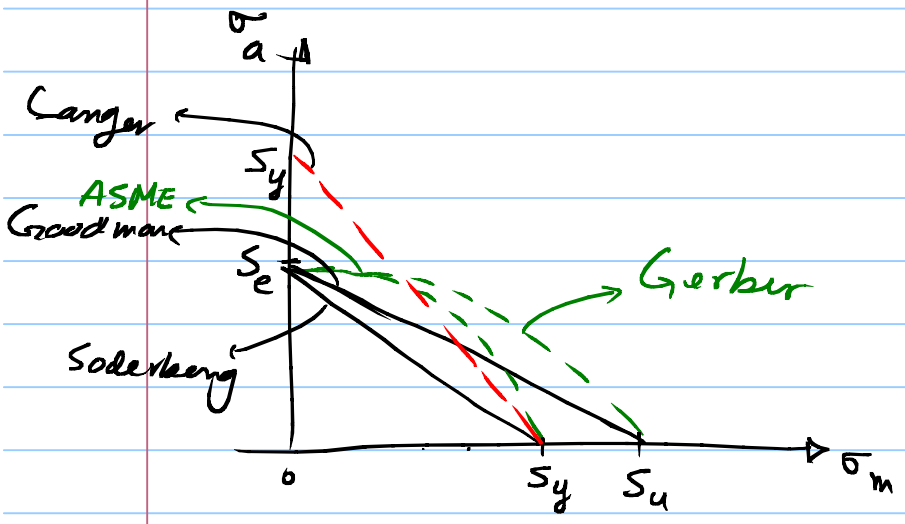
$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

σ_m : تنش متوسط

σ_a : دامنه تنش

تئوری‌های شکست خستگی در مدار چشم خار

این تئوری‌ها در صورتی که در حضور $\sigma_m \neq 0$ ناحیه این بارگذاری را تعیین نمایند



Soderberg : $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$ محافظه کارانه ترین تئوری

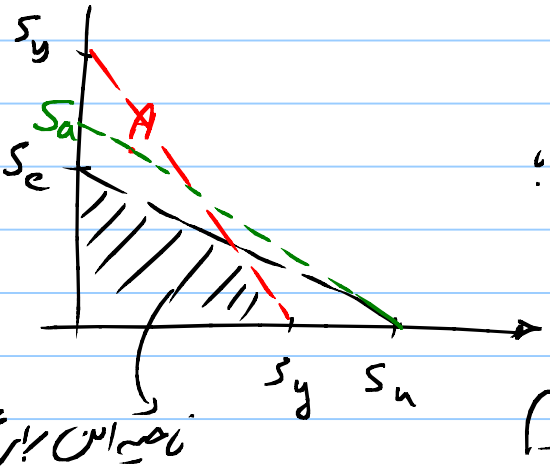
Goodman : $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$

(Langer : $\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$)

ASME : $\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2 = \frac{1}{n^2}$

Gerber : $\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1$

در تحلیل قطعه ای که تحت سوانح های ثابت دوری قرار دارد ممکن است شرایط زیر اتفاق افتد



درصورتی که بارگذاری همانند نقطه A باشد، با استفاده از ایده تئوری گودمن خط از S_u به A رسم کرده و استدلال می‌کنیم ناحیه امن برای عمر دائم

تا محوری عمودی را از S_a قطع نماید حال با یک نمودار S-N عمر قطعه را در بار S_a بدست می‌آوریم

نکته:

۱. از آنجایی که S_e برای تست خمش بدست می‌آید، اگر تنش ناشی از بارگذاری باشد بجای آنکه K_b را در S_e ضرب کنیم تنش را بر K_b تقسیم می‌کنیم

$$\sigma \leftarrow \frac{\sigma}{0.85}$$

۲. ضریب اطمینان ناشی از خطا در تحلیل خستگی که به کار می‌رود مقدار آن کمتر از ضریب اطمینان تئوری شکست خستگی بود یعنی آن این است که

احتمال شکست استاتیک بیشتر است. اگر این ضریب (خط Langer) از یک کمتر باشد معنی آن این است که بالای خط Langer قرار داریم و "شکست استاتیک" در این سیکل بارگذاری اتفاق می افتد

۳. در صورت وجود اثر تمرکز تنش باید ضریب آن در هردوی σ_a ، σ_m ضرب شود.

از آنجایی که ممکن است در نزدیک ترک (منظور ناحیه ای است که بیشترین تمرکز را دارد) تنش وارد ناحیه پلاستیک شود در این صورت می توان از اعداد ضریب زیر استفاده نمود:

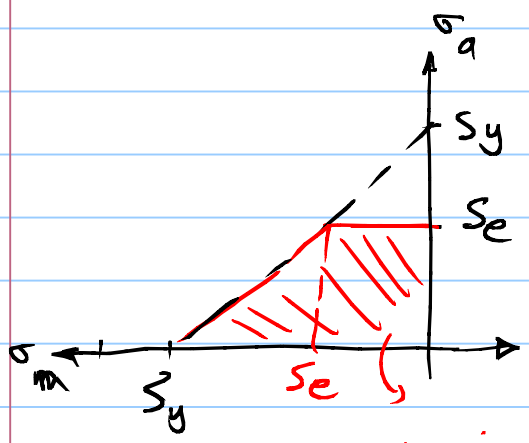
- اگر حداکثر تنش $K_f \sigma_{max}$ به S_y نزدیک از همان K_f طبق بالا استفاده کنید

- اگر حداکثر تنش از S_y بیشتر شود:

$$\sigma_a \leftarrow K_f \sigma_{ao} \quad , \quad \sigma_m \leftarrow \sigma_{mo}$$

در مورد مواد ترد از آنجایی که تحمل آنها در بارگذاری خستگی خیلی کم است (چکش کبریت) معمولاً در کاربردهای با بارگذاری استفاده نمی شوند. با این حال تئوری زیر تقریباً

متداول ترین تئوری برای طراحی آنهاست :



در واقع این تئوری نشان می دهد که مدار تردکمت بارگذاری تنش تا $\sigma_m = S_e$ حالت تنش ثابت قابل قبولی ندارد

ناحیه ایمن

تکمیل خستگی در حضور بارگذاریهای ترکیبی

اگر بارگذاری ترکیبی از بار خشی، کششی، ... باشد، چاره این است که با یک تئوری ارزش تنش معادل دل مایز را حساب کرده، و بانی تکمیل را براساس آن انجام دهیم :

Axial → $(\sigma_a)_A = K_f (\sigma_{A_0})_A$

$(\sigma_m)_A = K_f (\sigma_{m_0})_A$

Bending → $(\sigma_a)_B = K_f (\sigma_{a_0})_B$

Torsion, Shear → $(\tau_a)_T = K_f (\tau_{a_0})$

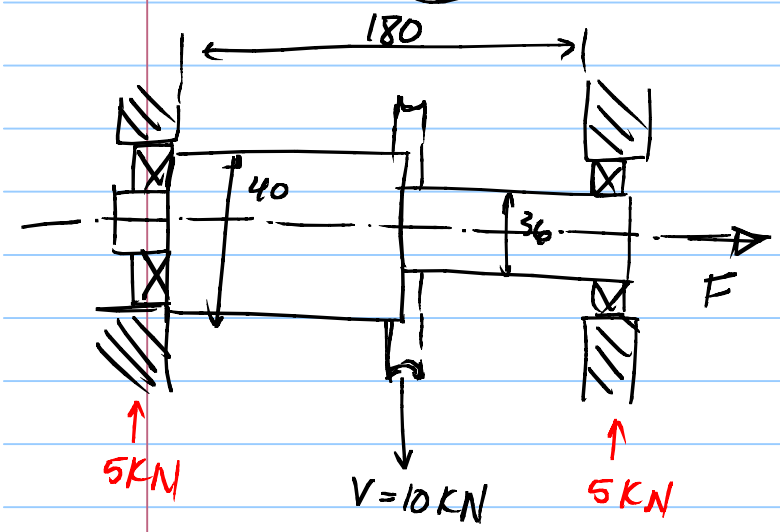
$(\tau_m)_T = K_f (\tau_{m_0})$

$$\sigma_a' = \left[\left[(\sigma_a)_B + \frac{(\sigma_a)_A}{0.85} \right]^2 + 3 (\tau_a)_T^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[\left[(\sigma_m)_B + (\sigma_m)_A \right]^2 + 3 (\tau_m)_T^2 \right]^{1/2}$$

* اصلاحیه : ضریب اندازه k_b در شرایطی که بارگذاری محوری باشد مساوی یک است *

مثال :



ضریب اطمینان شافت روبرو در مقابل بارگذاری استاتیکی و دوار می‌باشد کنید

قابلیت اطمینان = 90٪

$C_f = 9\%$ ، شافت با تراشکاری ساخته شده ، $S_{ut} = 620$, $S_y = 500\,Mpa$

a) $F=0$ ، ضریب اطمینان استاتیک و خستگی = ؟

مقطع حاصل سر پله و بارگذاری دوار خمش خواهد بود

$$M_{max} = \frac{5(10^3) \times 90}{1000} = 450\ N.m$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} = \frac{M\, d/2}{\frac{\pi d^4}{64}} = 98.2\ Mpa$$

ضریب تمرکز تنش K_t :

$$A_15_9 \rightarrow \begin{cases} \frac{r}{d} = 0.027 \quad (0.025 - 0.03 \text{ مقدار متداول}) \\ \frac{D}{d} = 1.4 \end{cases}$$

$$\Rightarrow K_t = 2.1$$

برای استحکام خستگی : $S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5(620) = 310 \text{ Mpa}$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

شرایط سطح - ماشینکاری $\rightarrow$ $k_a = 4.51 (620)^{-0.265} = 0.82$

قطعه دوار با مقطع دایره $\rightarrow$ $k_b = 1.24 (36)^{-0.107} = 0.84$

36 = قطر بحرانی

بارگذاری خمشی $\leftarrow$ $k_c = 1$

دمای کاری در حد اتاق منظور شده $\leftarrow$ $k_d = 1$

ضریب اطمینان : 90٪

$R = 90\% \Rightarrow z_a = 1.288$ جدول

$\Rightarrow k_e = 0.897 \simeq 0.9$

سایر اثرات $\leftarrow$ $k_f = 1$

$$S_e = 0.82 (0.84) 0.9 (310) = 191.5 \text{ Mpa}$$

1

ضریب تمرکز تنش خمشی : $k_t = 2.1$

حساسیت برگ q : جدول 6.20

$S_{ut} \simeq 0.6 \text{ Gpa}$

$r \simeq 1 \text{ mm}$

$\Rightarrow q = 0.75$

$$\Rightarrow k_f = 1 + 0.75 (2.1 - 1) = 1.82$$