بسمه تعالی

جزوه

طراحی اجزاء ۱

دانشگاه

تهران

استاد

دکتر شریعت پناهی

Subject:
Year. Month. Date. ( )

1

87/11/19 جلسه اول طراحی اجزاء 1

- reference books :

- Shigley's Mechanical Engineering Design, 8th ed.
  (Budynas & Nisbett)
  McGraw-Hill, 2008

- Fundamentals of Machine Component Design, 3rd ed.
  Juvinall & Marshek, Wiley, 2000 (جیبی)

- Machine Design: An Integrated Approach,
  Norton, 2nd ed., 2000 کتاب مطالعه، مطالعات خارجی

- ارزیابی : نمره

میان ترم	8
پایان ترم	10
تکالیف	2

- سرفصل ها
  - آشنایی با فرآیند طراحی مهندسی
  - ملاحظات طراحی
  - خواص مواد مهندسی
  - ضریب اطمینان، ضریب طراحی، قابلیت اعتماد
  - بررسی ترکیب تنش

Subject:
Year. Month. Date: ( )

- طراحی قطعات تحت بارگذاری الاستیکی
  نوسانی

- طراحی قطعات پرکاربرد در صنعت: (بر اساس چیزهایی که قبلاً خوانده‌ایم)

طراحی محورها

طراحی اتصالات پیچ‌دار — پیچ‌های قدرت

طراحی فنرها

طراحی اتصالات جوشی

← ادامه در طراحی 2

آشنایی با فرایند طراحی مکانیکی

این فرایند با مشخص کردن نیاز آغاز می‌شود.

- تشخیص نیاز

- طراحی مفهومی Conceptual Design

(هیچ محاسبه‌ای وجود ندارد، فقط ایده می‌دهیم و شکل کلی طرح را بیان می‌کنیم)

* - طراحی تفصیلی Detail Design ← درس طراحی اجزاء (بخشی از آن)

(با کمک آزمایش و انجام محاسبات مربوط نقشه‌های ساخت را بدست می‌آوریم)

- ارزیابی و بهینه‌سازی

(طرحی که ما داریم می‌تواند بهتر از حالتی که داده شود. طرح‌های متعدد دیگر از طرح ما. این جهت رقابت پیش می‌آید. چندین بار هر طرح را باید ارزیابی کرد تا بهترین شرایط را برای آن بدست آورد)

- شبیه‌سازی در صنعت (فرآیندی را که می‌خواهیم) از نرم‌افزارها استفاده می‌کنیم (simulate)

- برنامه‌ریزی تولید

Subject:
Year. Month. Date. ( )

87/11/21 (جلسه دوم)

معیارهای طراحی:

طراحی قطعه بر اساس معیاری صورت می‌گیرد (مثلاً تغییر طول یک آن فلان حد باشد) باید ابعادی بر حسب معیار طراحی بدست آورد که این ابعاد دارای مجهول مورد نظر (مثل قطر قطعه) می‌باشد. معیار طراحی می‌تواند تنش کاری باشد. معیارهای طراحی موارد زیادی دارد تعداد این معیارها زیاد است. اینکه با چه معیاری طراحی شود هنر طراح می‌باشد. نکته این است که گاهی قطعه‌ای با یک اولویت طراحی می‌شود و به این معنا نیست که بقیه معیارها را باید نادیده گرفت. ولی این فقط یک معیار به عنوان معیار اولیه مطرح است. باید به بقیه موارد توجه شود.

$$\left(\sigma = \frac{F}{\pi \frac{\underbrace{d^2}_{\text{مجهول}}}{4}} < S_y \right)$$

معیارها را می‌توان این گونه تقسیم بندی کرد:

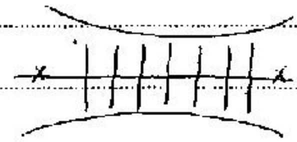
1) استحکام (Strength): اینکه تنش نباید از مقداری از حد خود فراتر برود. یکی از معیارهایی است که همیشه باید به آن توجه کرد، ولی تنها معیار این نیست.

2) تغییر شکل (Deformation): مثلاً در تیرهای نگهدارنده، اگر تغییر شکل‌ها خیلی زیاد باشد [illegible] [illegible] شود. بنابراین این جا تغییر شکل معیار مهم‌تری است. ولی باز بعد می‌دهیم این به این معنا نیست که بقیه معیارها را نادیده گرفت! نادیده گرفته شود!

به عنوان مثال اگر تغییر شکل معیار اولیه باشد، بر طبق آن ابعاد را بدست آوریم، می‌توان با معیار تنش

Subject:
Year Month Date ( )

هم ابعاد خواهد شد، ولی باید برای اطمینان چک شود. مثلاً در تیر بتنی سیمان تا آخر چیزی داخل



پیست آن است.

3) دوام (Durability) گاهی دوام معیار اصلی می‌شود، باید تا مدت طولانی سالم بماند که

بدانیم اجزای آن با هم اختلاف نداشته باشد برای یکی معیوب شد همه چیز را باز کنیم

4) وزن (weight) مثلاً در هواپیما وزن خیلی اهمیت دارد.

5) ابعاد و هندسه . Geom & dim گاهی محدودیت اندازه داریم، مثلاً یک ... است
مثل قطعه ساعت ... باید کوچک باشد

6) سایش (wear) مثلاً در ترمز، طراح اصطکاکی، در این جریان سایش را ... مثلاً

از طرفی آن ... نمی‌شود، بنابراین سعی می‌شود سایش کاهش یابد ...

7) روانکاری (lubrication) مثلاً در چرخ‌دنده ... یاتاقان، این ...

... دارد ... این است ... روغن ... این‌ها را ...

این چیزها طراح ...

8) خوردگی (corrosion) یکی از بلاهایی که همه ایران می‌باشد، مثلاً در لوله‌های ...

... آب ... باعث خوردگی شده ... می‌شود!

Subject:
Year. Month. Date. ( )

9) سایر معیارها مثل : هزینه

10) ایمنی safety ، شامل آسانسور که باید ضریب اطمینان بالای داشته باشد

که حتی این ایمنی یک استاندارد اجباری است به طوری که اگر نباشد، دستگاه اجازه تولید ندارد، ولی

این جا ایمنی یک معیار اصلی است.

11) قابلیت اعتماد Reliability ، این که چه قدر به تعداد دفعات بالایی احتمالاً چیزی از آن

درست است و چه مقدار ایراد دارد. برای هواپیما اعتماد ضریب بسیار بالایی لازم است. هرچه

قابلیت اعتماد زیاد باشد یعنی بعد دوره ی تست قطعات را کاهش می دهد تا تعمیر شود فقط را تست می

شود.

12) قابلیت ساخت (manufacture ability)

13) قابلیت تعمیر و نگهداری (maintainbility)

14) شکل ظاهری و (ergonomy) ، ergonomy علمی است که مربوط به Aesthetics و

مربوط می شود

اندازه ها و طرح های خارجی یک محصول باید متناسب با antropometry باشد که آدم ها نیازی از آن برخوردار شوند

Subject:
Year........ Month........ Date........

گرفته می‌شود و بر اساس این نتایج قطعه طراحی می‌شود

15) سازگاری با محیط زیست

معیاری که در بیشتر طراحی اجزا از همه بیشتر کاربرد دارد «استحکام» است، یعنی تنش از

تنش‌های ... بالایی بیشتر از نیروی مجاز تا جز نشکند چه 2 یا 3 یا ... هست مثل یاتاقان

تماسی که در آن lubrication هم است و موارد دیگر

چون معیار ما استحکام باشد، پس می‌آییم ضریبی تعریف می‌کنیم به نام ضریب اطمینان:

safety factor / factor of safety

به این طریق عمل می‌کنیم که در قطعه برای تنش مجاز به ... می‌کنیم که می‌شود max مقدار تنش کاری در قطعه و این تنش مجاز است

ضریب اطمینان $SF = \dfrac{\text{تنش مجاز}}{\text{تنش موجود/واقعی}}$

تعریف کلی SF : $\dfrac{\text{مقدار مجاز تعیین معیار}}{\text{مقدار موجود (تئوری)}}$ or $\dfrac{\text{loss of function (}\overset{\text{load}}{\text{stress}}\text{)}^{*}}{\text{actual}}$

(* بار یا تنشی که قطعه را از عمل بیندازد)

ضریب دیگری هم وجود دارد به ضریب طراحی، است: (مربوط به SF)

Design Factor (n_d) = $\dfrac{\text{استحکام قطعه}}{\text{تنش مجاز}}$

Subject:

Year. Month. Date. ( )

از نظر محاسبه این دو یکی اند، ولی تفاوت این دو : مهندس طراح و در طراحی از nd

استفاده می‌شود که می‌خواهیم تازه مقطع را طراحی کنیم، هنوز طراحی نشده و بتنی ندارد.

ولی مهندس ناظر می‌آید از SF استفاده می‌کند که مقطع طراحی شده و مهندس ساختمان

را کنترل می‌کند و ابعاد مقطع برایش معلوم است

نکته : به نظر می‌آید این دو باید برابر باشند ولی معمولاً SF از nd بزرگتر است. چون
مقطع محاسبه شده از روی nd معمولاً یافت نمی‌شود، چیزی بزرگتر از آن انتخاب می‌شود و بر
مبنای آن مقطع، آن محاسبات را برعکس انجام دهیم تا SF را حساب کنیم که SF بزرگتر می‌شود.

به این کار که بیاییم مقطع را چک کنیم تا ببینیم ضریب اطمینان مورد نظر ما را دارد یا خیر، ارزیابی

کفایت. برابر انگلیسی آن «Adequacy Assessment» می‌باشد

سؤال : در طراحی سازه SF و nd (ED) یکی نیستند. من همیشه از حرکت المان ها Ball
را حساب می‌کنیم و ≤ را از جدول می‌خوانیم. چه چیزی شما تعیین؟

Subject:

Year: ...... Month: ...... Date: ......

87/11/26 (جلسه سوم)

تبدیل واحدها:

$lbf = 4.45\ N$

$psi = 6895\ Pa$

$ft/min = 0.0051\ m/s$

تعدادی از روابط مورد استفاده:

$$\underset{Nm}{T} = \frac{9550\,\overset{kW}{P}}{\underset{rpm}{n}}$$

در این رابطه دیده می‌شود که با کاهش سرعت، مقدار گشتاور افزایش می‌یابد.

در بسیاری از موارد لازم است نیروی مماسی بر چرخ دنده را محاسبه کنیم. با کمک T از روی این رابطه، F به راحتی بدست خواهد آمد، رابطه در واقع این چنین است:

$$\overset{N}{F_t} = \frac{6\times10^{7}\,\overset{kW}{P}}{\pi\,\underset{(mm)\ \text{قطر}}{d}\,\underset{rpm}{n}}$$

سرعت چرخ دنده:

$$\underset{m/s}{V} = \frac{\pi\,\overset{mm}{d}\,\overset{rpm}{n}}{60000}$$

برای کمک کردن در طراحی اجزا باید مقاومت مصالح را خوب یاد گرفته باشی...

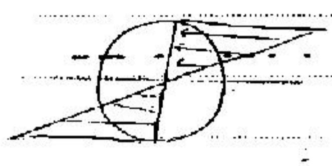
تعریف تنش نرمال:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

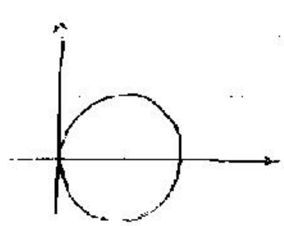
برای تیرهای تحت خمش (مثبت) خواهیم داشت: (تنش خمشی)

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

برای مقطع دایره‌ای: $\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi d^3}$



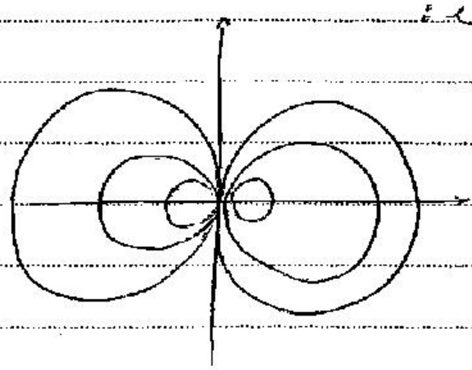
دوایر موهر را باید خوب بلد باشی.



برای تنش نرمال $\sigma = \frac{F}{A}$ برای محورها:

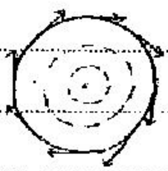
یادآوری: دایره موهر برای یک نقطه از سطح مقطع رسم می‌شود!! یادت باشد!

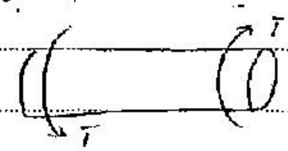
برای سطح مقطع دایره‌ای نسبت به این که کدام نقطه باشد:



در مورد پیچش داریم: (تنش برشی ایجاد می‌شود)

$$\tau = \frac{Tr}{J}$$





هرچه فاصله بیشتر شود τ هم بیشتر شود.

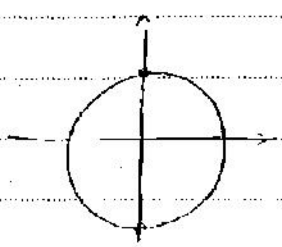
برای مقطع دایره‌ای: $\tau_{max} = \frac{16T}{\pi d^3}$

برای سطح خارجی

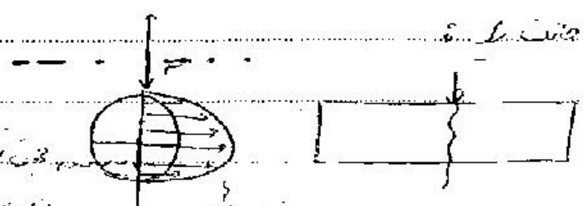
دایره موهر در این حالت (پیچش خالص)

دایره متقارن حول مبدا زیرا در نقطه A داریم:

$\sigma_x = \sigma_y = 0$ و τ_{xy}



در مورد برش داریم:



$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

برای مقطع دایره‌ای $\tau_{max} = \frac{4}{3}\frac{F}{A}$

Subject:
Year. Month. Date. ( )

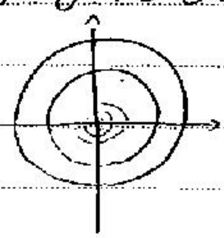
برای مقطع چهارگوش : $\boxed{}$ ... $\tau_{max} = \frac{3}{2}\frac{F}{A}$

نکته : این جا نیروی F توزیع تنش روی سطح مقطع دایره‌ای سهمی وار تغییر می‌کند ، ولی معمولاً جاها فاصله که

می‌شود که این توزیع نمی‌شود و آن زمانی است که مثلاً قطر سطح مقطع نسبت به سایر ابعاد تیر ناچیز

خیلی کوچک باشد ، در این حالت تنش برشی روی سطح مقطع یکنواخت می‌شود . (تنش در فنرها در پیچش‌ها را بعداً کامل می‌خوانیم)

دایره موهر در این حالت :



نکته : جالب است که طراحی را بر مبنای تنش‌ها کمتر انجام می‌دهیم . بنابراین باید بدانیم حداکثر تنش عمودی را در هر نقطه چگونه حساب کنیم (σ_{max}) . گاهی هم دنبال τ_{max} هستیم که با فرمول‌ها کار داریم . در این جا دایره موهر به کارمان می‌آید

پس با استفاده از تنش‌های اصلی می‌توانیم σ و τ_{max} را بدست آوریم :

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

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

* اشتباه نکنید که این الزاماً τ_{max} در یک نقطه نیست . این بیشترین تنش برشی در این صفحه در دو بعد است ، یعنی الزاماً تنش max را مطلق نیست .

این‌ها روابط برای دایره موهر دو بعدی است ، در مورد سه بعدی سه دایره خواهیم داشت .

تانسور تنش :

6 تا مؤلفه باید داشته باشیم تا وضعیت تنش در آن نقطه مشخص شود .

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

تنش صفحه‌ای زمانی به وجود می‌آید که یکی از این مؤلفه‌ها حذف شود :

$\sigma_x , \sigma_y , \cancel{\sigma_z} , \tau_{xy} , \cancel{\tau_{xz}} , \cancel{\tau_{yz}}$

Subject:

Year. Month. Date. ( )

اگر به صورت سه بعدی به دنبال σ_{max} و τ_{max} باشیم:

اگر این ۳ مؤلفه را داشته باشیم دایره های موهر این گونه خواهد شد:

برعکس حالت دو بعدی که با σ_x ، σ_y و τ_{xy} دایره موهر رسم می‌شد، در این جا نمی‌توانیم با ۳ مؤلفه رسم کنیم. این جا عملکرد برعکس است، دایره‌ها با استفاده مقادیر max رسم می‌شوند. پس اول باید مقادیر ویژه تانسور تنش (که همان تنش‌های اصلی باشند) را محاسبه کنیم:

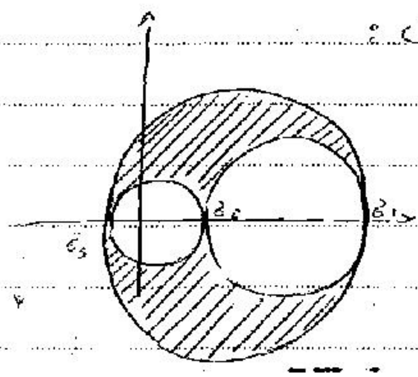
$$\begin{vmatrix} \sigma_x-\lambda & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y-\lambda & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z-\lambda \end{vmatrix} = 0 \Rightarrow \sigma_1=\lambda_1 , \sigma_2=\lambda_2 , \sigma_3=\lambda_3$$

رابطه بالا بسط داده برای محاسبه λ این گونه خواهد بود:

$$\lambda^3 - (\sigma_x+\sigma_y+\sigma_z)\lambda^2 + (\sigma_x\sigma_y+\sigma_x\sigma_z+\sigma_y\sigma_z-\tau_{xy}^2-\tau_{xz}^2-\tau_{yz}^2)\lambda$$

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

با بدست آوردن مقادیر تنش اصلی حالا دایره های موهر رسم است:



ناحیه هاشور خورده تنش در هر نقطه را که روی دایره موهر مشخص می‌کند. اگر بخواهیم دایره موهر را رسم کنیم می‌توانیم به جای ناحیه هاشور خورده کل این سه دایره موهر رسم کنیم برای حالت سه بعدی

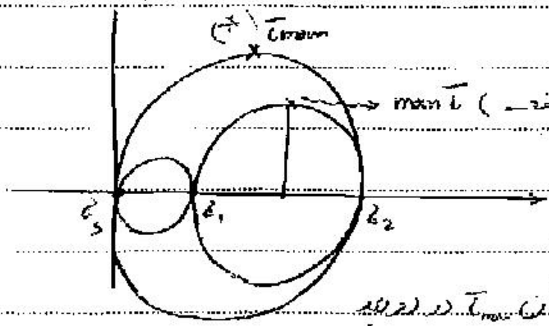
نکته مهم: برای حالت سه بعدی وضعیت تنش در هر نقطه در ناحیه هاشور خورده است، یعنی اگر شرایط خاصی روی محیط دایره ها می‌افتد.

نقش پارت مانند ... [illegible]

Subject:
Year. Month. Date. ( )

می‌کنیم یعنی تنش یکی از تنش‌ها را کنار می‌گذاریم و آن را صفر در نظر می‌گیریم.

این تنش دو محوری است :



در این حالت σ_{max} با استفاده از روابط تنش دو محوری بدست می‌آید. ولی τ_{max} حاصل با استفاده از آن رابطه بدست نمی‌آید. τ_{max} در دایره بزرگ‌تر صفحه است.

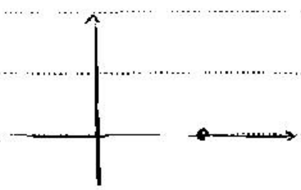
τ_{max} را این چنین محاسبه می‌کنیم :

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

به عنوان مثال : $10 \quad -5 \quad -50 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{10-(-50)}{2}$

حواست به τ_{max} باشد ، مثلاً وقتی می‌گوییم تنش دو محوری: $\sigma_3 = 0$, $\sigma_2 = 10$, $\sigma_1 = 20$, ... این را نباید فراموش کنی !

نکته: در صورت تنش هیدرواستاتیک ، تنش در هر سه جهت با هم برابر و مثل هم است. در این حالت تنش برشی نداریم ، سه دایره به صورت یک نقطه خواهد بود :



روابط کرنش با تنش را بنویسیم :

$$\text{if } \sigma_x \Rightarrow \varepsilon_x = \frac{1}{E}\sigma_x$$

$$\text{if } \sigma_x , \sigma_y \rightarrow \varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y)$$

$$\text{if } \sigma_x , \sigma_y , \sigma_z \rightarrow \varepsilon_x = \frac{1}{E}\left[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)\right]$$

Subject:
Year. Month. Date. ( )

در مورد سوال بعد: آیا تنش تک بعدی کرنش بیشتری نسبت به تنش‌های سه بعدی؟ بستگی به علامت‌ها دارد. با شرط هم علامت بودن تنش‌ها، در تنش تک بعدی، ε بیشتر خواهد بود.

87/12/3 (جلسه چهارم:)

مواد مهندسی: (بخش دوم کتاب)

موادی که ما بیشتر با آن‌ها سروکار داریم: فلزها، چدن‌ها، مواد نفتی، مواد غیرفلزی

مواد نرم یا Ductile (چکش‌خوار، شکل‌پذیر، داکتیل):

مثل فولادها، آلومینیوم، مس — کرنش‌ها در مواد داکتیل

کرنش‌های این مواد از 0.05 بزرگتر یا مساوی با آن است. $\varepsilon_a \geq 0.05$

یادآوری: کرنش $\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0}$

* فراموش نکنید کرنش‌ها، کرنش در لحظه‌ی شکستگی (جدایی) است، نه کرنش تسلیم!

* در لحظه‌ی شکستگی یعنی زمانی که می‌خواهد دو تکه شود، ابتدا گلوئی شدن (necking) رخ می‌دهد و بعد می‌شکند.

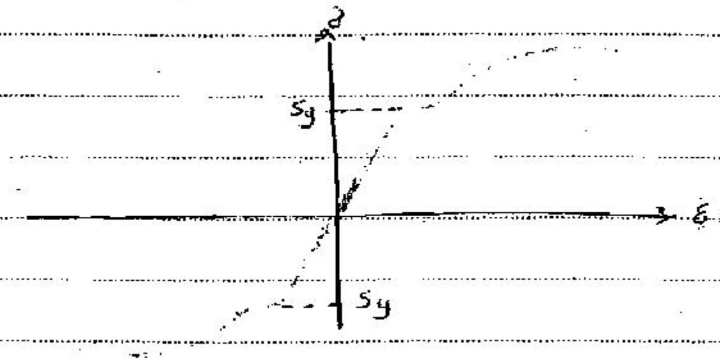
در مورد S_y:

S_y، تنش قبل از رسیدن به نقطه‌ی شکستگی، دچار تغییر شکل پلاستیک محسوس می‌شود
← yield (برای تسلیم)

$S_{y_c} = S_{y_t}$ ، یعنی مواد نرم رفتارشان در کشش و فشار تقریباً یکسان است.
compression ← | → tension

Subject:
Year. Month. Date. ( )

• $S_{uc} = S_{ut}$ ، تنش های نهایی در کشش و فشار یکسان است.



مواد ترد یا Brittle (شکننده ـ بریتل) :

موادی که $\varepsilon_u < 0.05$ است

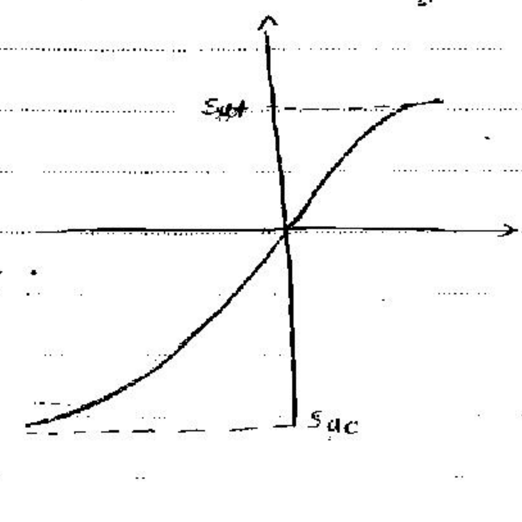
• این مواد قبل از رسیدن به نقطه شکست، دچار تغییر شکل پلاستیک محسوس نمی‌شوند.

• تسلیم ندارند (مادی ترد S_y ندارد)

• در مواد ترد استحکام فشاری بسیار بیشتر (دو یا سه برابر) از استحکام کششی است.

(به خاطر همین خاصیت معمولاً چیزهایی که تحت کشش هستند از مادی ترد ساخته نمی‌شوند، چون استحکام آن‌ها کم است.)

* چدن یک ترد خاص، چدن‌ها رفتار ترد دارند، منحنی‌هایشان رفتار دوگانه دارند



Subject:
Year. Month. Date. ( )

خصوصیات مکانیکی مواد : BHN (سختی) ، Sy ، Sut

Brinel ← | → number (سختی سنجی)

فولادها :

فولادها را از نظر آلیاژی ، با این کدها نمایش می‌دهیم : عدد پنج رقمی

G $\boxed{XXXXX}$

* یک کد آلیاژی بین‌المللی واحد وجود ندارد . خصوصیات فولاد ← | → فولات

کدهایی که در کتاب ما وجود دارد ، امریکایی است . اضافه کربن از کربن وجود دارد .

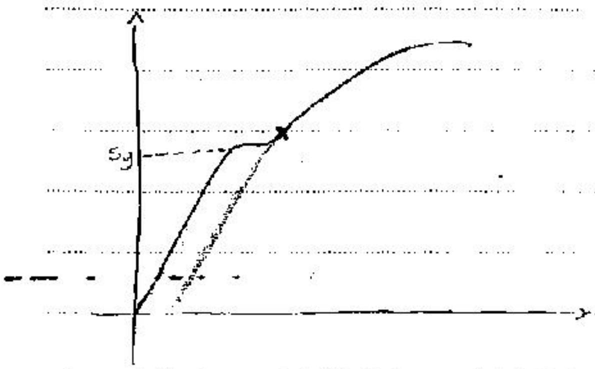
کدهای ISO بین‌المللی است که همه جا یکسان است . A I S I X X X X

مقدار کربن) اضافه کربن علاوه بر کربن در فولاد وجود دارد

برای این که فولادها را به صورت یکدستی درآورند (از حالت ناهمگن که در کوره وجود دارد) چند روش مورد استفاده قرار می‌گیرد :

1) کشش سرد : قطعه را بدون آن که داغ کنند روی آن کار انجام می‌دهند (کار سرد روی آن انجام می‌دهند)

Cold Drawn (CD)



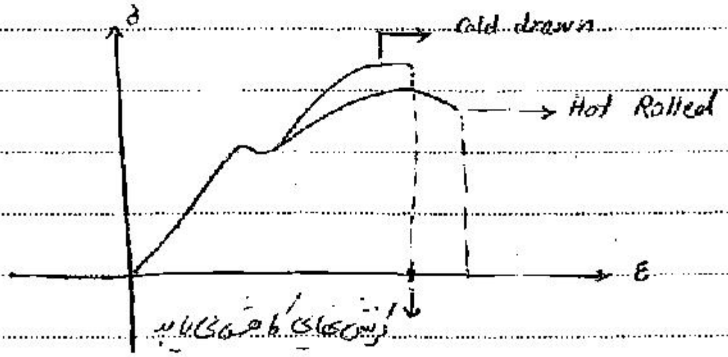
در صورتی که روی آن کشش سرد انجام دهیم منحنی تنش ـ کرنش به صورتی حرکت می‌کند که در برگشت هم روی همان خط بر می‌گردد (مثل این که شکل می‌گیرد منحنی از اول این نقطه ، در نتیجه Sy مقدار بیشتری پیدا می‌کند)

* نتیجه کشش سرد روی فولادها افزایش استحکام (افزایش Sy و Sut) است .

* در عوض تردی بیشتر می‌شود و e_u کاهش پیدا می‌کند . این روش تا حدی مقاومت را بالا می‌برد

Subject:
Year: …… Month: …… Date: ( )

انجام دهیم، روی فولاد، بعد از این نمودار، یک قطعه ایده‌آل داشتیم که تا جای ممکن می‌شد
روی آن کار سرد انجام داد.



2) نورد گرم:

فولادی که با این عملیات ایجاد می‌شود Hot rolled نامیده می‌شود (HR)
این فولاد استحکامش به اندازه‌ی فولاد تشکیل شده با کشش سرد نیست. استحکام کمتری
دارد ولی رفتار نرم‌تری از خودش نشان می‌دهد.

* در CO استحکام بیشتر و کرنش‌های کمتر از HR است.
فولادی که عملیات حرارتی روی آن انجام نشده، به این صورت ذکر شده است.

عملیات حرارتی Heat treatment که روی فولادها انجام می‌شود:

1) Annealing

فولاد را در کوره داغ می‌کنیم تا به درجه حرارت کافی برسد (درجه حرارتی که ساختار کریستالی آن
عوض می‌شود) بعد کوره را خاموش می‌کنیم و اجازه می‌دهیم در همان کوره خنک شود.
(انرژی کم می‌شود)

بعد این عملیات نرمی قطعه افزایش می‌یابد. مثلاً زمانی که کار سرد انجام دادیم، استحکام افزایش
یافت، ولی نرمی کم شد، حالا برای جبران این کاهش نرمی Annealing انجام می‌دهیم.
هم‌چنین این روش اندازه‌ی دانه‌بندی را کاهش می‌دهد.

Subject
Date

2) Normalizing

مثل قبل، ولی دمایی که تا آن گرم می‌کنیم کمی پایین‌تر از دماهای قبلی است.
نرمی را بیش‌تر و دانه‌بندی را کم‌تر می‌کند (رشد بیشتر از دانه‌ها)

3) Quenching

با همان دمای Annealing ولی سریع‌تر سرد می‌کنیم (با ریختن در آب و یا در روغن سرد می‌کنیم یا داخل آب سرد می‌کنیم) بسته به نوع رفتارهای متفاوتی نشان می‌دهد.

4) Tempering

برای این‌که تنش‌های پسماند را آزاد کنیم، این فرآیند را انجام می‌دهیم.
قطعه را تا دمای کم‌تر از فرآیندهای قبلی گرم می‌کنیم و اجازه می‌دهیم خنک شود (معمولاً در هوا) این باعث از بین رفتن تنش‌های پسماند می‌شود.

برای فولادهایی که روی آن‌ها عملیات حرارتی انجام نشده (بدون عملیات حرارتی) از جدول A-20 می‌توانیم مشخصات مکانیکی را بیابیم (Sut و Sy و BHN) (HR و CD)

برای فولادها با عملیات حرارتی از جدول A-21 استفاده می‌کنیم. در این جدول عملیات حرارتی که بر آن نوشته است

AISI 1040 Q T — Temp: 420, 350, 280

5) Case Hardening

این روش فقط سختی سطحی را افزایش می‌دهد.

در مورد چدن‌ها گفتیم که M و A وجود دارد.

20
30
40

مشخصات مکانیکی چدن‌ها در جدول A-24 درج شده . (چدن = CI = Cast Iron)

* در چدن‌ها چون S_{ut} و S_{uc} متفاوت است ، مقادیر هر کدام در جدول درج شده .

جداول 2-2 و 2-3 خواص مواد پلاستیکی را می‌دهد .

سختی قطعه :

یعنی مثلاً اگر یک میخ را روی قطعه بکوبیم چقدر در قطعه فرو می‌رود .

steels : $S_{ut}^{MPa} = 3.41\, H_B^{BHN}$ عدد سختی برینل

Cast Iron : $S_{ut}^{MPa} = 1.58\, H_B - 86$

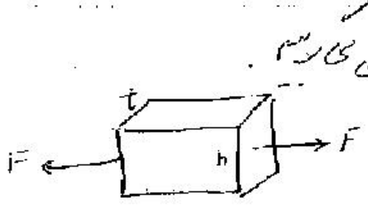
عدد سختی و S_{ut} با هم رابطه‌ی خطی دارند ، یعنی هر چه استحکام بالاتر باشد ، سختی نیز بیشتر است .

* سختی یک پدیده‌ی سطحی است ، می‌توان آن را در سطح قطعه اندازه گرفت. عددی که ما برای سختی می‌گوییم ، عددی مربوط به سطح است .

* ممکن است سختی کل قطعه با سختی سطح آن متفاوت باشد ، مثلاً یک بار نیاز داریم که کل قطعه را سخت کنیم ، گاهی نیازی نیست 24 ساعت آن را داخل کوره قرار دهیم ، نیم ساعت می‌گذاریم تا تنها سطح آن سخت شود .

تمرکز تنش (stress concentration)

* هرگونه تغییر در ساختار هندسی ، جنس و ... در جسم را ناپیوستگی گوییم .



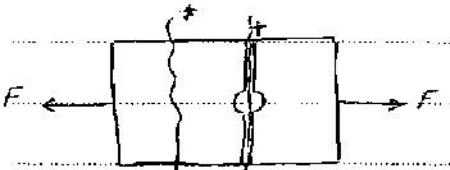
$\sigma = \frac{F}{bt}$ تنش اسمی

Subject
Date

ناپیوستگی پدیده‌ی نامطلوبی است، ولی گاهی مجبوریم آن را ایجاد کنیم، مثل جا خار رینگ
گلویی، جای خار، پله و ...
وجود ناپیوستگی باعث ایجاد تمرکز تنش می‌شود.

در محاسبات ناپیوستگی‌ها مقدار واقعی تنش بیش از مقدار نامی آن خواهد بود، به این پدیده
تمرکز تنش می‌گوییم

تنش نامی تنشی است که بر اساس سطح مقطع واقعی قطعه و بر اساس چیزهایی که تا حالا یاد
گرفتیم محاسبه می‌شود.



توضیح شکل

$+ \quad \sigma = \frac{F}{t(b-d)} \longleftarrow$ نامی

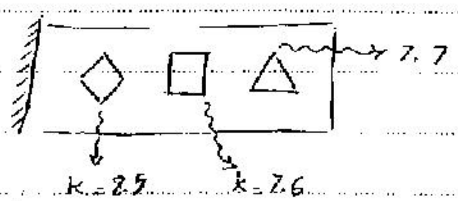
$* \quad \sigma = \frac{F}{bt}$

$\sigma_{\text{واقعی}} = \underset{\downarrow}{K}\, \sigma_{\text{نامی}} \Longrightarrow$ ضریب تمرکز تنش $= \dfrac{\sigma_{\text{واقعی}}}{\sigma_{\text{نامی}}}$

ضریب تمرکز تنش

مثلاً برای شکل رسم شده، ضریب تمرکز تنش 3 است.

مثال:



19

Subject
Date

(جلسه پنجم)

** تئوری های شکست :

رفتار قطعات مکانیکی تحت بارهای استاتیکی (تئوری های مکانیکی استاتیکی)

مبنای ما این بود که قطعات را بر مبنای استحکام طراحی می کنیم .

تا کنون بارگذاری های ما استاتیکی بوده است .

* اگر باری که می گذاریم در طول زمان ثابت باشد ، با زمانی که بارگذاری با زمان تغییر کند ، رفتار قطعه خیلی متفاوت است .

در تئوری های شکست می خواهیم ببینیم با داشتن تنش های موجود چگونه می توان رفتار قطعه را پیش بینی کرد .

پارامترهای متعددی وجود دارد که باعث می شود رفتار قطعه های مختلف با هم یکسان نباشد هم چنین ساختن قطعات و آزمایش های فیزیکی بسیار هزینه بر است .

چیزی مربوط به جنس است . در علم ما باید پیش بینی کنیم (با مدل سازی)

با داشتن تانسور تنش چگونه می توان پیش بینی کرد قطعه می شکند (Failure) یا نه ؟

(* شکست کلمه ای دقیق است ، تسلیم یا شکست ؟! برای رفع این ابهام به جای شکست " واماندگی " را استفاده می کنیم .)

به واماندگی هم گاهی معنای مورد نظر تسلیم است (مثل زمانی که یک [illegible] را بر مهره ای با پیچ در نظر داشتیم ، پیچ به هیچ عنوان نباید تسلیم بشود .)

گاهی منظور شکست ~~است~~ مثل مواد ترد .

در مواد ترد منظوماً شکست مورد نظر است (چون تا تسلیم اصلاً ندارند)

در مواد نرم معمولاً منظور این است که تسلیم نشود . اگر این به ذکر شود منظور شکست است .

Subject:
Year. Month. Date. ( )

مثال : در تنش‌های یک قطعه فولادی با $S_y = 100$ MPa تنش‌ها به صورت زیر است :

$\sigma_x = 60$ MPa , $\sigma_y = -20$ MPa , $\tau_{xy} = 44.72$ MPa

(تنش تک‌محوری صفحه)

فولاد ... تسلیم منظور است :

$$\sigma_{1,2} = \frac{60+(-20)}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{60+20}{2}\right)^2 + 44.72^2}$$

$\sigma_1 = 80$ MPa , $\sigma_2 = -40$ MPa , $\sigma_3 = 0$, $\tau_{max} = 60$ MPa

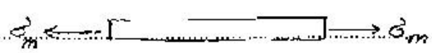
پیش‌بینی می‌کنیم که تسلیم نمی‌شود چون بیشترین مقدار که از S_y کمتر است.

1) تئوری حداکثر تنش عمودی (MNS) (Max Normal Stress)

(تئوری Rankine)

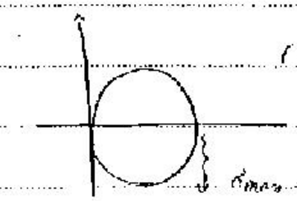
قطعه زمانی دچار واماندگی می‌شود که حداکثر تنش عمودی در آن برابر یا بیشتر از حداکثر تنش عمودی در نمونه تست کشش در لحظه واماندگی شود. σ_{max}

(آزمایش تست کشش)



$\sigma_1 = \sigma_m$

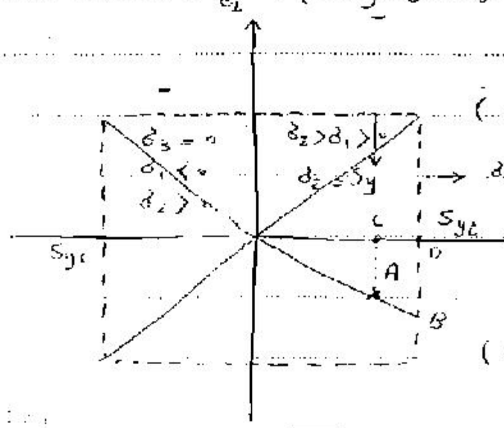
$\sigma_2 = \sigma_3 = 0$



$\sigma_{max} = S_y = 100$

Rankine در پیش‌بینی تست کشش ... و σ_{max} را به دست آورد (که بدان قطعه تسلیم می‌شود.)

(منظور اندازه تنش عمودی است، علامت چیزی را در نظر نگیر!)



نمایش برای حالت دو بعدی ($\sigma_3 = 0$ ، $\sigma_1, \sigma_2 \neq 0$)

$\sigma_1 > \sigma_2 > 0$ و $\sigma_1 = S_y$

(مربع به ضلع $2S_y$).

نقطه کاری: نقطه‌ای که مختصات آن مولفه‌های تنش باشد.

تا زمانی که نقطه کاری داخل این مربع قرار گیرد قطعه ایمن است و تسلیم نمی‌شود.
خطی که از مبدأ مختصات به نقطه کاری متصل شود و ادامه پیدا کند خط بار نامیده می‌شود
(load line)

ضریب اطمینان برای این نقطه کاری $SF=\frac{OB}{OA}$ است.

بنابراین:

if $SF=1$ ⟶ قطعه در آستانه تسلیم
if $SF>1$ ⟶ قطعه ایمن است و تسلیم نمی‌شود
if $SF<1$ ⟶ ایمن نیست و تسلیم می‌شود

$$SF=\frac{OD}{OC}=\frac{S_y}{\sigma_1}$$

$$SF=\frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

← σ_1 یا σ_2 بیشتر است باشد

بر اساس تئوری Rankine:

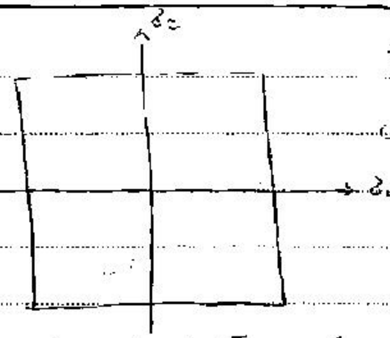
1) مشخص نقطه بحرانی
2) مشخص تنش‌ها
3) مشخص تنش‌های اصلی ⟵ σ_{max}
4) به دست آوردن SF
5) مقایسه با عدد 1

⇐ حالا سوالی که پیش می‌آید این است که آیا کل تنش‌ها مثلا با هم تغییر می‌کنند و خط بار این‌گونه است؟

این‌ها را بعدا بررسی خواهیم کرد؛ فعلا فرض می‌کنیم متناسبا تغییر می‌کنند.

* نکته: معیار اعتبار یک تئوری میزان انطباق آن با واقعیت است.
تئوری زمانی معتبر است که با دقت رفتار مواد در طبیعت را پیش‌بینی کند.

Subject:
Year. Month. Date. ( )



حال می‌خواهیم ببینیم این تئوری دقیق است یا نه؟
* نقاط مشکی نشان داده شده نتیجه آزمایش‌های تجربی انجام شده است

این شکل نشان می‌دهد که این تئوری برای ربع اول و سوم درست است ولی در ربع دوم و چهارم نتیجه درست نداده است

* تئوری حداکثر تنش عمودی در ربع‌های اول و سوم با تقریب (نه کاملاً) درست است ولی در ربع‌های دوم و چهارم چنان نیست
ما عملاً از این تئوری استفاده نمی‌کنیم، چون تئوری‌های بهتری وجود دارند

* در مورد هر تئوری این‌ها را بررسی می‌کنیم:
۱) بیان تعمیم تئوری
۲) اگر تنش به حالت سه بعدی برود چگونه می‌شود (تئوری Rankine برای حالت سه بعدی به صورت مکعب در می‌آید)

87/12/10 (جلسه ششم)

ادامه تئوری های واماندگی استاتیکی:

الف) مواد ترد

سوالی که پیش آمده این است که با داشتن مقدار تنش های اصلی نقطه چگونه می‌توانیم واماندگی آن را بررسی کنیم.

الف - 1) تئوری حداکثر تنش عمودی (MNS)

در مثالی که جلسه قبل زده شده:

$\sigma_1 = 60$ MPa

$\sigma_2 = -40$ MPa

$\sigma_3 = 0$

$\tau_{max} = 60$ MPa

$S_y = 100$ MPa

$SF = \frac{S_y}{\sigma_{max}} > 1 \rightarrow$ قطعه ایمن است

میزان اعتبار این تئوری را هم بررسی نمی‌کنیم که در چه اعتبار پایینی دارد.

الف - (2) تئوری حداکثر تنش برشی (MSS) معروف به تئوری Tresca (شخصی به این نام)

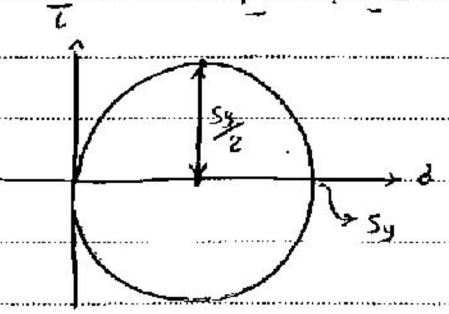
Tresca بیان کرد تنشی که باید برای واماندگی مد نظر قرار گیرد حداکثر تنش عمودی به Rankine که نسبت داده می‌شود نیست، بلکه حداکثر تنش برشی است.

طبق تئوری MSS: قطعه هنگامی دچار واماندگی می‌شود که حداکثر تنش برشی در آن قطعه برابر یا بیشتر از حداکثر تنش برشی بدست آمده در آزمایش کشش قطعه که به ازای آن دچار واماندگی می‌شود.

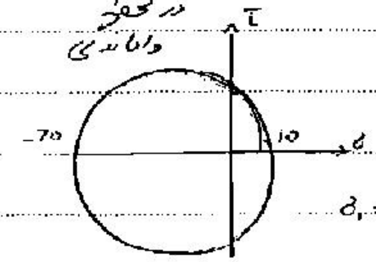
Subject
Date

۱/ برای محاسبه τ_{max} بزرگترین تنش برشی، محاسبه تنش‌های اصلی است. آنها را با رعایت علامت آنها مرتب می‌کنیم تا τ_{max} از رابطه $\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}$ بدست آید.

در حقیقت اگر با آزمایش کشش به این دایره موهر رسیده باشیم:



$\Leftarrow$ حداکثر تنش برشی $= \frac{S_y}{2}$ *
در لحظه واماندگی



* فراموش نکن: $\sigma_1 = 10 > \sigma_2 = -70$

حال: برای حالت صفحه‌ای $\sigma_1, \sigma_2 \neq 0$

$\sigma_3 = 0$

طبق تئوری: $\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2} \geq \frac{S_y}{2}$

ربع اول: برای تعیین مرزها: $\sigma_1 > \sigma_2 > 0$ $\quad \frac{\sigma_1 - 0}{2} = \frac{S_y}{2}$

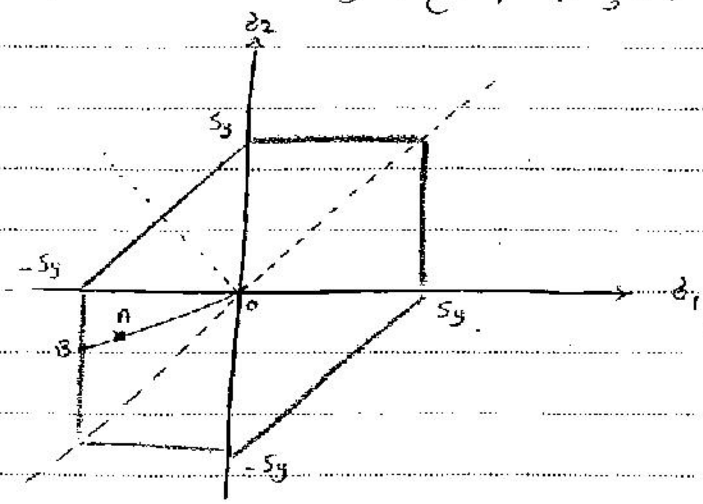
$\sigma_2 > \sigma_1 > 0$ $\quad \frac{\sigma_2 - 0}{2} = \frac{S_y}{2}$

ربع دوم: $\underbrace{\sigma_1 < 0}_{min}$ و $\underbrace{\sigma_2 > 0}_{max}$ و $\sigma_3 = 0$

خودش منفی

$\Rightarrow \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2} = \frac{S_y}{2}$ (دقت: $|\sigma_2| + |\sigma_1| = S_y$)

برای ربع سوم و چهارم هم وضع به همین صورت است، نمودارهایی برای σ_1 و σ_2 بدست می‌آید:



برای نقاط بیرون این محوطه قطعه دچار واماندگی می‌شود. بازهم می‌توان SF را به راحتی محاسبه کرد:

$SF = \frac{OB}{OA} = \frac{S_y}{\sigma_1}$ or $\frac{S_y/2}{\tau_{max}}$ برای ناحیه اول و سوم SF در MNS و MSS برابر می‌شود.

if $SF > 1$ $\rightarrow$ مطمئن است

if $SF = 1$ $\rightarrow$ در آستانه واماندگی

if $SF < 1$ $\rightarrow$ دچار واماندگی

طبق اعدادی که در مثال زدیم:

MNS: $\sigma_{max} < S_y = 100$ $\rightarrow$ قطعه دچار واماندگی نمی‌شود.

MSS: $\tau_{max} = \frac{80-(-40)}{2} = 60\ MPa > \frac{100}{2}$ $\rightarrow$ قطعه تسلیم می‌شود.

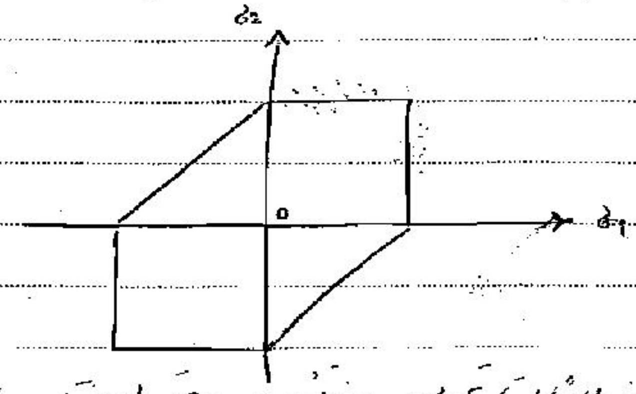
بنابراین مثل این است که دچار تناقض شده‌ایم، کدام یک از این تئوری‌ها معتبر است.

تصمیم میزان اعتبار بر حسب رفتار یا خاصیت مشخص می‌شود، با کمک MSS

Subject
Date

معتبر تر است.

طبق آزمایشات تجربی صورت گرفته که تمام مقادیر بدست آمده ثابت اند:



بنابراین طبق آزمایشات تجربی این تئوری معتبر است. با این که این تئوری دقیق‌ترین نیست، ولی به دلیل سادگی حتی در صنعت هم مورد استفاده قرار می‌گیرد. چون تنها تنش برشی است، تنش‌های اصلی را حساب، از روی آن تنش برشی max را محاسبه می‌کنیم.

شکلی که در MNS بدست آمد، یک شکل کاملاً منتظم است، ولی این جا به شکل منتظم نرسیدیم، به دلیل این است که ما عمود مقطع نزدیم. اریب مقطع زدیم.

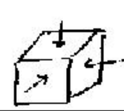
[illegible]!!

طبق این تئوری (MSS) استوانه‌ای در نظر بگیریم که محور آن از سه محور x و y و z دارای زاویه برابر است. منشوری که نسبت به محورش زاویه‌ی کاملاً منتظم دارد، اگر عمود بر محور مقطع بزنیم، آن چه دیده می‌شود باز منتظم است. ولی اگر عمود مقطع نزنیم دیگر منتظم نخواهد بود. در واقع ما عمود بر محورهای مختصات مقطع زدیم نه عمود بر محور منشور.

پارادوکسی که در تئوری MSS است:

فشار هیدرواستاتیکی را در نظر بگیرید، طبق این تئوری چون در این نوع فشارها، $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ برابر است، بنابراین خواهیم داشت:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 0$$



Subject
Date

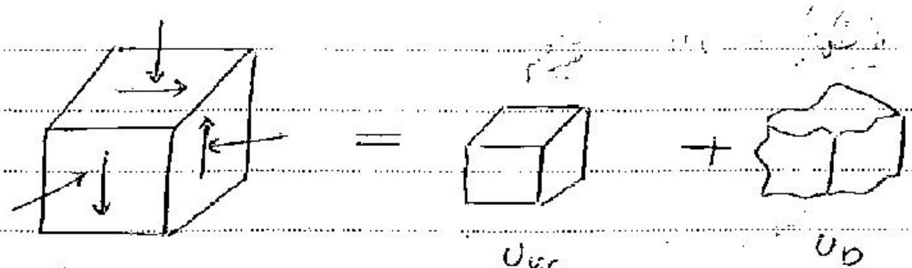
بنابراین یعنی که هر چه می‌خواهد باشد، ولی چون τ_{max} همواره صفر است، پس هیچ بلایی سر قطعه نمی‌آید، ولی ما می‌دانیم این طور نیست، پس بالاخره ما باید چه کار کنیم ؟!!

کج و کوله شدن — اعوجاج

Distorsion Energy — الف - [3] تئوری انرژی اعوجاج

توسط افراد: Von Mises + Henky

این‌ها بیان کردند که این انرژی تولید شده در قطعه ناشی از بارهاست که اگر از یک مقداری بیشتر بشود، واماندگی رخ دهد. قطعه زیر را در نظر بگیرید:
انرژی حاصل یکی باعث تغییر حجم قطعه و هم این که باعث تغییر شکل (کج و کوله شدن) قطعه می‌شود.



(انرژی U)

آمدند یک آزمایش انجام دادند:
یک بار کاری کردند که U_D ثابت ماند و $U_{v.c}$ تغییر کرد، مشاهده کردند با تغییر $U_{v.c}$ قطعه دچار واماندگی نمی‌شود. پس واماندگی مستقل از $U_{v.c}$ است. بار دوم $U_{v.c}$ را ثابت نگه داشتند و U_D را تغییر دادند. این بار دیدند با تغییر U_D پس از مدتی قطعه دچار واماندگی شده. پس واماندگی قطعه تحت تأثیر مؤلفه U_D انرژی قطعه داخل است.

قطعه وقتی دچار واماندگی می‌شود که انرژی اعوجاج کل در نقطه بحرانی از حداکثر انرژی اعوجاج مورد تست کشش در لحظه واماندگی برابر یا بیشتر باشد.

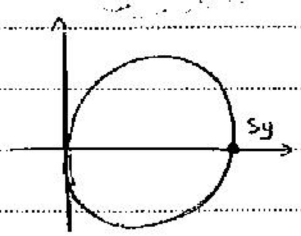
رابطه ای که برای انرژی داریم: (انرژی کرنشی)

$$U = \frac{1}{2E}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)\right] \quad (1)$$

$$U_v = \frac{1-2\nu}{6E}\left(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_1\sigma_3 + 2\sigma_2\sigma_3\right) \quad (2)$$

می دانیم: $U = U_v + U_D \implies U_D = U - U_v$

انرژی واپیچش $$U_D = \frac{1+\nu}{3E}\left[\frac{(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_1-\sigma_3)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2}{2}\right] \quad (3)$$



در نقطه واماندگی، $\sigma_1 \neq 0$ و $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ طبق دایره موهر:

$$\implies \underset{\text{در نقطه تسلیم}}{U_D} = \frac{1+\nu}{3E} S_y^2 \quad (4)$$

$$\implies S_y = \underbrace{\frac{\sqrt{2}}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_1-\sigma_3)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2\right]^{1/2}}_{\sigma_e \to \text{equivalent}} \quad ((3) = (4))$$

von Mises تنش معادل

$\Rightarrow$ اگر: $\sigma_e \geq S_y \rightarrow$ تنش دچار واماندگی می شود

رابطه تنش معادل von Mises در حالت کلی بر حسب تنش های غیر اصلی:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2}\left[(\sigma_x-\sigma_y)^2 + (\sigma_x-\sigma_z)^2 + (\sigma_y-\sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)\right]$$

* کاملاً در حالت کلی تنش، همان اول کار تنش ها را در فرمول با تنش های اصلی ببرید، مثل تکالیف
جداره نازک تحت فشار ...

اگر تنش ها در حالت اصلی باشند: $\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_1-\sigma_3)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2\right]^{1/2}$

Subject
Date

$$\sigma_e = \left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3\right]^{\frac{1}{2}}$$

برای حالت دو بعدی (هرچی z دارد صفر می‌شود دیگه!)

$$\sigma_e = \left(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2\right)^{\frac{1}{2}}$$

برحسب تنش‌های اصلی :

$$\sigma_e = \left(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2\right)^{\frac{1}{2}}$$

یک حالت خاص و پرکاربرد در حالت دو بعدی :

(یک σ و یک τ داریم) $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ * (پرکاربرد)

(درست یک بعدی نیست و دو بعدی هم نیست. (پرکاربرد و شاید در تولید و طراحی محورها)

حالت ساده‌تر دیگر : فقط σ داشته باشیم $(\sigma_e = \sigma)$

اگر فقط τ داشته باشیم : $\sigma_e = \sqrt{3}\,\tau$ * (پرکاربرد)

Subject

Date

87/12/12 (جلسه هفتم)

ادامه تئوری های ناپایداری استاتیکی :

ادامه تئوری گذشته :

الف - مواد نرم

الف - 1 - MNS (Rankine)

الف - 2 - MSS (Tresca)

الف - 3 - DE (Von-Mises)

بر اساس مثال داده شده در جلسه قبل :

در تئوری DE :

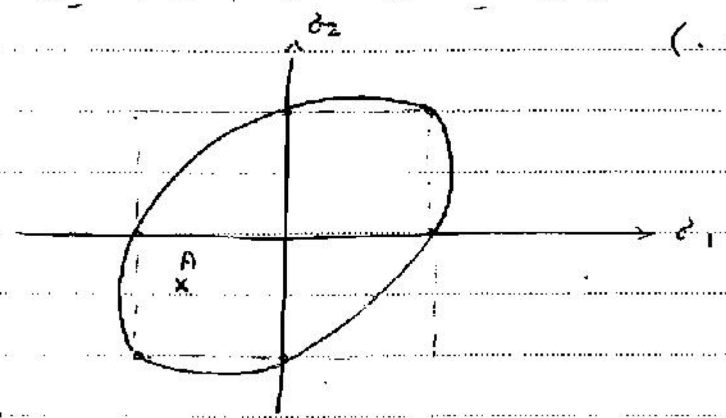
$$\sigma_e = \left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2\right]^{\frac{1}{2}} \geq S_y$$

$$\sigma_e = \left[80^2 + 40^2 - (80)(-40)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 105.8 \ MPa > S_y = 100 \ MPa \longrightarrow$$ قطعه تسلیم می‌شود

اگر برای تئوری DE نمودار $\sigma_1 - \sigma_2$ را رسم کنیم :

شکل به دست آمده (مرز ناحیه امن قطعه) به صورت بیضی است (از معادله هم واضح است.)

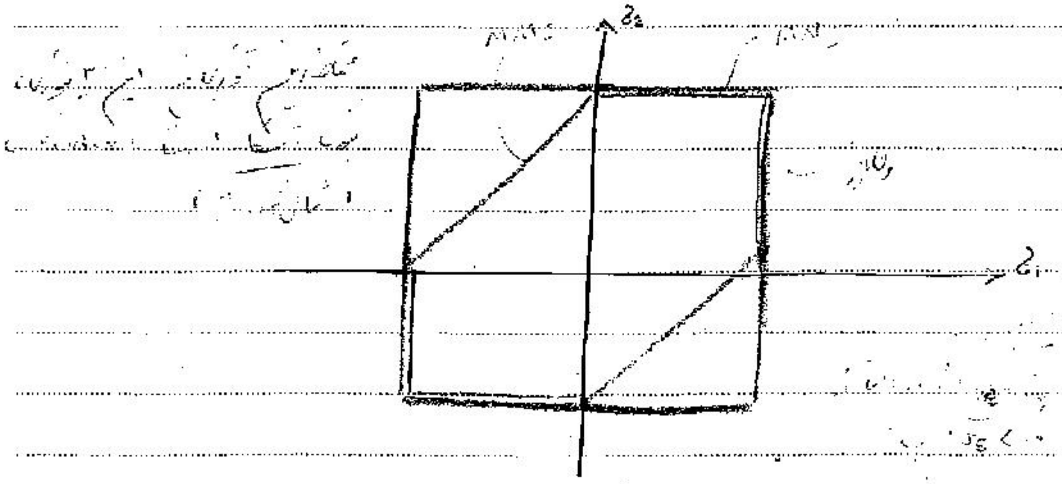


از نظر اعتبار، این تئوری معتبرترین و علمی‌ترین تئوری برای بررسی ناپایداری تاکنون بوده است.

این علم در حالت سه بعدی مثل جائی که در تئوری Tresca دیدیم، می استفاده ای.

با مقطع دایره است که محور آن زوایای مساوی با سه محور مختصات می‌سازد.

اگر هر سه تئوری را با هم رسم کرده و مقایسه کنیم:



MNS : $SF_R = \dfrac{S_y}{\max|\sigma|}$

MSS : $SF_T = \dfrac{S_y/2}{\tau_{max}} = \dfrac{S_y}{\sigma_{max} - \sigma_{min}}$

DE : $SF_{vm} = \dfrac{S_y}{\sigma_e}$

* نکته: تئوری Von-Mises هم بیان می‌کند که برای حالت هیدرواستاتیک ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$) با هر چه مقدار تنش را افزایش دهیم، باز تنش در ناحیه الاستیک باقی می‌ماند.

* طبق تجربه دیگر نشان داده تئوری Von-Mises از همه دقیق‌تر و معتبرتر است. به طور کلی در مسائل درسی و علمی از این تئوری استفاده می‌کنیم. ولی در کارهای صنعتی و عملی از Tresca استفاده می‌شود. تئوری Rankine هم تنها در مقایسه با این‌ها کاربرد دارد.

* میان این سه تئوری به زبان خودمانی محافظه‌کارترین یا بی‌ریسک‌ترین و خطرناک‌ترین تئوری

Subject

Date

تئوری Tresca است. از روی شکل هم کاملاً واضح است.

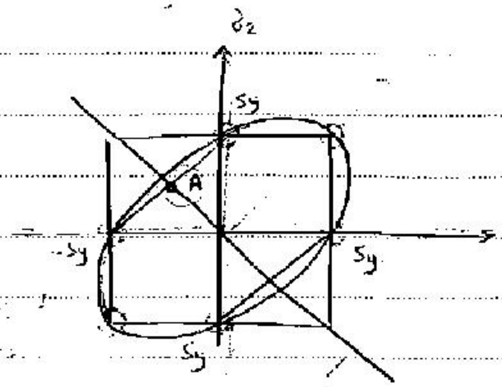
چند اصطلاح دیگر جداگانه:

تئوری که با بیشترین دقت به ما جواب می‌دهد Von-Mises

محتاط‌ترین تئوری Tresca

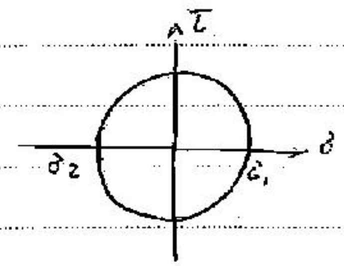
بیشترین ضریب اطمینان را به ما می‌دهد Rankine

* سعی را کنیم تا در مرحله تحلیل عددی که Rankine می‌دهد برای SF بزرگ می‌شود، ولی در مرحله طراحی اگر با محتاط‌ترین تئوری هم برویم مطمئن‌ترین قطعه را می‌سازیم، یعنی با کمترین SF.



* نکته:

این حالت از خطا، مشخص‌ترین حالت است. (σ_1 و σ_2 عددی با هم برابرند)



نکته: طبق تئوری Rankine: (برای حالت برش خالص برای نقطه A)

$\tau_{max} = S_y$

طبق تئوری Tresca:

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

طبق تئوری Von-Mises:

$\sigma_e = \sqrt{3}\,\tau_{max} = S_y$

$\tau_{max} = \frac{\sqrt{3}}{3} S_y = 0.5775\, S_y = 0.58$

با توجه به هر تئوری که بگوییم τ_{max} به چه مقداری از S_y که برسد قطعه تسلیم می‌شود؛

Subject
Date

Tr: $\tau_{max} = 0.5\,S_y$

VM: $\tau_{max} = 0.58\,S_y$

R: $\tau_{max} = S_y$ در تئوری Rankine اساساً با τ_{max} کار نمی‌شود یعنی
بیان تنش این می‌شود

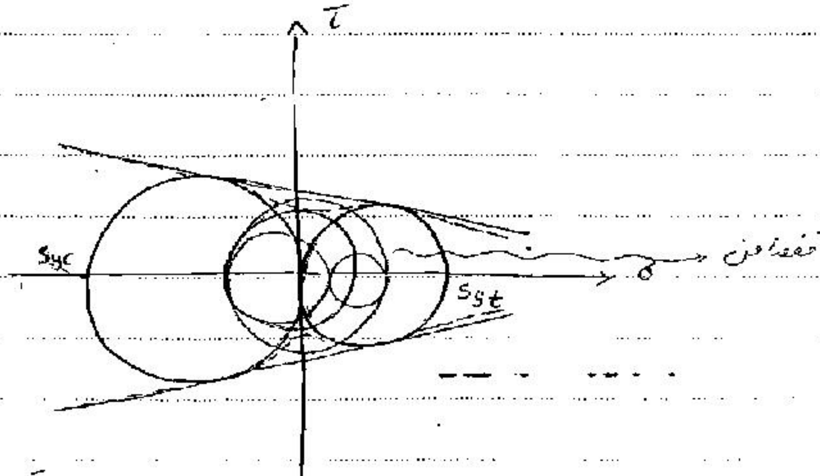
پس ۶ نقطه در واقع عبارت است از ۶ جهت و هر تئوری یک پیش‌بینی یکسان دارند در
۳ حالت اتفاق می‌افتد: (نقاط مشترک) این ۳ حالت چیست؟

تا الان اساس این تئوری‌ها بر مبنای داکتیل بودن است. تئوری‌های ترد:

الف- [5] تئوری Coulomb _ Mohr اصطکاک داخلی

در مواد ترد معمولاً $S_{ut} \neq S_{uc}$ و $S_{st} \neq S_y$، مواد ترد کمی هستند که از این قاعده
خارج می‌شوند. برای این نوع مواد این تئوری کارساز است.

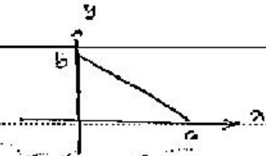
در این تئوری به ازای تست کشش، فشار و برش خالص:



نقاط داخلی در بین این دو خط تغییر حریم امن است و نقطه تسلیم می‌شود. تحقیق خط این
است، برای مماس شدن به سه دایره می‌تواند اکتفا شود. معمولاً تقریب خطی
می‌زنیم.

Subject

Date



معادله خط رسم شده :

$$\frac{x}{a}+\frac{y}{b}=1$$

$$\frac{\max \sigma_t}{S_{yt}}+\frac{\max|\sigma_c|}{S_{yc}}=\frac{1}{SF}$$

در مورد σ_1 و σ_2 در ناحیه دوم (یکی مثبت و دیگری منفی) معادله خط این گونه می شود: (دقت باشد تنها مطلق منفی را می گذاریم)

ناحیه II : $\dfrac{\sigma_2}{S_{yt}}+\left|\dfrac{\sigma_1}{S_{yc}}\right|=\dfrac{1}{SF}$

ناحیه IV : $\dfrac{\sigma_1}{S_{yt}}+\left|\dfrac{\sigma_2}{S_{yc}}\right|=\dfrac{1}{SF}$

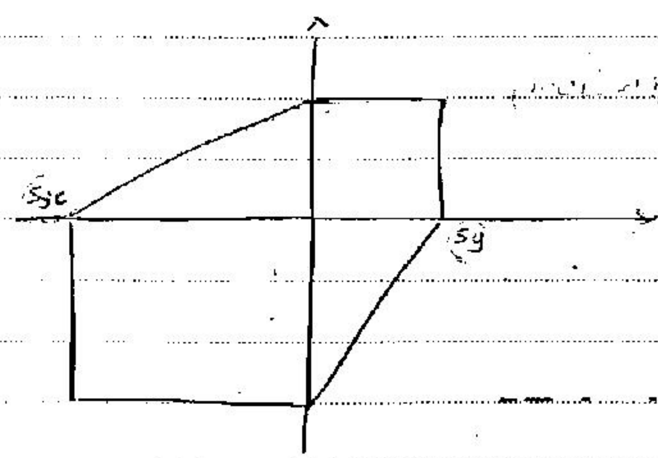
مقدار max σ_1 و σ_2 کششی

ناحیه I : $\dfrac{\sigma_1}{S_{y_t}}=\dfrac{1}{SF}$ هر دو مثبت (کششی اند) و تساوی داریم

مقدار max σ_1 و σ_2 فشاری

ناحیه III : $\left|\dfrac{\sigma_2}{S_{y_c}}\right|=\dfrac{1}{SF}$ ناحیه سوم هم چیزی مثل I :

طبق این معادلات ناحیه امن در این تئوری به این شکل است :



* * * تکلیف برای درس آینده : 3-18 و 3-27 و 3-50

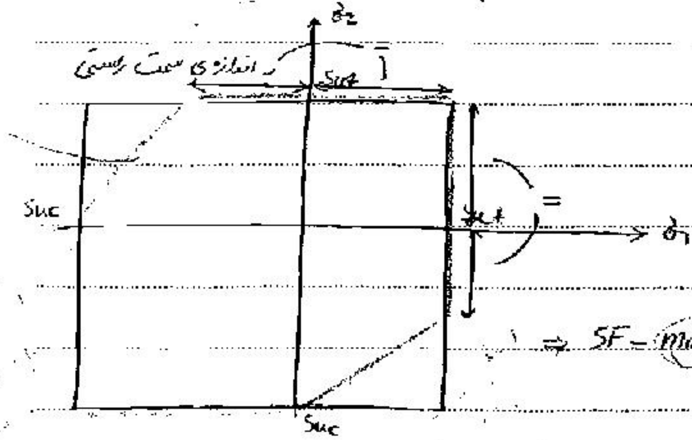
* * * تکلیف برای امتحان عملی : 5-13 (Unified) و 5-14 و 5-27 و 5-28

* * * حتماً مثال های 5-1 و 5-2 را بخوانید !!

Subject
Date

ب) مواد ترد

همان طور که گفتیم مواد ترد دارای S_{ut} و S_{uc} برابر نیستند. هم چنین دارای تنش تسلیم هم نیستند.



ب-1) معیار تنش عمودی ماکزیمم

برای بدست آوردن این رابطه ی طی

برای تعیین SF در هر 4 ناحیه:

$$\Rightarrow SF = \min\left[\frac{S_{ut}}{\max \sigma_t}, \frac{S_{uc}}{\max |\sigma_c|}\right]$$

یعنی در هر ناحیه بزرگترین مقدار موجود برای σ_t (در ناحیه 1 در تا σ_1 است بزرگترین) و بزرگترین مقدار σ_c (در ناحیه 3 همان σ_2، بزرگترین مقدار σ_c با لحاظ قدر مطلق) را محاسبه و با قرار دادن در این روابط، min مقدار SF می شود.

این تئوری برای نواحی 1 و 3 معتبر ولی برای 2 و 4 معتبر نیست.

ب-2) تئوری کولمب - موهر coulomb - mohr

طبق آنچه برای مواد ترد گفته شد: (SF از این جا بدست می آید)

$$\frac{\max \sigma_t}{S_{ut}} + \frac{\max |\sigma_c|}{S_{uc}} = \frac{1}{SF}$$

ب-3) تئوری اصلاح شده موهر Modified Mohr

این تئوری حاصل تر بین تئوری ها است Von-Mises که در مواد ترد کاربرد دارد می باشد.

Subject

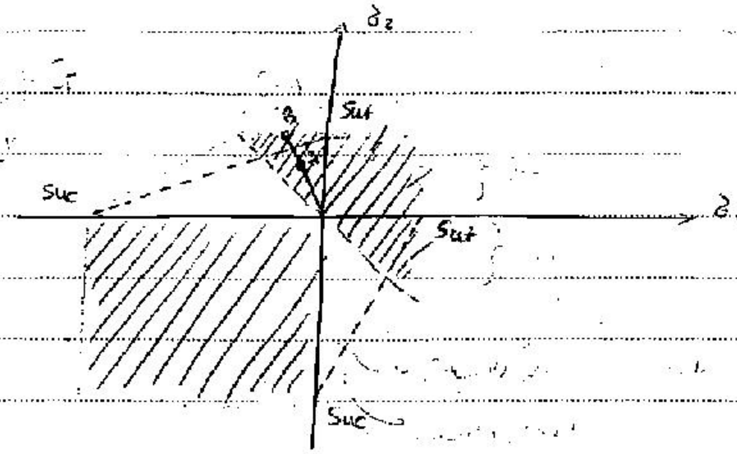
Date

(جلسه هشتم)

ادامه تئوری های واماندگی استاتیکی

ب - مواد ترد :

ب - 3) تئوری اصلاح شده موهر Modified Mohr Theory



این تئوری یک تئوری بدبینانه است. در هر ربع مخصوصاً ربع های 2 و 4 این که نقطه کاری بالای آن باشد یا پایین رفتار خط متفاوت است :

در مقایسه با تئوری های دیگر معادله خط های موجود هم معادله مشکل تری است. رابطه کلی این خطوط :

$$\frac{\max \sigma_t}{S_{ut}} + \frac{-\min|\sigma_c|}{\underbrace{S_{ut}+S_{uc}}_{\text{با علامت منفی}}} = \frac{S_{uc}}{S_{ut}+S_{uc}}$$

در تئوری کولمب-موهر S_{uc} منفی $|\sigma_c|$ را استفاده می کنیم ، مثبت می سازد ولی در این تئوری باید S_{uc} منفی گذاشته شود

طبق رابطه گفته شده :

در ربع دوم :

$$\frac{\sigma_2}{S_{ut}} + \frac{\overset{\text{منفی}}{\sigma_1}}{S_{ut}+S_{uc}} = \frac{S_{uc}}{S_{ut}+S_{uc}}$$

Subject:
Year. Month Date. ( )

برای یافتن SF :

$$SF\left(\frac{\max \sigma_t}{S_{ut}} + \frac{-\min|\sigma_c|}{S_{ut}+S_{uc}}\right) = \frac{S_{uc}}{S_{ut}+S_{uc}}$$

طبق این تئوری مواد ترد زمانی دچار شکست می‌شوند که از این ناحیه بیرون باشیم.

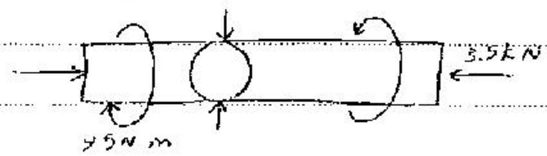
اگر یا حتی ناحیه خمیده باشیم نمی‌توانیم از این برای محاسبه SF استفاده کنیم. پس برای ناحیه‌های خمیده برای محاسبه SF مثل قبل محاسبه می‌کنیم.

مثلاً برای خط بار رسم شده: $SF = \frac{OB}{OA} = \frac{S_{ut}}{\sigma_t}$

در مقایسه سه تئوری برای مواد ترد، باز هم دقیق‌ترین و معتبرترین تست‌ها نشان می‌دهند یعنی همین تئوری کولمب اصلاح شده موهر است که نقش همان von-mises در مواد نرم را دارد.

مثل قبل معتبرترین تئوری در تئوری‌هایی که بر مبنای تنش عملی از اصلاح شده موهر استفاده می‌کنیم. محافظه‌کارانه‌ترین تئوری کولمب موهر است که نقش تئوری Tresca در مواد نرم را دارد.

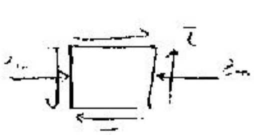
مثال: میله چدنی به قطر $d = 6mm$، $S_{ut} = 293\ MPa$ و $S_{uc} = 965\ MPa$ ... $T = 9.5\ N.m$ و $F = -3.5\ kN$ ... SF آن را مطابق تئوری‌های شکست بدست آورید:



$$\sigma_x = \frac{-3500}{\pi(0.006)^2/4} = -1.24\times10^{8}\ Pa$$

$$\tau = \frac{16(9.5)}{\pi(0.006)^3} = 2.31\times10^{8}\ Pa$$

* تنش‌های محاسبه شده را ... در المان نشان دهید.



Subject: ....
Year.......... Month.......... Date........ ( )

$\sigma_1 = 177\ MPa \qquad \sigma_2 = -301\ MPa \longrightarrow$ ناحیه‌ی چهارم

$$SF_{M.NS} = \min\left\{\frac{S_{ut}}{\sigma_t}, \frac{S_{uc}}{\sigma_c}\right\} = \min\left\{\frac{293}{177} = 1.65, \frac{965}{301} = 3.2\right\}$$

$$= 1.65$$

$$SF_{\text{Coulomb-Mohr}}: \quad \frac{177}{293} + \frac{301}{965} = \frac{1}{SF} \Longrightarrow SF_{CM} = 1.09$$

محتمل است و باید از این کوچک‌تر شود، علت نواحی رسم شده آنها (محافظه‌کارانه‌ترین مقدار SF) ؟

$$SF\left[\frac{(177)}{293} + \frac{-301}{293-965}\right] = \frac{-965}{293-965} \Longrightarrow SF_{MM} = 1.365$$

← دقیق‌ترین SF در بررسی‌های عملی

• رفتار قطعات مکانیکی تحت بارگذاری متغیر با زمان

(منظور از بارگذاری ... به معنی این نیست که بار با زمان تغییر می‌کند، بلکه تغییر تنش‌ها محدود به قطعه و زمان است، بنابراین منظور تنش‌های متغیر با زمان است، معیار ما تنش‌ها هستند.)

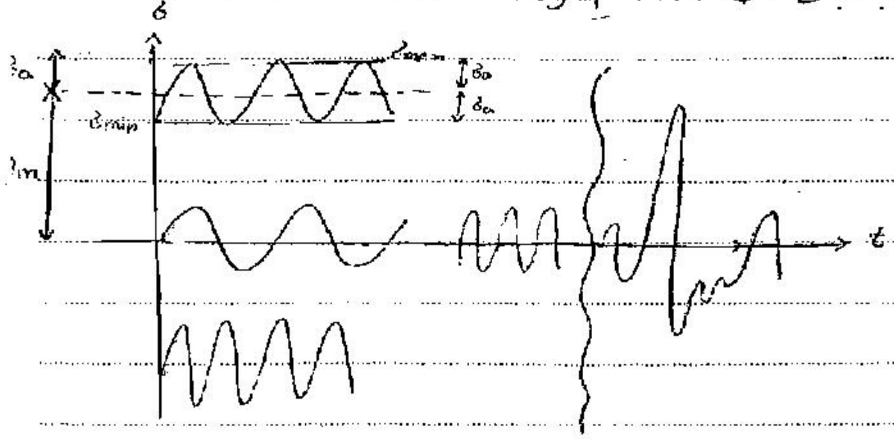
طبق بررسی‌های این کنش نشان داد که تحت تنش‌های نوسانی کمتر از ... ، در تنش‌های کمتری دچار شکست می‌شوند (در مقایسه با بارگذاری استاتیکی)

سؤالی که این جا مطرح است: آیا داشتن مؤلفه‌های تنش چگونه می‌توان پیش‌بینی کرد که قطعه کی و چه زمانی شکست یا خواهد رسید ... در واقع می‌خواهیم عمر قطعه را پیش‌بینی کنیم. سه حالت پیش می‌آید: ۱. عمر بی‌نهایت است (همین که قطعه شکسته نمی‌شود، معطوف به بارگذاری استاتیکی). ۲. عمر آن محدود است ... ۳. این هم پیش می‌آید که عمر ... بین این دو عمر محدود دارد.)

Subject.
Year. Month. Date. ( )

زمان معیار مناسبی برای محاسبه عمر نخواهد بود چون معلوم نیست چند بار بارگذاری می‌شود چون
نسبت به عبارات دیگر چون فرکانس تغییر بارگذاری از قبل تعیین شده نیست، زمان به درد
بررسی ها مان نمی‌خورد.
برای بررسی و تعیین عمر از سیکل یا دور استفاده کنیم (N)

تئوری‌های مختلف برای تعیین عمر وجود دارد: کرنش-عمر، تنش-عمر، انرژی-عمر
ولی ما با تئوری‌های بر مبنای تنش کار خواهیم کرد.



fluctuating stress varying fluctuating stress

معمولاً نوسانی متغیر max و به صورت متناوب بیان کرد ولی
min تغییر می‌کند (به آن بررسی نمی‌کنیم) σ_{max} و σ_{min} با زمان تغییر نمی‌کنند
* تا وقتی که σ_{max} و σ_{min} برابر اند، فرکانس مهم نیست !! (از آن بین‌ها را بررسی می‌کنیم)

برای این که بتوانیم معادله تغییرات σ بر حسب زمان تعریف کنیم، می‌توانیم از شاخص‌ها - تنش یا یک سری
اطلاعات به نتیجه برسیم مثل:

{ σ_{max} و σ_{min}

{ σ_m (تنش متوسط ثابت) m: mean / midrange
σ_a تنش متغیر ... a: alterating / amplitude

* در واقع داریم: متوسط تنش یعنی پایه باشد ← $\sigma_m = \dfrac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$

معمولاً مقدار تغییرات است ← $\sigma_a = \dfrac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$

ex: $\sigma_{max} = -200 \quad \sigma_{min} = -300 \longrightarrow \sigma_a = \dfrac{-200-(-300)}{2}$

* در حالتی که $\sigma_m = 0$ به دلیل شکل خاص خود، اسم خاصی دارد: تنش کاملاً معکوس شونده (completely reversing).

* در حالتی که $\sigma_a = 0$ یعنی در حالت استاتیکی هستیم.

این σ_{max} و σ_{min} را بر حسب σ_m و σ_a بیان کنیم:

$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \qquad \sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a$

Subject:
Year. Month. Date. ( )

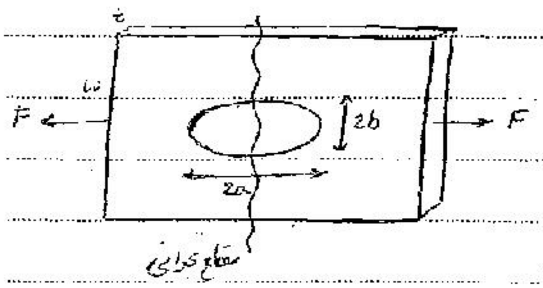
87/12/19 (جلسه نهم)

تمرکز تنش:

برای نشان دادن اثر تمرکز تنش از ضریب آن استفاده می‌شود: $K = \frac{\text{تنش واقعی}}{\text{تنش اسمی}}$ ضریب تمرکز تنش

$\Rightarrow$ تنش واقعی $= K$ (تنش اسمی)

به عنوان مثال:



$\sigma_n = \frac{F}{t(w-2b)}$

$\sigma_a = K\sigma_n$

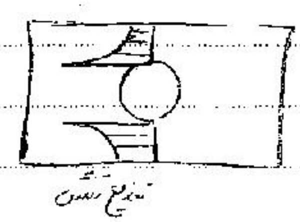
برای این نمونه در کتاب‌ها K بدست می‌آید:

$K = 1 + \frac{2b}{a}$

if $b=0$ $\rightarrow$ یک نوار بی‌تمرکز $\rightarrow$ $K=1$ $\rightarrow$ $\sigma_a = \sigma_n$

if $a=0$ $\rightarrow$ $K=\infty$ $\rightarrow$ شیار عمودی بی‌نقص

if $a=b$ $\rightarrow$ دایره $\rightarrow$ $K=3$ $\rightarrow$



معمولاً K را به صورت تجربی بدست می‌آورند و از کتاب‌ها استفاده می‌کنیم

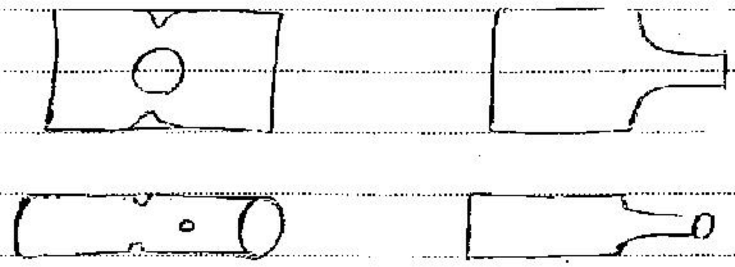
کتاب‌های مختلف وجود دارد که این Kها در حالت‌های مختلف را دارا می‌باشند، مثل:

HBK. of stress intensity factors

✓ Illustrative sourcebook of mech components - R. Parmly

43

منحنی‌ها در پیوست A برای هندسه‌های مختلف و نوع بارگذاری‌های مختلف نمودار ضریب تمرکز تنش داده شده است.



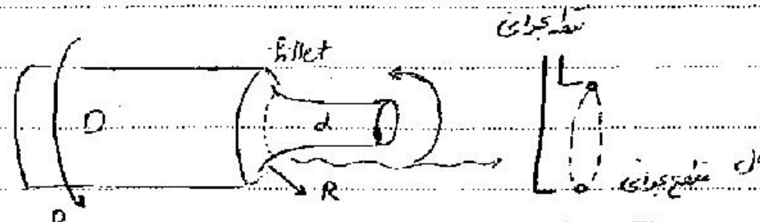
هم‌چنین برای تعیین این ضریب نیازمند نسبت‌های مختلف ابعادی هستیم

به عنوان مثال برای A-15-8 و A-15-9 برای یک تغییر مقطع طی یک بارگذاری متفاوت. بنابراین این عامل هم بسیار مهم است.

بنابراین: K = f (هندسه، ابعاد تغییر مقطع، نوع بارگذاری)

تغییر مقطع بر روی شفت:

* در سر مقطع، دامنه تنش بالا است؛ مقطع بحرانی ... بحرانی‌ترین ...



برای این تغییر مقطع که Torsion است، نمودار همان A-15-2.

سؤالی که پیش می‌آید این است که آیا جنس قطعه در K مؤثر است یا خیر؟ بله، تأثیر دارد. برای چدن که تا حدی ترد است، جنس‌های مختلف وجود دارد. آن را حذف می‌کنند و فقط K به طور تئوری محاسبه می‌شود. آن را با K_t نشان می‌دهند.

سؤال دیگر این است که آیا همواره باید K_t را در σ_0 ضرب کنیم یا نه؟ در چه حالتی آن را بررسی می‌کنیم.

	باربری الاستیک	باربری نهایی
		$k_f = 1 + q(k_t - 1)$
1) ماده نرم	با شرایط (ضریب تمرکز تنش) صرف نظر می کنیم $k_t = 1$	k ($\frac{1}{2}$ نصیب ولی k_t هم بیس)
2) ماده ترد	k_t	k_t

* تحت شرایط خاصی هم در مواد نرم در باربری الاستیک ضرورت دارد که از k_t استفاده کنیم. برای مثال به اسم Dowling شرایطی که با درنظر گرفتن آنها k_t برای مواد نرم $\frac{1}{2}$ درنظر گرفته می شود را بیان کرده. به مواردی که تحت آنها $k_t = 1$ مراد Dowling را ببینید می شود.

* در مواد ترد در باربری الاستیک نهایی $k_t = 1$ درنظر گرفت. چون این مواد تسلیم ندارند.

از تکرار این را به خاطر بسپار، برای مواد مختلف (جنس‌های متفاوت) در هندسه یکسان در باربری نهایی k داریم که با جنس‌های مختلف مقادیر متفاوتی خواهد داشت.

* دلیل این که چرا برای مواد نرم در باربری الاستیک $k_t = 1$ درنظر گرفته می شود:

* باید بدانیم تمرکز تنش پدیده‌ای موضعی است، فقط در یک نقطه (در نوک) اتفاق می افتد.

فرض می کنیم در نقطه تمرکز تنش به σ_{max} که حساب کردیم برابر S_y است، نقاط اطراف نسبت k_t برابر آنها نیز به S_y نائل می شوند.

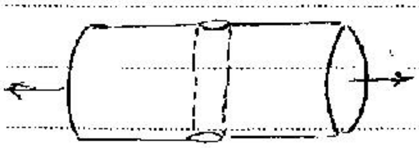
Subject:

Year. Month. Date. ( )

* نکته

نکته: به نظر می‌رسد در حالت دو محوره محاسبات مشکل و سخت می‌شود؛ مثل شفت‌ها: مثلاً

محاسبه ی $\frac{I}{c}$ در مقطع خیلی سخت می‌شود و چیزهای دیگر



برای راحتی در کنار هر کدام را برای مقدار استفاده می‌شود

که مبنای محاسبات ما باید همان باشد. این روابط با

محاسبات و تجربه‌های به دست آمده، پس مبنای محاسبه

روابط نامرجع ما است.

فعلاً بررسی می‌کنیم به کمک دیاگرام نوسانی ؟

در تنش‌های نوسانی: باید بر تقسیم این تنش نوسانی را با σ_a ، σ_m و σ_{max} ، σ_{min} (τ_a ، τ_m ، τ_{max} ، τ_{min})

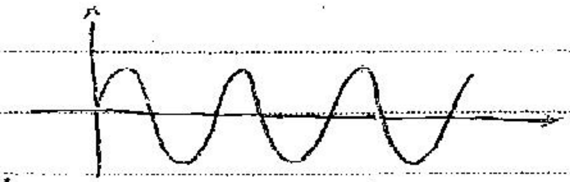
نشان می‌دادیم. از این به بعد فقط شکل تنش نوسانی متفاوت است و هم‌چنین

فقط تنش $\frac{I}{c}$ نیز تنش را که می‌تواند عمودی یا برشی باشد

تنش‌های متوسط σ_a و σ_m چه حالات ممکن پیش می‌آید؟

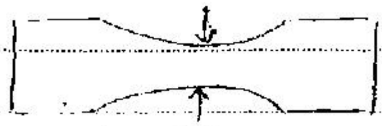
الف - تنش کاملاً معکوس شونده ← $\sigma_m = 0$ ، $\sigma_a \neq 0$

نمودار این تنش ؟



حال سؤال این است که با داشتن σ_a چگونه می‌توان قطعه را بررسی کرد عمر آن را چگونه تعیین کنیم

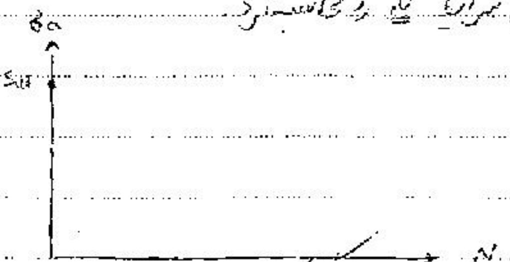
شخصی آمد و این آزمایش را انجام داد:

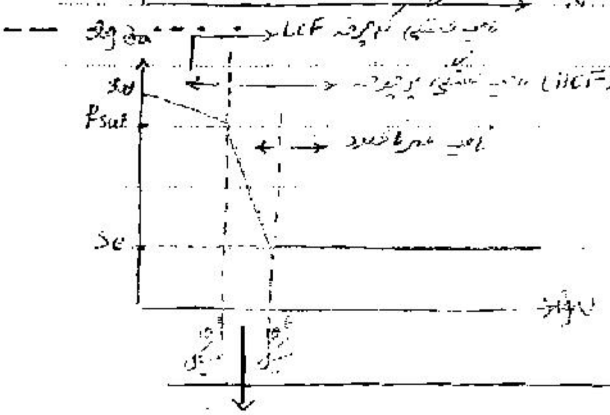


- سطح قطعه کاملاً سنگ خورده و صیقلی
- دمای محیط
- قابلیت اعتماد ٪50
- قطعه طوری ساخته شد که تمرکز تنش نداشته باشیم
- قطعه را تحت خمش خالص معکوس شونده

* نقطه A آن زمان که تنش فشاری است، چرخیده بالا می‌آید و پایین می‌شود کششی

اول دستگاه را روشن کرد و همین که قطعه شروع به کار کرد شکست یعنی به ازای Sut عمر قطعه صفر است $N=0$ ... کم‌کم بار را کم کرد و با این شرایط ... را حساب کرد.
منحنی‌ای به این شکل به دست آورد:





مهم‌ترین نتیجه‌ای که گرفته شد این است که تنش کمتر از یک مقدار معین (Se) عمر قطعه بی‌نهایت خواهد شد.

Subject:
Year. Month. Date.

برای قطعات ماشینی که با سرعت های بالا می چرخند و حرکت می کنند 1000 سیکل هیچ فرقی با 0 (صفر) ندارند. به خاطر همین محدوده خستگی کم چرخه اصلاً مورد بررسی قرار نمی‌گیرد و روابطی برای آن در نظر گرفته نمی‌شود.

بنابراین:

$$N = \begin{cases} 0 & \sigma_a > f S_{ut} \\ \infty & \sigma_a < S_e \\ \text{محدود} & S_e < \sigma_a < f S_{ut} \end{cases}$$

سؤالاتی که هنوز پاسخ داده نشده:

این عدد f چقدر است؟ این S_e که همه‌ی بررسی‌ها بر اساس آن است چه میزان است؟ به ازای σ_a بین S_e و $f S_{ut}$ عمر قطعه یا N چگونه تعیین می‌شود؟ یعنی
$N = f(\sigma_a) = ?$

Subject:

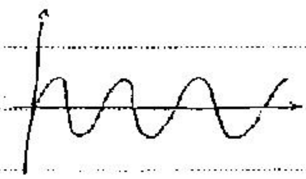
Year. Month. Date. ( )

82/11/15 (جلسه دهم)

سوالی که برای ما پیش آمد این بود که با داشتن تنش‌ها تحت بارگذاری نوسانی چگونه بتوانیم عمر قطعه (N) را تعیین کنیم. بارگذاری نوسانی:

$$N = \begin{cases} \infty \\ N \quad \text{عمر محدود} \end{cases} \qquad N = f(\sigma_a, \sigma_m)$$

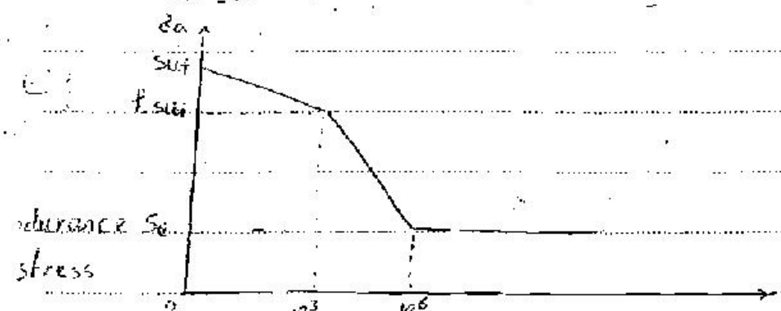
حالات مختلفی به وجود می‌آید:



الف) تنش‌های کاملاً متقارن شونده $\sigma_m = 0$ و $\sigma_a \neq 0$

برای این حالت می‌خواهیم ببینیم با داشتن چه چیزی می‌توان عمر را پیش‌بینی کرد

برای این کار محققین برای بررسی این حالت آزمایشی را انجام دادند که در جلسه قبلی هم بیان شد. نمودار بدست آمد:



برای حالتی که تنش‌ها کاملاً متقارن شوند

$$\log \sigma_a = b \log N + \log a$$

$$\log\left(\frac{\sigma_a}{a}\right) = \log N^b$$

تنش کاملاً متقارن شونده $N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$

بنابراین: a و b از روی نقاط از نمودار خطی بدست

$\sigma_a \geq f\,S_{ut} \longrightarrow N \simeq 0$ (استاتیکی) شکست در ابتدای کار

$f\,S_{ut} > \sigma_a \geq S_e \longrightarrow N =$ محدود $\quad a = \frac{(f\,S_{ut})^2}{S_e} \quad b = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{f\,S_{ut}}{S_e}\right)$

$\sigma_a < S_e \longrightarrow N = \infty$ تنش‌ها در این محدوده ... این با f ... [illegible]

... $f = \frac{S_{ut} + 345}{S_{ut}}(2000)^b$ ... [illegible]

* این ... $S_e > \sigma_a$ ... [illegible]

... $b = -\frac{\log\left(\frac{S_{ut}+345}{S_e}\right)}{\log(2\times10^3)}$ ... [illegible]

... [illegible]

... 6-18 ... 6.3 ... [illegible]

... [illegible]

... [illegible]

Subject:
Year. Month. Date.

ضریب f کمی مشکل است، معمولاً مقداری بین 87% تا 90% دارد. قبلاً مقداری ثابت داشت، ولی امروزه برای ضریب آن رابطه ریاضی وجود دارد:

[illegible]

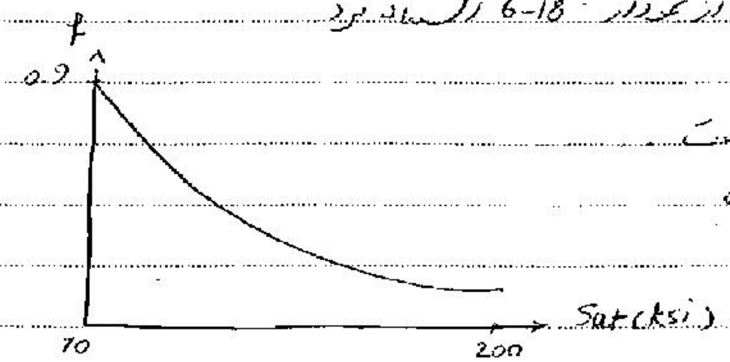
$$f = \frac{S_{ut} + 345}{S_{ut}} (2000)^{b} \quad ; \quad b = \frac{\log \frac{S_{ut} + 345}{S_e}}{\log (2N_e)}$$

* روابط برای آزمایش معمولی ... در صورت ...

حالت عمر 10^3 که مقدار f_a است

تطبیق شرایط آزمایش ... که به عمر 10^6 که البته از 10^6 تا 10^7 متغیر است، ولی در صورت ... که تبدیل می‌شود ... معلوم نبودن 10^6 می‌گیریم

برای استفاده از این رابطه می‌توان از نمودار 6-18 استفاده کرد



ضریب f از روی این نمودار آسان‌تر است.

* برای $S_{ut} < 70$ ksi، f را 0.9 می‌گیریم

معمولاً بیشتر Se است. طبق آزمایش‌هایی که مور انجام داد طبق تنشی که تنها ... حد ... نیامد، $S_e = 0.5 S_{ut}$

نکته‌ای که باید به آن توجه کرد این است که آزمایش مور یک آزمایش کاملاً کنترل شده با شرایط خاص بوده، شعاع نمونه 7.62 تا ... 160 ... است.

بنابراین $S_e = 0.5 S_{ut}$ برای زمانی است که شرایط قطعه ما مطابق بر شرایط تست مور ...

پس باید این ضرایب اصلاحی توسط آقای Marine به وجود آمد:

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$$

→ همان مقداری که مور حساب کرد $S'_e = 0.5 S_{ut}$

Subject:
Year. Month. Date. ( )

آزمایش‌های Marine نشان داد برای استحکام‌های مختلف (Sut) ، S'_e رفتاری دارد:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5\,S_{ut} & S_{ut} \leq 1400\ MPa \\ 700\ MPa & S_{ut} > 1400\ MPa \end{cases}$$

(بعد از اینکه Sut بالای 1400 رفت ثابت است)

بنابراین چون دوم استحکام (اصلاح شده) تحت شرایط آزمایشی در آزمایشگاه توسط Marine بدست می‌آید، ضرایب تصحیح هر کدام وظیفه‌ی تصحیح Se برای نزدیک شدن یکی از پارامترهای شرایط آزمایشی را دارند.

بنابراین نمودار σ_a بر حسب N در حالت کلی (به غیر از آزمایش مرجع) S_e پایین‌تر، Se اصلاح شده است.

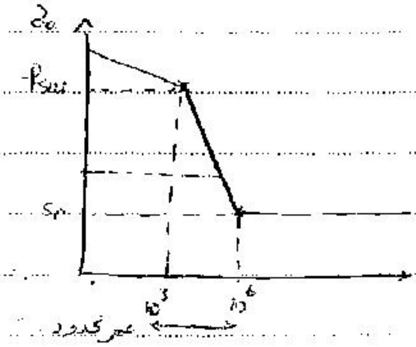
بررسی کشش نمودار برای عمر محدود:

$N = f(\sigma_a)$

در نقاط از خط : 1000 و $f S_{ut}$

10^6 و S_e

معادله خط بدست می‌آید و از روی آن مقادیر بدست می‌آید:



$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (I) \qquad S_f = a\,N^{b} \quad (II)$$

$$a = \frac{(f\,S_{ut})^2}{S_e} \qquad b = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{f\,S_{ut}}{S_e}\right)$$

(I) ← در حالتی استفاده می‌شود که σ_a را داریم و عمر را می‌خواهیم یعنی قطعه طراحی شده و می‌خواهیم عمر آن را حساب کنیم.

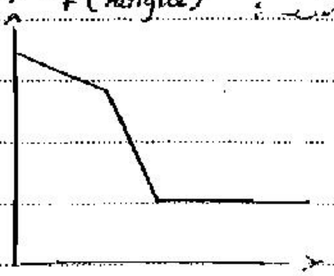
Subject:
Year. Month. Date. ( )

(II) به عنوان طراح می‌خواهیم قطعه‌ای را طراحی کنیم که عمر آن N باشد. Sp بدست می‌آید. Sp همان استحکام خستگی مورد نیاز ما یا حداکثر مقدار تنش σ_a است.

یعنی اگر می‌خواهیم عمر N باشد، تنش در قطعه نباید از Sp بیشتر شود

σ_a / Sp (fatigue)

* Sp هر مقداری بین ۰ تا Sut را می‌تواند داشته باشد:



* محور تنش می‌تواند محور استحکام باشد، چون در واقع این دو چیز جدا از هم نیستند.

پس معادله‌ی ... هم بدست آمد برای حالت بارگذاری کاملاً معکوس شونده.

اگر بتوانیم ضرایب تصحیح (ki) را بدست آوریم، بقیه کار ما راحت است.

a) k_a ضریب تصحیح وضعیت سطح surface condition modification factor
این ضریب میزان تأثیر صافی قطعه (پرداخت قطعه) را برای ما مشخص می‌کند.

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

* ضرایب a و b چون a و b ثابت نیستند! درست باشند!

a,b → جدول 6-2

surface Finish	a: S_{ut}, kpsi	a: S_{ut}, MPa	b
ماشین کاری			
سنگ زنی			
[illegible]			

ضریب K_c مشخص می‌کند Se کاهش پیدا می‌کند، پس باید کمتر از ۱ باشد. اگر بزرگتر از ۱

Subject.
Year. Month. Date. ( )

پیدا کردن آن شبیه است. بیشترین مقدار Se مقدار محاسبه شده توسط محور است.

• (k_b): ضریب ابعاد / اندازه size factor

نکته: تغییر ابعاد هیچ تاثیری روی استحکام (S_y) ندارد، تغییرات آن روی S_e اثر می‌کند. هر چه ابعاد بزرگتر می‌شود S_e کم می‌شود، ولی S_y هم چنان برای یک جنس خاص همان است.

یک موضوع دیگری که هست باعث می‌شود با افزایش ابعاد استحکام خستگی قطعه (S_e) کاهش یابد این است که ترک‌های ریز روی قطعه بیشتر می‌شود. خستگی با همین ترک‌ها آغاز می‌شود. احتمال

بنابراین:

$$k_b = \begin{cases} \left(\dfrac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24\, d^{-0.107} & 2.79 < d \leqslant 51 \text{ mm} \quad \text{برای مقاطع دایره‌ای دوار:} \\ 1.51\, d^{-0.107} & 51 < d \leqslant 254 \end{cases}$$

دقت کنید دایره‌ای و دوار بودن دو چیز متفاوت اند.

برای غیر این حالت یعنی مقاطع غیر دایره‌ای یا دایره‌ای غیر دوار و یا هیچ کدام، قطر معادل قطعه (d_e) از جدول 3-6 بدست می‌آید. سپس d_e در رابطه‌ی k_b قرار می‌دهیم.

Subject:
Year. Month. Date. ( )

88/1/17 (جلسه یازدهم)

الف - تنش کاملاً معکوس شونده $\sigma_a \neq 0$ $\sigma_m = 0$

$N = f(\sigma_a)$

تقسیم :

$\sigma_a \geq f.S_{ut} \rightarrow N \simeq 0$

$\sigma_a < S_e \longrightarrow N = \infty$

$S_e < \sigma_a < f.S_{ut} \longrightarrow N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b}$

$S_e = S'_e . k_a . k_b . k_c . k_d . k_e . k_f$

$S'_e = 0.5\, S_{ut}$ if $S_{ut} \leq 1400$ MPa

این آزمایش دارای شرایطی مطابق بر شرایط آزمایش موجود باشد همه ضرایب k ، 1 می شود. ولی در غیر این صورت k مقادیری مخالف 1 دارد.

k_a : ضریب تصحیح کیفیت سطح

k_b ضریب ابعاد

$\Longrightarrow$ (مقطع دایره‌ای و دوار)

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24\, d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51^{mm} \\ 1.51\, d^{-0.107} & 51 < d \leq 254 \\ 1.0 \end{cases}$$

بارگذاری خمشی و پیچشی

بارگذاری محوری

برای مقاطع غیر دایره‌ای یعنی غیر مدور یا غیر دوار یا مقاطع دایره‌ای غیر دوار از قطر معادل (d_e) استفاده می‌کنیم. مقدار آن را از جدول 6-3 بدست می‌آوریم. سپس این d_e را در روابط بالا جای‌گذاری می‌کنیم.

* این روابط برای مقاطع دوار است.

* برای مقاطع توخالی از قطر خارجی مقطع استفاده می‌کنیم.

k_c : ضریب بار Load Factor

در آزمایش معیار تنش از نوع خمشی بود، پس در اینجا آزمایش داریم برای خمشی مقدار k_c 1 است و داریم :

Subject :

Year. ______ Month. ______ Date. ______ ( )

برای بارگذاری‌ها :

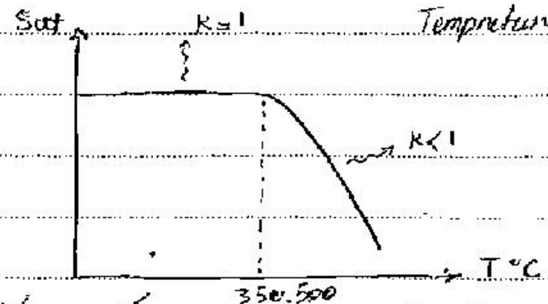
$$k_c = \begin{cases} 1.0 & \text{تنها تحت تنش خمشی خالص} \\ 0.85 & \text{تنها تحت تنش محوری خالص} \\ 0.59 & \text{تنها تحت تنش پیچشی خالص} \end{cases} \rightarrow ج$$

حد دوام برشی ← S_{se} ← τ

shear

در صورتی که بارگذاری تنها از نوع پیچشی باشد S_{se} داریم که حد دوام برشی نامیده می‌شود.

● K_d : ضریب تصحیح دما Temprature factor



مقدار Sut از صفر تا 350°C تقریباً ثابت است چیزی بین Sut و 0.975 Sut

ما معمولاً با چنین ثابت کار داریم ولی برای دماهای بالاتر از 350°C ثابت نیست، K_d کاهش یافته و در نتیجه باعث کاهش S_e می‌شود.

● k_e : ضریب قابلیت اعتماد Reliability factor

یعنی چه تعداد قطعه تولید شده به پایان می‌آید که reliability هم با آن مطرح می‌شود.

قابلیت اعتماد در آزمایش معمولاً 50% بود. امروزه این مقدار کم است و ما با مقادیر 98% و بیشتر کار می‌کنیم.

حال هرچه Reliability را بالا ببریم، k_e کاهش می‌یابد پس S_e هم کاهش می‌یابد. نکته متداول شده است ... این طوری نیز تا نتیجه شود. برای افزایش قابلیت اعتماد S_e را کمتر در نظر می‌گیریم تا قطعه را با کیفیت بهتری بسازیم تا میزان اطمینان از آن بالا رود. فرض می‌کنیم قطعه S_e کمتری را تحمل می‌کند پس محکم‌تر می‌سازیم تا از بین نرود.

در جدول 6-5 برای k_e مقادیر مختلف آمده:

قابلیت اعتماد	k_e
50%	1.0
99.9%	0.753

Subject:
Year. Month. Date. ( )

Kf : ضریب موارد متفرقه و Miscelaneous factor

این ضریب مربوط به مواردی است که هنوز رابطه‌ای تأثیر آن روی Se کشف نشده (

تاکنون کسی را پیدا کرده‌اند که در آن تمرکز تنش است.

مورد قطعه خود را طوری بسازیم که هیچ تمرکز تنشی در آن دیده نشود. اگر تمرکز تنش داشته

باشیم یعنی وضع قطعه بدتر است، پس kf کمتر از 1 است. ولی این خود Kt

ضریب تمرکز تنش در حالت استاتیکی نیست، در واقع $k_f = \frac{1}{K_t}$ است، $K_t > 1$

و در نتیجه $K_f < 1$

kt این قبلاً استفاده می‌شد ضریب تمرکز بود، ولی با این کار نمی‌کنیم با چیزی به اسم

kf (ضریب تمرکز تنش خستگی) کار می‌کنیم که با ضریب kf که این جا مطرح

fatigue ـه

شد متفاوت است. ضریب kf همین kf (fatigue) است.

* در kt همان طور که دیدیم تا اینجا برحسب جنس بود، چون در بارگذاری استاتیکی برای

مواد ترد بود kt را در نظر می‌گرفتیم، ولی الآن واقع بینانه می‌خواهیم آن را

کاملاً جنس را تأثیر دهیم:

$K_f = f($ جنس و هندسه قطعه و بارگذاری $)$

نکته این است که مواد مختلف نسبت به پدیده تمرکز تنش حساسیت‌های مختلفی از خود

نشان می‌دهند.

0.8 بیشتر از حالت بدون تمرکز (1)

مثلاً برای حالتی داریم: σ واقعی $= 1.8\,\sigma$ ...

این جا 0.8 باعث این اثرات شده، که قبلاً بود. این 0.8 برای مواد مختلف

فرق می‌کند یعنی 0.8، گاهی 0.5 و ... پس:

$K_f = 1 + q(K_t - 1)$

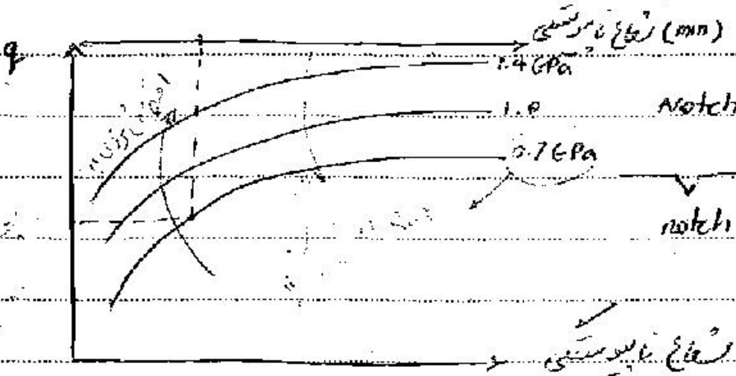
↓ حساسیت ماده

Subject:
Year. Month. Date. ( )

از اینها زیاد استفاده خواهیم کرد

* نمودارهای 6-20 و 6-21 مقدار q (برای فولاد) را برحسب S_{ut} تعیین می‌کند (برای بارگذاری‌های خمشی و محوری در 6-20 و برای پیچشی در 6-21)

نمودار به این صورت است :



حساسیت به ناپیوستگی Notch-sensitivity

منظور از این notch همان نوع ناپیوستگی است

notch

$\uparrow k_f \Leftarrow \uparrow k_t - \uparrow q \quad \uparrow r$

برای هر نوع ناپیوستگی می‌توان یک شعاع در نظر گرفت و شود :

* پس از خواندن q و داشتن k_t از رابطه بدست می‌آید k_f — برای شیارهای تیز

نقطه‌ها یا نقاط تیز دارای شعاع

خیلی بهتر است باشد این همان ضریب تمرکز تنش خستگی است ، پس ضریب مورد استفاده در رابطه‌ی S_e می‌شود عکس آن .

ماده هرچه نرم‌تر باشد ، حساسیت آن نسبت به تمرکز تنش کمتر است

در فولاد هرچه ماده نرم‌تر است یعنی فولادهای با مقاومت کمتر ، ولی هرچه ماده سخت‌تر (ترد) باشد یعنی فولاد با تنش بالاتر .

نکته : هیچ ماده‌ای نداریم که مقدار q آن بتواند به ۱ برسد .

چدن‌ها : چدن‌ها کمی خاص‌اند از آنجا که نسبت به شیارها بسیار حساس به عوامل دارند و یا اکثرا چدن‌های خاکستری حساس نمی‌رسند . برای این چدن‌ها :

$k_f = 1 + 0.2(k_t - 1)$ فقط برای چدن‌های خاکستری

برای سایر مواد اگر $k_f = k_t$
(محافظه‌کارانه)

در ماشین‌سازی فولادها، ماده ترد بسیار حساس‌تر از ماده نرم است، ولی چدن‌ها حساس نیستند. گاهی نیز چدن‌های چکش‌خوار و اکثراً از فولاد استفاده می‌شود.

قبلاً یک تقسیم‌بندی به صورت زیر انجام دادیم:

	ماده نرم	ماده ترد
تنش استاتیکی	ضریب تمرکز تنش $= 1.0$	k_t
" نوسانی	$k_f = 1 + q(k_t - 1)$	k_t به جز چدن چکش‌خوار

Subject:

Year. Month. Date. ( )

(جلسه دوازدهم)

آنچه که بررسی شد و ادامه آن:

رفتار قطعات مکانیکی تحت بارگذاری نوسانی

1 - تنش‌های کاملاً معکوس‌شونده $\sigma_m = 0$ $\sigma_a \neq 0$

1 - 1 حالت تک تنش (σ_a یا τ_a)

$\sigma_m = 0$ یا $\tau_m = 0$

می‌دانیم به ازای $\sigma_a < S_e$ عمر بی‌نهایت است، ممکن است بپرسند ضریب اطمینان (SF) چیست؟

$SF = \frac{S_e}{\sigma_e} \longrightarrow$ if $SF > 1 \longrightarrow N = \infty$

$SF < 1 \longrightarrow N =$ کمتر $\Rightarrow S_e < \sigma_a < f S_{ut} \Rightarrow N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$

در حالتی که تنش برشی داریم، با S_{se} حساب می‌کنیم. البته در همه روابط S_e را S_{se} می‌گذاریم

$SF = \frac{S_{se}}{\tau_a}$

1 - 2) حالت بیش از یک تنش

مثلاً: σ_a^x , σ_a^y , σ_a^z

بدترین حالت این است که در جهت x، y و z بار ناشی از خمش و ناشی از نیروی محوری و

... x و z هم همچنین علاوه بر این τ_a^{xy} و τ_a^{xz} و τ_a^{yz} هم داشته باشد

راه حل درست مسائل این است که بیاییم به کمک همه این تنش‌ها، یک تنش معادل بیابیم: σ_a^e

و با این معادله حل را ادامه دهیم.

بهترین روش محاسبه تنش معادل که نتیجه مشابهی با واقعیت می‌دهد همان رابطه Von-Mises است. دقت کنید این راه تنها راه نیست. روش‌های دیگری هم هست، ولی در 90%

موارد از رابطه Von-Mises استفاده می‌شود. (تنش معادل دامنه‌ای) σ_{ea} or

$$\sigma_e^a = \frac{\sqrt{2}}{2}\left[(\sigma_x^a - \sigma_y^a)^2 + (\sigma_x^a - \sigma_z^a)^2 + (\sigma_y^a - \sigma_z^a)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$\longrightarrow$ 1 تنش‌های چندمحوری در حالت تنش معکوس‌شونده

مستقیم.

Subject:
Year. Month. Date. ( )

باز هم در حالت خاص این رابطه را خواهیم داشت : $\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$

از این جا به بعد روابط مثل حالت یک شکل است.

$\sigma_{ea} < S_e \rightarrow N = \infty \qquad SF = \frac{S_e}{\sigma_{ea}}$

$S_e < \sigma_{ea} < f \cdot S_{ut} \longrightarrow N = \left(\frac{\sigma_{ea}}{a}\right)^{1/b}$

در محاسبه S_e :

$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot \underbrace{k_b}_{} \cdot \underbrace{k_c}_{} \cdot k_d \cdot k_e \cdot \underbrace{k_f}_{}$

حالت پیچش بارگذاری ... حالت پیچش بارگذاری

$K_{abf} \Rightarrow$

k_f + همان $\frac{1}{K_F}$ هم در حالت q و هم K_e و K_{sf} در حالت پیچش بارگذاری است.

در محاسبه k_b مشکلی نیست، در محدوده که ... است، اگر پیچشی یا خمشی هم بود، کوپل ... است، برای ... از این رابطه استفاده می‌کنیم.

k_c از این جا به بعد حذف می‌کنیم، به جای آن σ را بر k_c تقسیم می‌کنیم (نتیجه یکی می‌شود).

$$SF = \frac{S_e \rightsquigarrow S_e' k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdots}{\sigma_a \longrightarrow \frac{\sigma_a}{k_c}} \Bigg\} \rightarrow \text{نتیجه یکی است}$$

(1) $\sigma_a \xrightarrow{\text{خمشی}} \boxed{k_c = 1}$

$\tau_a \longrightarrow \frac{\tau_a}{0.59 \atop 0.58} = \underbrace{\sqrt{3}\,\tau_a}$ $\longrightarrow$ Von-Mises در رابطه داریم : $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + \underbrace{3\tau^2}_{(\sqrt{3}\,\tau)^2}}$

پس در پیچش یک بار τ را در $\sqrt{3}$ ضرب کردیم، دیگر لازم نیست این کار را انجام بدهیم
پس دیگر τ_a در k_c خودش تقسیم نمی‌شود.

Subject:
Year. Month. Date. ( )

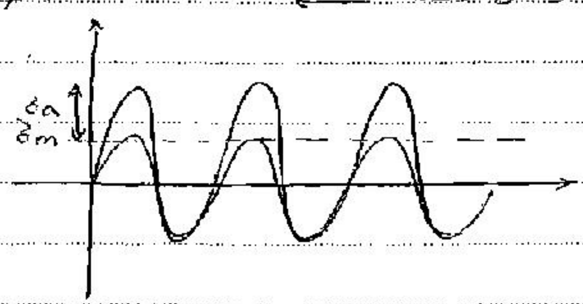
⑤ * پس تنها محوری‌ها در k_c خودش تقسیم می‌شود $\frac{\sigma_a}{0.85}$ ← σ_a محوری

نکته‌ای که برای σ_aها گفته شد که در k_c ضرب نمی‌شود، توجیه است، دلیل منطقی! دقت کنید!

حال در مورد k_f:
هر کدام از σ_aها را در k_f خودش ضرب می‌کنیم. حسن این کار این است که تنش‌ها از بارگذاری‌های مختلف ضریب تمرکز تنش برای هر کدام متفاوت است. ممکن است به حالتی برخورد (یا کنیم) که یکی از این تنش‌ها ضریب تمرکز تنش آن 1 (در نظر گرفته) شود.

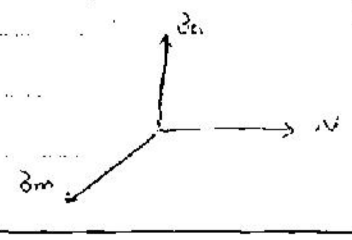
پس در این حالت k_c و k_f را 1 می‌گذاریم، در رابطه محاسبه S_e، این ضرایب را در تنش‌ها ضرب می‌دهیم.
حواست باشد در محاسبه SF باید بالا و پایین یکی باشد.

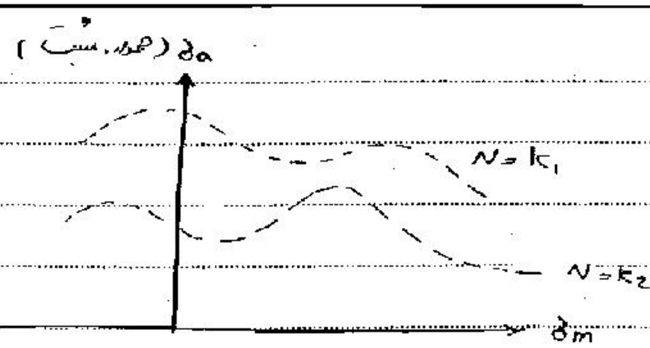
ب- تنش‌های غیر کاملاً معکوس شونده ← $\sigma_a \neq 0$ $\sigma_m \neq 0$



* باز هم سؤال همان سؤال قبلی است. $N = f(\sigma_{ea}, \sigma_{em})$?

این جا چون که σ_m هم وارد می‌شود، حالت سه بعدی پیدا می‌کند. به ازای یک σ_a و σ_m یک N داریم، پس با معادلات کنتور ($N = k$) را تشکیل می‌دهیم و تصویر آن‌ها را در صفحه $\sigma_a - \sigma_m$ رسم می‌کنیم.

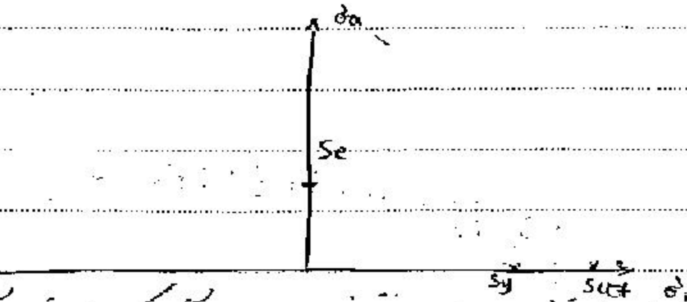




(محور N عمود بر صفحه)

یکی از N هایی که به وسیله آن نمودار پولک را رسم می‌کنیم $N=10^6$ ، یعنی جایی که Se رخ داده ، این N ، یک N تعیین کننده برای ماست.

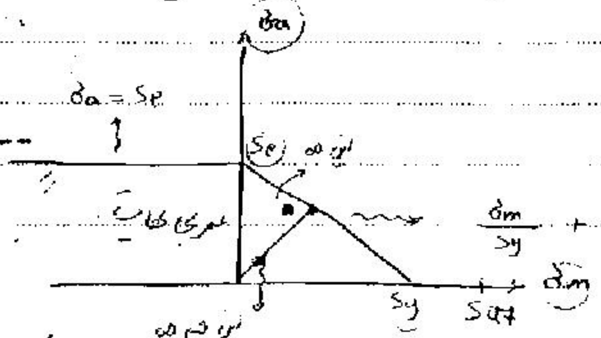
برای $N=10^6$ آزمایش‌های انجام شده و نقاط رسم شده ، نتیجه آزمایش‌های تجربی است.



برای این نقاط بازه تئوری‌های مختلفی به وجود آمده که چهار تای آنها را مطالعه خواهیم کرد.

• تئوری Soderberg :

در این تئوری بیان این است که برای Soderberg معادله را این گونه نوشت :



$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = 1.0$$

برای نقطه‌های زیر این خط ، عمر کاملاً بی‌نهایت یعنی خط ، نماینده 10^6 در زیر این رابطه تعیین می‌شوند

N = [illegible]

Subject:
Year. Month. Date. ( )

این که با چه ضریبی ایمنی کار می‌شود به میزان SF وابسته است، پس:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{SF}$$

همچنین اگر σ و τ وجود داشته باشد برای σ_a و σ_m باید معادل آن را پیدا کنیم، پس خواهیم داشت:

در حالت: $$\frac{\sigma_{em}}{S_y} + \frac{\sigma_{ea}}{S_e} = \frac{1}{SF} \Rightarrow SF = \frac{S_y \cdot S_e}{S_e \cdot \sigma_{em} + S_y \cdot \sigma_{ea}}$$

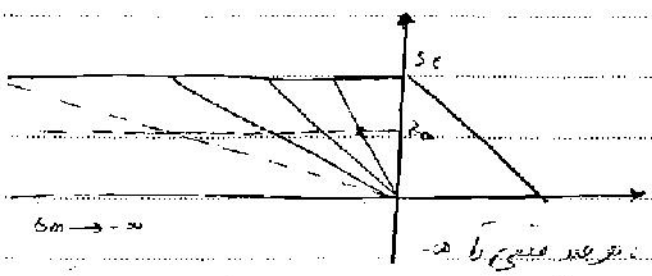
بنابراین:

اگر $SF > 1$ $N = \infty$

$= 1$ 10^6

< 1 $N = ?$ محدود

* توجه کنید رابطه SF نوشته شده یعنی معادله خط را نوشتیم مورد استفاده قرار می‌گیرد
SF فقط و فقط برای ناحیه اول
برای ناحیه دوم یعنی زمانی که $\sigma_m < 0$:



$$SF = \frac{S_e}{\sigma_a}$$

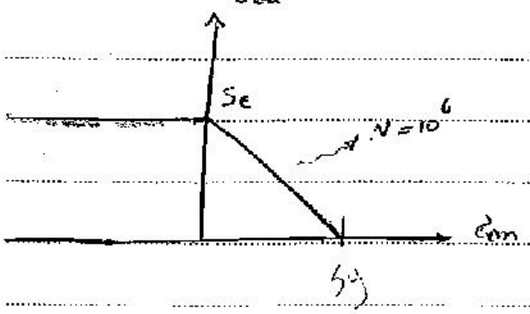
با این حساب که دیده می‌شود σ_m هرچه را اضافه کنیم منفی تا $-\infty$ میزان $SF = \frac{S_e}{\sigma_a}$ است یعنی ثابت این تئوری ... به ازای هر σ_m منفی ... است، پس بالاخره چی این وسط داریم؟!!

Subject:
Year. Month Date. ( )

(جلسه سیزدهم)

معیار تنش‌های غیر ثابت معکوس شونده : $N = f(\sigma_m, \sigma_a)$

4 معیار بیان می‌شود :

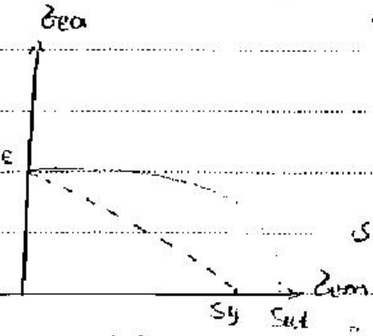


1) Soderberg

رابطه کلی خطی : $\dfrac{\sigma_{m}}{S_y} + \dfrac{\sigma_{ea}}{S_e} = \dfrac{1}{SF}$

یعنی فقط برای : $\sigma_{m} > 0$

برای $\sigma_{em} < 0$: $SF = \dfrac{S_e}{\sigma_{ea}}$



2) Gerber

رابطه کلی برای $(\sigma_{em}) > 0$ تحت رابطه : $\left(\dfrac{SF\,\sigma_{em}}{S_{ut}}\right)^2 + \dfrac{SF\,\sigma_{ea}}{S_e} = 1.0$

* باید دقت شود SF نباید به توان رسانده شود، چون این‌ها معادله درجه دوم است، در خود غلط می‌شود.

باز هم برای تنش منفی $\sigma_m < 0$ ⟵ $SF = \dfrac{S_e}{\sigma_{ea}}$

اگر SF را از رابطه بالا بیابیم :

$$SF_{Ge} = \frac{1}{2}\left(\frac{S_{ut}}{\sigma_{em}}\right)^2 \frac{\sigma_{ea}}{S_e}\left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_{em} \cdot S_e}{S_{ut} \cdot \sigma_{ea}}\right)^2}\,\right]$$

3) Goodman