88,7,20

1

طراحی (I)

- مروری بر روابط مقاومت مصالح
- تمرکز تنش
- ضریب طراحی / اطمینان
- جداره مخازن تحت فشار
- مواد مهندسی
- تئوری های شکست استاتیکی
- تئوری های خستگی

- طراحی محورها
- طراحی اتصالات پیچی و پرچی
- " " جوشی
- " فنرها
- " یاتاقان ها (غلتشی و لغزشی)
- چرخ دنده ها
- ترمزها و کلاچ ها
- تسمه ها و زنجیرها و کابلها

$$\overset{N.m}{T} = \frac{9550\,\overset{(kw)}{P}}{n_{rpm}}$$

- تبدیل توان موتور به گشتاور ($N.m$ ، kW)

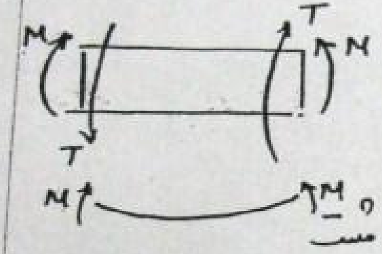
$$\overset{N}{F_t} = \frac{6\times10^{7}\,\overset{kw}{P}}{\pi . d_{mm} . n_{rpm}}$$

- تبدیل توان موتور به نیرو (N ، kW)

$$\overset{m/s}{v} = \frac{\pi . \overset{mm}{d} . \overset{rpm}{n}}{60{,}000}$$

- تبدیل سرعت به سرعت (دور) (m/s ، rpm)

- مروری بر مقاومت مصالح :



با توجه به قانون دست راست : شست خارج به مقطع : T مثبت

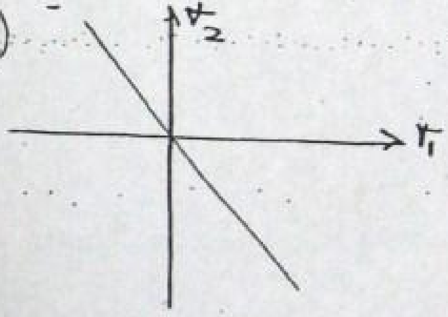
شست رو به مقطع : T منفی

تذکر : دایره مور برای یک نقطه ترسیم می‌شود ، نه برای یک مقطع :

- برش خالص زمانی اتفاق می افتد که فقط تنش برشی داشته باشیم ، یا :

برش خالص : $\tau_1 = -\tau_2$

پیچش خالص نیز همین صورت است



$\boxed{\text{برش خالص} : \sigma_1 + \sigma_2 = 0}$

3,

88/7/20

طراحی

۸) حالت تنش دو بعدی (مسطح) $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$: plane stress

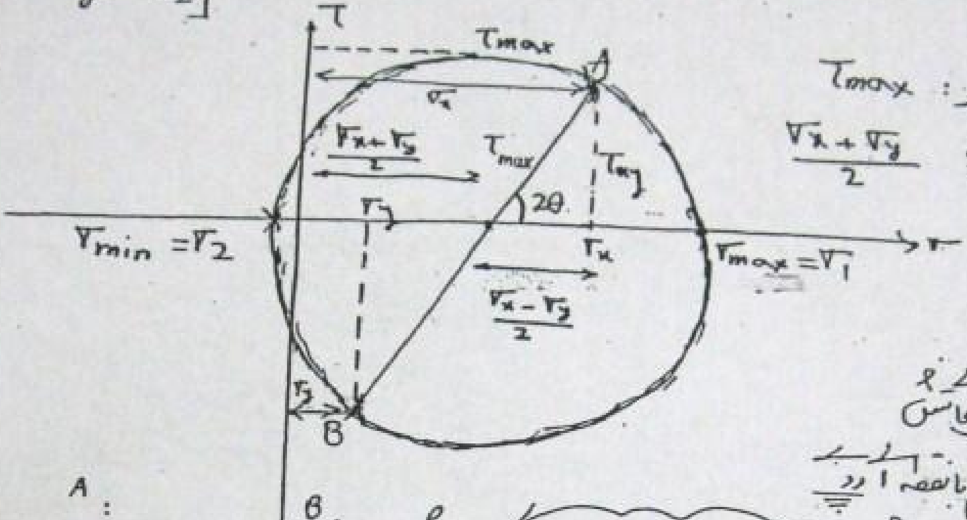
*** یکی از تنش های اصلی باید صفر باشند. $(\sigma_3 = 0)$ ***

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

- دایره موهر :

شعاع دایره موهر : τ_{max}

مرکز دایره موهر : $\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$



* فلسفه دایره موهر :

- هر یک از وضعیت های تنش
در یک نقطه از جسم با نقطه ای روی
دایره موهر مشخص می شوند

دو نقطه مشخص داریم : A : $\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}$, B : $\begin{bmatrix} \sigma_y \\ -\tau_{xy} \end{bmatrix}$

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

مرکز دایره : $\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$

شعاع دایره موهر : $\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$

تنش اصلی : $$\boxed{\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \underbrace{\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}}_{\text{حداکثر تنش برشی}}}$$

* حال اگر تنش های اصلی معلوم باشند، تنش ها عمودی و برشی $(\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy})$ خواسته شود؛ باید θ (از زاویه ای بدهند)

گاهی تنش ها را می خواهند.

* اگر المان θ می چرخد، روی دایره موهر 2θ می چرخد پس :

مرکز دایره موهر

$$\begin{cases} \sigma_\theta = \boxed{\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cos 2\theta \\ \tau_\theta = \boxed{\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}} \sin 2\theta \end{cases}$$

شعاع دایره موهر

B) حالت تنش سه بعدی : برای رسم دایره مور باید تنش های اصلی را بدست آوریم .

مقادیر ویژه ماتریس معادل تانسور تنش ، تنش های اصلی هستند .

$$\begin{bmatrix} \sigma & \sigma & \sigma \\ \sigma & \sigma & \sigma \\ \sigma & \sigma & \sigma \end{bmatrix} : \begin{cases} \sigma_1 = \sigma_2 = 0 \\ \sigma_3 = 3\sigma \end{cases}$$

(تذکر: همیشه تنش سه بعدی است ولی در تنش دوبعدی:)

$\sigma_3 = 0$

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & 0 \\ \tau_{xy} & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_z \end{bmatrix} \sim \quad \sigma_3 = \sigma_z$$

یعنی کافی است دو تنش دیگر σ اصلی را بدست آوریم

~~که هر کدام از [illegible] تنش دیگر~~

~~حساب کنیم~~

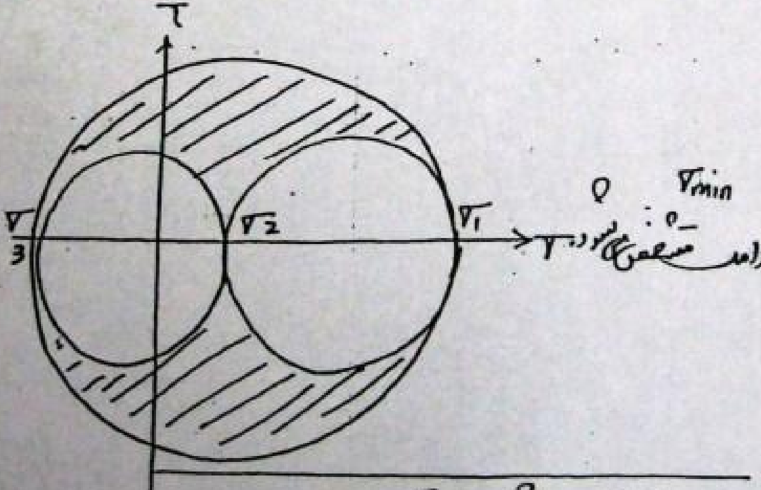
***

تذکر) مجموع عناصر قطری تانسور تنش همواره ثابت است :

$$\boxed{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}$$

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

تذکر : هر یک از حالت های تنش با نقطه ای از فضای محصور سه دایره مشخص می شود .



علامت معتبر : σ_{min}

نکته: تنش های اصلی با در نظر گرفتن علامت مشخص می شود .

تست : در حالت تنش دو بعدی ، $\sigma_1 = 100$, $\sigma_2 = 50$ ، $\tau_{max} = ?$

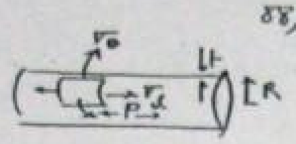
50 (1 25 (2 100 (3 σ_1+ (4

پاسخ: می دانیم در حالت تنش دوبعدی $\sigma_3 = 0$ پس

$$\begin{matrix} \max \ \sigma_1 = 100 \\ \min \ \sigma_3 = 0 \end{matrix} \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{100 - 0}{2} = 50$$

88/7/20

طراحی

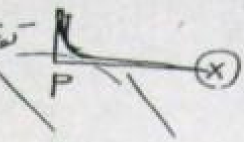


- مخازن تحت فشار (مخازن جدار نازک) :

در مخازن تحت فشار σ_θ و σ_z و σ_r ، تنش های اصلی هستند.

تذکر : اگر در صورت سوال ذکر شده "روی جداره داخلی" ، σ_r داریم و اگر داخل مخزن بود σ_r صفر است

- توزیع تنش روی جداره x است -



و تنش ها عبارتند :

$\sigma_\theta = \frac{PR}{t}$

$\sigma_l = \frac{PR}{2t}$

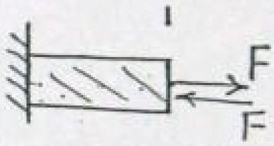
$\sigma_r = -P$

$$* \begin{cases} \text{روی جداره داخلی}: \tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{PR/t\,(-P)}{2} \\ \text{نقطه روی جداره}: \tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\frac{PR}{t} - 0}{2} \end{cases}$$

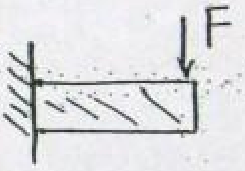
حالا اگر یک نیروی محوری F قرار دهند :

F کششی

$$\begin{cases} \sigma_\theta : \text{مستقل} \\ \sigma_l = \sigma_z = \frac{Pr}{2t} \pm \frac{F}{\pi D t} \\ \sigma_r : \text{مستقل} \end{cases}$$



$$\begin{cases} \sigma_l = \frac{Pr}{2t} + \frac{MC}{I} \\ \sigma_\theta , \sigma_r \ \text{مستقل} \end{cases}$$



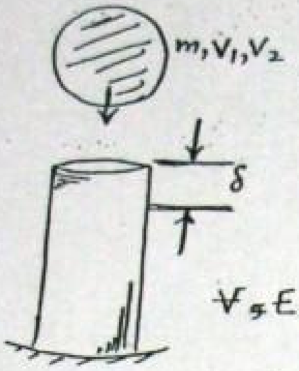
** پس اگر در صورت سوال ذکر شده بود که

"روی جداره داخلی"

$\underline{\underline{\sigma_r = -P}}$ را در تنش ها دخالت می دهیم

- ضربه :

الف) ضربه محوری :



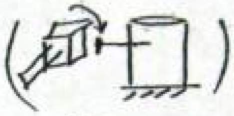
$$U_{\text{انرژی}} = \frac{1}{2} m(v_1^2 - v_2^2) = \frac{1}{2} k\delta^2 = \frac{1}{2}\frac{AE\delta^2}{l}$$

$k = \frac{AE}{L}$

$$\sigma_{\text{تنش}} = \sqrt{\frac{2UE}{V}}$$

V, E, l, A

ب) ضربه پیچشی :



$$U_{\text{انرژی}} = \frac{1}{2} I(\omega_1^2 - \omega_2^2) = \frac{1}{2} k_t \theta^2$$

$$k = \frac{GJ}{l}$$

$$\tau_{\text{تنش}} = 2\sqrt{\frac{UG}{V}}$$

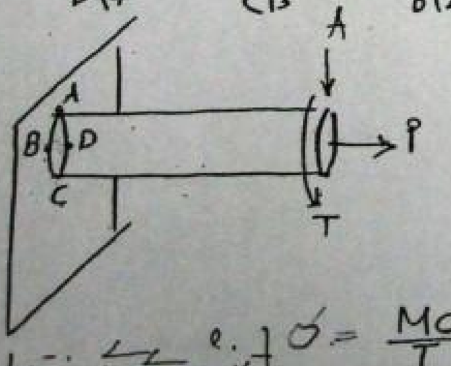
- تذکر : درچه صورتی مقاومت قطعه نسبت به ضربه افزایش می یابد $\equiv$ تنش وارد شده کمتر باشد.

پس حجم و سختی بر روی مقاومت قطعه تاثیر گذارند

: $\boxed{k}\uparrow \Longrightarrow \sigma\uparrow$ مقاومت کمتر ، انعطاف $\downarrow$ و $\boxed{V}\uparrow \equiv \downarrow$ تنش $\equiv \uparrow$ مقاومت

- تست : کدام نقطه بحرانی تر است؟

D (4 C (3 B (2 A (1



σ تنش $\frac{MC}{I}$ A

τ پیچشی B $\boxed{\frac{4}{3}\frac{F}{A}}$

A بحرانی تر

تنش عمودی برای همه نقاط برابر نیست در پیچشی (پیچش) برای همه نقاط برابر است

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{(F.l)(d/2)}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{Fl \times 32}{\pi d^3}$$

$$\Rightarrow \frac{\quad}{\quad} = \frac{\quad}{\quad} = \frac{\quad}{\quad} = \frac{\frac{3l}{d}}{1/3} \quad \frac{3l}{d} \equiv 2 \quad \frac{1}{3} = \frac{1}{3}$$

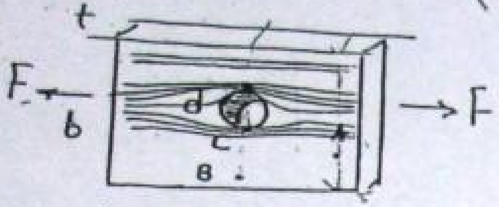
$$\tau = \frac{4}{3}\frac{F}{A} = \frac{4F}{3 \times \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{16F}{3\pi d^2}$$

7,

88/7/23

طراحی

- تمرکز تنش : (تنش نامی) (ضریب تمرکز تنش) = (تنش واقعی)



$\sigma_A = \frac{F}{t.b}$ واقعی و نامی

$\sigma_B = \frac{F}{t(b-d)}$ واقعی و نامی

نامی $\sigma_C = \frac{F}{t(b-d)}$

واقعی $\sigma_C = k\left(\frac{F}{t(b-d)}\right) = (\text{تنش نامی}) \times k_t$

ضریب تمرکز تنش

تمرکز تنش به ، هندسه قطعه ، نوع ناپیوستگی ([illegible] و شعاع ...) اندازه‌ها (r , d , D) ، نوع بارگذاری ، .... بستگی دارد و به جنس بستگی ندارد.

- بارگذاری استاتیکی : عمودی k_t ، برشی k_{ts}
- نوسانی : k_f ، k_{fs}

$\frac{r}{d}\uparrow \Rightarrow k_t\downarrow$

$\frac{D}{d}\uparrow \Rightarrow k_t\uparrow$

(**)

نوسانی	استاتیکی	
$k_f = 1 + q(k_t - 1)$	1	ماده نرم
$k_f = k_t$ (در ماده ترد $q=1$)	k_t	ماده ترد

- نرم) هر ماده نرمی در برابر تمرکز تنش حساسیت مخصوص به خود دارد که با ضریبی به نام q (حساسیت به ناپیوستگی) نشان داده می‌شود. $q\uparrow \Rightarrow$ (منعطف‌تر)↑

- ضریب اطمینان (SF , FS)

ضریب طراحی : n_d

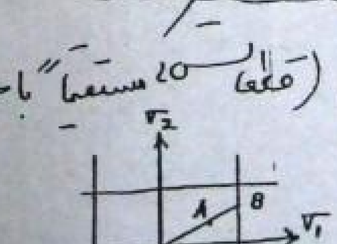
$(SF \geq n_d)$

$$SF = \frac{\text{تنش مجاز}}{\text{تنش واقعی}}$$

شکست : $\frac{S_{ut}}{\sigma}$. تسلیم (Default) : $\frac{S_y}{\sigma}$

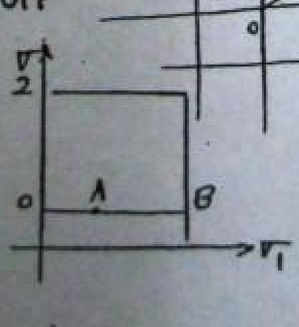
- قطعات اصلی : $SF = 5 \sim 7$ (قطعاتی که مستقیماً با جان انسان‌ها سر و کار دارند)
- قطعات متحرک : $SF \leq 3$
- قطعات ثابت : $SF \leq 1.5$

(همه تنش‌ها متناسب تغییر کنند) $SF = \frac{OB}{OA}$



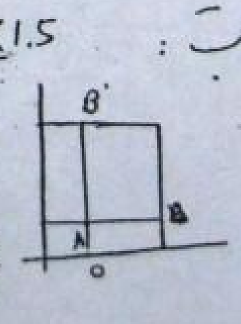
اگر σ_2 ثابت بماند و σ_1 تغییر کند

$SF = \frac{OB}{OA}$



اگر σ_1 ثابت بماند

$SF = \frac{OB}{OA}$



8 ۲۹/۲/۸۸

طراحی اجزا ۱

8

- تئوری‌های شکست استاتیکی :

شکست = تولید تسلیم (Sy) یا شروع شکست (Sut) باشد.

بارگذاری استاتیکی : تنش‌های ناشی از آن تغییر با زمان تغییر نکند.

- رفتار قطعاتی که تنش‌های آن با زمان تغییر می‌کنند چگونه است؟ (بارگذاری استاتیکی)

A) مواد نرم

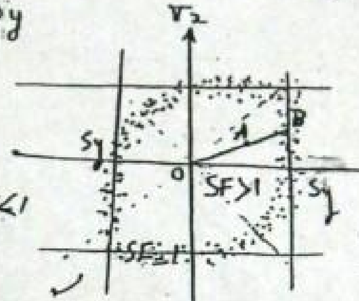
A-1) تئوری حداکثر تنش عمودی : (MNS)
(Rankin)

$$|\sigma_{max}| \geq S_y$$

$\max|\sigma|$

مثلاً :

$$\begin{cases} \sigma_1 = 100 \\ \sigma_2 = 0 \\ \sigma_3 = -300 \ \checkmark \end{cases}$$


σ2
σ1
Sy
Sy
O
A
B
SF>1
SF<1
SF=1

$$SF = \frac{OB}{OA} = \frac{S_y}{\max|\sigma|}$$

در حالت دو بعدی

- نکته) اگر نقطه کاری (با مختصات σ_1 و σ_2) در داخل مربع بالا قرار گرفته باشد، نقطه در منطقه اطمینان است. (در حالت دو بعدی)

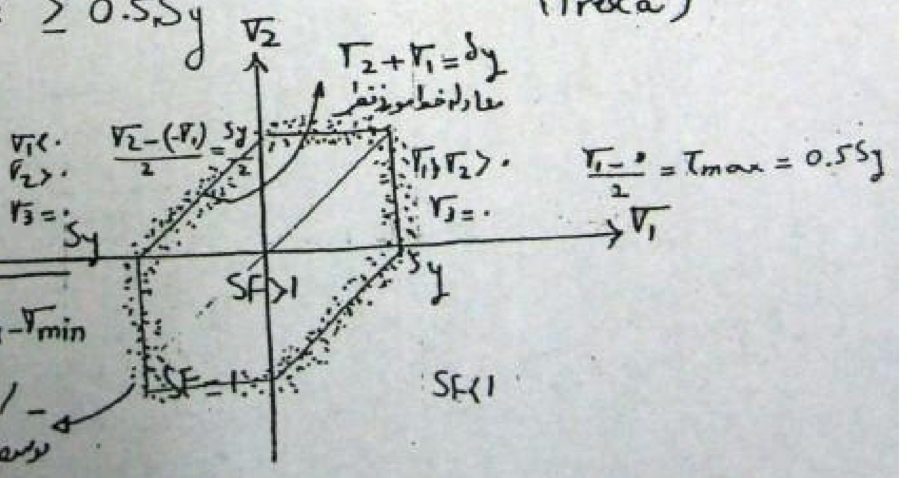
- نکته) تئوری رانکین در ربع‌های اول و سوم معتبر است ولی در ربع‌های دوم و چهارم معتبر نیست. (در جاهایی که تنش‌های عمودی هم علامت باشند، تئوری فوق معتبر است)

- نکته) در حالت سه بعدی مربع به مکعب تبدیل می‌شود.

A-2) تئوری حداکثر تنش برشی (MSS)
(Tresca)

$$\tau_{max} \geq 0.5 S_y$$

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


σ2
σ2 + σ1 = Sy
معادله خط مورد نظر
σ1 < 0
σ2 > 0
σ3 = 0
(σ2 − (−σ1))/2 = Sy/2
σ1, σ2 > 0
σ3 = 0
(σ1 − 0)/2 = τmax = 0.5Sy
σ1
Sy
Sy
SF>1
SF=1
SF<1

$$S_F = \frac{0.5 S_y}{\tau_{max}} = \frac{S_y}{\sigma_{max} - \sigma_{min}}$$

[illegible] : [illegible] تئوری

#9 88,7,29

مهم

A-3) تئوری انرژی واپیچش (Distorsion Energy)
(Von Mises)

تسلیم شکست ← $\sigma_e \geq S_y$

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

سه بعدی $\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_1-\sigma_3)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2\right]^{1/2}$

* دو بعدی (صفحه‌ای) $\sigma_e = \left[\sigma_x^2+\sigma_y^2-\sigma_x\sigma_y+3\tau_{xy}^2\right]^{1/2}$

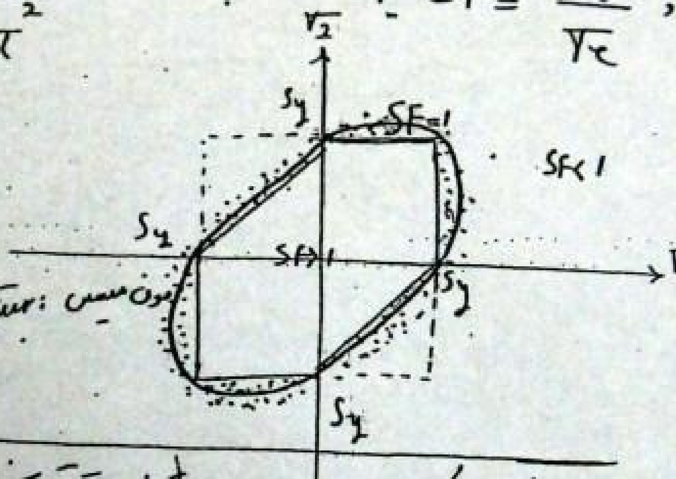
$\sigma_e = \left[\sigma_1^2+\sigma_2^2-\sigma_1\sigma_2\right]^{1/2}$

حالت خاص σ و τ داریم * $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2+3\tau^2}$

τ تنها * $\sigma_e = \sqrt{3}\,\tau$

σ تنها $\sigma_e = \sigma$

تسلیم $SF = \frac{S_y}{\sigma_e}$ ، شکست $SF = \frac{S_{ut}}{\sigma_e}$



فون میسس: بهترین و دقیق‌ترین تئوری

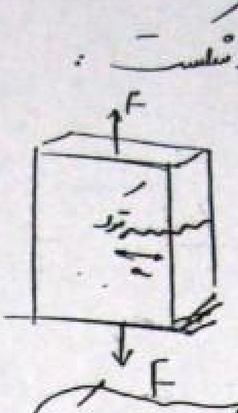
فون میسس: بهترین و دقیق‌ترین تئوری

تذکر) ترسکا { مطمئن‌ترین تئوری
کمترین ضریب اطمینان
تئوری پیش فرض

تذکر) در هر حالتی که فقط یک تنش عمودی غیر صفر داشته باشیم (اصلی) (چه مثبت، چه منفی)، همه تئوری‌ها یک تصمیم را [illegible]

〃 〃 〃 〃 〃 تنش‌ها اصلی هم علامت و هم اندازه باشند . . . .

- رهیافت مکانیک شکست :



$$\overset{MPa\sqrt{m}}{K} = Q \cdot \overset{Mpa}{\sigma} \cdot \sqrt{\pi \cdot \underset{m}{a}}$$

K : ضریب تشدید تنش

Q : ضریب هندسی

σ : تنش نامی در مقطع دارای ترک (بدون احتساب طول ترک)

a : طول ترک

* اگر $K \geq K_c$ باشد، قطعه می شکند *

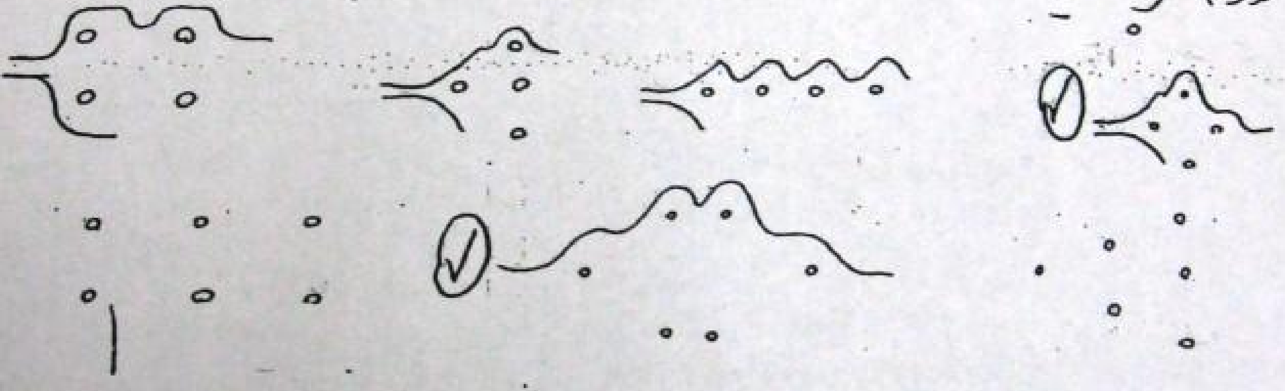
K_c : مقاومت نمونه ترک دار شده در برابر شکست

K_c : مقاومت در برابر شکست

if : $K \geq K_c$: قطعه می شکند

*تذکر) تئوری حداقل لرزش : در قطعه جایی که حداقل لرزش را داشته باشد، بحرانی است.

- تذکر) هرچه زاویه شکست حاد تر باشد تنش بیشتر باشد و وضعیت قطعه بحرانی است.



88,7,29

مقاوم

تست‌ها :

1 (No.36

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}\left[\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)\right] = 0$$

(No.82

$$\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y)$$ گزینه اول درست است.

(No.101

$$\sigma_z = 0$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}\left(-\nu(\sigma_x + \sigma_y)\right)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}\left(-0.5(\sigma_x + \sigma_y)\right) \Rightarrow \varepsilon_z = \frac{-(\sigma_x + \sigma_y)}{2E}$$

گزینه چهار صحیح است.

---

* (No.183

$\sigma_1 = -\sigma_2$ برش خالص : (گزینه سوم درست است :

تست) برای تانسور تنش زیر، تنش‌های اصلی کدامند؟

$$\begin{bmatrix} 0 & \sigma & \sigma \\ \sigma & 0 & \sigma \\ \sigma & \sigma & 0 \end{bmatrix}$$

1) σ, σ, σ 2) $-\sigma, \sigma, \sigma$

[✓ 3)] $-\sigma, -\sigma, 2\sigma$ 4) $-\sigma, \sigma, -\sigma$

تست) برای تانسور تنش مقابل، $\tau_{max} = ?$

$$\begin{bmatrix} 3200 & 1800 & 0 \\ 1800 & 2300 & 0 \\ 0 & 0 & 4000 \end{bmatrix}$$

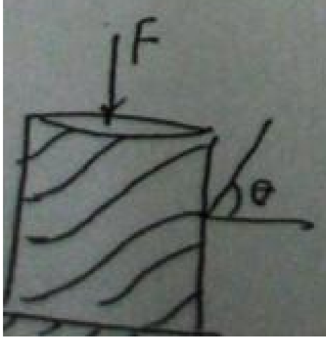
1) 1700.5 2) 850.6

3) 1552.7 [✓ 4)] 18855.2

$\tau_{max} \geq 1800 \Rightarrow$ گزینه چهارم صحیح است. (τ_{max} باید از همه‌ی تنش‌های برشی بیشتر باشد.)

---

* (No.196



$$\sigma_2 = \sigma_l = \frac{PD}{4t} - \frac{F}{\pi D t}$$

$$\sigma_1 = \sigma_t = \frac{PD}{2t}$$

داریم

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\sin 2\theta$$

$$\downarrow$$

$$\frac{\frac{PD}{2t} - \left(\frac{PD}{4t} - \frac{F}{\pi D t}\right)}{2}\sin 2\theta$$

(NO. 212

$$\varepsilon_l = \frac{1}{E}\left(\frac{Pr}{2t} - \nu\frac{Pr}{t}\right) = \varepsilon_A$$

گزینه چهارم است .

(NO. 5 ⊛

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \frac{1}{2} \times k \times \delta^2 \times E}{V}} \sim \sqrt{\frac{k}{V}}$$

$$k = \frac{AE}{l} \quad : \quad \overset{1}{k_1} > \overset{2}{k_2} \qquad \frac{k_1}{k_2} = \frac{A_1}{A_2}$$

$$V_1 > V_2$$

که چون نسبت تغییر حجم از تغییر A (مساحت ها) کمتر است $\frac{V_1}{V_2} \neq \frac{A_1}{A_2}$

پس $\frac{V_1}{V_2} < \frac{A_1}{A_2}$ (گزینه چهارم صحیح است)

(NO. 20

$$U = \frac{1}{2} k_t \theta^2 = \frac{1}{2} \frac{GJ}{l} A^2$$

$$k_t\theta^2 \quad U = \frac{1}{2}\frac{T^2}{k_t} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{T^2 l}{GJ} \quad (I)$$

$$T^2 = k_t^2\theta^2$$

$$U = \frac{1}{2} I(\omega_1^2 - \omega_2^2) = \frac{1}{2} m r_g^2 \omega^2 \Rightarrow \omega = \sqrt{\frac{2U}{m r_g^2}} \quad (II)$$

$$I = m \cdot r_g^2$$

از روابط I و II

$$\Rightarrow \omega = \sqrt{\frac{T^2 l}{G \cdot J \cdot m \cdot r_g^2}}$$ گزینه سوم صحیح است

(NO. 81

گشتاور پیچشی ثابت می کند

گزینه دوم است

13/ 88,7,29

طراحی

گزینه دوم صحیح است. (No.190

گزینه اول صحیح است. (No.199

گزینه اول صحیح است. (No.213

تست) مؤلفه‌های تنش در نقطه‌ای برابر است با $\sigma_x = 14$ ، $\sigma_y = -12$ و $\tau_{xy} = 6$. مجموع تنش‌های اصلی کدام است؟

14 (4 2 (3 ✓ 8 (2 3 (1

می‌دانیم: $\sigma_x+\sigma_y=\sigma_1+\sigma_2 \Rightarrow 2=\sigma_1+\sigma_2$

تمرکز تنش: 67,63 و 6 و 136 و 219 و

ضریب اطمینان: 77,12

تئوری‌های شکست: A (عمومی): نداریم

B (تنش‌ها): 1 و 13 و 14 و 56 و 96 و 118 و 128 و 227

C ,D ملاحظی: 46 و 65 و 88 و 135 و 198 و 225 و

تلفیقی: 224 و 231

رهیافت کمانش ستون: 134

$$\underbrace{\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3}_{\text{تنش‌های اصلی}} = \sigma_x+\sigma_y+\sigma_z$$

طراحی اجزاء

88,8,6

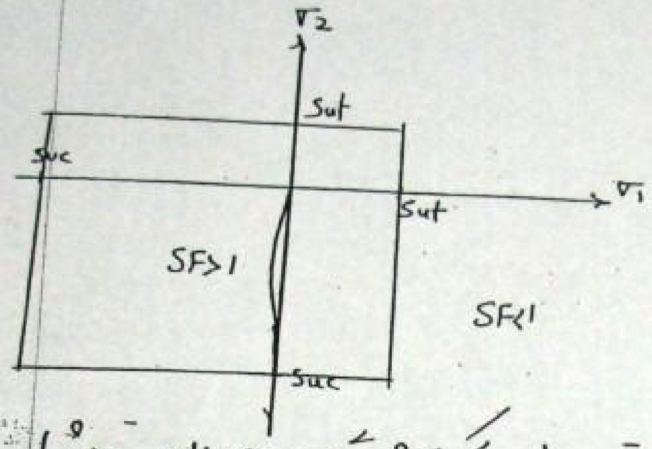
14,

B) مواد ترد :

B-1) تئوری حداکثر تنش عمودی :

σ_1, σ_2

$\sigma_3 = 0$



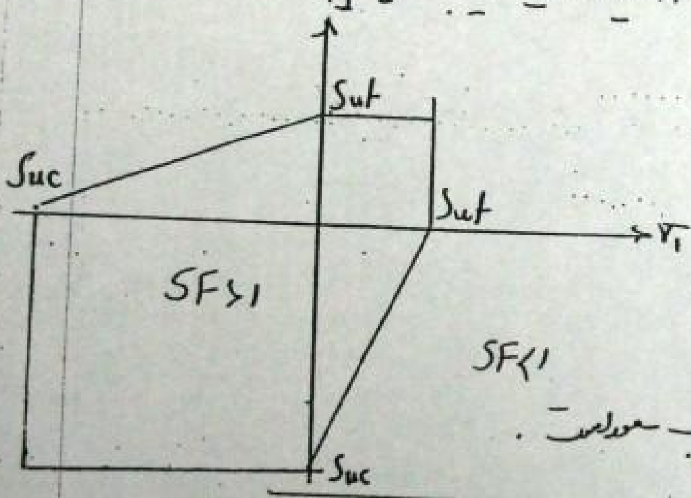
σ_2
Sut
Suc
σ_1
Sut
SF>1
SF<1
Suc

$$SF = \min\left(\underbrace{\frac{S_{ut}}{\max \sigma_t}}_{\text{ماکزیمم تنش کششی}} , \underbrace{\frac{|S_{uc}|}{\max|\sigma_c|}}_{\text{ماکزیمم تنش فشاری}}\right)$$

تذکر) تئوری فوق فقط در ربع‌های اول و سوم معتبر است. (در جاهایی که ۲ تنش‌های عمودی هم علامت باشند)

B-2) تئوری کولمب ـ مور :

(محافظه‌کارانه‌ترین و کم‌ترین ضریب اطمینان)



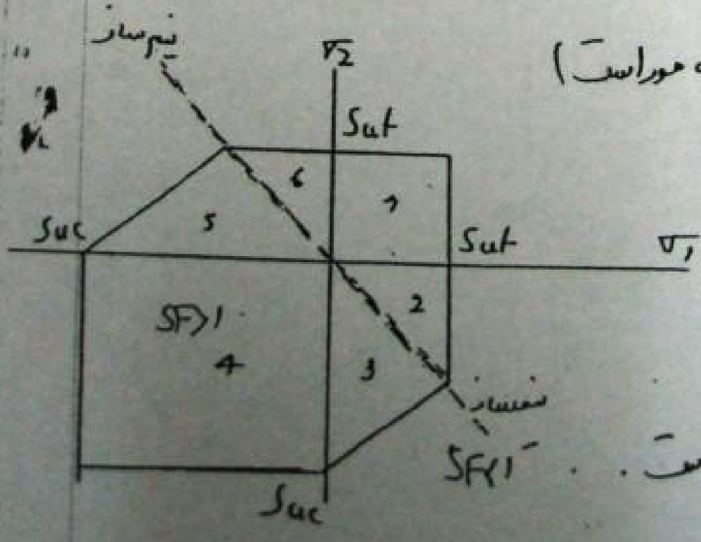
σ_2
Sut
Suc
Sut
σ_1
SF>1
SF<1
Suc

$$\underbrace{\frac{\max \sigma_t}{S_{ut}} + \frac{\max|\sigma_c|}{|S_{uc}|}}_{\text{کسر فوق حتماً باید مثبت باشد.}} = \frac{1}{SF}$$

تذکر) تئوری بیشترین در مواد ترد، تئوری کولمب ـ مور است.

B-3) تئوری اصلاح شده مور :

(دقیق‌ترین و بهترین تئوری، تئوری اصلاح شده مور است)



نیم‌ساز
σ_2
Sut
6
7
5
Suc
Sut
σ_1
2
SF>1
4
3
نیمساز
SF<1
Suc

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

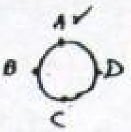
شکل در نواحی 5, 3

تذکر) در نواحی ۱ و 2 و 4 و 6 عیناً تئوری حداکثر تنش عمودی است.

(No.63 مقطع بحرانی: بله

$$\sigma_{\text{برای مقطع دایره‌ای}} = \frac{MC}{I} = \frac{M\,\frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi d^3} = 91.3\ \text{Mpa}$$

$$\tau_{\text{برای مقطع دایره‌ای}} = \frac{T.r}{J} = \frac{T.\frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16T}{\pi d^3}$$ (تنها با داده σ بود ✗)

معلوم: تنش برشی در نقطه بحرانی، 

نداریم.

با فرض اینکه ماده نرم است ← جواب نداریم در گزینه‌ها

با فرض اینکه ماده ترد است ⟸

$$\overbrace{\underset{\text{تنش نامی}}{91.3} \times \underset{k_t}{1.35}}^{\text{تنش واقعی}} = 123.3$$

گزینه چهارم درست است.

(No.67 تذکر) بار × ضریب اطمینان بار

تنش × ضریب تمرکز تنش

$$n_s = \frac{\overset{\text{چون بار فشاری}}{S_{ut}}}{k_t \frac{n_F \times F}{t(b-d)}}$$

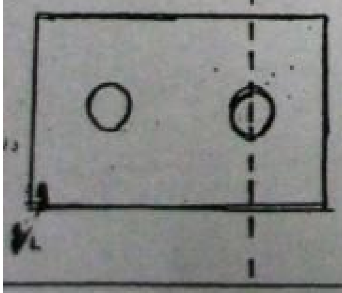
تذکر: چون بار ما فشاری است پس جای اول در رابطه ضریب اطمینان برای مواد ترد در صورت کسر به جای S_{ut} جنس قطعه چون چدن است ترد)

$$t = \frac{n_f . n_s . k_t . F}{S_{uc}\,(b-d)}$$

گزینه سوم درست است.

(No.136 گزینه دوم درست است

(No.219 نقطه ۱ را در نظر بگیرید



۱۲ پیچ از تو بدنه فقط تنش کششی قرار می‌گیرد، پس خمش وجود ندارد و فقط پاره می‌شوند.

گزینه دوم درست است.

(No.12

گزینه چهارم درست است .

(No.7

گزینه اول درست است .

(No.1

تئوری ترسکا

$\sigma_1 = 350$

روی جداره داخلی $\Rightarrow \sigma_3 \neq 0 \Rightarrow \sigma_3 = -35$

$$\tau_{max} = \frac{350-(-35)}{2} = 192.5$$

$$S_y = 770 \qquad SF = \frac{\frac{S_y}{2}}{192.5} = 2$$

گزینه سوم درست است .

(No.13

$S_{ut} = 300$ mpa

گزینه دوم صحیح است

$\sigma_1 = 280$

$\sigma_2 = -30$

$$\Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1-(\sigma_2)}{2} = \frac{280-(-30)}{2} = 150$$

$$\frac{S_{ut}}{2} = 150$$

- تئوری حلیش خولد : نرم

(No.14

$$\text{نرم} \Rightarrow \underset{\text{مورد نظر}}{S_y} \Rightarrow \frac{S_y}{2} = 50$$

$\sigma_1 = 180$

$\sigma_3 = 120 \qquad \tau_{max} = \frac{180-120}{2} = 30$

در قطعه نرم، اگر تسلیم نشود ، نخواهد شکست .

گزینه سوم درست است .

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

تذکر) زمانی که تئوری ناتیسن معتبر، در داخل طلب معتبر است .

(No.5

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x+\sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \begin{matrix} 90 \\ -10 \end{matrix}$$

$\sigma_1 = 90$

$\sigma_2 = -10$

$\sigma_3 = 0$

$$\tau_{max} = \frac{90-(-10)}{2} = 50$$

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

گزینه چهارم

17, 88,8,6

طراحی

No.96) گزینه‌ی سوم . تئوری ترسکا است .

$S_y = 300\ \mathrm{mpa}$

$\sigma_1 = 40$
$\sigma_3 = -80 \Rightarrow \frac{\sigma_1 - (-80)}{2} = 60$

[illegible] به جهت تنش [illegible] شود .

$SF = \frac{150}{60} = 2.5$

دوم
گزینه‌ی سوم درست
است .

No.118)

$\sigma_1 = 70$
$\sigma_3 = 0$
$S_y = 150$

$SF = \frac{S_y/2}{\frac{70}{2}}$

گزینه‌ی دوم درست است .

No.178) گزینه‌ی دوم درست است .

No.227)

$\sigma_1 = \frac{500 \times 1.75}{0.065}$ $\sigma_2 = 0$

چون نقطه
روی جداره لوله

$\tau_{max} = \frac{500 \times 1.75}{0.065 \times 2}$

$SF = \frac{S_y/2}{\tau_{max}} = 3.87$

گزینه‌ی دوم درست است

$S_y = 46.000$

No.46)

$\sigma_e = \left(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2\right)^{1/2} = \frac{\sqrt{3}}{2}\frac{PR}{t} = Y$

$P = \frac{2}{\sqrt{3}}\frac{Y t}{R}$. گزینه‌ی سوم درست
است

No.65) بهترین تئوری : فون میسس

$SF = \frac{OD}{OA}$ گزینه‌ی اول درست است

No.88) بحرانی : [illegible]

$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = 47.16 \Rightarrow \sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 108.8$

$T = 300$ $\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = 56.6$

$SF = \frac{500}{108.8} = 4.6$ گزینه‌ی چهارم

(No.135

$\sigma_1 = 410 > S_y \Rightarrow$ گزینه اول غلط

$\sigma_3 = 100 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{410-100}{2} = 155$

$S_{y}/_2 = 150 \Rightarrow$ گزینه دوم: تسلیم می‌شود درست است

$\sigma_e = 274$ Mpa که بدست می‌آوریم

S_y $\quad \sigma_e \geq S_y$ گزینه سوم هم: تسلیم می‌شود درست است

چون $\sigma_z = \sigma_1$ و $\sigma_3 = \sigma_y$ که در صفحه y-z می‌لغزند.

گزینه چهارم نیز درست است.

نخواسته صورت : پس گزینه اول درست است.

(No.198

گزینه 1) باید نوارد

" 2) باید نوارد

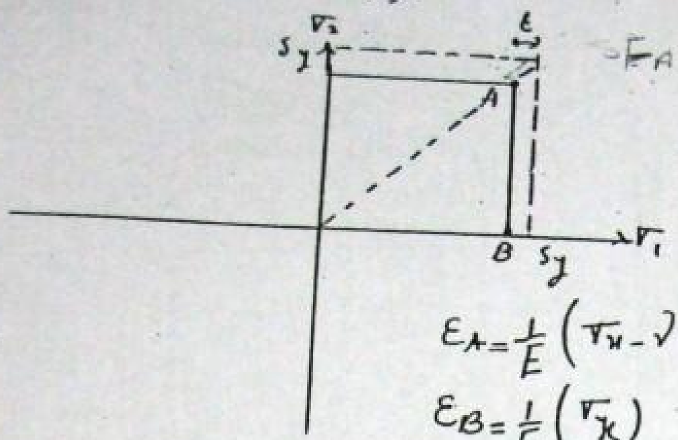
" 3) X

گزینه چهارم درست است.

(No.223- مانند No.42 ← گزینه چهارم درست است.

19,

88,8,6



طراحی

$SF_A = \frac{S_y\sqrt{2}}{S_y - \varepsilon\sqrt{2}}$ $\quad SF_B = \frac{S_y}{S_y - \varepsilon}$

(No.224

$SF_A = SF_B$ → برای تنش محوره ترسکا و فون میسس

$\varepsilon_A = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y)$

$\varepsilon_B = \frac{1}{E}(\sigma_x)$

$\varepsilon_B > \varepsilon_A$

⇓

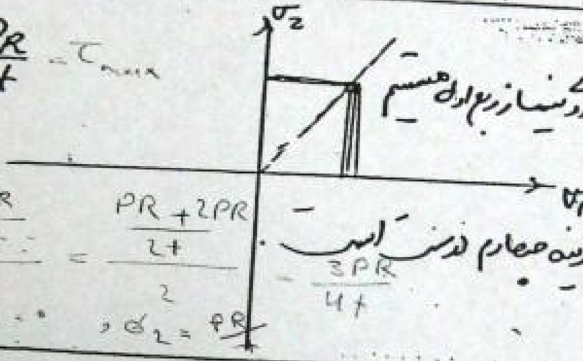
B. با احتمال واماندگی B بیشتر است

گزینه دوم درست است.

PR/t

$\sigma_l = \sigma_\theta = \frac{PR}{2t} = \tau_{max}$

$\sigma_3 = 0$



روی نیمساز ربع اول هستیم

(No.231

$\sigma_1 = \frac{3PR}{4t} - \frac{PR}{2t} = \frac{PR}{4t}$

$\sigma_2 = \frac{3PR}{4t} + \frac{PR}{2t} = \frac{5PR}{4t}$

مرکز دایره $\frac{PR/2t + \frac{PR}{t}}{2} = \frac{\frac{PR + 2PR}{2t}}{2} = \frac{3PR}{4t}$

$\sigma = PR/2t$ ~> $\sigma_1 = 0$, $\sigma_2 = PR/t$

گزینه چهارم درست است.

$K = Q \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi a}$

(No.134

$k = 1 \times \frac{F}{40 \times 70} \times \sqrt{\pi \times 20 \times 10^{-3}}$

$\Rightarrow k = k_C \Rightarrow F = 357\ kN$

$k_C = 32$

گزینه سوم درست است.

مواد ترد

(No.15

کولمب مور $\quad \frac{\sigma_t}{S_{ut}} + \frac{\sigma_c}{S_{uc}} = \frac{1}{SF}$

1) $\frac{80}{100} + \frac{80}{300} = \frac{1}{SF} \Rightarrow SF \simeq 1$

2) $SF \simeq$ ~~0.5857~~ $0.57 \longleftrightarrow SF < 1$ گزینه دوم درست است.

3) $SF = 1.25$

3) $SF = 1.03$

(ازدیاد طول درصد 3 درصد ← کم است)

(NO.156 دقیق ترین : اصلاح شده موهر : چون ماده ترد است پس چون خط تنش حالت کششی است در ایالت ۸ ← گزینه دوم

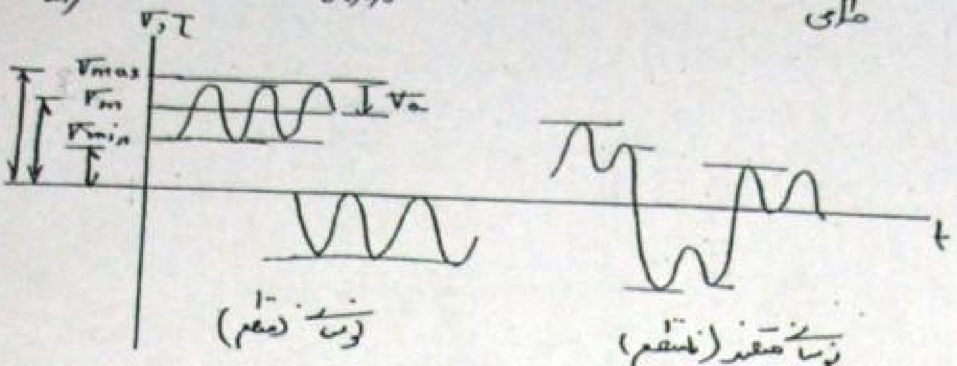
(NO.211 معیار کولمب موهر :

$$\frac{\sigma_0}{7600} + \frac{\sigma_0/2}{18000} = \frac{1}{SF_{max}} = 1 = 1$$

$$\sigma_0 = 62.07$$

گزینه دوم درست است.

- خستگی :



(معکوس) نوسانی

نوسانی متغیر (نامنظم)

$$\begin{cases}\sigma_m = \frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2} \\ \sigma_a = \frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}\end{cases}$$

: مؤلفه متوسط تنش ، متوسط تنش (مولفه ثابت) (mean – midrange)

: مولفه نوسانی تنش - دامنه تنش (همیشه $\sigma_a > 0$)

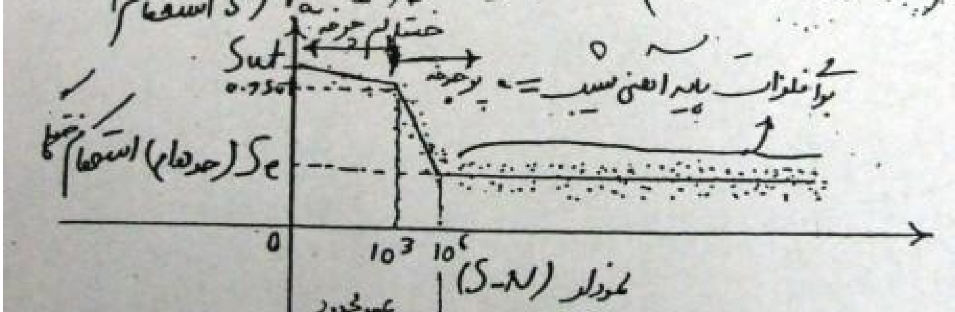
⊛ $\sigma_m = 0$: تنش کاملاً معکوس شونده ⊛ استاتیکی $\sigma_a = 0$

- نمودار فضای حاکم بر تنش خستگی (تئوری خستگی) :

- با داشتن σ_a و σ_m چگونه می‌توان عمر قطعه را پیش بینی کرد؟

الف) (A) حالتی که تنش‌ها کاملاً معکوس شونده : ($\sigma_m = 0 , \sigma_a \neq 0$)

تنش خالص : $\left(\frac{Mc}{I} \sim -\frac{Mc}{I}\right)$



نمودار (S-N)

← عمر محدود | عمر نامحدود →

- عمر بر حسب سیکل است.

- مشخصات نمونه‌های اولیه :
کاملاً صیقلی ، بدون تمرکز تنش ، تنش خمشی
دمای محیط ، قابلیت اطمینان ۵۰ درصد ، کاملاً معکوس شونده

تذکر) برای فلزات پایه آهنی ، حدی از تنش وجود دارد که به ازای دامنه‌های تنش کمتر از آن قطعه هرگز نمی‌شکند. (مواد محدود به این می‌شوند)

حد دوام (استحکام خستگی) Se ←

دلیل (خستگی شکست می‌آورد نه تسلیم)

$$\begin{cases}\sigma_a \geq 0.9 S_{ut} \rightarrow N \simeq 0 \\ S_e < \sigma_a < 0.9 S_{ut} \rightarrow N = \text{محدود} \\ \sigma_a < S_e \rightarrow N = \infty\end{cases}$$

تذکر) مرز عمر محدود و نامحدود ← 10^6

- در تمام کتابها : $S_e = 0.5 S_{ut}$ (در شرایط گفته شده در آزمایش نمونه اول)

- تذکر) اگر شرایط از شرایط ایده‌آل خارج شود → عملاً نخواهد شد و دقیقاً S_e همیشه برابر با مقدار $0.5S_{ut}$.

تذکر)

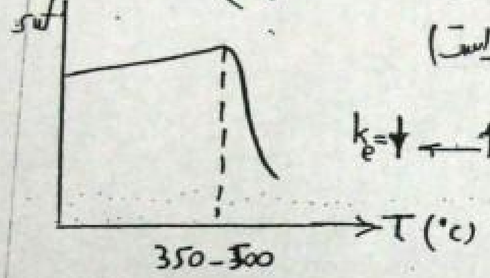
$$\text{Marine}: \quad S_e = (0.5 S_{ut}) k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

k_a ← صافی سطح (هرچه ناصاف‌تر، k_a کمتر می‌شود)

k_b ← ابعاد (هرچه ابعاد بزرگتر باشد ← ناپیوستگی بیشتر ← k_b کمتر می‌شود)

k_c ← اثر بارگذاری (
محوری $k_c = 0.85$
برشی / پیچشی $k_c = 0.577$
خمشی $k_c = 1$
)

k_d ← اثر دما (اگر دما خیلی بالاست)



k_e ← قابلیت اعتماد مورد انتظار ↑ ← k_e ↓

k_f ← ضریب عوامل متفرقه ($k_f = \frac{1}{K_f}$)

ضریب تمرکز تنش خستگی

$\begin{cases} K_f = 1 + q(K_t - 1) \\ K_t \end{cases}$

($\downarrow S_e \leftarrow \uparrow K_f$)

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b}$$

N: عمر قطعه (معادل خط در عمر 10^3 تا 10^6)

تذکر این عمر در صورت سؤال ذکر شده نیاز به حساب کردن ندارد.

$$\boxed{N = 10^{30}(\sigma_a)^{-10}}$$

در بعضی از منابع σ_a را با S_f نمایش می‌دهند. $\Rightarrow S_f = aN^b$

$$0.9S_{ut} \leq \sigma_a \Rightarrow N \simeq 0$$

$$S_e \leq \sigma_a < 0.9S_{ut} \rightarrow N = \dots ✓$$

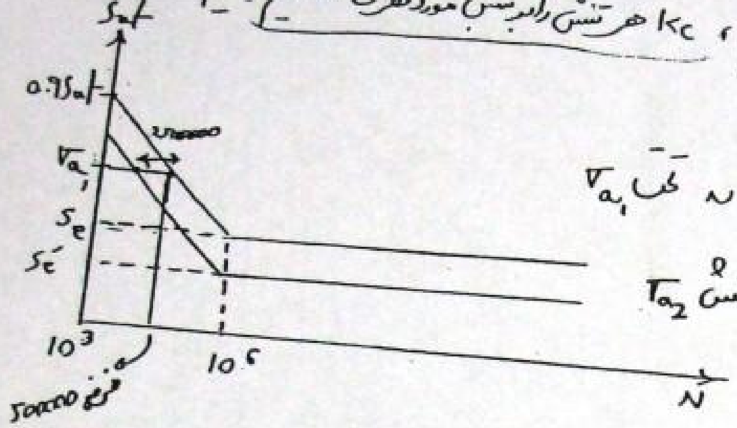
$$\sigma_a < S_e \rightarrow N = \infty$$

تذکر) اگر به یک قطعه چند تنش (خمشی و برشی (τ_a)) بر قطعه اعمال می‌شود، برای محاسبه S_e، K_f را یک قرار می‌دهیم ولی در هر تنش ضریب تمرکز تنش خودش را ضرب می‌کنیم. اگر یک تنش نداشته باشیم بهتر است از این روش استفاده کنیم.

88,8,6

طراحی

* تحلیل) در حالت چند تنشی، Kc را یکی قرار می‌دهیم، Kc هر تنش را بر تنش مورد نظرش تقسیم می‌کنیم.



تحلیل)

σ_{a_1} تحت N 500000 بار می‌لنگد

سپس تحت تنش σ_{a_2} قرار می‌گیرد،

عمر باقی مانده قطعه چقدر است؟

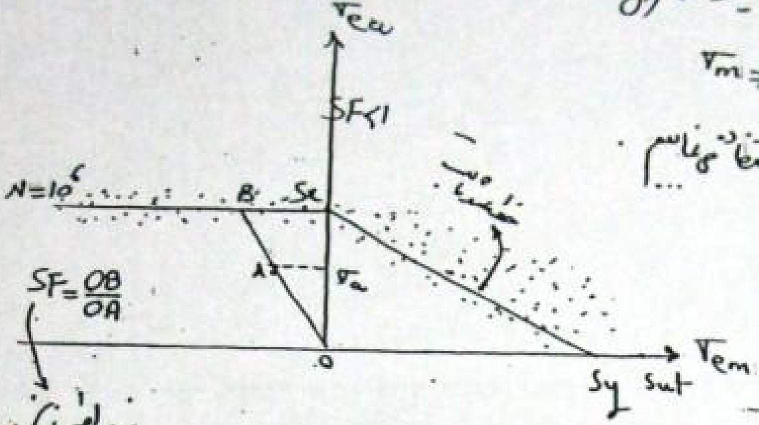
25, 93,8,13: [illegible]

الف) -

$\underline{B}$ ب) حالت عمومی تنش (تنش نوسانی با میانگین غیر صفر) ((Soderberg), Goodman, Gerber, Elliptic)

$\sigma_m \neq 0 \ , \ \sigma_a \neq 0 .$

نکته) بر اساس σ_{ea} و σ_{em} از رابطه فون میسس استفاده می‌کنیم...



σ_{ea}
SF<1
$N=10^6$
B
Se
A
σ_a
SF = OB/OA
O
Sy
Sut
σ_{em}

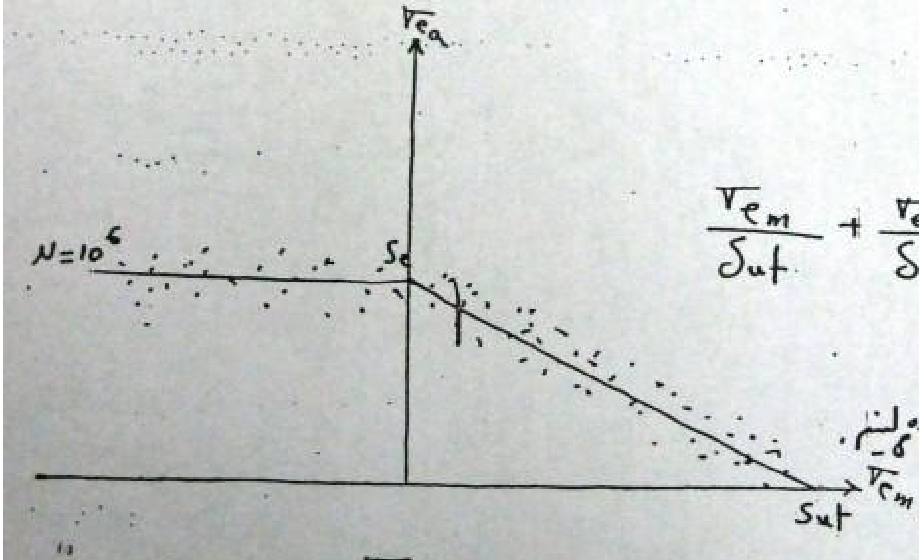
نکته) ناحیه سمت چپ: ناحیه عمر بی‌نهایت (ناحیه تنش فشاری)

نکته) تکمیل خستگی در ناحیه کششی ضرورت دارد.

ضریب (اطمینان) بطور کلی نقاط (علامت چپ)

$$\frac{\sigma_{em}}{S_y} + \frac{\sigma_{ea}}{S_e} = \frac{1}{SF} \quad \text{(Soderberg)}$$

** (زیر خط مورب قرار بگیریم عمر قطعه بی‌نهایت است)

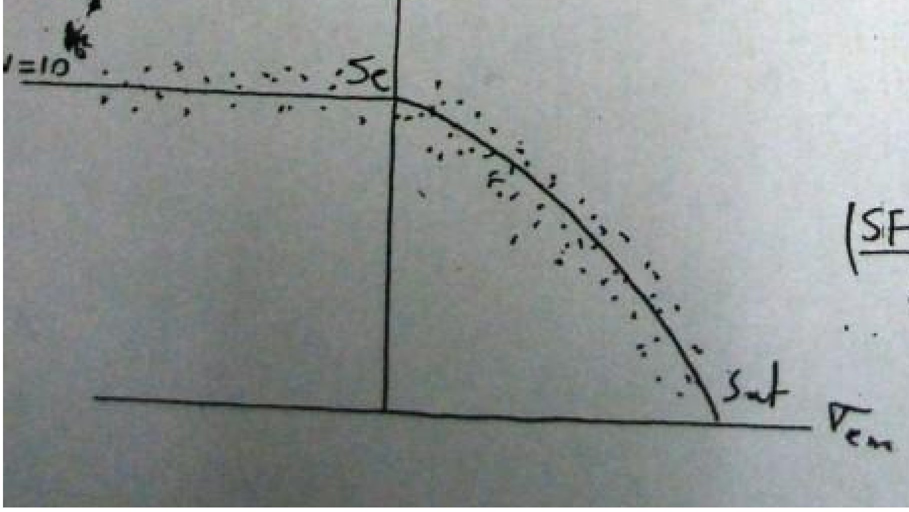


σ_{ea}
$N=10^6$
Se
Sut
σ_{em}

$$\frac{\sigma_{em}}{S_{ut}} + \frac{\sigma_{ea}}{S_e} = \frac{1}{SF} \quad \text{(Goodman)}$$

* (تئوری پیش‌فرض) *

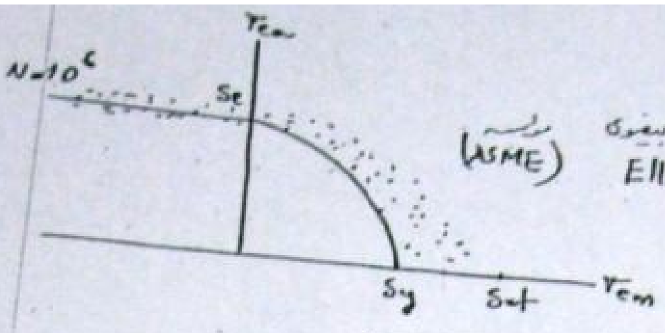
نکته) اگر بجای Sut، Sy داده بود، از Sy استفاده می‌کنیم.



σ_{ea}
$N=10^6$
Se
Sut
σ_{em}

$$\left(\frac{SF\,\sigma_{em}}{S_{ut}}\right)^2 + \frac{SF\,\sigma_{ea}}{S_e} = 1$$

(Gerber)


σ_{ea}
$N=10^6$
Se
Sy
Sut
σ_{em}

(ASME) مرسوم — معیار بیضوی Elliptic

$$\left(\frac{SF\cdot\sigma_{em}}{S_{yt}}\right)^2+\left(\frac{SF\,\sigma_{ea}}{S_e}\right)^2=1$$

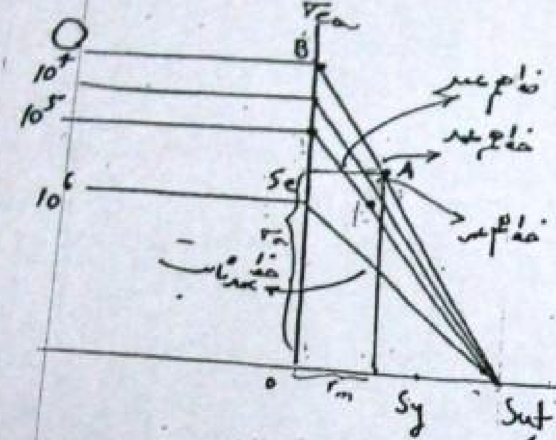
(تمرین) **

- نتیجه‌گیری: (محاسبه داشتن عمر قطعه):

$SF_G > 1 \Rightarrow N=\infty$

$SF_G < 1 \Rightarrow N$ محدود

$N=f(\sigma_{em},\sigma_{ea})$


σ_{ea}
O
B
10^4
10^5
10^6
Se
A
خط هم عمر
خط هم عمر
خط هم عمر
σ_a
خط هم عمر نیست
o
σ_m
Sy
Sut
σ_{em}

- برای محاسبه عمر نقطه A، چون با B هم عمر است، عمر B را محاسبه می‌کنیم. برای محاسبه عمر B، نیاز به σ_{ea} نقطه B داریم.

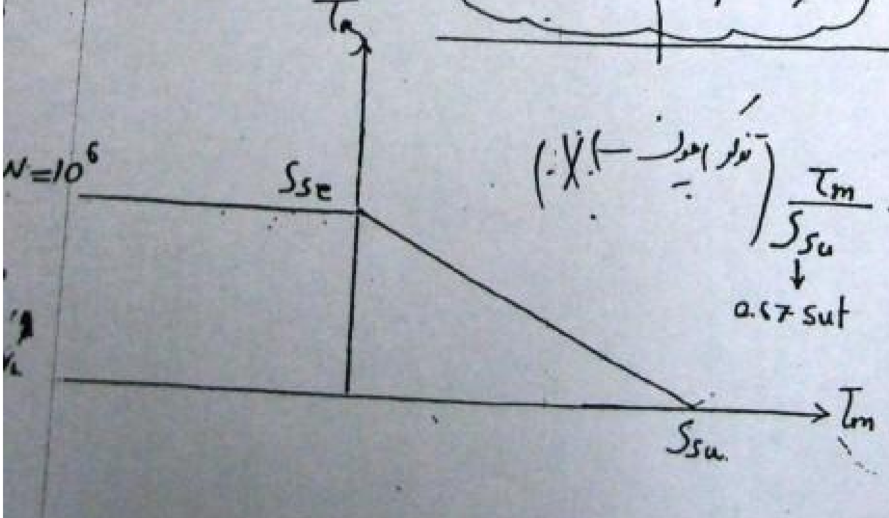
$OB=\sigma'_{ea}$

B: تنش معادل انعکاس شونده نقطه A.

$$\Rightarrow \frac{\sigma_a}{\sigma'_{a\,(OB)}}=\frac{S_{ut}-\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\Rightarrow \boxed{\sigma'_{a\,(OB)}=\frac{S_{ut}\cdot\sigma_a}{S_{ut}-\sigma_m}}$$

$$\Rightarrow \boxed{N_A=N_B=10^3\left(\sigma'_a\right)^{-10}}$$

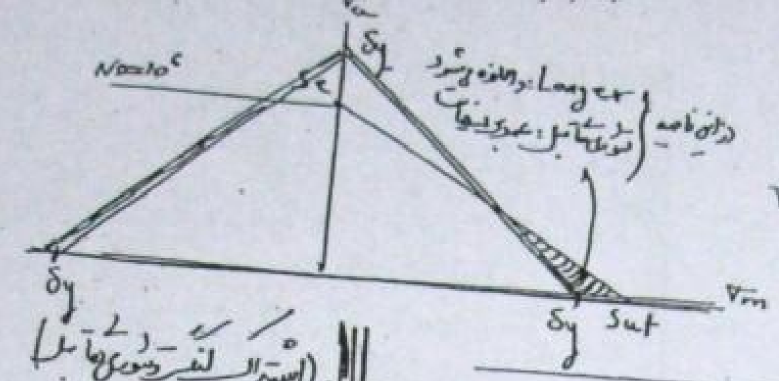

T_a
$N=10^6$
S_{se}
S_{su}
T_m

(تئوری اصول — ./.X)

$$\frac{T_m}{\underset{\substack{\downarrow\\0.67\,S_{ut}}}{S_{su}}}+\frac{T_a}{\underset{\substack{\downarrow\\0.58\,S_e}}{S_{se}}}=\frac{1}{SF}$$

- تئوری گودمن برای تنش برشی

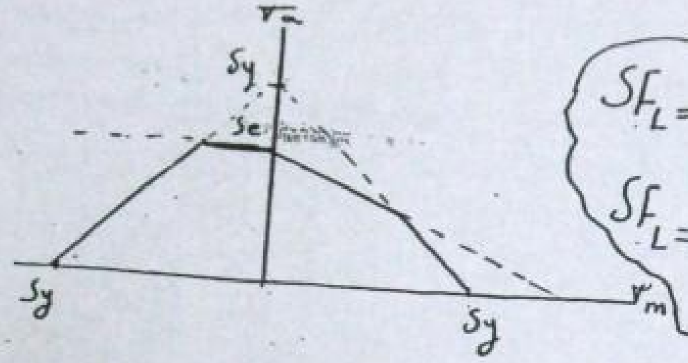
88,8,13


σ_a
S_y
$N=10^6$
S_e
دو ناحیه
Langer: واماندگی شود
توسط خط ها بل: عمر بی نهایت
S_y
S_y
S_{ut}
σ_m

(اشتراک لنگر و تئوری ها بل)

- واماندگی در سیکل اول:
(Langer)

$$\sigma_{max} \geq S_y$$
$$\Downarrow$$
$$\sigma_m+\sigma_a \geq S_y$$ ← وقتی در سیکل اول

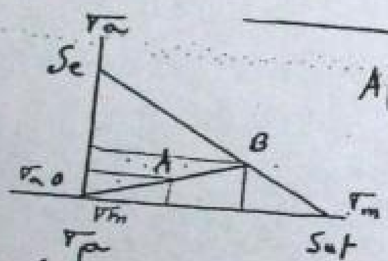

σ_a
S_y
S_e
S_y
S_y
σ_m

- ترکیب تئوری حاصل و تئوری لنگر:

$$SF_L=\frac{S_y}{\sigma_m+\sigma_a}<1 \Longrightarrow$$ واماندگی در سیکل اول

$$SF_L=\frac{S_y}{\sigma_m+\sigma_a}>1 \longrightarrow \begin{cases} SF_G>1 \Rightarrow N=\infty \\ SF_G<1 \Rightarrow N \text{ محدود} \end{cases}$$

$$N=10^{30}\left(\sigma_a'\right)^{-10}$$

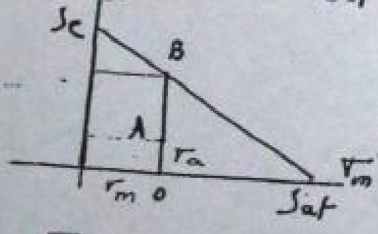

σ_a
S_e
B
A
σ_a 0
σ_m
S_{ut}
σ_m

$$A\begin{pmatrix}\sigma_m=\dots\checkmark \\ \sigma_a=\dots\checkmark\end{pmatrix}$$

تذکر مهم)

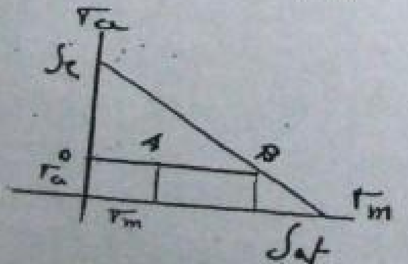
1) با فرض این است که دو مولفه تنش متناسباً تغییر کنند: ....

$$SF=\frac{OB}{OA}$$


σ_a
S_e
B
A
σ_a
σ_m 0
S_{ut}
σ_m

2) با فرض این است که

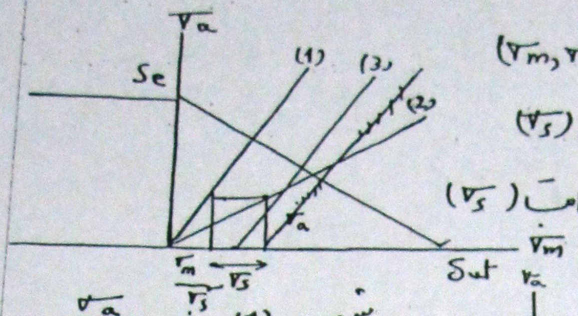
$$\frac{\overset{\checkmark}{\sigma_m}}{\checkmark S_{ut}}+\frac{\sigma_a}{S_e\checkmark}=1 \quad : \quad \sigma_m=\text{ثابت}$$
$$\Downarrow$$
$$\sigma_a=\checkmark \Longrightarrow SF=\frac{OB}{OA}$$


σ_a
S_e
0
σ_a
A
B
σ_m
S_{ut}
σ_m

3) با فرض اینکه

$$\frac{\sigma_m}{\underset{\checkmark}{S_{ut}}}+\frac{\overset{\checkmark}{\sigma_a}}{S_e\checkmark}=1 \quad : \quad \sigma_a=\text{ثابت}$$
$$\Downarrow$$
$$\sigma_m=\checkmark \Longrightarrow SF=\frac{OB}{OA}$$

28/


σa
Se
(1)
(3)
(2)
a
σm
Sut
σm
σs
σs

- خط بار تنش نوسانی با میانگین غیرصفر (وضعیت (1)) (σ_m, σ_a)
ودیگر تنش استاتیکی (σ_s)

- ״ ״ ״ ״ (σ_m, σ_a)
״ ودیگر تنش استاتیکی ثابت (σ_s)

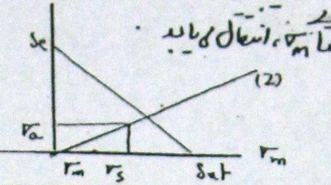
- ״ ״ ״ ״

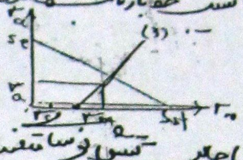
در (2) خط بار از مبدأ نمی‌گذرد ولی نسبت به (1) کم شیب‌تر می‌شود.

در (3) نسبت خط بار ثابت می‌ماند ولی در راستای σ_m انتقال می‌یابد.

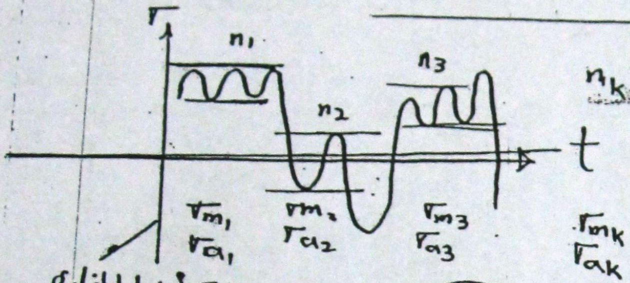
شیب (1) : $\frac{\sigma_a}{\sigma_m}$

شیب (2) : $\frac{\sigma_a}{\sigma_m + \sigma_s}$


σa
Se
(2)
σa
σm
σs
Sut
σm


σa
Se
(3)
σa
σs
σm
Sut
σm

- ج) جمع تنش نوسانی متغیر (Miner) - (نامنظم)


σ
n1
n2
n3
nK
t
σm1
σa1
σm2
σa2
σm3
σa3
σmK
σaK

n_1 : تعداد سیکل‌های قطعه تحت بارگذاری
- لازم دارند

N_i : عمر قطعه تحت بارگذاری i ام
(مستقل از سابقه [illegible])

Miner : $$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_K}{N_K} = 1$$ عدد Miner

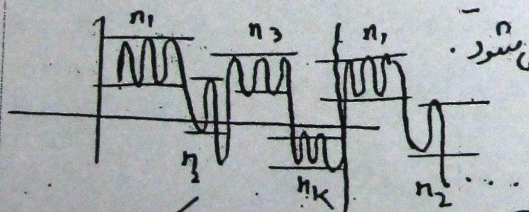
درصد عمر تحت شرایط i بارگذاری

(درصد استفاده قطعه در مرتبه Kام

* نوع سوالات : ثبت [illegible] رسته‌ها [illegible]
- عمری نقاط [illegible]
- در لحظه بارگذاری [illegible] از رابطه [illegible] عمر [illegible]
باشد تنش‌ترین [illegible]

1) $$\frac{n_1}{N_1} + \frac{?}{N_2} = 1 \Longrightarrow n_2 = ?$$

2) نوع بارگذاری : تنش‌ها n_1، n_2، ... ، n_k متناوباً تکرار می‌شود.


n1
n3
n1
n
nK
n2
...

عدد ماینر در یک دوره تناوب : $$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_k}{n_k} = \alpha$$

n : درصد عمر تحت شرایط بارگذاری

عدد ماینر	تعداد دوره تناوب
α	1
1	x

$$\Rightarrow x = \frac{1}{\alpha}$$ تعداد دوره‌ها تناوب

- تذکر : اگر در آخر بارگذاری عمری نقاط n باشد، [illegible] از رابطه [illegible] استفاده کنند.

$$\text{عمر کل} \equiv \sum n_i \cdot \frac{1}{\alpha}$$ تذکر

- تئوری های شکست استاتیکی :

مواد نرم

1) حداکثر تنش عمودی (Rankin) : $|\sigma_{max}| > S_y$

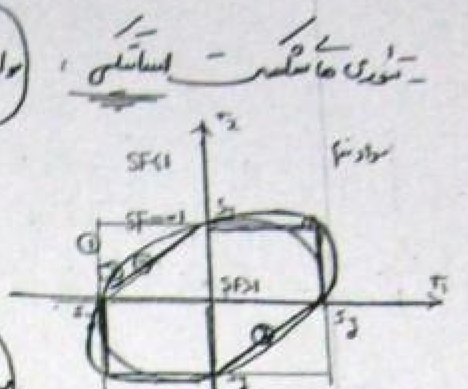
2) حداکثر تنش برشی (Tresca) : $|\tau_{max}| > 0.5 S_y$

3) انرژی واپیچش (Von Mises) : $\sigma_e > S_y$

مکانیک شکست : $k = Q\sigma\sqrt{\pi a}$

$k \ge k_c$

- تئوری حداکثر کرنش : نقطه ای که حداکثر کرنش را داشته باشد، بحرانی است

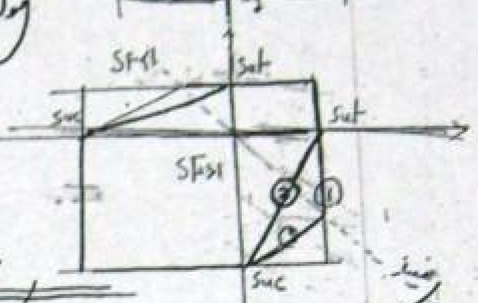


مواد ترد

1) تئوری حداکثر تنش عمودی : $SF = \min\left(\dfrac{S_{ut}}{\underset{\text{کششی}}{\max\sigma}}, \dfrac{|S_{uc}|}{\underset{\text{فشاری}}{\max|\sigma|}}\right)$

2) تئوری کولمب - مور : $\dfrac{1}{SF} = \dfrac{\max|\sigma|}{S_{ut}} + \dfrac{\max|\sigma|}{|S_{uc}|}$

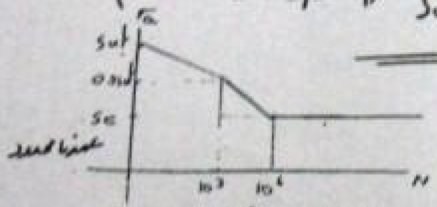
3) تئوری اصلاح شده مور : $SF\left(\dfrac{\overset{\text{کششی}}{\sigma}}{S_{ut}} + \dfrac{-\overset{\text{فشاری}}{|\sigma|}}{S_{ut}-|S_{uc}|}\right) = \dfrac{-|S_{uc}|}{S_{ut}-|S_{uc}|}$



- خستگی

الف) حالت تنش دامنه ثابت معکوس شونده ($\sigma_m = 0, \sigma_a \neq 0$)

S_e استحکام خستگی



$\sigma_a \ge 0.9 S_{ut}$: $N \approx 0$

$S_e < \sigma_a < 0.9 S_{ut}$: N محدود

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

$$S_e = (0.5 S_{ut})\, k_a k_b k_c k_d k_e \delta k'_f$$

- k_a: پرداخت سطحی (عملیات ماشین کاری) ← $\downarrow k_a$
- k_b: ابعاد (ابعاد بزرگتر ← $\downarrow k_b$)
- k_c: نوع بارگذاری
  - محوری $k_c = 0.85$
  - پیچشی $k_c = 0.57$
  - خمشی $k_c = 1$
- k_d: دما $=1$
- k_e: قابلیت اعتماد ← قابلیت اعتماد↑ ← $\downarrow k_e$
- k'_f: تمرکز تنش ← $\downarrow S_e \leftarrow k_f \uparrow$ ($k'_f = \dfrac{1}{k_f}$)

σ_a دامنه

σ_m میانگین

$\sigma_e = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_m^2 - \sigma_a\sigma_m}$ [illegible]

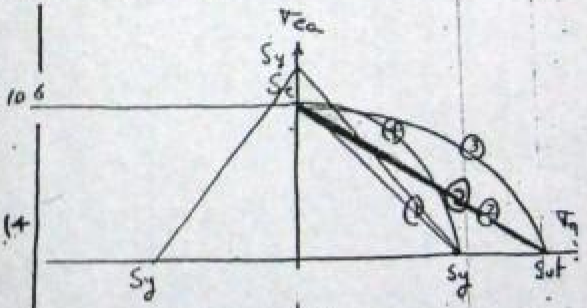
ب) حالت عمومی تنش

1) Soderberg : $\dfrac{\sigma_{em}}{S_y} + \dfrac{\sigma_{ea}}{S_e} = \dfrac{1}{SF}$

2) Goodman : $\dfrac{\sigma_{em}}{S_{ut}} + \dfrac{\sigma_{ea}}{S_e} = \dfrac{1}{SF}$

3) Gerber : $\left(\dfrac{SF\,\sigma_{em}}{S_{ut}}\right)^2 + \dfrac{SF\,\sigma_{ea}}{S_e} = 1$

4) ASME Elliptic : $\left(\dfrac{SF\,\sigma_{em}}{S_y}\right)^2 + \left(\dfrac{SF\,\sigma_{ea}}{S_e}\right)^2 = 1$

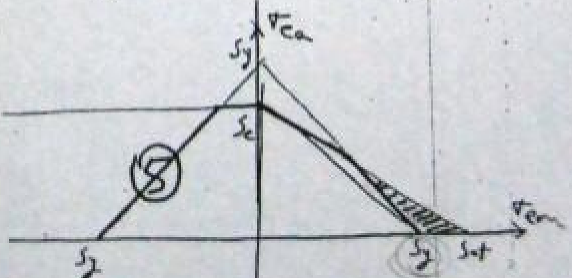


5) واماندگی در سیکل اول (Langer) : $\sigma_{max} \ge S_y$ ، $\sigma_m + \sigma_a \ge S_y$ * (در مسائل خستگی اول خودمان باید استاتیکی چک کنیم)

هر چه به ۱ نزدیکتر باشیم، نقطه مان بحرانی تر باشد

$SF_L = \dfrac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} < 1 \longrightarrow$ در سیکل اول واماندگی می شود

$SF_L = \dfrac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} > 1 \begin{cases} SF_G > 1 : N = \infty \\ SF_G < 1 : N \text{ محدود} \end{cases}$



تذکر) تمرکز تنش

	استاتیکی	نوسانی
نرم :	1	$K_f = 1 + q(K_t - 1)$
ترد :	K_t	$K_t = K_f$

$\left(\begin{array}{l} \text{نرمال} \rightarrow K_{t_N} \\ \text{برشی} \rightarrow K_{f_s} \end{array}\right)$

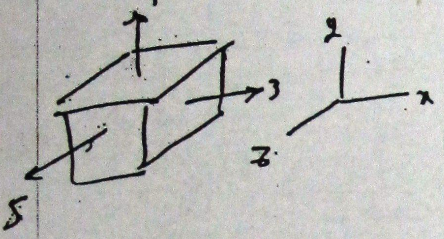
$\left(\begin{array}{l} \text{نوسانی} \quad K_f \\ \text{استاتیکی} \quad K_t \end{array}\right)$

$\sigma_{Mpa} \Leftarrow \left(\underset{cm}{d} \;,\; \underset{cm}{l} \;,\; \underset{kN}{F} \right)$

تذکر) برای مقطع دایره‌ای $\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32Fl}{\pi d^3}$

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

تذکر) اگر بخواهیم بدانیم که قطعه در چه صفحه‌ای گسیخته می‌شود ← ماکزیمم و مینیمم تنش‌های اصلی در آن دو صفحه است (مثلاً)



(در صفحه y-z می‌شکند)

سوالات

(NO.6

$400\,MPa \xRightarrow{\text{حد تحمل}} > S_e$ چون $(S_e = 300)$ → گزینه چهارم درست است

عمر بی‌نهایت ← $250 < 300$ اول بارگذاری

(NO.16

گزینه‌ها 3،2،1 ← $\log S_f = -0.1 \log N + 2.9$.

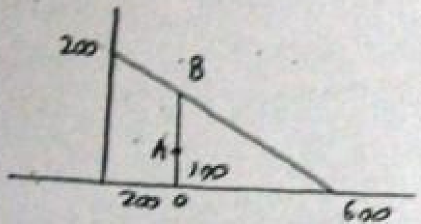
بررسی با تنش زیر 280 MPa → $\Rightarrow \log 280 = -0.1 \log N + 2.9 \Rightarrow N = 33761 < 10^6$

پس گزینه سوم درست است

(NO.17

$A: \begin{cases} \sigma_a = 100 \\ \sigma_m = 200 \end{cases}$

$\sigma_m =$ ثابت



$$\frac{200}{600} + \frac{OB}{200} = 1 \Rightarrow OB = \frac{2}{3}(200)$$

$$SF = \frac{OB}{OA} = \frac{\frac{400}{3}}{100} = \frac{4}{3}$$

گزینه سوم درست است.

(NO.43

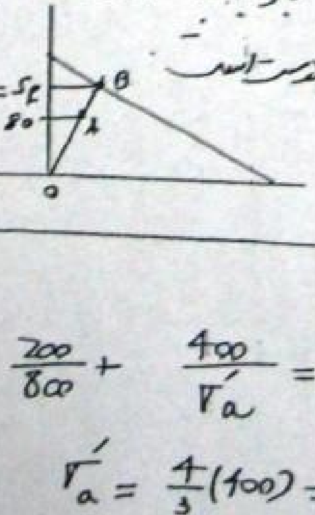
$$\frac{500}{800} + \frac{100}{300} = \frac{1}{SF} \Rightarrow SF = 1.04$$

گزینه دوم درست است.

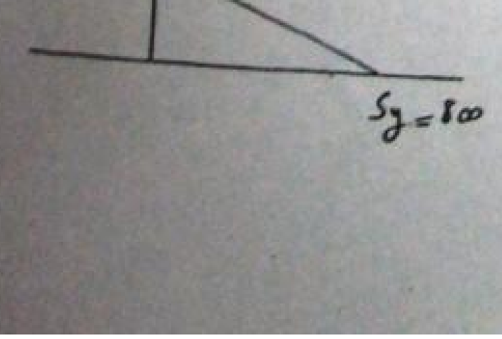
(NO.64

$SF = \frac{90}{80}$ ← $\sigma_a = 80$ با توجه به

گزینه چهارم درست است



(NO.94



$$\frac{200}{800} + \frac{400}{\sigma'_a} = 1$$

$$\sigma'_a = \frac{4}{3}(400) = 533$$

گزینه چهارم درست است.

(No.95

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{SF} \Rightarrow \frac{200}{400} + \frac{\sigma_m}{600} = \frac{1}{2} \Rightarrow \sigma_m = 0$$

(S_y)

بار دوم ⇒ $\frac{100}{400} + \frac{\sigma_m}{600} = \frac{1}{2} \Rightarrow \sigma_m = 150$

گزینه دوم درست است.

(No.117

(بار رفت - برگشتی ≡ مقدار متوسط صفر

$\sigma_m = \sigma_a$ ≡ بار ضربانی

گزینه اول درست است.

(No.12

ترکیب $m, a \Rightarrow \begin{cases} \sigma_m = \sigma_{em} = 100 \\ \sigma_e = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = 200 \end{cases}$

در رابطه گودمن قرار می‌دهیم ⇒ $SF = 1.08$ گزینه چهارم درست است.

(No.12

$\sigma_m = 320$

$\sigma_a = 300$

50 درصد $\begin{cases} k_e = 1 \\ k_a = 0.9 \end{cases} \Rightarrow S_e = 450$

$S_{ut} = 1000 \Rightarrow S_e = (0.5 S_{ut}) \times 0.9$

$$\frac{320}{1000} + \frac{300}{450} = \frac{1}{SF} \Rightarrow SF > 1$$

گزینه اول درست است.

چون در گزینه چهارم به تسلیم استاتیکی اشاره شده است.

باید تسلیم استاتیکی نیز چک بشود : $S_y = 800$

$\sigma_1 + \sigma_2 = \sigma_a + \sigma_m = 320 + 300 \Rightarrow \sigma_{max} = \sigma_a + \sigma_m = 620$

$\sigma_{min} = ~~60~~ 20 \Rightarrow \tau_{max} = \underline{\underline{30}}$

$0.5 S_y = \underline{\underline{400}}$

$0.5 S_y > \tau_{max}$

$S_y > 300 + 3200$ ← تسلیم نمی‌شود.

⇓

گزینه اول درست است.

31; ۸۸/۸, 13.1

مراجعه

$SF_G = 0.68$

$SF_L = 0.85$

(No.137

تنش معکوس شونده $\begin{cases} \sigma_m = 0 \\ \sigma_a = 250 \end{cases}$

تنش برشی استاتیکی ← $\tau_m = 250$

$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_{em} = \sqrt{3}(250) = 433 \\ \sigma_{ea} = 250 \end{cases}$

گزینه چهارم درست است (حتی بارگذاری تسلیم می‌شود نه گسیخته)

(No.138

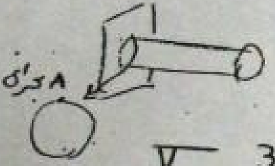
گزینه چهارم درست است

(اگر گفته بود تنش استاتیکی ثابت، گزینه چهارم درست بود)

(No.139

گزینه اول درست است.

(No.148



تذکر) بارگذاری (نقطه A بحرانی) خمش است. (پیچش نیست)

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32(100\times 3.14\times 1000)}{\pi(40)^3} = 500$$

$$\sigma_{min} = \frac{32(600\times 3.14\times 1000)}{\pi(40)^3} = 300$$

$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_m = 400 \\ \sigma_a = 100 \end{cases}$

$$\frac{400}{800} + \frac{100}{400} = \frac{1}{SF} \Rightarrow SF = 1.33$$

گزینه اول درست است.

(No.161

حل شود (گزینه اول)

تذکر: تنش متناوب : σ_a

تذکر: تنش ثابت : τ_m

* (تنش متناوب خمشی ≡ σ_a)

$\sigma_a = 150$

$\tau_m = 100$

$\begin{cases} S_e = 300 \\ S_{ut} = 510 \end{cases}$

$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_{ea} = 150 \\ \sigma_{em} = \sqrt{3\tau_m^2} = 173 \end{cases}$

$$\frac{150}{300} + \frac{173}{510} = \frac{1}{SF} \Rightarrow SF \simeq 1.2$$

گزینه اول درست است

32

گزینه چهارم درست است.

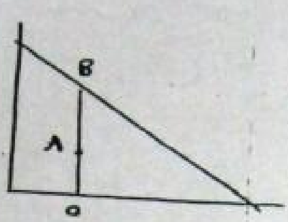
$\sigma_m =$ مولفه ثابت

(No.169

$\sigma_m = \sigma_a = \frac{8F/2}{A}$ 16 طبق بارگذاری صفر تا

(No.177

$= 17.68$



$$\frac{OB}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{SF} = 1$$

$$\frac{OB}{180} + \frac{17.68}{600} = 1 \Rightarrow OB = 174.7$$

گزینه سوم درست است.

(No.181

عادی :

$\left.\begin{matrix}\sigma_{xm} \\ \sigma_{ym}\end{matrix}\right\} \Rightarrow \sigma_{em} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} = 118$

$\left.\begin{matrix}\tau_{xya} \\ \sigma_{ya}\end{matrix}\right\} \Rightarrow \sigma_{ea} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 131$

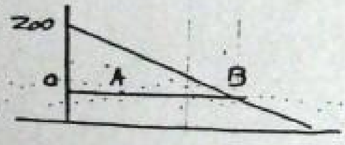
$SF = \frac{OB}{OA}$

⇓

$OB =$ مقدار جدید σ

$OA =$ مقدار اولیه σ

مقطع ا



$\sigma_a =$ ثابت

$$\overset{\sigma'_m}{SF} = \frac{OB}{OA} = \frac{OB}{118} = \frac{207}{118} = 1.75$$

σ_m

$$\frac{OB}{600} + \frac{131}{\underset{S_e}{200}} = 1 \Rightarrow \underset{\sigma'_m}{OB} = 207$$

گزینه سوم است.

(No.182

$\sigma_{em} = 135.3$

$\sigma_{ea} = 100.4$

استاتیکی :

$$SF_L = \frac{500}{135.3 + 100.4} = 2.12$$

گزینه دوم درست است.

چون در مورد سؤال گفته شده است

در برابر شکست استاتیکی

⇓

SF_{Langer} را بدست آوردیم.

33,   88/8/13   سوال ۲

(No.186

i	σ_m	σ_a	درصد	N_i
1	0	400	50 درصد	9537
2	0	300	30 درصد	169350
3	0	150	20 درصد	∞

$$N_i = 10^{30} S_f^{-10}$$

$$\sigma_a = 400 \Rightarrow N = 9537$$
$$= 300 \Rightarrow N = 169350$$
$$= 150 \Rightarrow N = \infty$$

حد 150 الاستیک است

صفر نوشته شود (صفر نداریم)

$$\frac{50}{9537} + \frac{30}{169350} + \left(\frac{20}{\infty}\right) = 5.42\times10^{-3} \neq 1$$

⇐ ناکافی است

تعداد دورها سیکل : $\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{5.42\times10^{-3}} = 184.8$

در اینجا به سیکل شود باید $\Longrightarrow 184.5 \times 100 = 184.5\times10^2$ سیکل

(صورتها مجموع) X 1845

گزینه چهارم درست است

گزینه سوم درست است.

(No.189

(No.209

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \Rightarrow \frac{30}{40} + \frac{n_2}{50} = 1 \Rightarrow \boxed{n_2} = 12.5$$

سیکل

طراحی محورها : (Shaft)

axle : محوری که ایستا در سیستم، پیچشی به آن وارد نمی‌شود.

Spindle : فقط یک تکیه‌گاه دارد و بارش کم (محور کوتاه است) و همچنین قطر بزرگ دارند.

- برای طراحی محورها بارهای وارد بر محور معلوم، ضریب اطمینان محور نیز معلوم است، قطر را باید محاسبه کنیم.

$$\checkmark M \to \sigma = \frac{32M}{\pi d^3}\begin{cases}\sigma_m\\ \sigma_a\end{cases}$$

$$\checkmark T \to \tau = \frac{16T}{\pi d^3}\begin{cases}\tau_m\\ \tau_a\end{cases} \Rightarrow \begin{cases}\sigma_{em}\\ \quad d=?\\ \sigma_{ea}\end{cases} \qquad \frac{\sigma_{em}}{S_{ut}}+\frac{\sigma_a}{S_e}=\frac{1}{SF}$$

$$\checkmark F \to \sigma = \frac{4F}{\pi d^2}\begin{cases}\sigma_m\\ \sigma_a\end{cases} \qquad \Downarrow \quad d = \dots\checkmark$$

$n_d = \dots\checkmark$

- نکته) محورهای ثابت که به دلیل خمشی ثابت وارد شود: فقط σ_m.

اگر دوار باشند و بار ثابت وارد شود: فقط σ_a.

اگر ساکن باشند و نیروی خمشی بین دو مقدار متغیر باشند: هم σ_m و هم σ_a.

- محور دوار و M متغیر : $M_a = M_{max}$

ماکزیمم M را بجای M_a قرار دهیم.

اگر T ثابت باشد : τ_m

اگر T نوسانی باشد : ممکن است هم τ_m و هم τ_a حضور داشته باشند.

اگر F ثابت : σ_m

اگر نوسانی : مانند T نوسانی است.

الف) حالتی که نیروی محوری نداریم $(F=0)$:

- در این صورت d^3 خواهد بود، پس d^3 را بدست آوردیم و ریشه سوم می‌گیریم و d بدست می‌آید.

MSS-Soderberg:

$$\underset{mm}{d} = \left\{\frac{32000\,(SF)}{\pi}\left[\left(\frac{k_f \overset{N.m}{M_m}}{\underset{MPa}{S_y}}+\frac{k_f M_a}{S_e}\right)^2+\left(\frac{k_{fs} T_m}{S_y}+\frac{k_{fs} T_a}{S_e}\right)^2\right]^{1/2}\right\}^{1/3}$$

$$k_f = \begin{cases}1+q(k_t-1)\\ k_t\end{cases}, \quad k_{fs} = \begin{cases}1+q(k_{ts}-1) & \text{نرم}\\ k_{ts} & \text{ترد}\end{cases}$$

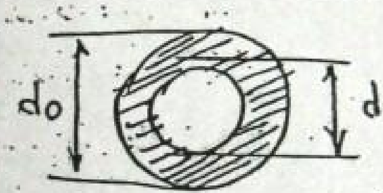
- M_m لنگر خمشی ای است که σ_m ایجاد کند.
- M_a لنگر خمشی ای است که σ_a ایجاد کند.
- T_m گشتاور پیچشی ای است که τ_m ایجاد کند.
- T_a گشتاور پیچشی ای است که τ_a ایجاد کند.

نکته) اگر تنش‌ها با رابطه زیر حل می‌شود:

$$\boxed{d_{mm} \simeq 21 \sqrt[3]{SF \cdot \frac{T_a}{S_e}}}$$

ب) طراحی محور تحت بار متناوب $(F \neq 0)$ (محاسبات پیچیده)

ج) حالتی است که محورها توخالی باشند.



مزیت‌ها:
- تنش کمتر می‌شود.
- خمش محور کم می‌شود.
- وزن محور کم می‌شود.

- نکته: دو محور را معادل گوییم اگر از لحاظ طول، خمش و بارگذاری یکسان (از لحاظ ابعاد) خواص اجسام، مقاومت یکسان داشته باشند.
- سرعت بحرانی بیشتر می‌شود.

- تعریف سرعت بحرانی: سرعتی است که با گذشتن از آن، محور ناپایدار می‌شود.
- نکته) در مواقعی که سرعت محور بالا است، محورها را توخالی درست می‌کنند.

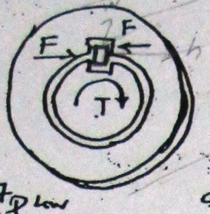
$$\boxed{d_{0\,\text{توخالی}} = \frac{d_{\text{توپر}}}{\sqrt[3]{1-\left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4}}}$$

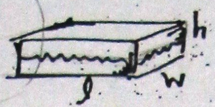
قطر خارجی بر حسب نسبت $\frac{d_i}{d_o}$ به صورت جداول در کتاب‌ها داده می‌شود.

37

88,8,20

خار :





$F = \frac{T}{d/2 = r}$ نیروی مماسی

$F = \frac{6\times10^7 P^{kw}}{\pi d . n^{rpm}}$

$F_{N.m} = \frac{9550 P^{kw}}{n^{rpm}}$

d	w x h
زمینه : 10~15	4x 4
16~30	5x 5

(I) $\tau = \frac{F}{w l_1} = \tau_{all}$ معلوم ، مجهول ، معلوم

$l_1 = \ldots$ ✓ طول خار ۱

(II) $\tau = \frac{F}{\frac{h}{2} . l_2} = \tau_{all} \Rightarrow l_2 = \ldots$ ✓ طول خار

$l = \max\{l_1, l_2\}$

تذکر) 1mm خیز را کمترین (مجاز) به ازای ۱ متر طول محور .

زاویه) ۱ درجه ، پیچش کمترین (مجاز) به ازای ۱ متر طول محور

$T_a = 200$
$S_e = 400$

$d \simeq 21 \sqrt[3]{2 . \frac{200}{400}} = 21 \text{ mm}$ (No.4

گزینه اول درست است .

$T_a = 1000$
$S_e = 150$

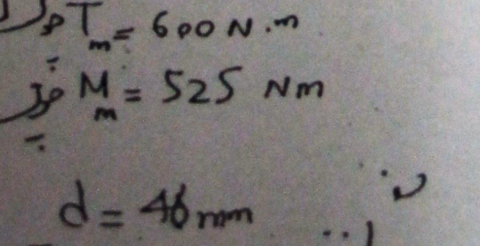
$d \simeq 21 \sqrt[3]{2 . \frac{1000}{150}} = 51.4 \text{ mm}$ (No.18

گزینه چهارم درست است .

پیچش : $T_{چپ} = 1\times600 \text{ mm}$ (در طول محور گشتاور پیچشی یکسان است : برابرند (No.42

$T_{راست} = 1.5\times~~400~~ 200 \text{ mm}$

خمش :



$\Rightarrow$ Max گشتاور خمشی : نقطه C

⇓

نقطه C بحرانی است .

ⓐ C : گشتاورها : $T_m = 600$ N.m

چون محور ساکن و M ثابت $M_m = 525$ Nm

چون Se داده نشده و خمش تئوری ترسکا

⇓

* محور ساکن است *

از رابطه اول و از رابطه دهم : $d = 46$ mm

گزینه دوم درست است .

(No.52

$$F = \frac{6\times10^7 P}{\pi d_1 n} = 3183\,N$$

$$\tau = \frac{F}{w\,l} = \frac{F}{8\times20} = \frac{3183}{8\times20} = 19.9$$

گزینه اول درست است

(No.85

$$T_a = 31830\ N.mm$$

$$d \simeq 21\sqrt[3]{2\cdot\frac{31830\times10^{-3}\ N.m}{80}} = 20.3\,mm \quad \boxed{19.46}$$

گزینه سوم درست است .

نکته) اگر با جواب گزینه‌ها مقایسه کرده به عدد اول نزدیکتر بود آن گزینه جواب است

(No.90

$$T_m = T_a = 0.5\ N.m$$

$$d \simeq 21\sqrt[3]{2\cdot\frac{0.5}{100}} = \dots$$

(No.107

$$T_a = 400 \qquad d \simeq 21\sqrt[3]{2\cdot\frac{400}{400}} = 28\,mm$$

$$S_e = 400$$

گزینه دوم درست است .

(No.174

$$F = \frac{T}{d/2} = \frac{2400}{25\times10^{-3}} = 9600\,N \Rightarrow \quad \tau = \frac{9600\,N}{12\times l} = 60 \Rightarrow l = 133\,mm$$

چون طول بیشتر از 133 انتخاب می‌کنیم

گزینه سوم درست است :

$$\tau = \frac{9600}{6\times l} = 120 \Rightarrow l = 133\,mm$$

گزینه سوم درست است :

(No.1

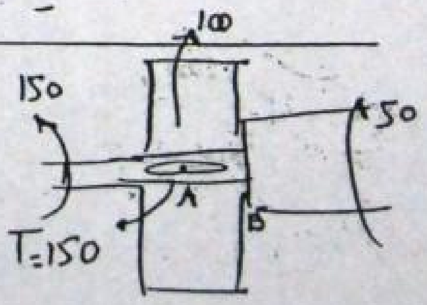
③ $A \Rightarrow k_{f_s} = 1.6$

③ $B:\ k_{f_s} = 1.9$

T ثابت $\Rightarrow T_m$

T در [illegible] $= 150$ [illegible]

T در پلی $= 150$



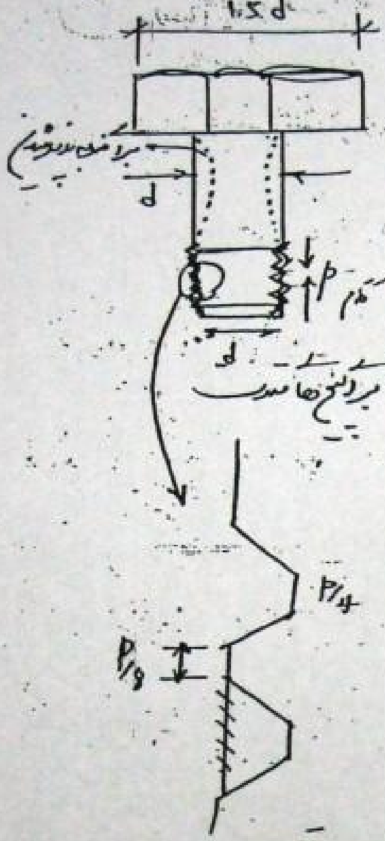
$$d \simeq 21\sqrt[3]{\frac{k_{f_s}\cdot T_m}{S_e}} \Rightarrow d = 17.2\,mm$$

39

۲۰/۸/۰۵

طراحی

اتصالات پیچ و پرچ


1.5d
برای پیچ تنوع شفت
d
گام
P
d
برای مهره ها قطر
P/4
P/8

d: قطر نامی - قطر اسمی - قطر (Ad) → رزوه نشده

d قطر داخلی، ته دنده (Ar) → رزوه شده

قطر موثر کششی (At)

برای بار برشی → Ar

برای تنش فشاری → At

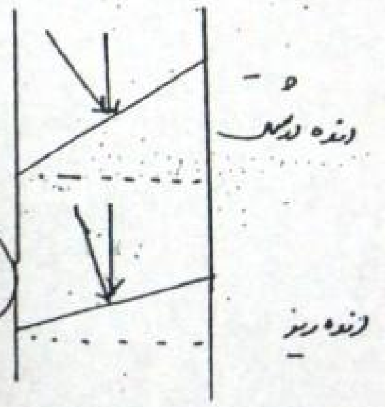
N: تعداد دنده

l: پیشروی (رزوه‌ها) ≡ N × P

M 10×1 دنده ریز

M 10×1.5 دنده درشت

قطر نامی ← → P


دنده درشت
دنده ریز

مولفه‌ی نیرو در مورد دنده ریز بیشتر است.

دنده ریز: از صفحه را بیشتر محکم می‌فشارد.

$100a = S_{ut}$

$10ab = S_y$

M 10×1 (12.9)

کد مقاومتی مواد

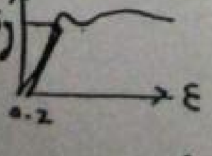
(a.b)

$100a = S_{ut}$ a → $10ab = S_y$ ⟹ مثلاً

M: 10×1 (10.8)

$S_{ut} = 1000$

$S_y = 800$



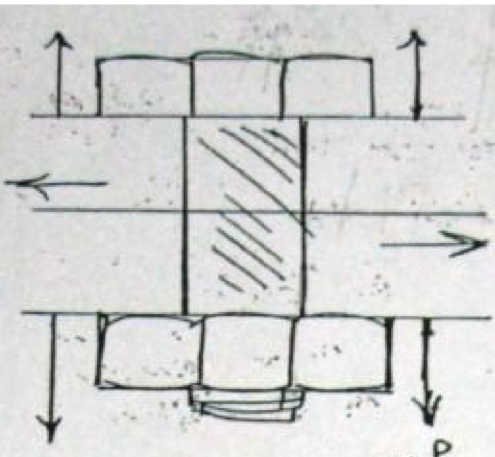
بر اساس مواد.

نکته: در مورد مواد نرم S_y، 0.2 درصد کرنش پلاستیک می‌باشد.

در مواد سخت S_y، 0.5 درصد کرنش پلاستیک باشد.

پس در مورد پیچ‌ها به جای S_y از S_p استفاده می‌کنیم، استحکام گواه یا تنش گواه، تنش مجاز برای 0.5 درصد کرنش پلاستیک است.

ف: اتصال پیچی تحت بار خارجی در راستای پیچ:



F_b: نیروی کشش وارد به پیچ

F_m: نیروی فشار وارد بر صفحات

نکته: اگر پیچ را محکم نکنیم، بار خارجی کاملاً روی پیچ است

* نکته: پیچ کشیده می‌شود، صفحات فشرده می‌شوند.

سوال) اگر پیچ را محکم کنیم نیروی اصطکاک بین پیچ و صفحات بوجود آمده و جلوگیری (از باز شدن) می‌شود.

تذکر) با محکم کردن پیچ؛ بر نیروی برشی وارد بر پیچ غلبه می‌شود. توسط نیروی اصطکاک بوجود آمده (که ما ره را بیرد)

چطور باید پیچ را محکم کنیم؟

$$F_i = \begin{cases} 0.75 & \text{چند بار مصرف} \\ \text{or} \\ 0.9 & \text{دائم} \end{cases} S_p \cdot A_t$$

$$F_i = \frac{5T_i}{\underset{\text{قطر}}{d}} \Rightarrow T_i = 0.2 F_i \cdot \underset{\text{قطر اسمی}}{d}$$

$$T_i = 0.2 \begin{pmatrix} 0.75 \\ \text{or} \\ 0.9 \end{pmatrix} S_p \cdot A_t \cdot d$$

چون پیچ کشیده می‌شود

$$\Rightarrow \begin{cases} F_b = P_b + F_i \\ F_m = P_m + -F_i \end{cases}$$

پیچ کشیده می‌شود / صفحات فشرده می‌شود

$$\underset{\text{بار خارجی}}{P} = P_b + P_m$$

با توجه به ساختار پیچ و صفحات؛ می‌توان آنها را به دو فنر موازی تشبیه کرد:

k_m: سختی صفحات

k_b: سختی پیچ

$$\begin{cases} P_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} P = CP \\ P_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} P = (1-C)P \end{cases}$$

88/8/20

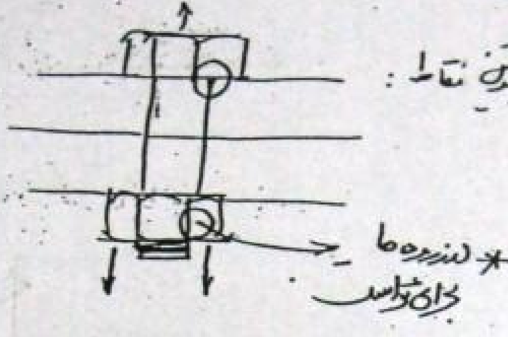
طراحی

نکته) $k_m \gg k_b$ پس معمولاً قسمت بیشتری از بار را اعضا تحمل می‌کنند. (از بار خارجی)

نکته) F_m باید فشاری باشد. ($F_m < 0$)، به محض $F_m = 0$ خصوصیات پیچ‌ها از بین می‌رود... یعنی تمام بار خارجی روی پیچ می‌آید.

F_m باید منفی

اگر از یک طرف پیچ وارد و از طرف دیگر مهره ببندیم، بحرانی‌ترین نقاط:



بلاهایی سر پیچ می‌آید:

الف) پیچ بشکند. $\sigma = \frac{F_b}{A_t}$

نکته) ·X·1

ب) برش رزوه‌ها. τ (برشی) $= \frac{F_b}{0.75 P \times \pi d_r \cdot H/P}$

نکته) در طراحی‌ها سطح تصویر شده مهم است (با فرض زاویه ۱)

ج) سطح دندانه‌ها له شوند.

د) در هنگام محکم کردن پیچ گلگی ببرد.

نکته) ورق‌ها سری شوند؛ $\frac{1}{k_{m_e}} = \frac{1}{k_{m_1}} + \frac{1}{k_{m_2}}$ با هم سری هستند.

و $k_b = \frac{AE}{L}$ داریم

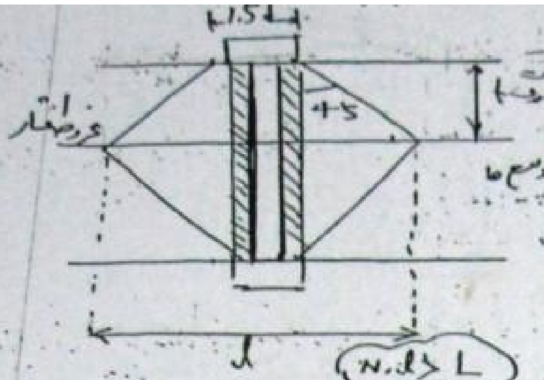
نکته) استفاده از واشر در صفحات و پیچ منفی است. $\frac{1}{k_{m_e}} = \frac{1}{k_{m_1}} + \frac{1}{k_{m_2}} + \frac{1}{k_g}$

سفتی واشر خیلی کمتر از سفتی دو صفحه پیچ شده است. سفتی واشر $\ll k_{m_1}, k_{m_2}$

$$\Rightarrow k_{me} \simeq k_g \Rightarrow P_m \downarrow$$

$P = P_m + P_b$ حال سهم بیشتری روی پیچ می‌آید.

پس اگر برای آب‌بندی از واشر استفاده شود، که نیروی خارجی روی پیچ خواهد آمد این اصلاً به صرفه نیست.

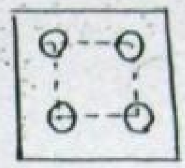


تعداد پیچ

$N_{min} = \frac{L}{l}$ ← همیشه به بالا گرد می‌شود

تعداد پیچ‌ها

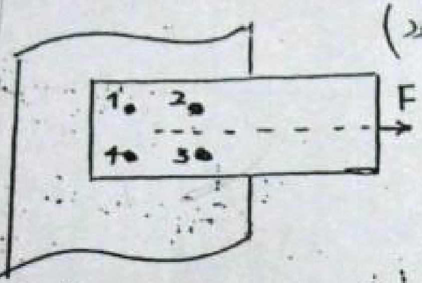
$l = 1.5d + 2t$



فرضاً
L : طول مورد نظر ورق

$$\boxed{N \cdot l \geq L}$$

ب : اتصال پیچی درگیر تحت بار برشی : (به مرکز هندسی پیچ‌ها اعمال می‌شود)



مرکز پیچ نقطه‌ای است که با اعمال نیرو در آن نقطه، تنها برش بر جسم وارد می‌شود.

A) اگر امتداد نیرو از مرکز پیچ‌ها عبور کند :

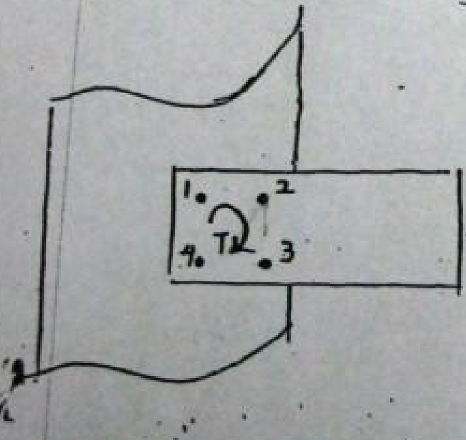
$$\boxed{F_1 = \frac{F}{N}}$$

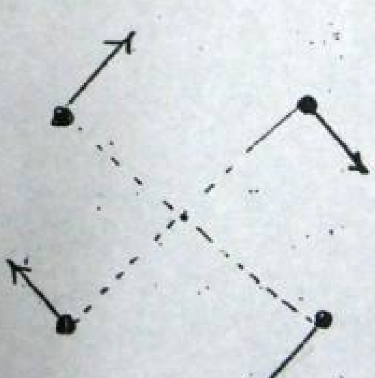
نیرویی که پیچ‌ها تحمل می‌کنند تماماً هم برابرند به شرطی که سطح مقطع پیچ‌ها برابر باشد

(پیچ‌ها تنش‌های یکسان تحمل می‌کنند)*

پس پیچ‌های مشابه با سطح مقطع یکسان نیروی یکسانی تحمل می‌کنند (تنش‌ها یکسان است)

B) به مرکز پیچ ~~نیرو~~ گشتاور T وارد می‌شود :





$$\boxed{F_1 = \frac{T \cdot r_1}{\sum r_j^2}}$$

r_1 : فاصله تا مرکز پیچ

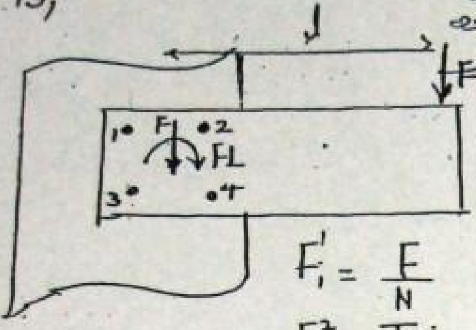
هر کدام از پیچ‌ها فاصله‌اش از مرکز پیچ دورتر باشد نیروی بیشتری تحمل می‌کند.

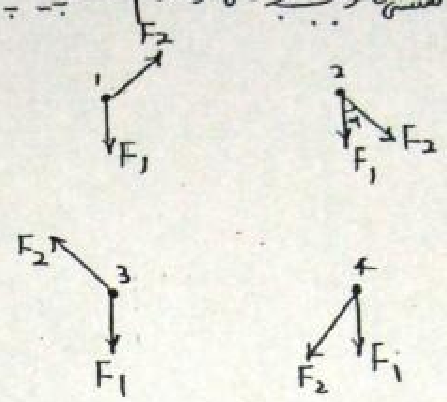
تذکر) نیروی کشش اولیه پیچ هر چه باشد، نیروی وارد به پیچ در سیستم اصطکاکی برابر بار وارده است.

43,

۹۲,۸,۲۷

C) *: هم نیروی کششی که موجب برشی می‌شود و هم گشتاور پیچشی اعمال شود





$$F_i^1 = \frac{F}{N}$$

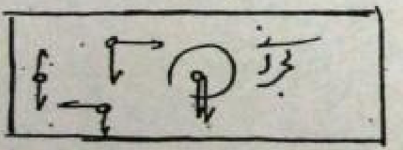
$$F_i^2 = \frac{T r_i}{\sum (r_j)^2}$$

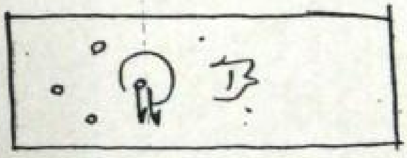
$$F_i = \sqrt{(F_i^1)^2 + (F_i^2)^2 + 2(F_i^1)(F_i^2)\cos\alpha}$$

* – دو معیار برای تشخیص بحرانی بودن پیچ:

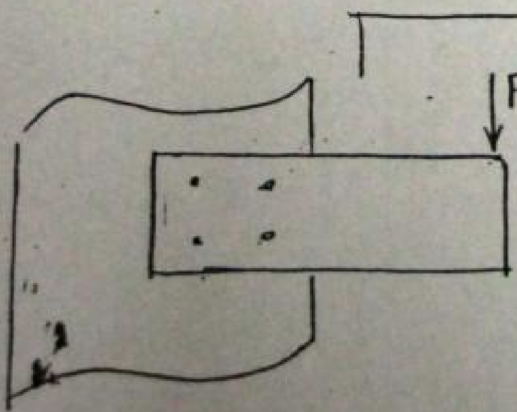
(I) هر پیچی که از مرکز سطح دورتر باشد، پیچ بحرانی‌تر است.

(II) هر پیچی که زاویه کمتری داشته باشد، بحرانی‌تر است.





D) نیروی کششی متغیر نوسانی باشد:



$F = F_{min} \sim F_{max}$

$F_{i_{min}} = \dots$ ✓

$F_{i_{max}} = \dots$ ✓

$$\Longrightarrow \tau_i = \frac{F_i}{A}$$

$\Rightarrow \tau_{i_{min}} = \dots$ ✓

$\tau_{i_{max}} = \dots$ ✓

$$\Rightarrow \frac{\tau_m}{S_{su}} + \frac{\tau_a}{S_{se}} = \frac{1}{SF}$$

$F_b = P_b + F_i$ → مؤلفه بار ثابت

حالا اضافه از الف) بار نوسانی : (تحت بار کششی نوسانی)

بار خارجی معمولاً بین صفر و P_{max} نوسان می‌کند :

$$P_m = P_a = P/2$$

داریم

$\left(\bar{C} = \frac{k_b}{k_m + k_b}\right)$ C فرض بر این / ضریب سختی : $\frac{CP}{2} = \frac{P_b}{2} = P_a^b = P_m^b$

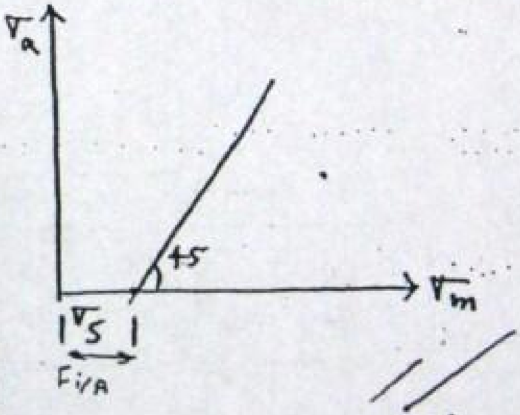
$$\Rightarrow \begin{cases} P_b^{max} = P_b \\ P_b^{min} = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{matrix} F_b^{min} = 0 + F_i \\ F_b^{max} = P_b + F_i \end{matrix}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_m = \frac{P_b}{2} + F_i \\ F_a = \frac{P_b}{2} \end{cases}$$

همه را بر A تقسیم کنیم $\Rightarrow$

$$\begin{cases} \sigma_m = \frac{P_b}{2A} + \frac{F_i}{A} \\ \sigma_a = \frac{P_b}{2A} \end{cases}$$

مؤلفه ثابت



$$\sigma_a = \frac{P}{2A} \xrightarrow{} \frac{P_b}{2A}$$

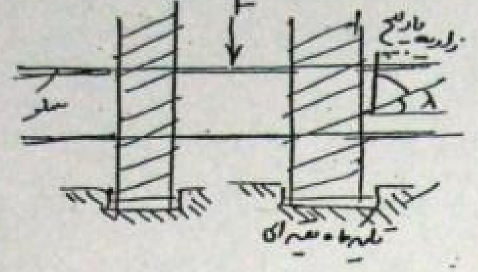
befor Δ ( ) after Δ

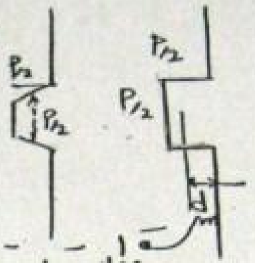
- قبل و بعد از محکم بودن پیچ

پس محکم بودن پیچ از دامنه تنش نوسانی می‌کاهد .

۸۹/۹/۲۲

پیچ‌های انتقال قدرت :





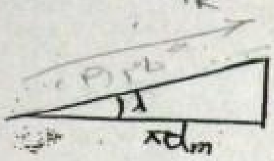
l پیشروی : اندازه راه‌ها

$l = N.P$

تعداد ، گام

قطر متوسط = d_m = قطر متوسط

λ زاویه پیشروی :



$tg\lambda = \frac{l}{\pi d_m}$

T : گشتاور مورد نیاز برای حرکت دادن مهره

عمود اندازه l

بالا بردن بار $T_R = \frac{F.d_m}{2}\cdot\frac{l+\pi.\mu.d_m}{\pi d_m - \mu l} > 0$

پایین آوردن بار $T_L = \frac{F.d_m}{2}\cdot\frac{\pi\mu.d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \Rightarrow \boxed{T_L > 0}$

0 = بار خود به خود پایین می‌آید..

تذکر) نیرو موافق حرکت مهره : پایین آوردن
در مخالف " " : بالا بردن
خودقفل

تذکر) بالا بردن بار : زمانی که نیروی خارجی با آن مخالفت کند.

$T_L > 0$

$\pi d_m \mu - l > 0 \Rightarrow \mu \pi d_m > l \Rightarrow \mu > \frac{l}{\pi d_m} \Rightarrow \boxed{\mu > tg\lambda}$

شرط خودقفلی

تذکر) اگر یاتاقان (تکیه‌گاه پایین پیچ) (پیچ)، خودش اصطکاک داشته باشد یک ترم به T_R و T_L اضافه می‌شود که در تست‌ها نوشته است.

$$\begin{cases} T_R = \frac{F.d_m}{2}\cdot\frac{l+\pi.\mu.d_m}{\pi d_m - \mu l} + \frac{F.\mu_c.d_c}{2} \\ T_L = \frac{F.d_m}{2}\cdot\frac{\pi\mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} + \frac{F.\mu_c.d_c}{2} \end{cases}$$

- بازده :

$$\eta = \frac{F \cdot l}{2\pi T}$$

در حالت خاص : $\mu = 0$ (اصطکاک نداشته باشیم) :

$$\boxed{\eta = \frac{1 - \mu \, tg\lambda}{1 + \mu \, cotg\lambda}}$$

(No.7

محیط استوانه : $L = \pi(250) = 785\ mm$

$l = 1.5d + 2t = 1.5d + 40$

$N_{min} = \frac{L}{l}$

$N \times (1.5d + 40) > 785\ mm$

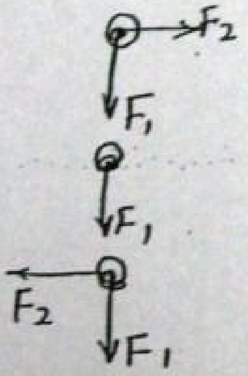
$\Downarrow$

$26((10 \times 1.5) + 40) > 785$ ✓ چپ گزینه‌ها

شرط لازم است ← $\underline{N \cdot l \geq L}$

گزینه سوم درست است .

(No.19



$F_1 = 12/3 = 4\ kN$

$F_2 = \frac{(12000 \times 200)30}{2 \times 30^2} = 40000\ N$

$\alpha = 90° \Rightarrow F = 40200 N \Rightarrow \tau = \frac{F}{A_r}$

$\Rightarrow F/A_r = 355\ Mpa$

گزینه چهارم

(No.39

A → بالاترین است

$F_1 = \frac{20}{4} = 5\ N$

$F_2 = \frac{(20 \times 200) 50\sqrt{2}}{4(50\sqrt{2})^2} = 14.14 \Rightarrow F = 5\sqrt{13}\ N$

گزینه چهارم

$\alpha = 45$

88/8/27

هو العلیم

(NO.42
(NO.62

گزینه سوم درست است.

پیچ 6 بحرانی‌ترین.

$F_1 = P/6 = 0.17P$

$F_2 \Downarrow F_1$ $\quad F_2 = \frac{(P\times 40)\times 8}{2\times 8^2 + 4\times 5^2} = 1.4P \Rightarrow F = 1.57P \Rightarrow \tau = \frac{1.57P}{A}$

$\alpha = 0$

(NO.51

گزینه دوم درست است.

(NO.70

گزینه سوم درست است.

(NO83

حداکثر تنش در پیچی داریم.

$$T = \frac{9550\times 220}{600} = 3502 \text{ N.m}$$

$$F = \frac{3502\times 50}{6\times (50)^2} = 11.666 \text{ kN} = 11666 \text{ N}$$

$$\frac{F}{A} = \frac{300}{2} \Longrightarrow A = \pi \cdot d^2/4 \Longrightarrow d = 9.99$$

ضریب اطمینان

گزینه چهارم درست است.

(NO.87

$$6)\quad F_2 = \frac{T}{\sum r^2}\cdot a \quad \Big| \quad \alpha = 0$$

$$3)\quad F_2 = \frac{T.\ a\sqrt{2}}{\sum r^2} \qquad \alpha = 45 \begin{cases} \text{مولفه قائم} = F_2 \cos 45 = (6) \text{مولفه قائم} \\ \text{مولفه افقی} = F_2 \sin 45 \end{cases}$$

پس به پیچ (3) نیروی بیشتری وارد می‌شود.

گزینه اول درست است.

نتیجه: اگر فاصله پیچ از خط تقارن برابر باشد، پیچ دورترین نسبت به خط افقی بحرانی است.

↓

(NO.9 سطح ها را در دو شکل را مقایسه می کنیم ← گزینه دوم درست است.

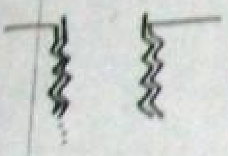
(NO.106 برای محاسبه سطح مقطع :

عرض ورق $4''$

سر پیچ پیشانی $3'' \Rightarrow 4-3=1''$

t باید ضخامت ورق را هم حساب کنیم $= 3/4''$

$$\Rightarrow \sigma = \frac{10}{1 \times 3/4} = 13.3$$

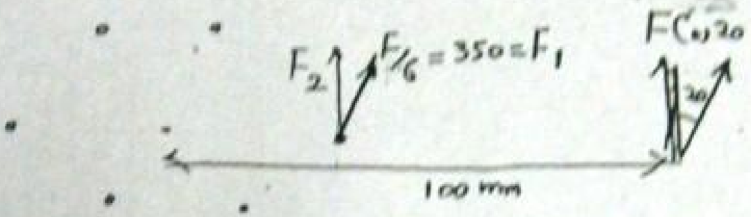


(NO.108 اگر مهره ها زیاد شود ← توزیع بار بین همه دنده ها می باشد.

اگر پیچ و مهره شل باشند ← [illegible]

(گزینه اول درست است)

(NO.112



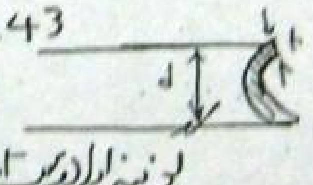
$$F_2 = T = \frac{F(\cos 20 \times 100)30}{6 \times (30)^2} = 1096$$

$\alpha = 20$

F برآیند $= 1430\ N$

تحلیل برشی : $\tau = \frac{1430}{\pi d^2/4} = 200 \Rightarrow d=3$

تحلیل له‌شدگی : $\sigma = \frac{1430}{5d} = 200 \Rightarrow d=1.43$



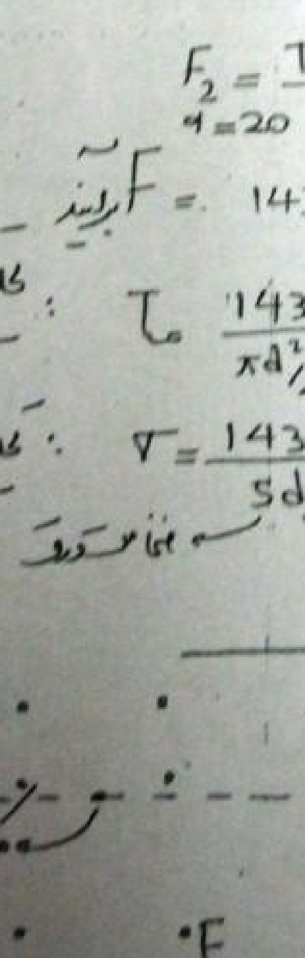
← ضخامت ورق

قطر پیچ

گزینه اول درست است

(NO.120

گزینه چهارم درست است.



← محور بالا و پائین [illegible] سوال است

88/8/27

(No.141

3) دامنه تنش نوسانی را کم کنیم ، استحکام را زیاد کرده ایم .

گزینه سوم است .

(No.142

گزینه سوم درست است .

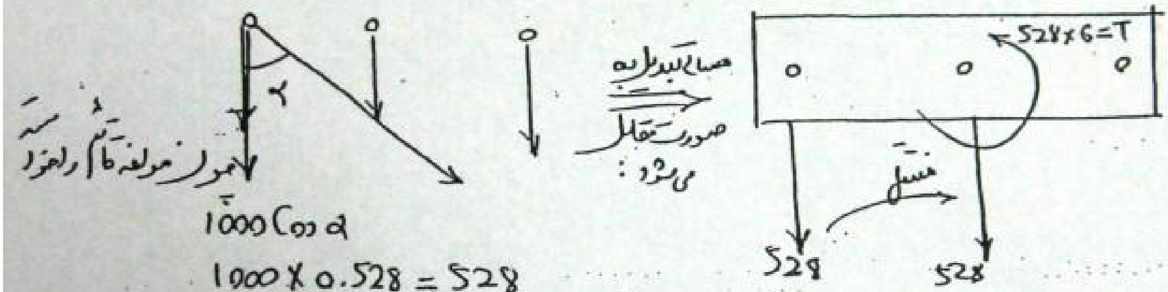
(No.150

۴) درست است .

3) در حالت کلی عمدا ← دقیقاً هیچ فضا یا کاری که داشته باشیم نداریم .

(No.162

نیرو به صفحه ورق وارد می شود نسبت به پیچ ، اندازه اش به پیچ وارد می شود .


α
تنها مولفه قائم را لحاظ کنید
حساب کنید برابر به
صورت مقابل
می شود :
528×6=T
نسبت
528
528

$1000 \cos\alpha$

$1000 \times 0.528 = 528$

$$\begin{cases} F_1 = 176 = \dfrac{528}{3} \\ F_2 = \dfrac{(528)\times 6}{2\times 6^2} = 264 \end{cases} \Rightarrow F = F_1 + F_2 = 440$$

$\alpha = .$

گزینه چهارم درست است .

(No.208

(5.8 گرید)

$$T_i = 0.2 \begin{Bmatrix} 0.75 \\ 0.9 \end{Bmatrix} \delta p . d . A_t = 42840 \text{ N.mm}$$

گزینه چهار. سوم درست است .

M.10 ← [illegible]

(No.215

گزینه اول درست است .

- انتقال قدرت :

(No.60 همیشه T_R را بزرگتر می‌گیرند، فقط وقتی که خود قفل نشود T_L را بزرگتر می‌گیریم.

$$T_R = \frac{F.d_m}{2} \cdot \frac{l + \pi\mu d_m}{\pi d_m - \mu l}$$

گزینه سوم درست است.

(No.84 جابجایی : پیشروی

گزینه سوم درست است.

(No.116 گزینه چهارم درست است.

3) تنش لحظه‌ای برابر است پس غلط است.

4) این نیز درست است (✗).

(No.199

$$tg\lambda = \frac{1}{0.2} = 5 \Rightarrow \quad tg\lambda = 5 = \frac{l}{\pi d_m} \Rightarrow l = 250\pi$$

$\eta = 50\%$

$$\eta = \frac{F.l}{2\pi T} = \frac{10000 \times 250\pi}{2\pi T} = 0.5$$

$$\Rightarrow T = 2500 . N.m \quad ✗$$

(No.168 گزینه دوم درست است چون نقطه‌ای حساس کیا دارد.

(No.191 گزینه سوم درست است.

(No.230 ۵ دنده در هر اینچ دارد.

$P = \frac{1}{5} = 0.2 \Rightarrow l = N.P$ دونخ $l = 2 \times 0.2 = 0.4$

$$\eta = \frac{F.l}{2\pi T} = \frac{10000 \times 0.4}{2\pi . 226+5} = 0.28$$

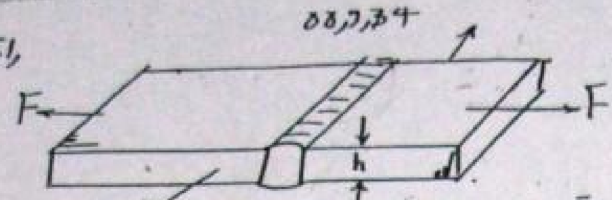
گزینه سوم

[illegible]

۵۸/۳/۲۴

- جوش

(۱) جوش سر به سر



(۱) جوش سر به سر

↓

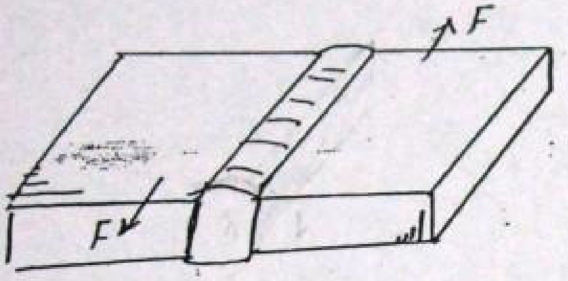
مورد استفاده

در حالتی که توزیع تنش یکنواخت باشد

h : اندازه جوش، ارتفاع جوش، ساق جوش

- در حالت نیروی محوری F :

$$\sigma_{\text{محوری}} = \frac{F}{h.l}$$



- در حالتی که نیروی برشی ایجاد کند :

$$\tau_{\text{برشی}} = \frac{F}{h.l}$$

- مزیت گرده بوجود آمده :

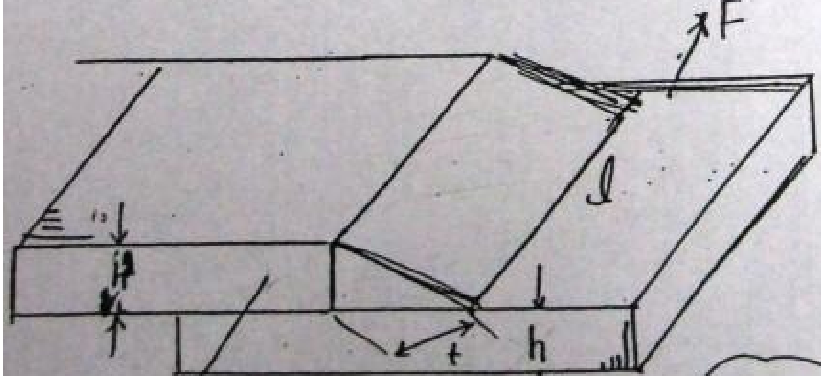
۱) جلوگیری از اکسید شدن جوش

۲) باعث تقویت جوش می‌شود (با افزایش سطح)

۳) جلوگیری می‌کند از اینکه صفحه‌ی بالا روی صفحه جوش داده شده بخوابد.

۴) تمرکز تنش بالا ندارد.

(۲) جوش ماهیچه‌ای

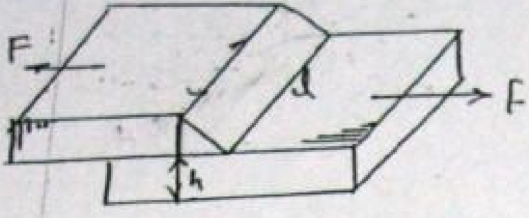


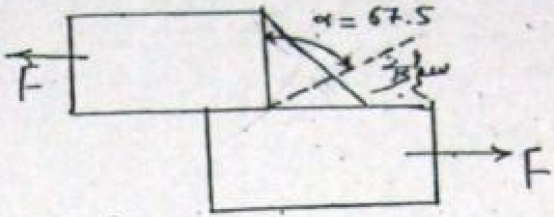
(۲) ماهیچه‌ای

t : عرض جوش - گلوگاه جوش

$$t = 0.707h$$

$$\tau_{\text{برشی}} = \frac{F}{0.707hl}$$





$$\tau_{max} = f(\alpha) = 1.207\,\frac{F}{lh}$$

با فرض $\alpha = 45$ درجه و عمل F صرفاً تنش برشی می‌شود .

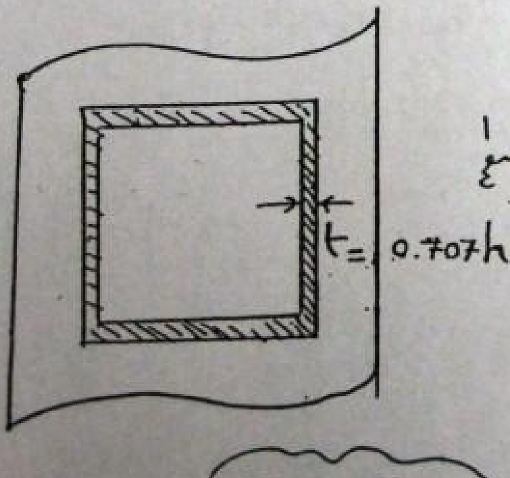
برشی

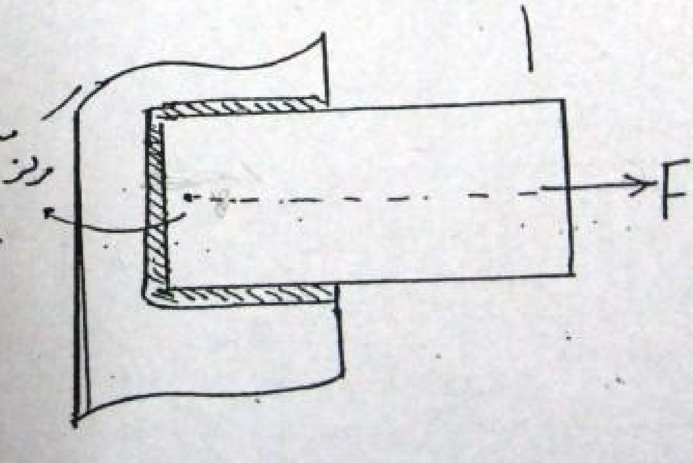
$$\boxed{\tau = \frac{F}{0.707hl} = \frac{1.414F}{hl}}$$

تذکر) محاسبه تنش به صورت $\alpha = 45$ و F فقط تنش برشی ـــــ تنش برشی به صورت تخمینی محافظه‌کارانه بدست می‌آید

پس هرگاه نیرویی عمود بر امتداد جوش وارد شود ، در گلوگاه جوش تنش برشی $\frac{F}{0.707hl}$ ایجاد می‌شود **

الف) نیرو در صفحه جوش‌ها است و امتداد نیرو از مرکز سطح جوش می‌گذرد .





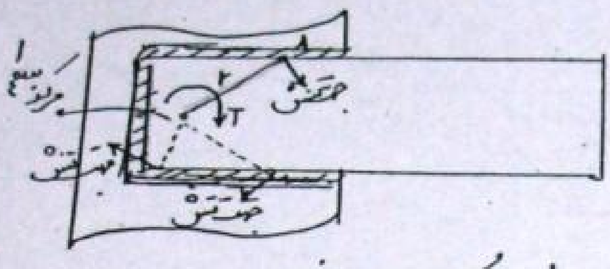
$$\boxed{\tau = \frac{F}{0.707hl}}$$

طول اضلاع جوش

88 9,4

طراحی

ب) یک گشتاور پیچشی حول مرکز سطح جوشها اعمال می‌شود.


مرکز سطح
r
T
جهت تنش
جهت تنش
جهت تنش

← پیچش خالص

$$\tau = \frac{T.r}{J}$$

r: فاصله‌ی نقطه‌ی خواسته شده تا مرکز سطح

J: به صورت جدول داده می‌شود.

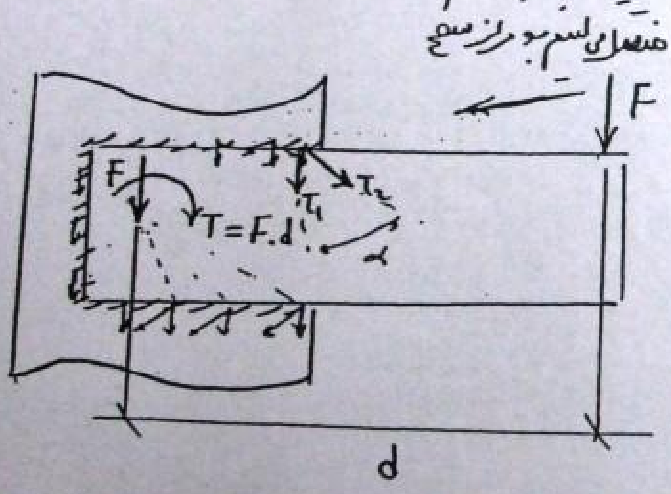
J_u: ممان اینرسی قطبی به ازای عرض واحد جوش

تذکر: برای دایره $J_u = 2\pi r^3$ می‌باشد.

$$\Rightarrow \tau = \frac{T.r}{0.707 h J_u}$$

ج) نیروی برشی + گشتاور پیچشی

(نیرو در صفحه خطوط جوش باشد)


منتقل می‌کنیم به مرکز سطح
F
F
T=F.d
τ1
τ2
α
d

$$\begin{cases} \tau_1 = \dfrac{F}{0.707 h l} \\ \tau_2 = \dfrac{T.r}{0.707 h J_u} \end{cases}$$

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2\tau_1 \tau_2 . \cos\alpha}$$

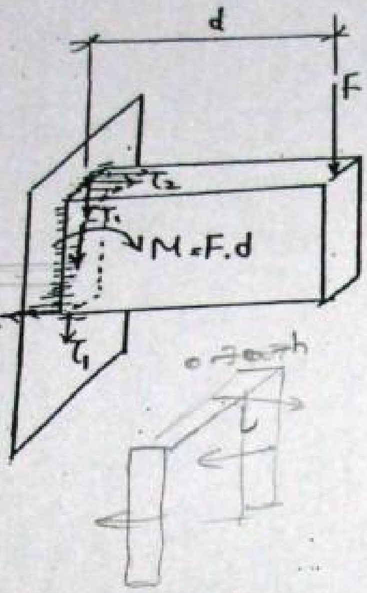
- لذا نقطه‌ی خطرناک جوش جایی است:

1) بیشترین فاصله را با مرکز سطح داشته باشد.

2) کمترین α را داشته باشد.

د) نیروی برشی + لنگر خمشی :

(نیرو در صفحه خطوط جوش نیست)



$$\boxed{\tau_1 = \frac{F}{0.707hl}}$$

$$\tau_2 = \frac{Mc}{I}$$

$$\Downarrow$$

$$\boxed{\tau_2 = \frac{Mc}{0.707hI_u}}$$

c: فاصله تا تار خنثی

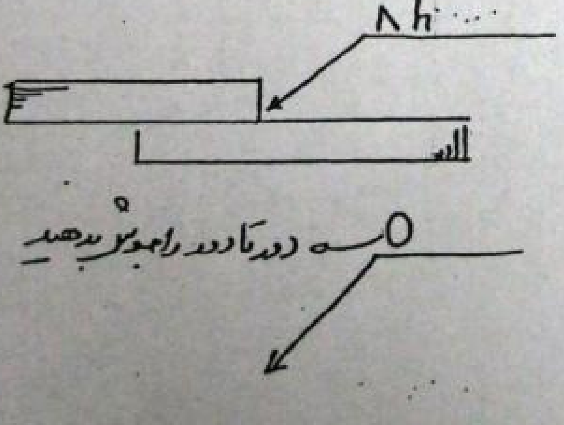
تذکر) برای دایره $I_u = \pi r^3$

تذکر) $\alpha = 90, 0$ فقط و فقط .

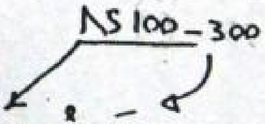
در حالت F نوسانی ، F_{max} و F_{min} را به صورت τ_{min} و τ_{max} در می‌آوریم سپس τ_m و τ_a را محاسبه می‌کنیم و ...

$$\frac{\tau_m}{S_{su}} + \frac{\tau_a}{S_{sc}} = \frac{1}{SF}$$

علائم جوش :



دور تا دور را جوش بدهید



100 تا جوش بدهید

200 تا جوش ندهید

(گام ≡ 300)

(No.20

$$\tau_1 = \frac{5000}{0.707 \times \underset{h^\circ}{6} \times \underset{h}{180}} = 6.55$$

h: طول خط جوش

$$SF = \frac{142}{6.22} = 21.7$$

(No.21

$$\tau_2 = \frac{T.50}{0.707 \times 6 \times 2\pi \times (50)^3} = 300$$

$$\Rightarrow T = 20 \times 10^6 \text{ N.mm} = 20 \text{ kN.m}$$

گزینه دوم درست است.

(No.68

خمش در جوش نداریم، نیروها همدیگر را خنثی می‌کنند.

فقط یک کوپل داریم.

نقطه بحرانی گوشه‌ها

$$\tau_2 = \frac{T.r}{0.707 h J_u} = \frac{\overset{\text{کوپل}}{(10000 \times 70)} \times 10\sqrt{2}}{0.707 \times 5 \times \frac{(20+20)^3}{6}} = 262.54 \text{ mpa}$$

داریم $J_u = \frac{(b+d)^3}{6}$

(No.91

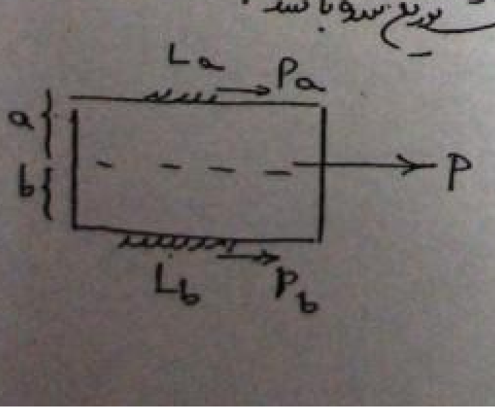
گزینه اول درست است. |

(No.119

طرح مناسب ۱ :

نیرو از مرکز سطح عبور کند

تنش در جوش‌ها یکنواخت توزیع شده باشد.



$$\left.\begin{array}{l} L = L_a + L_b \\ P_a . a = P_b . b \\ P_a + P_b = P \end{array}\right\}$$

$$\frac{P_a}{L_a} = \frac{P_b}{L_b}$$

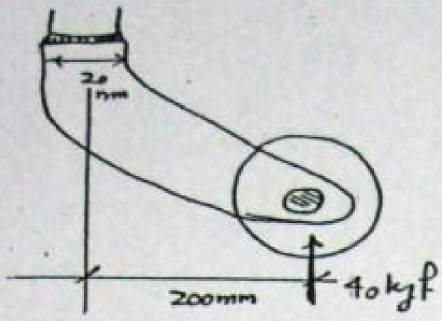
$$\Downarrow$$

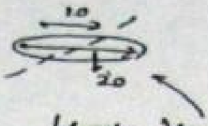
$$L_a = \frac{bL}{a+b}$$

$$L_L = \frac{aL}{}$$

از تعادل

(No.14





$$\tau_2 = \frac{MC}{0.707h\,J_u} = \frac{(400\times200)(10)}{0.707\times6\times5\times10^3} = 60\ kg/mm^2$$

$\frac{500}{2} =$ تنش ⟵ 500 : تنش مجاز

$250\ kg/cm^2$

$$\tau_2 = 6000\ kg/cm^2 > 250\ kg/cm^2$$

گزینه دوم درست است.

(No.177

در صورت سئوال: بیشترین تنش در پیچ چرخش

$$\tau_2 = \frac{T.r}{\underbrace{0.707h\,J_u}_{1\times5.33\times10^{-3}}} = \frac{(35000\times570)(150)}{5.33\times10^{-3}} = 561445\ N/m$$

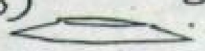
گزینه سوم درست است.

(No.218

گزینه چهارم درست است.

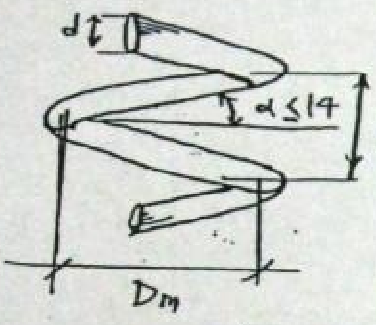
- فنرها: انواع فنرها:
- تخت
- پیچشی (حلزونی) تحت خمش است.

- میله پیچشی
- مخروطی که هر قسمت فنر سختی متفاوت است.
- بشقابی (دارای سختی زیاد است)



- فنرهای مارپیچ

انواع: فشاری:



d: قطر سیم فنر، قطر مقطع، قطر سیم

D_m: قطر میانگین فنر

$\parallel$

$D_o - d$: " " "

P: گام فنر

N: تعداد حلقه‌های فنر

$\parallel$

N_a.

$N_t = N_a + N_e$ (فعال، مرده)

تذکر) خواص مکانیکی فولادهای فنری علاوه بر جنس به ابعاد فنر نیز بستگی دارد.

L: طول آزاد

$L = Np + d$

L_s: طول صلب، طول مرده

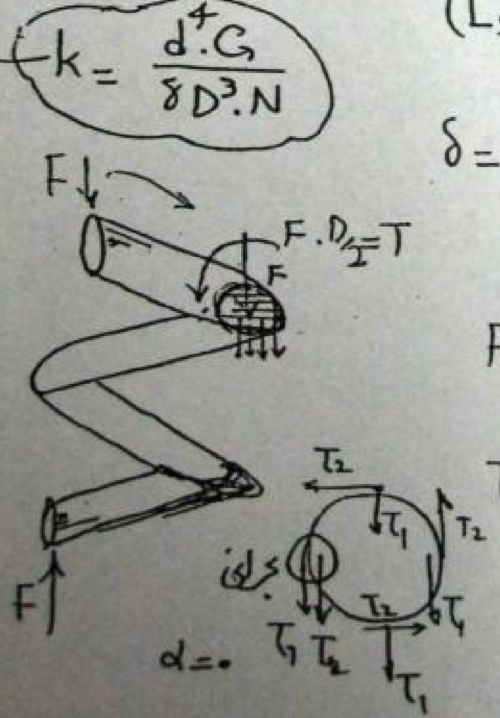
$L_s = Nd + d = d(N+1)$

$\boxed{C = \frac{D}{d}} \geq 3$ تا:

نسبت قطر حلقه‌ها به قطر مقطع

سختی فنر $\boxed{k = \frac{d^4 \cdot G}{8D^3 \cdot N}}$

$$\delta = \frac{F}{k} = \frac{8D^3 \cdot NF}{d^4 \cdot G}$$



$$F \longrightarrow \tau_1 = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$T \longrightarrow \tau_2 = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16\,\overset{T}{\overbrace{F.\frac{D}{2}}}}{\pi d^3} = \frac{8FD}{\pi d^3}$$

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}$$

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

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

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3}\underbrace{\left(\frac{2c+1}{2c}\right)}_{k_s} = \boxed{k_s\frac{8FD}{\pi d^3}}$$

(هیچ ربطی به k سفتی ندارد)

$$k_s = \frac{2c+1}{2c}$$

حداکثر تنش برشی در فنر (استاتیکی) ⟸ $\tau = k_s\frac{8FD}{\pi d^3}$ ؛ $k_s = \frac{2c+1}{2c}$

- تذکر) در حالت نوسانی به صورت زیر است:

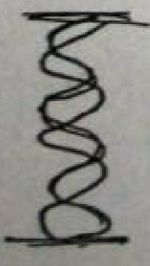
نوسانی $\tau = k_w\frac{8FD}{\pi d^3}$ ؛ $k_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c}$

$$k_B = \frac{4c+2}{4c-3}$$

تذکر) در فنرهای کششی، پیش بار کششی و در فنر فشاری، پیش بار فشاری ایجاد می کنیم (برای افزایش ظرفیت فنر)

تذکر) اگر یک فنر داشته باشیم برای کاهش k، باید چند فنر با هم سری کنیم.

تذکر) برای افزایش k، چند فنر را موازی می کنیم. می توان فنرها را داخل هم قرار داد.



88,9,4

سوال

ب ـ کششی :

فنرهای کششی را بصورت بسته می‌سازند :

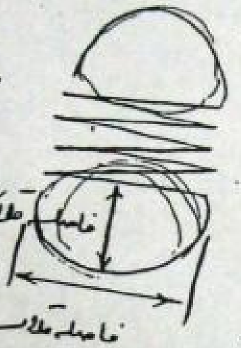
همه روابط مانند فنرهای فشاری است ، فقط :

$L_o = L_s$

F_i پیش بار کششی (نیروی کشش اولیه)

$$\Rightarrow \boxed{\delta = \frac{8(F-F_i)D^3N}{d^4G}}$$

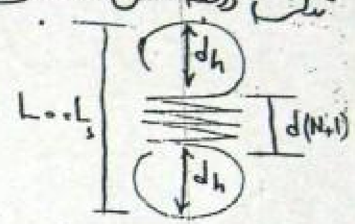
شکل نمونه‌های کششی

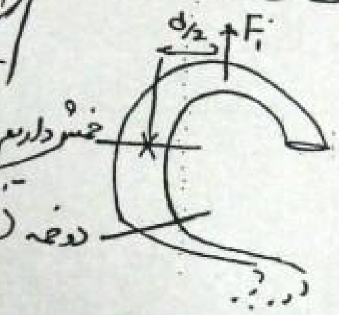

d_h :
فاصله قلاب
فاصله قلاب

$$* \quad \boxed{L_o = L_s = (N+1)d + 2d_h}$$

قطر قلاب

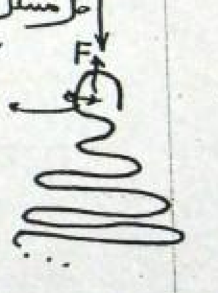
تمام روابط تنش مانند قبل (فنر فشاری) است.


$L_o = L_s$
d_h
$d(N+1)$
d_h


$d/2$
F_i
خمش داریم
دو خمه (خمش و پیچش داریم)

مشکل : خمش در قلاب

راه حل


F_i
در اینجا خمش نداریم
خمش کم می‌شود.

ـ فرکانس طبیعی :

$$\text{فرکانس طبیعی}\ \omega = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{kg}{W}} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{k}{m}}$$

سفتی فنر

شتاب جاذبه

(No.8 گزینه دوم درست است.

(No.22 گزینه سوم درست است.

(No.38 گزینه اول درست است.

(No.54 گزینه سوم درست است.

(No.59 گزینه سوم درست است.

(No.78 گزینه سوم درست است.

(No.89 گزینه اول درست است.

(No.100 گزینه سوم درست است.

(No.111 گزینه سوم درست است.

با ما) نیرو تغییر مکان ۴ برابر شده $\frac{f}{s} \longrightarrow \frac{f}{4s}$ فنر نرم تر شده است. (سه)

(No.121

$$C = \frac{D}{d} = 5 \qquad k_s = \frac{2C+1}{2C} = \frac{11}{10}$$

$$\tau = k_s \frac{8FD}{\pi d^3} = 1.1 \times \frac{8 \times 10 \times \pi \times 10}{\pi (2^3)} = 110 \text{ Mpa}$$

گزینه چهارم درست است.

88,9,11

طراحی

(NO.126

$C = \frac{60}{6} = 10 \Rightarrow K_S = \frac{21}{20} = 1.05$

$N = 8$

$P = 10$

$d = 6$

$D = 60$

$\delta = L_o - L_s$

$L_o = NP + d = 86 \Rightarrow \delta_s = 32 mm$

$L_s = (N+1)d = 54$

$$\delta = \frac{8FD^3N}{d^4G} = 32 \longrightarrow F = \frac{32d^4G}{8D^3N}$$

$$\tau = 1.05\frac{8FD}{\pi d^3} = 1.05 \times \frac{8D}{\pi d^3} \cdot \frac{32d^4G}{D^3N} = 156 \ mpa$$

گزینه سوم درست است.

(No.140

طول مفتول $= N_1 \cdot \pi \cdot D_1 = N_2 \cdot \pi D_2$

$(N) \cdot D_1 = (2N) D_2$

$\frac{D_1}{D_2} = 2$

$$\frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{D_2^3 N_2}{D_1^3 N_1} = \frac{D^3(2N)}{(2D)^3N} = \frac{1}{4}$$

گزینه سوم

(No.151

حداکثر تغییر مکان فنرها : $\Delta \Rightarrow F = \underline{\underline{2}}K\Delta$

$$k = \frac{F}{2\Delta} = \frac{d^4G}{8D^3N} \Rightarrow d = \left[\frac{4FD^3N}{G\Delta}\right]^{1/4}$$

(No.152

گزینه سوم درست است.

(No.187

$d = 0.162''$

$D_m = 1.5 - 0.162 = 1.338''$

$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = 11.5 \times 10^6 \ psi$

$L_s = (84+1)(0.162) + 2D_h = 16..$ در گزینه‌ها قرار ندارد

داخل $D_h = 1.338 - 0.162 = \cdots ✓$

62) ادامه 187)

$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N} = 4.92$ پس گزینه ۴ صحیح است

(NO.210

گزینه دوم درست است .

(NO.223

$$\tau_{max} = \frac{8(F_{max}=600)25}{\pi(5)^3} = 305.6$$

$$\tau_{min} = \frac{8(F_{min}=300)25}{\pi(5)^3} = 152.8$$

$$\begin{cases} \tau_m = 229.2 \\ \tau_{\cancel{min}\,a} = 76.4 \end{cases}$$

$$\frac{\tau_m}{S_{su}} + \frac{\tau_a}{S_{se}} = \frac{1}{n_s}$$

$$\frac{229.2}{840} + \frac{76.4}{300} = \frac{1}{n_s} \Rightarrow n_s = 1.8$$

گزینه سوم درست است .

(NO.22

$W = \frac{1}{2} k \delta^2$

طول$_A$ = طول$_B$

$P_A \cancel{=} < P_B$

$N_A > N_B$

$\Downarrow$

$K_A \cancel{=} < K_B$

$\Downarrow$

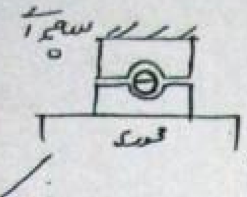
$W_A < W_B$

$\Rightarrow$ گزینه اول درست است

طراحی

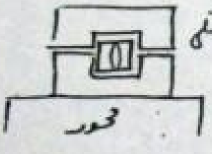
- یاتاقان ها : غلتشی Rolling Bearing
لغزشی Sliding Bearing

- یاتاقان غلتشی دسته بندی I ساچمه ball Bearing تک ردیفه
چند ردیفه
غلتک Roller Bearing



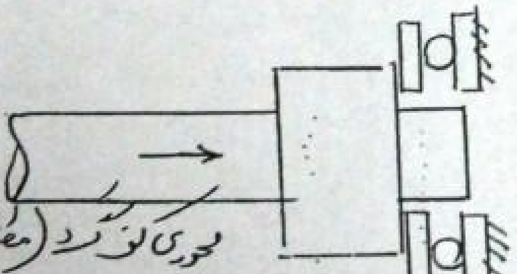
دسته بندی II
- شعاعی: (وظیفه ی اصلی آنها تحمل بارهای شعاعی است)
- محوری (کف گرد) (در تحمل بارهای محوری است)
- مخروطی (در تحمل بار محوری و شعاعی است)

ساچمه ای (به میزان کم) بار محوری هم تحمل می کند
غلتکی: (نمی توانند بار محوری تحمل کنند)

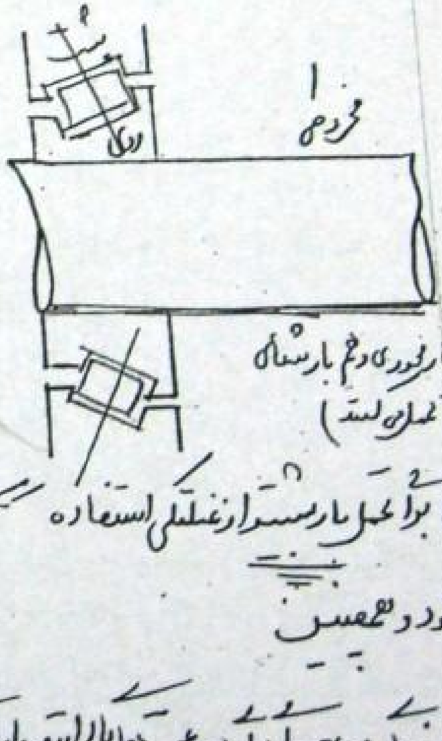


تذکر) ساده ترین، عمومی ترین، ارزان ترین و ... یاتاقان : یاتاقان تک ردیفه شیار عمیق ساچمه ای

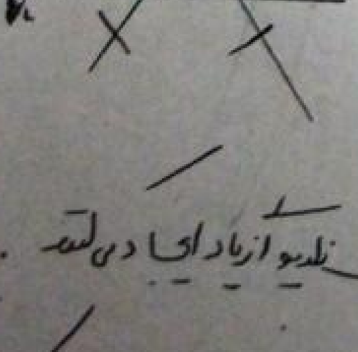
(کشش و رانش بیشتری تحمل نمی کند ← فقط تک ردیفه)

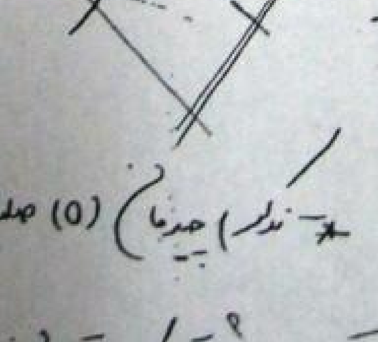


محوری کف گرد (مطلقاً بار شعاعی تحمل نمی کند)



مخروطی (هم بار محوری و هم بار شعاعی تحمل می کنند)





* صلبیت زاویه ای
* زیادی ایجاد می کند

تذکر) برای تحمل بار بیشتر از غلتکی استفاده می شود و همچنین

یاتاقان های ساچمه ای برای سرعت های بالاتر و بارهای کمتر مورد استفاده اند.

* تذکر) چیدمان (۵) صلبیت بیشتری را ایجاد می کند.

** تذکر) یاتاقان های غلتکی ← تحمل بار بیشتر / یاتاقان ساچمه ای ← سرعت بالا و بار کم

- بارگذاری در یاتاقان ها
  - استاتیکی $n \leq 10\,rpm$: (ظرفیت تحمل بار استاتیکی C_0)
  - * دینامیکی $n \geq 10\,rpm$: (ظرفیت تحمل بار دینامیکی C_{10})

* $C_{10} > C_0$

تعریف : - عمر مجاز ، عمر مبنا ، عمر معیار (Rating Rate life) :

تعداد دورهایی که نود (90) درصد از یک گروه مشابه یاتاقان ها تحت بار دوام می آورند.

که در سیستم متریک ، عمر معیار 10^6 سیکل است . ($L_{10}=10^6$)

- عمر میانگین (average life)

تعداد دورهایی که ۵۰ درصد از یک گروه مشابه یاتاقان ها تحت بار دوام می آورند .

عمر میانگین > عمر مبنا

عمر مبنا → محاسبات

* سوال (هر جا گفتند ظرفیت تحمل بار دینامیکی یک یاتاقان عدد ... منظور از عمر ، 10^6 سیکل است)

$\boxed{C_{10}} \longleftrightarrow \boxed{L_{10}=10^6}$ (توجه) ***

عمر بر حسب سیکل

$$\frac{L_1}{L_2}=\left(\frac{F_{e2}}{F_{e1}}\right)^a$$ *

F_e : بار معادل اشعاعی (بار شعاعی)

$$\begin{cases} a=3 & \text{ساچمه ای} \\ a=\frac{10}{3} & \text{غلتکی} \end{cases}$$

L : تعداد سیکل (دورهای طی شده توسط رینگ)

$$\frac{L}{n \times 60} \longrightarrow \text{عمر بر حسب ساعت}$$

n : rpm

$$F_e = \underline{X}\,.V.\,F_r + \underline{Y}\,F_a$$

X ، Y : ضرایب تقسیم بار

$$V=\begin{cases} 1.0 & \text{* رینگ داخلی بچرخد} \\ 1.2 & \text{* رینگ خارجی بچرخد} \end{cases}$$

$\frac{F_a}{VF_r} \leq 0.35$ → $F_e = VF_r$

$\frac{F_a}{VF_r} > 0.35$ → ** $x=0.56$ ، $y=1.115$

تذکر : $F_e = X.V.F_r + YF_a$

65,   ۵۵,۹,۱۱

- یاتاقان لغزشی :

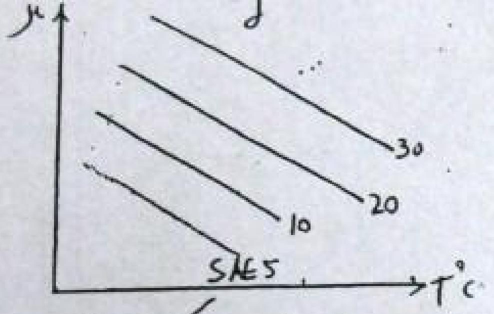
* روانکاری هیدرودینامیک : ایجاد لایه روانکار بین محور و یاتاقان توسط چرخش محور انجام می شود.

روانکاری هیدرواستاتیک : " " " " توسط پمپ انجام می شود.

SAE (گرید روغن)   5   10   20   30   ....

μ (گرانروی، لزجت)   Pas.Sec یا mpas.sec

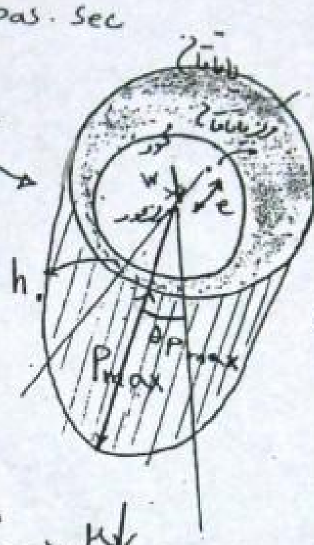
$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$



* هرچه دما بیشتر باشد، گرانروی کمتر می شود.

$T\uparrow \rightarrow \mu\downarrow$

* بار روی گرد محور است



d : قطر نامی محور یاتاقان

لقی شعاعی = (قطر داخلی یاتاقان - قطر داخلی محور) / 2

Cr : لقی شعاعی (اختلاف شعاع ها) *

e : فاصله مراکز (خروج از مرکز)

$\varepsilon = \frac{e}{C_r}$ نسبت خروج از مرکز

P : فشار روغن (نسبی)

* Pmax حداکثر فشار

P. حداقل فشار (فشار اتمسفر)

l : طول یاتاقان

$$\boxed{P = \frac{W}{dl}}$$ فشار میانگین روغن

وزن محور

$$\underset{\text{دمای محیط}}{T_0} + \Delta T = T_{max}$$

Q دبی روغن ورودی

Q_s نشتی روغن

f ضریب اصطکاک محور

h : ضخامت لایه روغن (ضخامت فیلم روغن)

h_0 : حداقل ضخامت لایه روغن

$$\boxed{h_0 + e = c} \ *$$

$$\Downarrow$$

$$\frac{h_0}{c} + \frac{e}{c} = \frac{c}{c}$$

$$\Downarrow$$

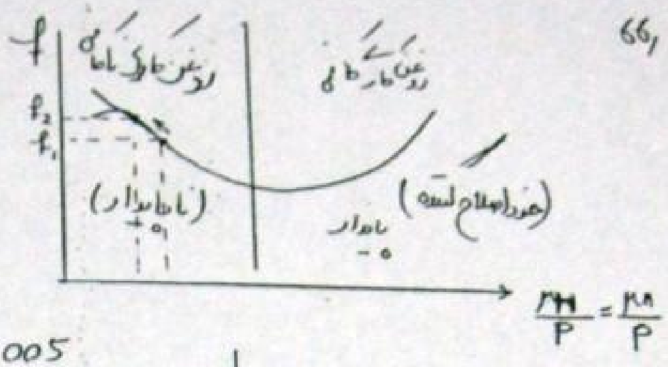
$$\boxed{\frac{h_0}{c} + \varepsilon = 1} \ *$$

$\frac{\mu n}{P}$ مشخصه یاتاقان

P فشار روی یاتاقان

ضریب اصطکاک روغن $f = 2\pi^2\left(\frac{\mu n}{P}\right)\left(\frac{r}{c_r}\right)$

P → فشار روی سطح روغن



$h_0 \geq 0.00004d + 0.005$

$0.25 \leq l/d \leq 0.75$

$T_0 + \frac{\Delta T}{2} \leq 770$

** عدد سامرفلد $S = \frac{\mu n}{P}\left(\frac{r}{c}\right)^2$; $r = \frac{d}{2}$

	h_0 ($\varepsilon = \frac{e}{c}$)	$\theta_{p\,max}$	ΔT	f	Q	Q_s	P_{max}
S ↑	↑ ↓	↑	↑	↑	↓	↓	↓
l/d ↑	↑ ↓	↑	↓	↓	↓	↓	↓

تذکر) سر و صدای غلتشی بیشتر از سر و صدای لغزشی است.
یاتاقان غلتشی توان کمتری نسبت به لغزشی مصرف می‌کند. (اتلاف توان غلتشی < اتلاف توان لغزشی)

67, 88,2,11

طراحی

(NO.25

گزینه چهارم درست است

(NO.26

ظرفیت مبنا

$$\frac{L_1}{10^6} = \left(\frac{24}{8}\right)^3 \Rightarrow L_1 = 27\times10^6 \longrightarrow \frac{27\times10^6}{60\times2000} = 225\ hr$$

بار وارده

بلبرینگ : $a=3$

گزینه دوم درست است

$\times$ (NO.47

(NO.80

بلبرینگ $a = 3$

رولربرینگ $a = \frac{10}{3}$

$\Rightarrow$ گزینه سوم درست است

(NO.92

رینگ داخلی $V = 1$

$$\frac{F_a}{VF_r} \leq 0.35 \Rightarrow \frac{1}{1\times2} \geq 0.35$$

$$F_e = \underline{X.V.}\,F_r + YF_a$$

$$F_e = 0.56\times1\times2 + 1.4\times1$$

$$F_e = 2.52$$

$$\left(\frac{7560}{2520}\right)^3 = \left(\frac{L_1}{10^6}\right)$$

$$\Rightarrow L_1 = 27\times10^6$$

$$\Rightarrow L_1 = 225\ hr$$

گزینه دوم درست است .

(NO.104

گزینه چهارم درست است .

(NO.124

گزینه سوم درست است . (تکرار NO.26)

(NO.151

گزینه چهارم درست است .

(NO.179

* در طراحی محور ها و یاتاقان ها ، اسلوته طراحی می کنند با رجوعی رلیدی بلی از یاتاقان خطی انتخاب کنند -

(منظور) یاتاقانی نیروی محوری را تحمل می کند که بطور نیروی محوری به آن اشاره می کند . (گزینه چهارم درست است)

***

[illegible] (15) [illegible] زاویه آزاد تحمل می‌کند.

(No.205 گزینه چهارم درست است.

(No.216 گزینه چهارم درست است

(No.229

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{1000}{1.2\times2500} = 0.33 < 0.35 \Rightarrow$$ Fa را در نظر نمی‌گیریم

$$F_e = 1.5\left(\overset{V}{1.2}\times\overset{F_r}{2500}\right) = 4500\ lbF$$

$$\begin{cases} C_0 & \text{استاتیک} \\ C = C_{10} & \text{دینامیک} \end{cases}$$

$$\left(\frac{9120}{\underset{5}{4700}}\right)^3 = \frac{L_1}{10^6} \Rightarrow \frac{L_1 = 8.32\times10^6}{60\times1500} = 92.5\ hr$$

گزینه اول درست است

لغزشی –

(No.9 گزینه دوم درست است.

(No.22 گزینه دوم درست است.

(No24 گزینه چهارم درست است.

$$S = \frac{\mu n}{P}\left(\frac{r}{c}\right)^2$$

(No.41 گزینه دوم درست است.

$$\mu\uparrow \rightarrow S\uparrow \Rightarrow \varepsilon\downarrow \Rightarrow e\downarrow$$

(No.53 گزینه چهارم درست است.

(No.72 گزینه سوم درست است

(No.113 ایده‌آل ← لقی C_0 ← h_{max} می‌شود

⇐ پس باید لقی را کمتر بگیریم یا بعد از آب‌بندی به C_0 برسد

گزینه چهارم درست است.

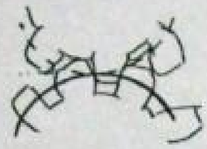
88/9/11
حرامی

NT → ST گزینه چهارم و اول درست است (NO.127

گزینه دوم درست است (NO.166

88/9/18
حرامی

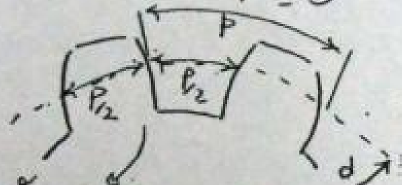
- چرخدنده ها:



دوایر گام دو چرخدنده دوایری هستند که در آن دو چرخ مماس است. و شعاع های آنها از تقسیم فاصله مرکز دو چرخدنده به نسبت تعداد دندانه های دو چرخدنده بدست می آید.

* طول سهم هر دندانه از محیط : P گام
* طول سهم هر دندانه از قطر : m مدول

$d_p = d$ قطر دایره گام



گام دایره ای : P
سهم هر دندانه از محیط دایره گام

تعداد دندانه : N

* m مدول $= \frac{d}{N}$: سهم هر دندانه از قطر دایره گام

$$\boxed{m.N = d}$$

$$\pi.m.N = d\pi = NP$$

$$\Downarrow$$

$$\boxed{\pi.m = P}$$

محیط سهم هر دندانه از دایره گام

$$\boxed{\begin{array}{l} * \; P = \frac{\pi d}{N} \\ * \; m = \frac{d}{N} \end{array}}$$

سیستم انگلیسی

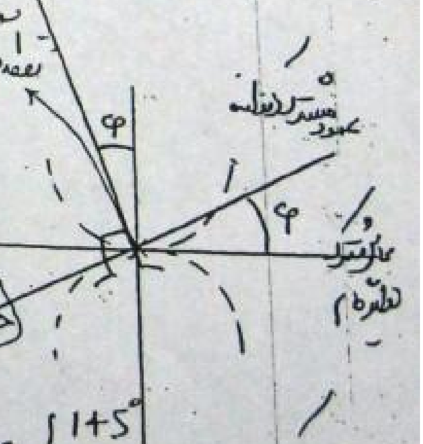
$$\Downarrow$$

$P = \frac{N}{d}$ عکس m در سیستم SI — گام قطری

$$\boxed{P = \frac{1}{m}}$$ گام قطری

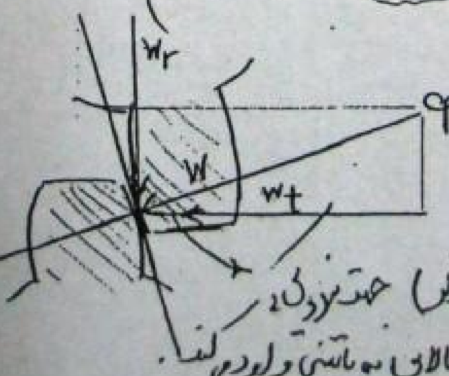
$$\boxed{P.p = \pi}$$ گام قطری — گام دایره ای

بارامتر های مهم در هر چرخدنده
$$\left\{\begin{array}{l} N, m, \varphi \\ N, P, \varphi \end{array}\right.$$
زاویه فشار



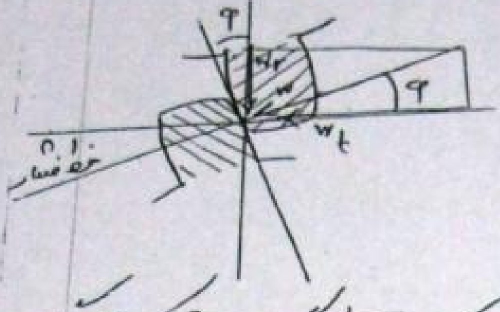
$$\varphi = \left\{\begin{array}{l} 14.5^\circ \\ 20^\circ \\ 25^\circ \end{array}\right.$$

تولی



$$\left\{\begin{array}{ll} W_t = W \times \cos\varphi & \text{مفید} \\ W_r = W \times \sin\varphi & \text{مضر} \end{array}\right.$$

تولی جهت نزدیک به بالای به پایینی وارد می کند.

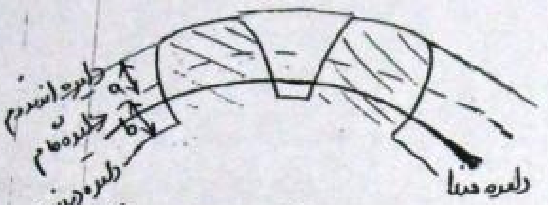

φ
w_r
w
φ
w_t
خط فشار

تذکر) با افزایش φ، w_t کاهش پیدا می‌کند این مفید نیست

پس در این مورد $\varphi=14.5$ بهتر است.

- اصل اثر مزدوج

شرط لازم و کافی ثابت ماندن نسبت سرعت دو چرخدنده این است که عمود مشترک دندانه‌ها همواره روی یک خط قرار گیرد.


دایره آدندوم
a
b
دایره گام
دایره ددندوم
دایره مبنا

a : ارتفاع سر دندانه $\xrightarrow{\text{در چرخدنده استاندارد}}$ $\boxed{a = m}$

b : ارتفاع پای دندانه ⟶ $\boxed{b = 1.25m}$

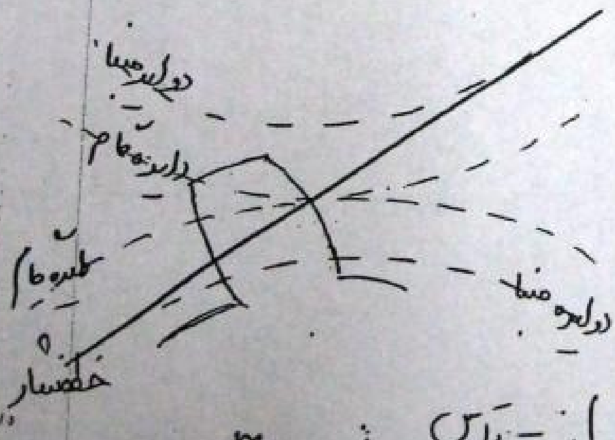
ارتفاع کل دندانه ⟹ $(1.25 + 1)m = \boxed{2.25m}$ **

$$\boxed{d_b = d\cos\varphi}$$

قطر دایره مبنا

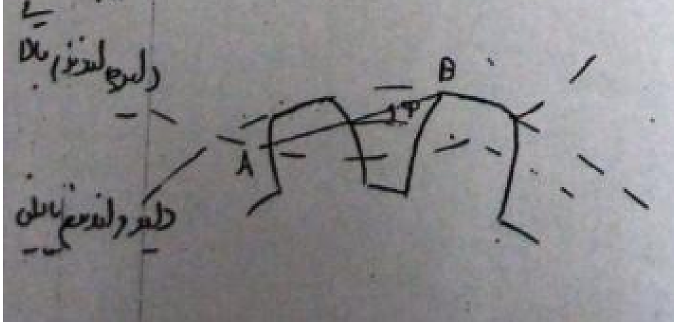
- تذکر) دو دندانه روی خط فشار که همان عمود مشترکشان است به هم می‌رسند.

(خط مولد ≡ خط فشار)


دوایر مبنا
دایره گام
دایره گام
دایره مبنا
خط فشار

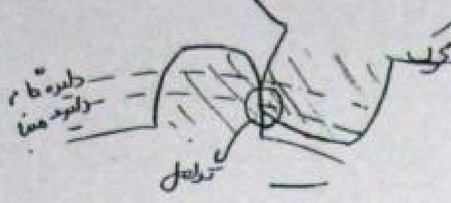
* خط فشار مماس مشترک دوایر مبنا نیز می‌باشد.

m_c : نسبت تماس (میانگین تعداد دندانه‌ها درگیر)

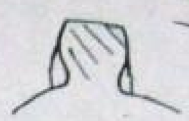

دایره آدندوم بالا
B
φ
A
دایره آدندوم پایین

$$\boxed{m_c = \frac{L_{AB}}{P\cos\varphi}}$$

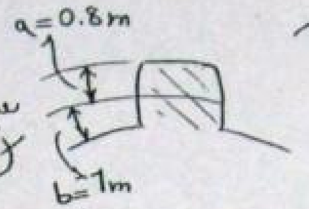
88,9,18



برای جلوگیری از پدیده تداخل:



A-1) اصلاح دندانه ←



بعد از اصلاح دندانه (با کاهش ارتفاع دندانه)

2) کاهش ارتفاع دندانه ←

3) از بین بردن تیزی دندانه و ...

B- انتخاب زاویه فشار بزرگتر ← موجب می‌شود که کاهش دایره مبنا وابسته باشد. (مثلا $\varphi=25$)

C- افزایش تعداد دندانه

حداقل تعداد دندانه برای کاهش احتمال پدیده تداخل:

$$N_{min} = \frac{2}{\sin^2\varphi}$$

φ	N_{min}
14.5	24
20	17
25	13 ✓

$\Rightarrow \boxed{\varphi = 20}$ پیش‌فرض **

** دلیل) حداقل تعداد دندانه ← 17

سوال) 1) با انتخاب زاویه فشار بزرگتر چه اتفاقی می‌افتد؟ / جهت افزایش

- نیروی مماسی افزایش و نیروی شعاعی کاهش می‌یابد (بد)
- کاهش احتمال تداخل (خوب) ←
- کاهش N_{min} (خوب) ← کوچک شدن دایره مبنا

2) اگر فاصله‌ی مرکز دو چرخدنده نسبت به حالت استاندارد کمی افزایش یابد. (C)

$$C=\frac{d_1+d_2}{2}$$

- زاویه فشار افزایش می‌یابد (زاویه بزرگ شود)
- نیروی مماسی کاهش و نیروی شعاعی افزایش می‌یابد (بد)
- نسبت تماس کاهش می‌یابد (بد) (چون انگشت را از هم دور کنیم)

* هنوز چرخدنده‌ها ساخته نشده‌اند

* دو چرخدنده ساخته شده را کمی از هم دور می‌کنیم

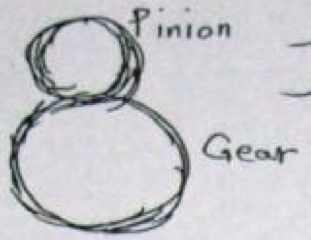
دو چرخ دنده درگیر:

سرعت $\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_2}{d_1}$

$\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1}$

⇓

* کوچیکتره سریعتره

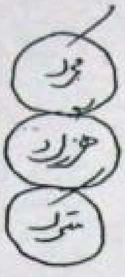


- نکته) دو چرخ دنده درگیر مدول هایشان برابر است

** $m_1 = m_2$

$\pi m_1 = \pi m_2$

** $P_1 = P_2$



- نکته) هرزگرد فقط برای تغییر جهت بکار می رود [illegible]

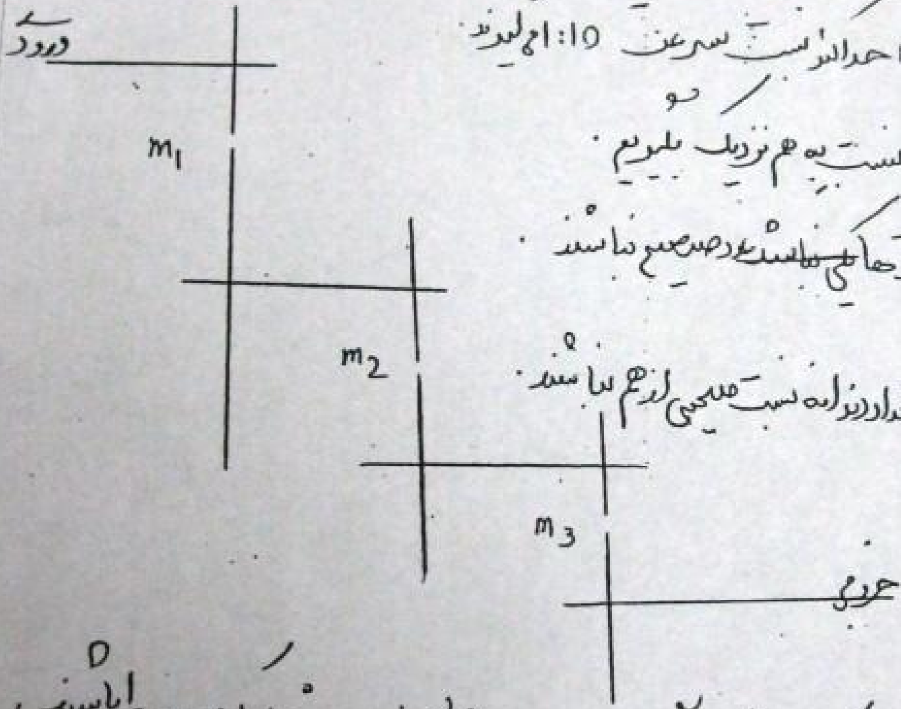
- نسبت مجاز هرزگرد را در یک عدد تجربی ≡ 5.7 ضرب می کنیم.

- نکته) یک زوج چرخ دنده معمولی حداکثر نسبت سرعت 10:1 را میگیرند

A) بهتر است که m ها را نسبت به هم نزدیک بگیریم.

B) بهتر است نسبت سرعت هایی ~~باشند~~ عدد صحیح نباشند.

** یعنی تعداد دندانه نسبت صحیحی از هم نباشند.



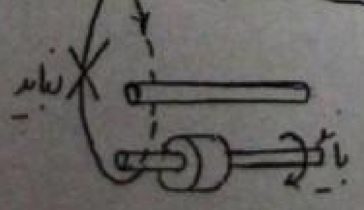
$m_G = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3$

نکته) اگر ورودی و خروجی چرخ دنده هایی باشند که از طریق درگیری دندانه هایشان با محور مشترک (یعنی هم محور) باشند،

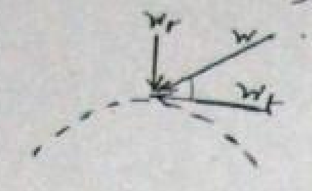
** $$\frac{\text{سرعت خروجی} - \text{سرعت بازو}}{\text{سرعت ورودی} - \text{سرعت بازو}} = \frac{\text{حاصلضرب تعداد دندانه های چرخ دنده های محرک}}{\text{حاصلضرب تعداد دندانه های چرخ دنده های متحرک}}$$

* محور بازو دو چیز بهم چسبیده باید (دو چرخ دنده بهم چسبیده). (None or bike) ⇐

شرط رابطه



88/9/18



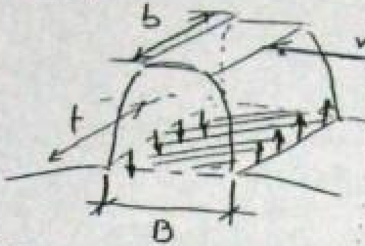
- چرخدنده ساده :

$$\overset{N}{W_t} = \frac{6\times10^{7} P^{kW}}{\pi . d_{mm} . n_{rpm}}$$

$$\frac{W}{\cancel{\cos\phi}} = \frac{W_t}{\cos\phi}$$

تذکر) نیروی محوری اعمال نمی‌کند (چرخدنده ساده)

تذکر) چرخدنده‌ها در جهت دورشدن از هم نیرو وارد می‌کنند.



تذکر) W_t برابر نیروی دندانه ← $\frac{W_t \text{ [illegible]}}{m_c}$

نسبت تماس

$$\text{تنش خمشی}\ \sigma = W_t \cdot \frac{1}{b.m} \cdot \frac{1}{Y_J} \cdot K_o . K_v . K_s$$

نیروی محیطی چرخدنده

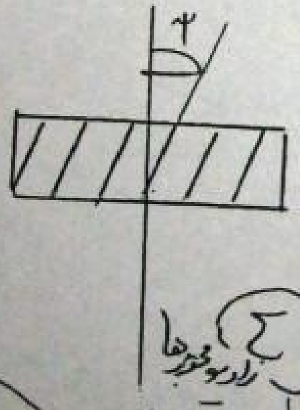
ضخامت چرخدنده

مدول

ضریب هندسی

تذکر) $N \sim Y_J$ (هرچه N زیادتر شود Y_J زیادتر می‌شود)

با افزایش Y_J تنش کاهش می‌یابد.



- چرخدنده‌های مارپیچ (Helical)

ψ ← زاویه مارپیچ $\psi = 15 \sim 35°$

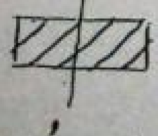
گاهی اوقات $= 45°$

ψ: زاویه‌ای که دندانه با محور می‌سازد.

محور عمودی باشد

$$\text{زاویه محورها}\ \Sigma = \psi_1 \pm \psi_2$$

("ر" فارسی)



- چرخدنده راستگرد: زاویه حاده دندانه با محور مثبت مثلثاتی باشد.

- چرخدنده چپگرد: —

$\Sigma = \psi_1 + \psi_2$ یا هر دو چپگرد یا هر دو راستگرد باشند.

$\Sigma = \psi_1 - \psi_2$ یکی چپ یکی راست.

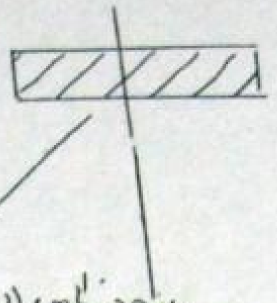
تذکر) شرط اینکه محورها موازی باشند، $(\psi_1 = -\psi_2)$

$$W_t = \frac{6\times10^{?}P}{n\pi d}$$

$$W_r = W_t \cdot tg\varphi_t$$

$W_a = W_t \cdot tg\psi$ نیروی محوری

$$W_f = \frac{W_t}{\cos\varphi_n \cdot \cos\psi}$$



N (دید نرمال) (دید کاملاً عرضی (دید مقطعی) (دید پیشانی) t (هر مقطعی که دارد با انتخاب t)

**

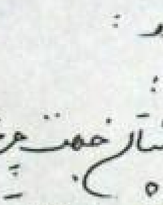
- تشخیص جهت نیروی محوری:

برای چرخ‌دنده‌ی راستگرد:

(دست راست) اگر انگشتان جهت چرخش چرخ‌دنده را نشان دهند، جهت شست جهت نیروی محوری را نشان می‌دهند.

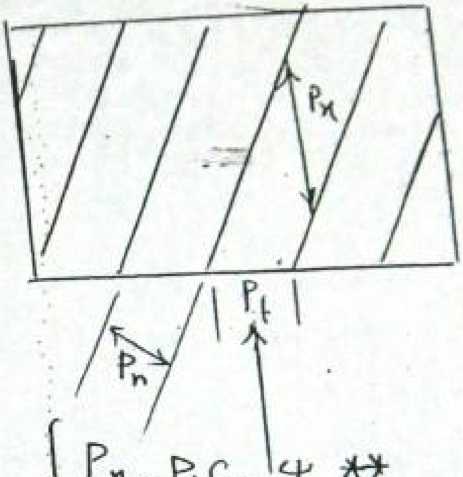
برای چرخ‌دنده‌ی چپگرد:

همان مراحل با دست چپ.



مثلاً راستگرد

⇐ داخل (نیروی محوری)



$P_n = P_t \cos\psi$ **

$m_n = m_t \cos\psi$

$tg\varphi_n = tg\varphi_t \cdot \cos\psi$

$\frac{P_t}{tg\psi} = P_x$ گام محوری

$N \cdot m_t = d$ → * قطر گام (دایره) ظاهراً / عرضی / مایل محاسبه می‌شود.

* چرخ‌دنده مارپیچ (هلیکال) ← به تعیین جهت نیروی محوری

(۱) تعیین اینکه راستگرد یا چپگرد

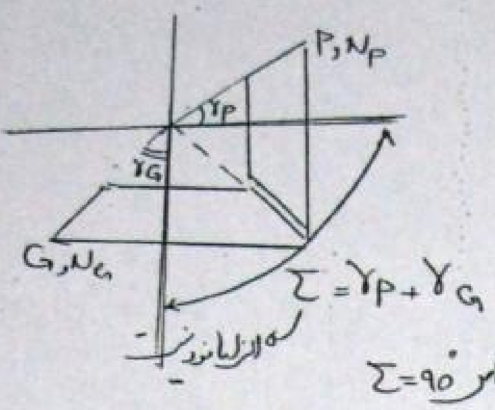
(2) اگر راستگرد بود ← (دست راست) / اگر چپگرد بود (دست چپ) ↓ انگشتان جهت چرخش، شست نیرو

انگشتان جهت چرخش چرخ‌دنده، شست جهت نیرو

** برای چرخ‌دنده‌ها صادق است

* برای چرخ‌دنده مورب دست عوض می‌شود.

- چرخدنده مخروطی (Bevel)



$$\boxed{tg\gamma_P = \frac{\sin\Sigma}{\cos\Sigma + \frac{N_G}{N_P}}}$$

$\Sigma = 90°$ حالت خاص $\Rightarrow \boxed{tg\gamma_P = \frac{N_P}{N_G}}$

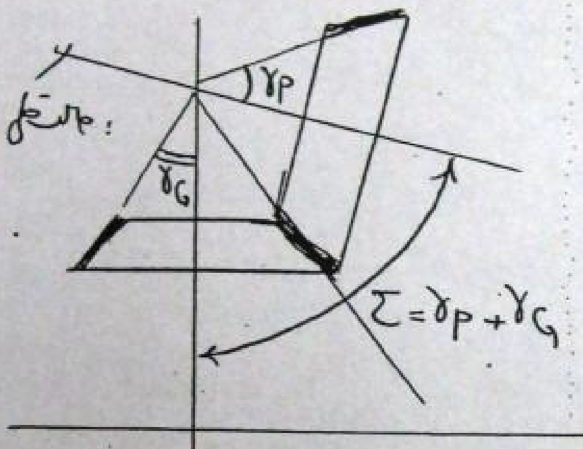
$$\boxed{\Sigma = 90° \text{ در حالت } \quad tg\gamma_P = \frac{W_a}{W_r} = \frac{N_P}{N_G}}$$

تذکر) برای هر چرخدنده مخروطی

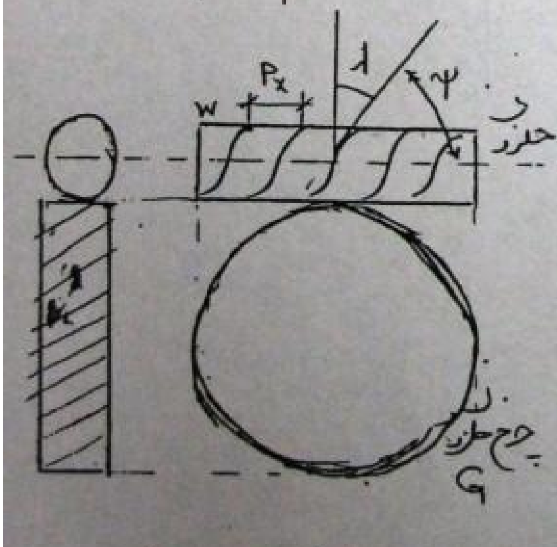
$$\downarrow$$

$$\boxed{tg\gamma_P = \frac{W_a}{W_r}}$$

حالت کلی :



- چرخدنده حلزونی
- حرکت براساس لغزش است.



$$\boxed{\frac{n_W}{n_G} = \frac{N_G}{N_W}} \neq \frac{d_G}{d_W} \neq \frac{N_G}{N_W}$$

N_G → تعداد دندانه‌ها چرخ

N_W → تعداد نخ‌ها حلزون

تعداد دندانه چرخ / تعداد دندانه حلزون

تذکر) بازده حلزونی ۷۰٪ تا ۲۰٪ است. ولی سایر چرخدنده‌های قبل حدود ۱۰۰ ٪ بازده دارند.

$P_t^G = P_x^W$

λ زاویه پیشروی

$$\boxed{tg\lambda = \frac{l}{\pi d_W}}$$

l → پیشروی : $l = N_W \cdot P_x$

N_W → تعداد نخ‌ها حلزون

P_x → گام محوری حلزون

شرط خودقفلی ⟸ $\mu > \frac{1}{2}\lambda \cdot \cos\varphi_n$

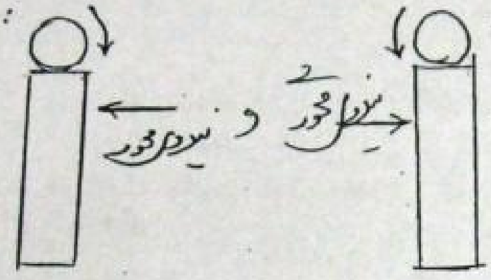
نکته: پس فرض اینست که حلزون محرک است (با توجه به شرط خودقفلی) که خود بر اصطکاک‌ها غلبه کنند

$$\boxed{\Sigma = \gamma_w \pm \gamma_G}$$

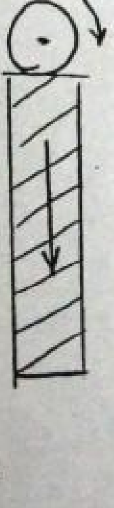
مجموع زاویه پیچشی

- تعیین جهت نیروی محوری:

حالت کلی:



* نکته: اگر حلزون راستگرد، محرک، ساعتگرد ⟸ دندانه‌ها جلوی چرخ حلزون از حلزون دوری می‌کنند
(+) . (+) . (+) حاصلضرب ⟶ (+) ⟶ (سمت پایین) (↓) که جهت گردش رو به پایین است



- بازده:

$$\eta = \frac{W_t^G \cdot V_t^G}{W_t^W \cdot V_t^W}$$

سرعت مماسی

نکته: در حلزون سرعت در حالت پایین آوردن بالاتر است: $\lambda\uparrow \Rightarrow \eta\uparrow$

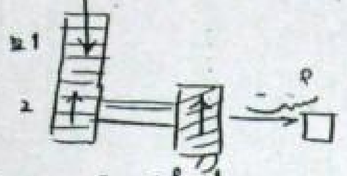
76,　　　88,7,18　　　طراحی

(No.2
گزینه سوم درست است

(No.3
~~گزینه دوم درست است~~

چرخدنده 2. ساده ← نیروی محوری ندارد.

چرخدنده 3 ← راستگرد ← چپگرد



گزینه سوم درست است

چهار انگشت دست چپ

(No.31
گزینه دوم درست است.

(No.32

$N_{min}=17$

$C=\frac{d_1+d_2}{2}=200 \Rightarrow d_1+d_2=400$

نسبت تبدیل 1:4 : $d_1=4d_2 \Rightarrow 5d_2=400$　　$d=N.m$

$5(m.N_2)=400 \Rightarrow m.N_2=80 \Rightarrow m\leq\frac{80}{17}$

$N_2\geq17$

$m\leq4.7$

گزینه دوم درست است.　$m=2$

(No.33
گزینه دوم درست است.

(No.34
گزینه دوم درست است.
✓

$$tg\,\gamma_P=\frac{\sin\Sigma}{\cos\Sigma+\frac{N_G}{N_P}}$$

(No.3
?

بهترین حالت محور: چرخدنده‌ها روی محور، دارای نیروی محوری در جهت عکس هم باشند.

گزینه چهارم درست است.

77

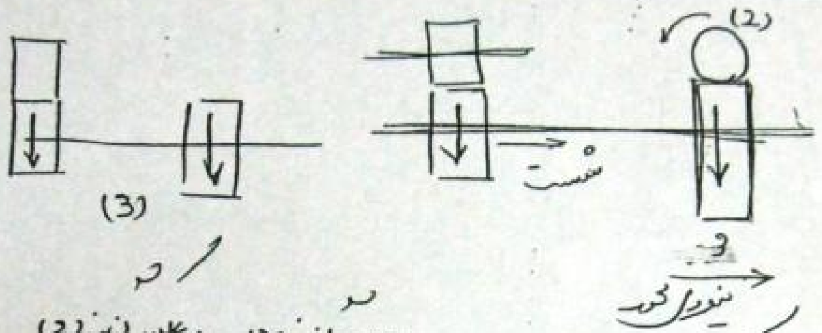
(No.48 ① گزینه سوم درست است

(No.50 گزینه اول درست است

(No.6 گزینه اول درست است.

(مشابه No.50)

(No.74



(2) برعکس گزینه

(3) در مورد گزینه

درست

برعکس گزینه (2)

(+) محوری

(−) اصطکاک

(−) [illegible]

(+) ↓ [illegible]

گزینه چهارم نیز درست است.

(No.76 گزینه دوم درست است.

(No.79 گزینه اول درست است.

(No.86 (3) متحرک (−) ~~(+)~~ (4) محرک (+) ~~(+)~~

[illegible] 3,4 هر دو اشتباهند

گزینه دوم درست است.

گزینه چهارم نیز درست است.

(No.93 غلط است.

(No.98 محورها 90° هستند $\tan\gamma_G = \left(\frac{W_a}{W_r}\right)_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{40}{20} = 2$

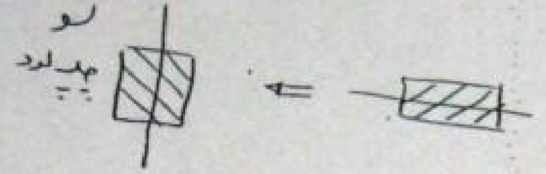
78,

88,9,24

سوالات

NO.99

حلزون بسته شود چرخ
به جلو
به چپ‌گرد

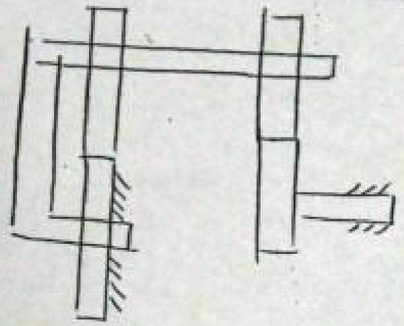


گزینه دوم درست است

NO.10.

گزینه اول درست است

NO.180



$$\frac{n_{\text{خروجی}} - 500}{n_{\text{دیسک}} - 500} = \frac{49 \times 51 \;\; \text{محرک}}{50 \times 50 \;\; \text{متحرک}} \Rightarrow n_{\text{خروجی}} = +0.2$$

هم‌جهت

گزینه چهارم درست است

(110 [illegible]

گزینه اول درست است

NO (122

گزینه دوم درست است

NO (123

گزینه سوم درست است

NO (132

گزینه دوم درست است

NO (133

$\varphi_n = 20$

$m_t = 2.2$

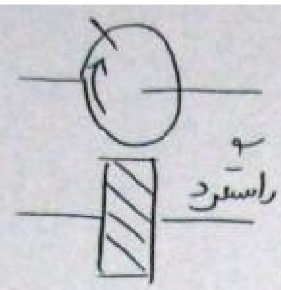
$m_n = 2$

$tg\,\varphi_n = tg\,\varphi_t \cdot \cos\psi \Rightarrow \varphi_t = 21.8$

$m_n = m_t \cdot \cos\psi$

گزینه دوم درست است.

NO.144



گزینه اول درست است .

(NO.145

$\varphi_n = 14.5$

$m_t = 14$

$N = 18$

$d = 4 \times 18 = 72$

گزینه چهارم درست است

(NO.153

گزینه چهارم درست است .

(NO.158

$l = N_W . P = 26$

$tg\lambda = \frac{l}{\pi d_W} = \frac{26}{\pi . 50} \Rightarrow \lambda = 9.4^\circ$

گزینه دوم درست است .

(NO.160

$P_x = \frac{P_t}{tg\psi = 1}$ $\quad \pi m_t = P_t$

$P = \pi . 4$

$P_x = 12.57$

گزینه اول درست است .

(NO.171

گزینه اول درست است .

(NO.175

گزینه اول درست است .

(NO.176

گزینه چهارم درست است .

(NO.18

گزینه اول درست است

$P = \frac{1}{m}$ $\quad \varphi_t = 14.5$ $\quad \psi = 30$

$P_P = \pi \Rightarrow P = 0.262$ $\quad N = 12$ $\quad P = ?$

$b = 1.75$

88,9,24

سوالات

(No.193

$$\frac{n_{\text{خروجی}} - n_{\text{بازو}}}{n_{\text{ورودی}} - n_{\text{بازو}}} = \frac{0-n}{1800-n} = \frac{65\times55}{20\times30} \Rightarrow n \simeq +2163$$

گزینه دوم درست است .

(No.195

$$W = \frac{W_t}{\cos\varphi_n \cdot \cos\psi} = \frac{220}{\cos30 \cdot \cos20} \Rightarrow W_t = 220$$

$$2.5 \times 40 = 100 \Rightarrow 11 \text{ N.m}$$

گزینه اول درست است

(No 197

گزینه دوم درست است .

(No.203

گزینه اول درست است .

به نظر نزدیک / صحیح نیستند

(No.206

گزینه دوم درست است .

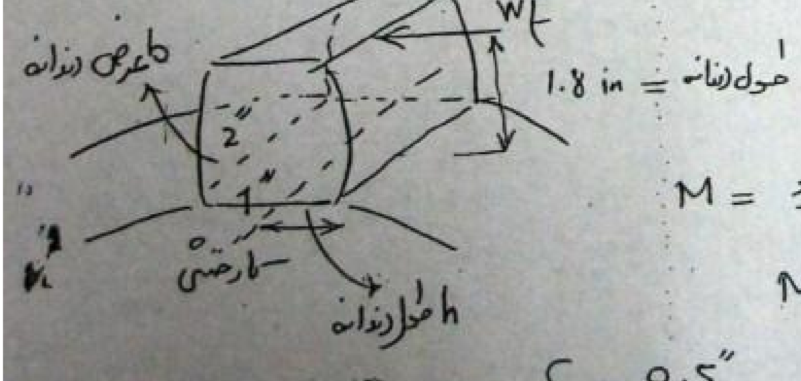
(No.217

گزینه اول درست است .

(No.222

گزینه اول درست است .

(No.228



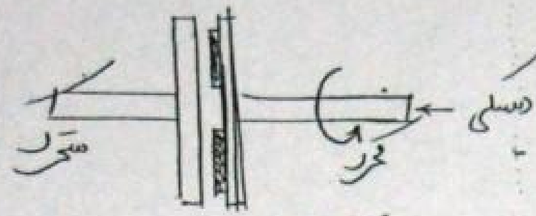
$$M = \text{نیرو} \times 1.8'' = \frac{2000\times1.8}{1.25} \quad \text{سطح دندانه}$$

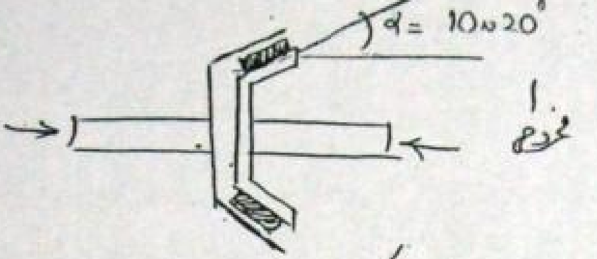
$$M = 1600\times1.8$$

$$C = 0.5''$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = 8640 \text{ psi}$$ گزینه سوم درست است

- ترمزها : X
- کلاج‌ها : { دیسکی / مخروطی }

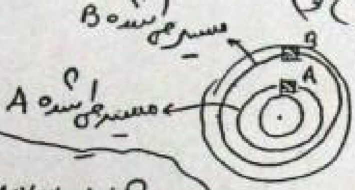




- محاسبه گشتاور منتقله در هر نوع :

*A) کلاج نو : - توزیع یکنواخت فشار (UP) (برای مخروطی: کلاج نو)

- چون نیروی اصطکاک در تمام سطح کلاج یکنواخت
- پس سایش غیر یکنواخت است .



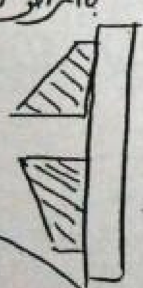
* B زودتر سائیده می‌شود

(با افزایش کلاج سائیده شده کارکرده)

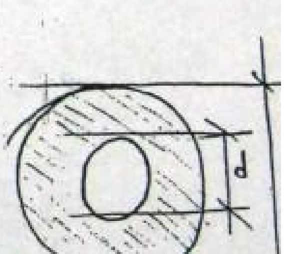
*B) کلاج کارکرده - توزیع غیر یکنواخت فشار

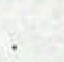
$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{r_2}{r_1} \Rightarrow P_1 r_1 = P_2 r_2$$

- سایش یکنواخت است . (UW)



ب) تعداد سطوح اصطکاکی = تعداد صفحات -1





ب) ۱ - دو سطح = تعداد سطوح اصطکاکی

(دیسکی)

$$T : \begin{cases} \dfrac{\pi.\mu.N.P}{12}(D^3-d^3) & \text{کلاج نو :} \\ \dfrac{\pi.\mu.N.P_{max}.d}{8}(D^2-d^2) & \text{کلاج کارکرده} \end{cases}$$

در کمترین شعاع اتفاق می‌افتد

زوج مرتب هستند

سعی می‌کنند $P_{min}.D$ را از دا

کته) μ استاتیکی است (μ_s) اگر :

الف) در ابتدای حرکت

ب) اگر حداکثر گشتاور دوران

و در بقیه موارد μ_k .

82/ 88,9,24

ادامه

تذکر) برای محاسبه T محوری، در هر دو نوع گوه داریم، T دستی را در $\frac{1}{\sin\alpha}$ ضرب می‌کنیم.

- پس در شرایط یکسان کلاچ مخروطی، T بیشتر منتقل می‌کند چون $\frac{1}{\sin\alpha}>1$ است

$$T_{\text{دستی}} = (\sin\alpha)\, T_{\text{محوری}}$$

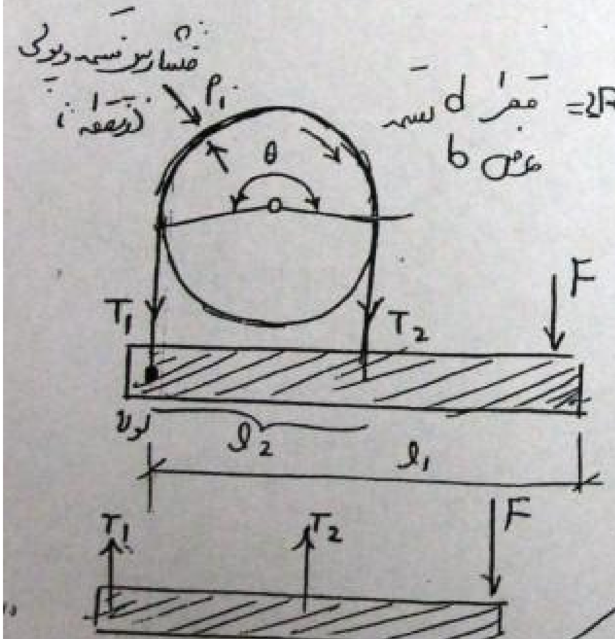
- در شرایط یکسان کلاچ تخت، گشتاور بیشتری منتقل می‌کند.

ترمزها:

Band Brake — تسمه‌ای
Disk Brake — دیسکی
Drum Brake (کفشکی) — کاسه‌ای (کفشکی)

- گشتاور ترمزی ≡ گشتاور نیروی اصطکاک حول محور دوران
- عنصر اصطکاکی و مکانیزم متصل به آن همواره در حال تعادل استاتیکی هستند.

- ترمز تسمه‌ای:



$$T_{\text{گشتاور}} = (T_1 - T_2)\frac{d}{2} = (T_1 - T_2)R$$

$T_1 > T_2$ ← جهت حرکت درام کمتر

$$F \cdot l_1 = T_2 \cdot l_2$$

نمودار جسم آزاد

$$\boxed{P_1 = \frac{T_1}{bR}}$$

فشار تسمه و پولی — نیروی کششی تسمه

$$\boxed{P_{max} = \frac{T_1}{bR}}$$

T_{max} است.

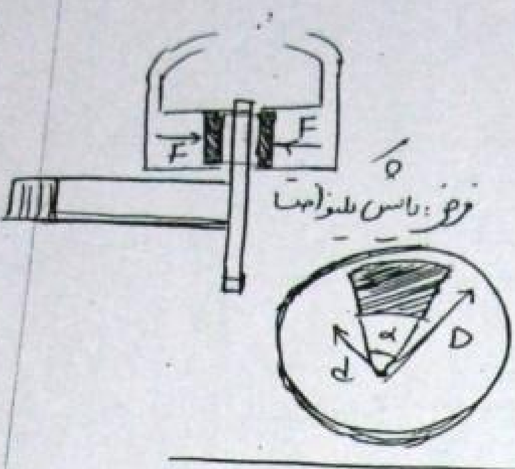
که موجب گسیختگی می‌شود.

$$\boxed{\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}} \rightarrow \text{rad}$$

کشش نوار در سمت ۱

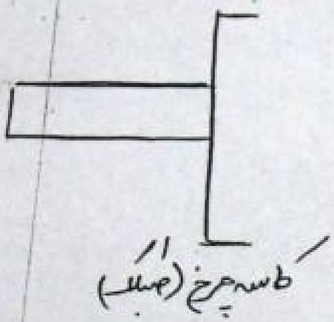
- ترمز دیسکی :

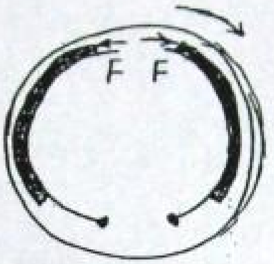
$$T = \frac{\pi \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot d}{8}(D^2 - d^2) \times 2 \times \frac{\alpha}{2\pi}$$


F
F
فرض: سایش یکنواخت
α
d
D

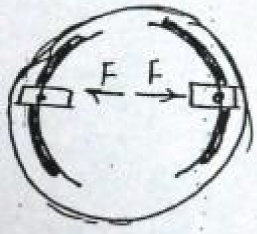
ترمزها بیشترین بازده را در ترمزها دارند.

- ترمز کاسه‌ای :


کاسه چرخ (چرخ)

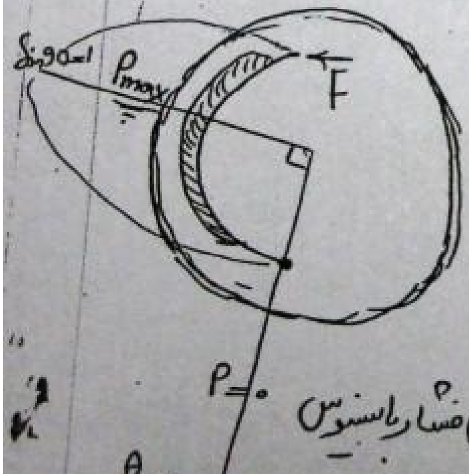


A) ترمز داخلی
A-الف) با کفشک‌ها نامتقارن



A-ب) با کفشک‌ها متقارن

B) ترمز خارجی
B-الف) دو پا متقارن
B-ب) دو کفشک متقارن

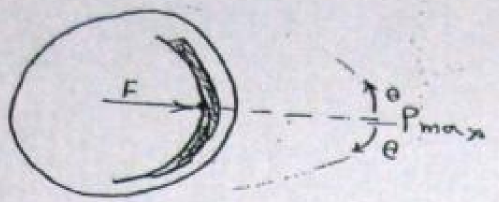


(نامتقارن‌ها)
A-الف)
B-الف)

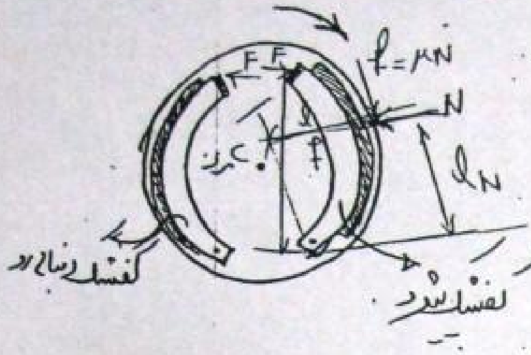
* تغییر فشار با سینوس زاویه موقعیت لولا متناسب است.

هر نقطه از
- مقدار سایش لنت در راستای شعاعی متناسب با فشار آن نقطه است.

الف- (A
ب- (B



فشار متناسب با سینوس زاویه (متقارن ها)



پیشرو: جهت گردش کاسه چرخ از انتهای آزاد کفشک به سمت انتهای لولا شده آن است.

کفشک پیشرو (Leading): ۱) فشار بیشتری تحمل می کند
۲) سایش بیشتری دارد
۳) گشتاور ترمزی بیشتری ایجاد می کند (یادداریم و اندازه نیستیم)

M حول لولا: $F.C + f.l_f - N.l_N = 0$ نیروی فعال (است خارجی)

$$F.C = N.l_n - f.l_f \Rightarrow \boxed{F = \frac{N.l_n - f.l_f}{C}}$$

$N.l_n$ گشتاور نیروی عمودی (M_N)

$f.l_f$ گشتاور نیروی اصطکاک (M_f)*

* کمک می کند به ترمزگیری

خاصیت خود انرژی زایی ≡ گشتاور نیروی اصطکاک و گشتاور نیروی عمودی یکدیگر را تضعیف کنند)

* ۱) خودانرژی زاست. (خوب) . *۲) $M_N < M_f$ خودقفلی (بد)

($M_N = M_f$ در آستانه خودقفلی)

کفشک دنباله : (Trailing

$$\boxed{F = \frac{N.l_n + f.l_f}{c}}$$

$$\boxed{T = \underset{\text{پیشرو}}{T_L} + \underset{\text{دنباله رو}}{T_T}} \; ; \; T_L > T_T$$

$$\frac{T_L}{T_T} = \frac{P_{max}^{L}}{P_{max}^{T}}$$

Serro brake factor $= \frac{M_N}{M_f}$ 85,

↓ هر چه بالاتر باشد مطلوب‌تر است.

ترمز ایده‌آل { خود انرژی‌زا باشد / خود قفل نباشد.

تکرار: در تکیه‌گاه‌ها خارجی، تغییر مخروط دو عکس می‌شود ← با این تغییر ترتیب تمام روابط ثابت می‌ماند.

جهت ورود

$$T = \frac{\pi \cdot \mu \cdot N \cdot P}{12}(D^3 - d^3)$$ N مخروطی = 1 (NO.29

$$P_{\text{فشار}} = \frac{P_{\text{نیرو}}}{\pi d^2/4}$$ $D^3 \downarrow$ $d^3 \downarrow$

$$T = \frac{\mu P d}{3}_{\text{نو}}$$

گزینه دوم درست است.

مخروطی: نو : $T = \frac{\pi \cdot \mu \cdot N \cdot P}{12} \frac{(D^3 - d^3)}{\sin\alpha} = 0.527\ \text{N.m}$ (NO. 49

همینطور کارکرده نیز بررسی می‌کنیم

$T_{\text{کارکرده}} = 0.339\ \text{Nm}$ تست غلط است

(NO.75

$$\frac{T_{\text{نو}}}{T_{\text{کارکرده}}} = \frac{8}{12} \cdot \frac{(D^3 - d^3)}{d(D^2 - d^2)} = \frac{8}{12} \cdot \frac{(D/d)^3 - 1}{(D/d)^2 - 1} = 1.13$$

گزینه اول درست است.

$P = T\omega$

ثابت در نو کرده (برای هر دو حالت)

(NO.1

گزینه چهارم درست است.

86, 88,2,24 [illegible]

بیشترین : و $P_{\text{فشار}} = \frac{F_{\text{محوری}}}{\pi(r_a^2-r_1^2)}$ (NO.157

گزینه چهارم درست است.

گزینه سوم درست است.

(NO.167

گزینه چهارم درست است

(NO.192

گزینه اول درست است. (بیشترین توان) : (۳۶)

(NO.194

دسک $5-1=4$
تعداد صفحات

$T_{\text{گشتاور}} = \frac{\pi(0.4)(0.3)(4)(8)}{8}(10^2-8^2)$ (NO.201

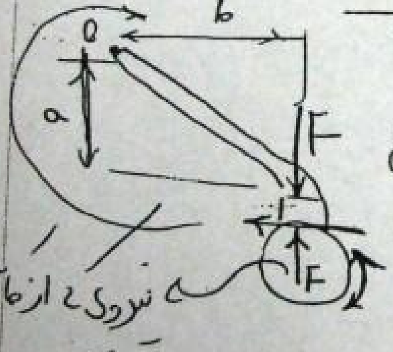
$P = T\times\omega = 1000\times\frac{2\pi}{60} = \frac{lb.ft}{s}\times\frac{1}{12}\times\frac{1}{550} = 64.6\ hp$

$P = T\omega$ گزینه سوم درست است.

ترمزها
(NO.10

گزینه سوم درست است.

(NO.73



خود قفلی $M_f > M_N$

باید

$\Sigma M_o = 0 \Rightarrow F.b + \mu.f.a = 0$

سر ← M_f کفشک (پادساعت)

نیروی F از طاسه لنت وارد می‌شود (مهم است)

$0.2F.a > F.b.۲$

$\frac{a}{b} > 5$

گزینه چهارم درست است.

Servo brake factor ضریب تقویت کنندگی ترمز $= \frac{M_N}{M_f} = \frac{N.C_2}{N.C_1}$ (NO.105

تعادل $F_s.C_1 - N.C_2 + \mu.N.C_3 = 0$

گزینه سوم درست است.

(NO.15

ب) گزینه سوم درست است.

X (NO.1

(NO.16

$b = 3''$

$d = 16''$

$$T_{\text{گشتاور}} = (T_1 - T_2)R$$

$$P_{max} = \frac{T_1}{bR} = 70 \Rightarrow T_1 = 1680$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} = 2.566 \Rightarrow T_2 = \cancel{8202}\ 654.7$$

$$T = 8202$$

د) گزینه چهارم درست است

(NO.17

د) گزینه چهارم درست است

(NO.18

$$F(900) - N(360) + \mu N(40) = 0$$

$\mu = 0.3$

$$\overset{0.3}{\mu} N.\underset{\times 10^{-3}}{(360)} = 225\ N.m \Rightarrow N = 2083$$

$$\Rightarrow F = 805\ N$$

ب) گزینه دوم درست است

(NO.20

د) گزینه چهارم درست است.

دوم

(NO.21

طوقه از نیروی زیادی گیر نیزد. ($T_2 < T_1$)

ب) گزینه چهارم درست است.

(NO.22

د) گزینه سوم درست است.

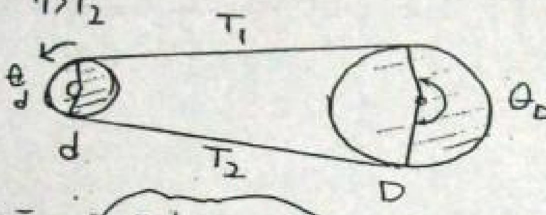
88, 88,10,2

طراحی اجزاء

- تسمه‌ها: مزایا:
  - قابلیت انتقال توان بین در فواصل زیاد
  - " " توان‌های محدود در سرعت‌های بالا ($5\frac{m}{s} \le v \le 25\frac{m}{s}$)
  - قابلیت جذب کردن ارتعاش
  - قابلیت انتقال توان بین محورهای غیر موازی

معایب:
- نیاز به کشش اولیه
- نسبت سرعت غیر ثابت و غیر دقیق است

↓ خزش   دارای لغزش

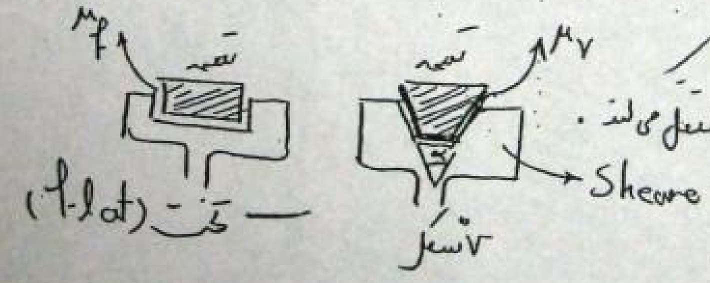

T1>T2
T1
T2
θ_d
d
D
θ_D

(باز)

نسبت سرعت ثابت $\boxed{\frac{n_d}{n_D} = \frac{D}{d}}$

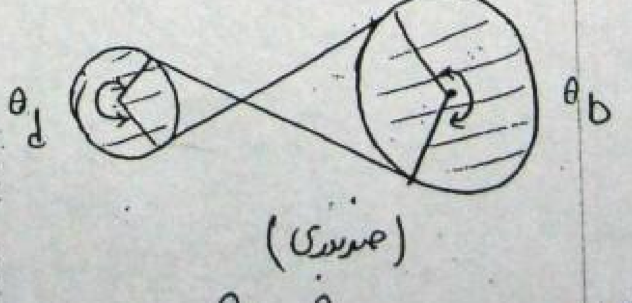
A) اگر پولی کوچک محرک باشد ؛ واقعی $\frac{n_d}{n_D} = \overset{\text{ایده‌آل}}{\frac{D}{d}}\left(1 + \text{اختلاف لغزش درصد تسمه}\right)$

B) اگر پولی بزرگ محرک باشد ؛ واقعی $\frac{n_d}{n_D} = \frac{D}{d} \Big/ \left(1 + \text{اختلاف لغزش درصد تسمه}\right)$


μ_f
تسمه
(flat) تخت
μ_v
تسمه
Sheave
V شکل

تذکر: تسمه V شکل توان بیشتری نسبت به تسمه تخت منتقل می‌کند.

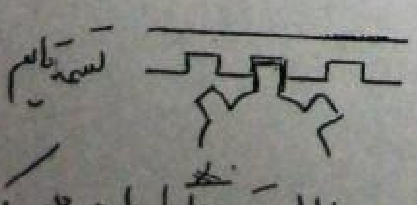
$$\mu_v = \frac{\mu_f}{\sin\alpha}$$


θ_d
θ_D

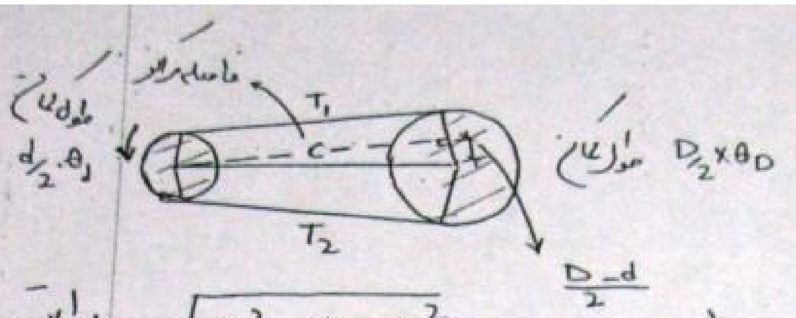
(ضربدری)

$$\theta_d = \theta_D$$

تذکر) در شرایط یکسان چرخ‌ها، ضربدری (از چرخ‌ها) مستقیم (باز) توان بیشتری منتقل می‌کند.



تذکر) همه‌ی مزایای تسمه‌ها را دارد و هیچ یک از معایب را ندارد جز توان محدود.


طول کمان
$\frac{d}{2} \cdot \theta_d$
فاصله مرکز
T_1
c
T_2
طول کمان
$\frac{D}{2} \times \theta_D$
$\frac{D-d}{2}$

$$\text{طول تسمه } L = \sqrt{4c^2 - (D-d)^2} + \tfrac{1}{2}(D\theta_d + d\theta_d)$$ باز

$$\text{طول تسمه } L = \sqrt{4c^2 + -(D+d)^2} + \tfrac{1}{2}(D\theta_d + d\theta_d)$$ ضربدری

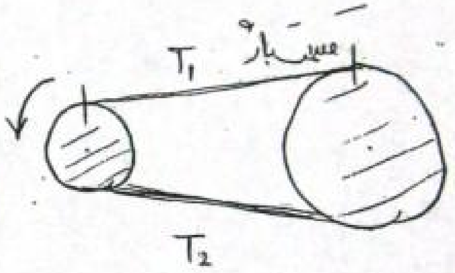
روابط تسمه ها :

$$\boxed{P = (T_1 - T_2)V} \quad ; \quad \overset{m/s}{V} = \frac{\pi \overset{mm}{d} \cdot \overset{rpm}{n}}{60000}$$

قدرت قابل انتقال

سرعت خطی

$$\boxed{\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}} \quad ;$$ پولی کوچک θ


T_1
سمت بار
T_2

$$\boxed{F_i = \frac{(T_1 + T_2)}{2}}$$

کشش اولیه

تذکر) پیش فرض این است که نیروی گریز از مرکز صفر است.

$$\boxed{F_c = m r^2 \omega^2} \xrightarrow[\text{نیروی گریز از مرکز}]{\text{با فرض وجود}} \begin{cases} \dfrac{T_1 - F_c}{T_2 - F_c} = e^{\mu\theta} \\ F_i = \left(\dfrac{T_1 + T_2}{2}\right) - F_c \end{cases}$$

جرم واحد طول تسمه

تنش در تسمه ها بر اثر خستگی است.

* اگر قطر پولی 10 درصد کاهش یابد، عمر تسمه 50 درصد کاهش می یابد.

* اگر توان منتقله را حدود 10 درصد زیاد کنیم، عمر تسمه 50 درصد کاهش می یابد.

* اگر طول تسمه را حدود 50 درصد کم کنیم، عمر تسمه 50 درصد کاهش می یابد.

* اگر هندسه سیستم (C, D, d) به میزان n درصد افزایش یابد، توان به میزان n درصد افزایش یابد (حتمی)

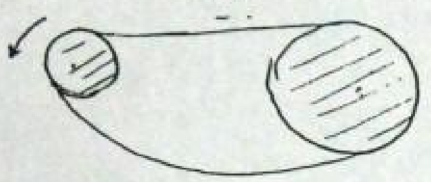
* اگر کشش اولیه (Fi) به میزان n درصد افزایش یابد توان منتقله به میزان کمی بیش از n افزایش می یابد (غیرحتمی)

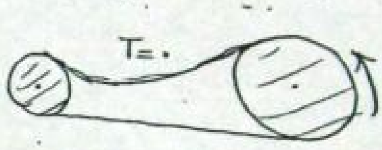
- زنجیرها : مناسب برای انتقال توان زیاد ولی سرعت کم

کشش اولیه نیاز ندارد.

نسبت سرعت دقیق و ثابت است

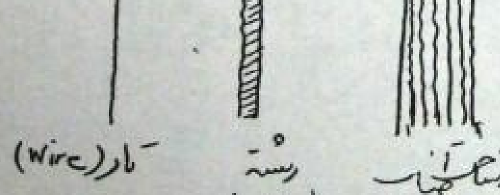
کشش در زنجیر در خروج از چرخ زنجیر محرک صفر است





تذکر) تعداد دانه های زنجیر باید زوج باشد، پس تعداد دندانه های چرخ زنجیر محرک فرد است

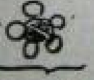
- کابل های فولادی : (تاب متقاطع) طناب متقاطع



** - تذکر) جهت تابیدن تارها برای ساختن رشته ها ≠ جهت تابیدن رشته برای ساختن طناب (طناب متقاطع)

⇓

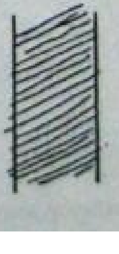
مقاوم در مقابل بازشدن رشته ها و تارها



تار 7 × 5 رشته

تذکر) عیب طناب متقاطع : مقاومت کم در برابر سایش و خستگی

جهت تابیدن . . . = جهت تابیدن رشته ها برای ساختن طناب



(تاب لنگ)

⇓

مقاومت در مقابل سایش و خستگی

عیب ← مقاومت کم در مقابل بازشدن رشته ها و تارها

۹۱

- جهت کشیدن ← تاب کلنگ استفاده می‌شود .

در کابل‌ها :
- اگر قطر پولی ۱۵ درصد کم ، عمر کابل ۵۰ درصد کم می‌شود .
- اگر توزیع مسطح بار ۱۵ درصد کم ، عمر کابل ۵۰ درصد کم می‌شود .

- خستگی کابل‌ها ، خستگی پیش‌رونده است .

گزینه دوم درست است .

(NO.27

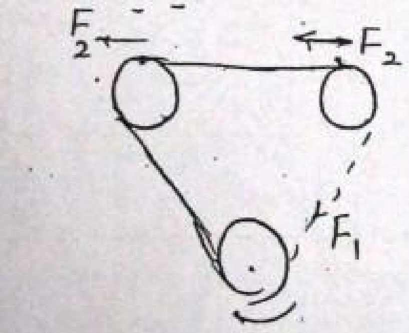
جهت گردش داده نشده است .

(NO.28

فرض ۱) پولی 1 ساعت‌گرد می‌چرخد ، $F_3 = 0$

$F_1 = 0$ (در زنجیر شل است)

فرض 2) پولی 1 پادساعت‌گرد می‌چرخد :



پس فرض 1 درست است .

F_2 نیرویی که 2 به زنجیر وارد می‌شود

$F_1 = 2F_2$

گزینه دوم درست است .

(NO.30

$$V = \frac{\pi d n}{60000} = \frac{\pi \times 200 \times 500}{60000} = 5.23 \ m/s$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{(0.4)\pi} \Rightarrow \frac{T_1}{T_2} = 3.51$$

$$F_i = \frac{T_1 + T_2}{2} = 5000^N \Rightarrow \begin{cases} T_1 = 7783 N \\ T_2 = 2217 N \end{cases}$$

$$P = (T_1 - T_2)V$$

$$P = 29108 \ W$$

گزینه دوم درست است

طراحی

گزینه اول درست است.

(NO.37

(NO.109

$\frac{D}{d} = 2 = \frac{n_d}{n_D}$ نامی $\quad \frac{n_d}{n_D} = 2 \times (1 + 0.025) = 2.05$ واقعی

پولی کوچک محرک است.

گزینه چهارم درست است.

گزینه سوم درست است.

(NO.114

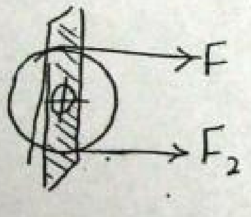
$\frac{n_d}{n_D} = 3 = \frac{D}{d}$ $\quad C = 800 \Rightarrow d_{max} = 200$

$V = \frac{\pi . d . n}{60000} = 2.1\ m/s$ خیلی کمتر از ۵ است $\ll 5\ m/s$?

(No125

$\tau = \frac{F}{60 \times 10} = 120\ mpa$

$\Rightarrow F_{max} = 72000\ N$



برای اینکه حداکثر کشش را داشته باشیم باید F_2 صفر باشد.

$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} \Rightarrow F_1 = 2F_i - F_2$

$\tau = \frac{F}{120 \times 60} = 10 \Rightarrow F = 72000\ N$

گزینه سوم درست است.

(NO.152

$\lambda = \theta_D = \theta_d$ بازای گزینه سوم درست است.

$\theta_D = \theta_d \Rightarrow d = D$ الف: **

(NO.165

$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha}$ ↘ بزرگ شود $\Rightarrow T_1 = T_2 e^{\mu\alpha}$

$T = (T_1 - T_2) \times$ شعاع

$T = T_2 (e^{\mu\alpha} - 1) \times \underline{2R}$ گزینه دوم درست است

(No.201 گزینه سوم درست است.

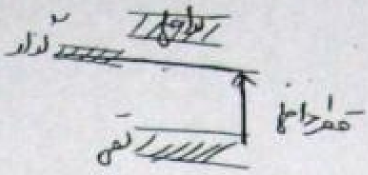
(No.221 گزینه چهارم درست است.

تنش کششی

گزینه سوم غلط است چون در قسمت بار گریز از مرکز نداریم

(No.200 گزینه چهارم درست است.

تلرانس :



D_b^a

قطرهای خارجی

$\left\{\begin{array}{l} 25\ h7 \\ 25\ G6 \end{array}\right.$ $\Longrightarrow$ $A \longrightarrow Z$

لقی ← تداخل

برای قطرهای داخلی (حروف بزرگ)

سو

$C\text{-}S \left\{\begin{array}{l} c \longrightarrow g \\ h \longrightarrow m\ n \\ p \longrightarrow s \end{array}\right.$

لقی

گذار

تداخل

نوع حروف { شفت ← کوچک ; سوراخ ← بزرگ }

6 عدد اسمی {
- بازه تلرانس
- بسته تر می شود ⇒ { 5 ⟶ 11 ; کاربرد ; تلرانس بسته تر می شود }

$H7/g6$

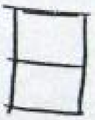
سوراخ (با محدوده تلرانس 7)

$\left(d_{=25}^{\substack{+0.01\\-0.04}}\right)$

قطر شفت (با تلرانس محدوده تلرانس 6)

$\left(D_{=25}^{\substack{+0.04\\-0.02}}\right)$

جمع کردن تلرانس ها :



$$\left.\begin{array}{l} 10^{+0.02}_{-0.03} \\ 25^{+0.01}_{-0.04} \end{array}\right\} \begin{array}{l} 35.03 \\ 34.93 \end{array}$$

$$\Downarrow$$

$$34.98^{\pm 0.05}$$

آزمون ۱۳۶۷-۶۸

۱- در یک استوانه جدار نازک که دو سر آن بسته است، قطر داخلی ۲۰۰ میلیمتر، ضخامت ۱۰ میلیمتر و فشار داخل استوانه برابر ۳۵ MPa می‌باشد. اگر حد تسلیم فلز ۷۷۰ MPa باشد، ضریب اطمینان در مقابل تغییر شکل پلاستیک برای یک نقطه روی سطح داخلی استوانه چقدر است؟ از تئوری ماکزیمم تنش برشی استفاده شود.

$\sigma_1 = \frac{PR}{t} = 350\,MPa \,/\, \sigma_2 = \frac{PR}{2t} = 175 \,/\, \sigma_3 = -P = -35\,MPa$

۱) ۳ ۲) ۱/۵ ۳) ۲ ✓ ۴) ۴

$\tau_{max} = \frac{350-(-35)}{2} = 192.5 \Rightarrow S_f = \frac{770/2}{192.5} = 2$

۲- سه چرخ دندهٔ یکسان به صورت چرخ‌دندهٔ هرزگرد و چرخاننده با هم درگیر هستند. از نظر مقاومت در مقابل خستگی کدام یک از جملات زیر صحیح است؟

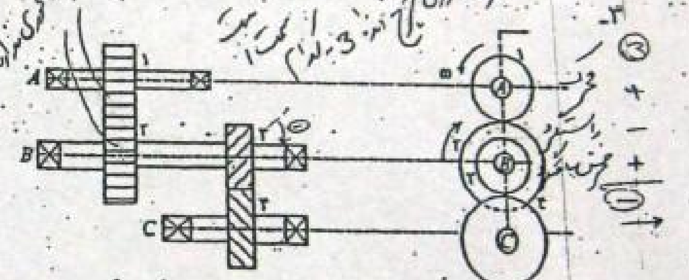
۱) چرخ‌دندهٔ هرزگرد قوی‌تر از چرخ‌دندهٔ چرخاننده است.

۲) چرخ‌دندهٔ هرزگرد قوی‌تر از چرخ‌دندهٔ چرخنده است.

۳) چرخ‌دندهٔ هرزگرد ضعیف‌تر از چرخ‌دنده‌های چرخاننده و چرخنده است. ✓

۴) همه یکسان هستند.

۳-



اگر محور A ورودی جعبه دنده باشد و جهت دوران آن مطابق شکل باشد از نظر اصول طراحی روی محور B کدام بلبرینگ باید بار محوری را تحمل کند؟

۱) بلبرینگ سمت چپ ۲) هر دو بلبرینگ

۳) بلبرینگ سمت راست ✓ ۴) هیچکدام

۴- یک محور توپر با مقطع مدور تحت تاثیر یک گشتاور پیچشی که بین ۲۰۰ Nm- و ۲۰۰ Nm+ تغییر می‌کند، قرار دارد. حد تسلیم فلز S_y = ۸۰۰ MPa و حد تحمل تصحیح شده محور S_e = ۴۰۰ MPa می‌باشد. برای ضریب اطمینان ۲ حدود قطر لازم برای محور را حساب کنید.

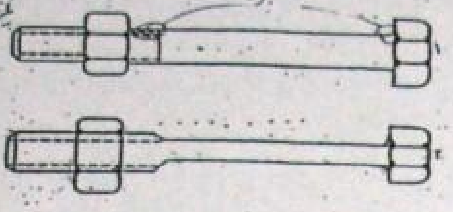
$\frac{3200}{\pi}$ $\frac{200}{400}$

۱) ۲۰ میلیمتر ✓ ۲) ۱۰ میلیمتر

۳) ۴۰ میلیمتر ۴) ۳۰ میلیمتر

$\sqrt[3]{10^4} = 21.7$

۵- کدام پیچ در مقابل ضربه کششی مقاوم‌تر است و چرا؟ $K \downarrow \to U \uparrow$



$K = \frac{AE}{l}$

$k_2 < k_1 \to U_2 > U_1$

۱) پیچ (۱) مقاوم‌تر است چون سطح مقطع آن بیشتر و تمرکز تنش در آن کمتر است.

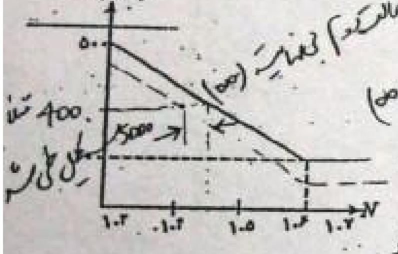
۲) پیچ (۱) مقاوم‌تر است چون حجم آن بیشتر است.

۳) پیچ (۲) مقاوم‌تر است، چون انرژی بیشتری ذخیره می‌کند و تمرکز تنش در آن کمتر است.

۴) پیچ (۲) مقاوم‌تر است چون قابلیت انعطاف آن بیشتر است. ✓

۶- منحنی تنش بر حسب تعداد سیکل برای بخش قطعه‌ای به شکل زیر است. این قطعه تنشی برابر ۴۰۰ MPa را به تعداد ۵۰۰۰ بار تحمل کرده است. در صورتی که بخواهند این قطعه تنشی برابر ۲۹۰ MPa را از این پس تحمل کند تقریباً چند سیکل از عمر آن باقی است؟

$S_e ?$



۱) تقریباً ۱۰۰۰۰ سیکل دیگر

۲) ۵۰۰۰ سیکل دیگر

۳) تقریباً ۲۰۰۰۰ سیکل دیگر

۴) تقریباً عمر بینهایت خواهد داشت چون سطح تنش دوم کمتر از حد دوام است. ✓

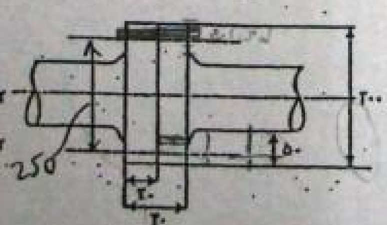
۷- دو فلانج مربوط به اتصال دو لوله مطابق شکل زیر مفروض است. با محاسبات انجام شده کلاً ۱۴۵۰ mm² سطح مقطع موثر برای پیچ‌ها متصل کننده دو فلانج به هم و تحمل بار کششی ناشی از فشار داخلی لوله لازم است. کدام یک از طرح‌های زیر جهت اتصال دو فلانج صحیح و قابل قبول است؟

$\text{M}10 \longrightarrow A_t = 60\ \text{mm}^2$

$\text{M}20 \longrightarrow A_t = 250\ \text{mm}^2$

$\text{M}30 \longrightarrow A_t = 550\ \text{mm}^2$

$\pi d_m = 785$



۱) ۴ عدد پیچ M۳۰ ۲) ۶ عدد پیچ M۲۰

۳) ۲۶ عدد پیچ M۱۰ ✓ ۴) هر سه راه حل قابل قبول است.

$n(1.5d + 2 \times 20) \geq 785$

$26(1.5 \ldots) = 1011 > 785$

۸ـ برای یک فنر مارپیچی کششی تا قبل از رسیدن جنس فنر به حد پلاستیک کدام‌یک از جملات زیر غلط است؟

۱) با افزایش قطر میله فنر ضریب فنریت آن افزایش یافته و با افزایش تعداد حلقه‌ها ضریب فنریت کاهش می‌یابد. ✓

$k = \frac{d^4 G}{8 D^3 N}$

۲) با افزایش حد تسلیم فولاد فنر، به ضریب فنریت آن افزوده می‌شود. غلط

d/D

۳) با افزایش نسبت قطر میله فنر به قطر حلقه‌های آن ضریب فنریت افزوده شده/ لکن با افزایش، طول مرده فنر کاهش می‌یابد/ بنابراین قسمت غلط است

طول مرده ارتباطی به ضریب فنریت ندارد

۴) برای بار ثابت و قطر ثابت میله فنر، افزایش قطر حلقه‌ها سبب افزایش تنش برشی در مقطع فنر می‌شود.

۹ـ در یاتاقان‌های ژورنال کدامیک از عبارات زیر غلط می‌باشد؟

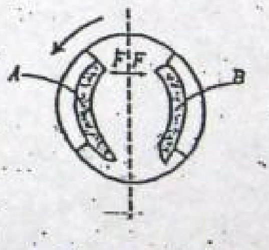
۱) با افزایش نسبت طول به قطر یاتاقان حداقل ضخامت لایه روغن افزایش می‌یابد.

۲) با افزایش نسبت طول به قطر یاتاقان ضریب اصطکاک موثر افزایش می‌یابد. ✓ کاهش

۳) با افزایش ویسکوزیته روغن مقدار نشت روغن به خارج یاتاقان کم می‌شود. ← [illegible]

۴) با افزایش ویسکوزیته روغن میزان خروج از مرکز محور نسبت به مرکز یاتاقان کاهش می‌یابد.

۱۰ـ در ترمز کفشکی نشان داده شده در شکل مقابل با توجه به جهت دوران کاسه ترمز کدام‌یک از جملات زیر صحیح است؟



۱) کفشک A نسبت به کفشک B در تورک ترمزی بیشتر موثر است لکن سایش لنت کفشک B بیشتر است.

۲) کفشک B نسبت به کفشک A در تورک ترمزی بیشتر موثر است لکن سایش لنت کفشک A بیشتر است.

۳) کفشک A در تورک ترمز موثرتر است و لنت آن بیشتر سایده می‌شود.

۴) کفشک B در تورک ترمز موثرتر است و لنت آن بیشتر سایده می‌شود.

در بادی امر چنین چیزی امکان‌پذیر نیست

آزمون ۷۰-۱۳۶۹

۱۱ـ مادهٔ ترد ماده‌ای است که:

۱) تا نقطه شکست از خود تغییر شکل پلاستیک ناگهانی نشان دهد.

۲) استحکام فشاری و برشی آن یکسان باشد.

۳) تحت ضربه ترک بخورد.

۴) هیچکدام

۱۲ـ در طراحی جلیقه نجات خلبان هواپیمای جنگی می‌توان:

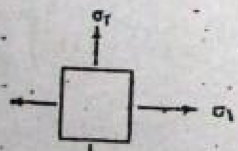
۱) از ازدیاد وزن در مقابل افزایش قیمت چشم پوشید.

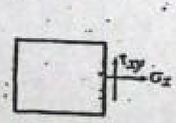
۲) از کاهش ایمنی در مقابل استحکام چشم پوشید.

۳) از قابلیت اطمینان در مقابل کاهش قیمت چشم پوشید.

۴) از صورت ظاهری در مقابل قابلیت اطمینان چشم پوشید. ✓

۱۳ـ ماده‌ای چکش‌خوار دارای استحکام نهایی کششی ۳۰۰ MPa است. این ماده بر اساس معیار حداکثر تنش برشی تحت تنش دو بعدی زیر خواهد شکست (تنش‌ها به MPa)





$155 > S_y/2$

$\frac{200-0}{2} = 100 < \frac{S_y}{2} = 150$

۱) $\sigma_3 = 0,\ \sigma_2 = ۱۲۰,\ \sigma_1 = ۲۰۰$

۲) $\sigma_2 = -۲۰\ \sigma_1 = ۲۸۰$ ✓

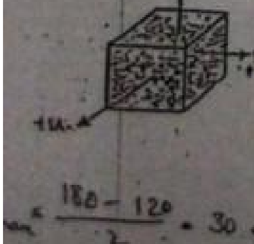
۳) $\sigma_2 = ۰,\ \sigma_1 = ۲۸۰$

۴) $\tau_{xy} = ۰\ \sigma_x = ۲۸۰$ ← [illegible]

$\sigma_3 = 0,\ \sigma_2 = 0,\ \sigma_1 = 280$

$140 < 150$

۱۴ـ ماده‌ای چکش‌خوار دارای استحکام تسلیم $S_y = ۱۰۰$ و استحکام نهایی $S_u = ۱۵۰$ می‌باشد در صورتی که المانی از ماده تحت بارگذاری زیر باشد این ماده: (تنش‌ها و استحکام‌ها به MPa)



$\sigma > S_y/2 \quad \sigma < S_u/2$

۱) حتماً تسلیم می‌شود ولی نمی‌شکند.

۲) حتماً خواهد شکست

۳) تسلیم نخواهد شد و نخواهد شکست ✓

۴) بدون آنکه تسلیم شود خواهد شکست ←

تئوری Default، ترسکا

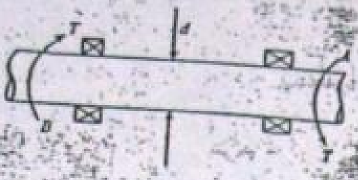
$\frac{180-120}{2} = 30 < S_y/2$

(۲) نقطه تسلیم [illegible]

$\frac{}{100}$, $\frac{}{-300}$ $\frac{}{SF}$ (7

SF = 0.57 (2

* Coulomb-Mohr is default



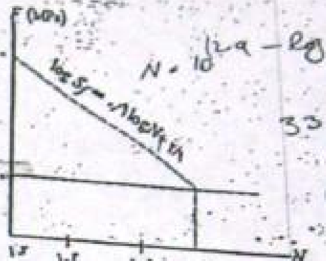
$21.7\sqrt[3]{2\times\frac{1000}{150}}$

d = ۲۹/۲ mm (۱
d = ۳۲/۲ mm (۲
d = ۴۰/۸ mm (۳
d = ۵۱/۲ mm (۴ ✓

۱۵- ماده تردی دارای مشخصات $S_{ut} = ۲۰۰$ و $S_{uc} = ۱۰۰۰$ تحت کدام یک از بارگذاری‌های زیر می‌شکند؟ (تنش‌ها و استحکام‌ها به MPa)

$\sigma_1 = ۸۰$ ، $\sigma_2 = -۸۰$ (۱
$\sigma_1 = ۸۰$ ، $\sigma_2 = -۲۹۰$ (۲ ✓
$\sigma_1 = ۸۰$ ، $\sigma_2 = ۳۰$ (۳
$\sigma_1 = -۲۰۰$ ، $\sigma_2 = -۲۹۰$ (۴

۱۶- منحنی حد دوام ماده‌ای به شکل مقابل است. این ماده تا نقطه شکست:

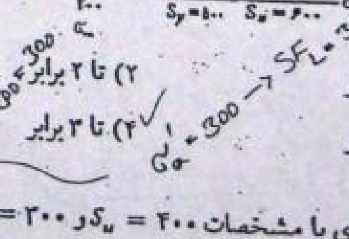


$N = 10^{(2.9 - \log\frac{\sigma^{10}}{280})}$

سیکل 337051

۱) $۱۰^۵$ سیکل تحت تنش نوسانی ۲۸۰ MPa را تحمل می‌کند.
۲) پیش از $۱۰^۵$ سیکل تحت تنش نوسانی ۲۸۰ MPa را تحمل می‌کند.
۳) کمتر از $۱۰^۵$ سیکل تحت تنش نوسانی ۲۸۰ MPa را تحمل می‌کند. ✓
۴) فقط تا ۲۰۰ MPa می‌تواند تنش نوسانی را تحمل کند.

۱۷- ماده‌ای با مشخصات و بارگذاری زیر مفروض است. بر اساس معیار گودمن افزایش دامنهٔ تنش نوسانی تا چه مقدار سبب شکست قطعه می‌شود؟



$\frac{200}{600} + \frac{\sigma_a'}{200} = 1.0$

$\sigma_a' = \frac{2}{3}$

$\frac{2}{3}\left(\frac{200}{100}\right)$

$SF = \frac{300}{100} = 3$

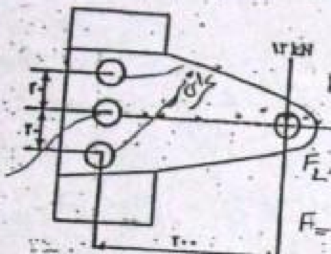
$\sigma_a' = 300$

۱) تا $\frac{۵}{۲}$ برابر
۲) تا ۲ برابر
۳) تا $\frac{۴}{۳}$ برابر ✓
۴) تا ۳ برابر ✓

۱۸- از ماده‌ای با مشخصات $S_u = ۴۰۰$ و $S_y = ۳۰۰$ ، $S_e = ۱۵۰$ (همه به MPa) قرار است محوری به شکل زیر ساخته شود تا گشتاور T را که بین ±۱۰۰۰ N.m نوسان می‌کند تحمل نماید. انتقال گشتاور از A به B می‌باشد. با ضریب اطمینان ۲ قطر محور در ناحیه بین دو بلبرینگ برابر است با:

۱۹- اتصال پیچی مطابق شکل با استفاده از سه پیچ M12×1/75 صورت گرفته است. نیروی ۱۲kN بر سیستم وارد می‌شود. تنش برشی ماکزیمم بر پیچ برابر است با: ($A_r = ۱۱۳ mm^2$ مقطع برشی پیچ)

حداکثر تنش برشی پیچ‌ها



$F_1 = 4000N$

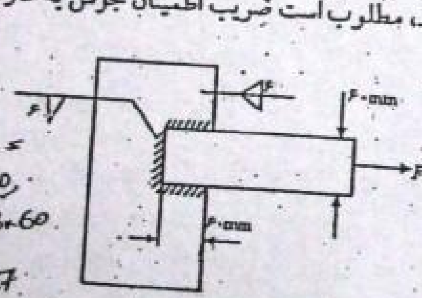
$F_2 = \frac{(12000)(200)30}{2\times30^2} = 40kN$

$F = 40200$

$\tau = \frac{40200}{113} = 355$

۱) ۳۵ MPa
۲) ۱۲۵ MPa
۳) ۲۹۶ MPa
۴) ۳۵۵ MPa ✓

۲۰- میله‌ای با مقطع مستطیل مطابق شکل از سه طرف با جوش به ضخامت ۶ mm به صفحه‌ای متصل گردیده است. اگر نیروی محوری F = 5kN به میله وارد شود و تنش برشی مجاز جوش ۱۴۲ MPa باشد، مطلوب است ضریب اطمینان جوش به کار رفته.



$\frac{5kN}{0.707\times6\times180} \quad 3\times60$

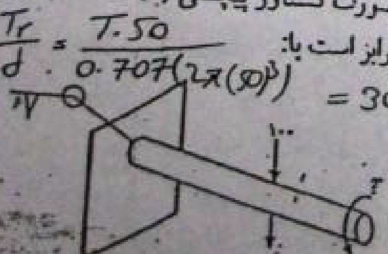
6.55 MPa

142/6.55 = 21.7

۱) n = ۱/۵
۲) n = ۲
۳) n = ۲/۳
۴) n = ۱/۸

۲۱- لوله‌ای به قطر ۱۰۰ mm به صفحه‌ای دور تا دور جوش شده است. ارتفاع جوش ۶ mm و استحکام برشی نهایی ماده جوش ۳۰۰ MPa است. در این صورت گشتاور پیچشی (T) که صفحه و میله را از هم جدا می‌کند برابر است با:

$\tau = \frac{Tr}{J} = \frac{T\cdot50}{0.707(2\pi(50)^3)} = 300$



T=۴۰ kN.m (۱
T=۲۰ kN.m (۲ ✓
T=۳۰ kN.m (۳
T=۶۰ kN.m (۴

$T = 2\times10^{7}\ N.mm \times10^{-6} = 20$

$T/r = F_t$ $\quad 0.707h \quad 2\pi r$

$\tau = \frac{T/r}{2\pi r(0.707)h}$

۲۲- دو فنر مارپیچ کششی با قطر میله و تعداد حلقه و جنس یکسان مفروضند ولی طول آزاد دو فنر یکسان نیست. در این صورت:

۱) ضریب فنریت فنر بلندتر بیشتر است. [illegible]

۲) ضریب فنریت فنر کوتاه‌تر بیشتر می‌باشد.

[✓ ۳) ضریب فنریت دو فنر یکسان است.] (طول آزاد [illegible])

۴) تحت نیروی برابر فنر بلندتر زودتر تسلیم می‌شود.

[illegible]

۲۳- در یاتاقان‌های کامل با روغن‌کاری هیدرودینامیک (ژورنال برینگ) کدام یک از جملات زیر صحیح است؟ [illegible]

۱) تاثیر دور محور و ویسکوزیته روغن بر گسترش فشار نامحسوس است.

[✓ ۲) تاثیر دور محور و ویسکوزیته روغن بر گسترش فشار محسوس می‌باشد.]

۳) تاثیر دور نامحسوس و تاثیر ویسکوزیته محسوس است.

۴) تاثیر ویسکوزیته نامحسوس و تاثیر دور بر گسترش فشار محسوس می‌باشد.

۲۴- در یاتاقان‌های با روغن‌کاری هیدرو دینامیک (ژورنال برینگ) با فیلم روغن پایدار:

۱) تغییر جنس پوش یاتاقان از فولاد به برنز موجب کاهش اصطکاک می‌شود.

۲) تغییر جنس پوش یاتاقان از فولاد به برنز موجب کاهش درجه حرارت می‌گردد.

۳) افزایش ویسکوزیته روغن مصرفی سبب کاهش دمای کارکرد می‌شود. افزایش پیدا می‌شود.

[✓ ۴) هر سه مورد فوق الذکر اشتباه است.]

۲۵- بلبرینگ ساده یک ردیفه شیار عمیق (Deep Groove Ball Bearing):

۱) نمی‌تواند بار محوری تحمل نماید.

۲) نمی‌تواند بار شعاعی تحمل کند.

۳) در غیاب بار شعاعی می‌تواند به میزان محدودی بار محوری تحمل کند.

[✓ ۴) در حضور بار شعاعی می‌تواند به میزان محدودی بار محوری تحمل کند.] صحیح‌تر

۲۶- بلبرینگی دارای ظرفیت دینامیکی ۲۴kN بوده و بار معادلی به صورت یکنواخت برابر ۸kN بر آن وارد می‌شود. در صورتی که سرعت دورانی محور ۲۰۰۰rpm باشد این بلبرینگ چقدر عمر خواهد داشت؟

۱) ۸۰۰۰ ساعت
[✓ ۲) ۲۲۵ ساعت]
۳) ۸۵۰ ساعت
۴) ۲۷ ساعت

$$\frac{L_1}{10^6}=\left(\frac{24}{8}\right)^3 \longrightarrow \frac{27\times10^6}{2000(60)}=225$$

۲۷- در تسمه‌های V شکل کاهش قطر پولی‌ها:

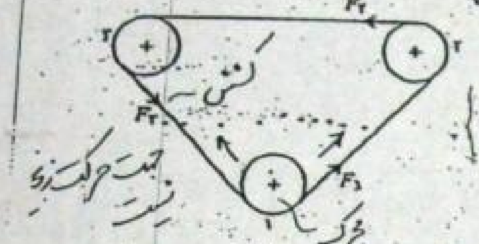
۱) باعث افزایش عمر تسمه به خاطر کاهش سرعت خطی می‌شود.

[✓ ۲) باعث کاهش عمر تسمه خواهد شد.]

۳) در عمر تسمه تاثیر ندارد.

۴) موجب افزایش اصطکاک بین پولی و تسمه خواهد شد.

۲۸- به منظور انتقال قدرت در سیستم زیر، از زنجیر و چرخ زنجیر استفاده نموده‌ایم. اگر توان انتقال یافته از طرف چرخ زنجیر محرک ۱ به چرخ زنجیرهای ۲ و ۳ یکسان باشد، در این صورت روابط زیر بین نیروهای کششی در هر قسمت زنجیر برقرار است:



F_1

۱) $F_1 = F_2 = F_3$

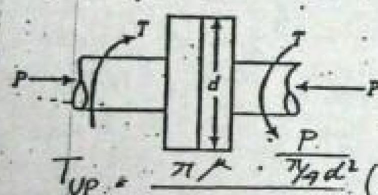
[✓ ۲) $F_1 = 2F_2 ,F_3 = 0$]

۳) $F_2 = 2F_1 ,F_3 = 0$

۴) $F_1 = F_2 ,F_3 = 0$

۲۹- کلاچی مطابق شکل، لنگر پیچشی را از یک محور دیگر انتقال می‌دهد. صفحه‌های کلاچ دایره‌ای شکل، به قطر d می‌باشند و به وسیلهٔ نیروی P فشرده می‌شوند. با فرض اینکه نیروی P به طور یکنواخت در سطح صفحه‌های کلاچ پخش گردد و ضریب اصطکاک بین صفحه‌ها μ باشد، حداکثر لنگر پیچشی T را که بتوان به وسیلهٔ کلاچ بدون لغزش انتقال داد برابر است با:

ضریب اصطکاک (μ)

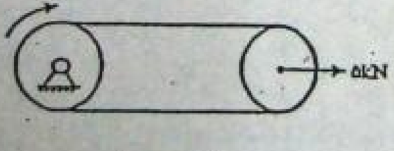


۱) $\mu Pd/6$
۲) $\mu Pd/2$
۳) $2\mu Pd$
۴) $4\mu Pd$

$$T_{UP}=\frac{\pi\mu\cdot\frac{P}{\pi/4\,d^2}(d^3)}{12}=\frac{\mu Pd}{3}$$

گزینه صحیح ندارد

۳۰- بین دو پولی (فلکه) تخت با قطر ۲۰۰mm به وسیله یک تسمه لاستیکی تخت، قدرت انتقال می‌یابد. ضریب اصطکاک بین تسمه و پولی ۲۵٪ $\longrightarrow 0.4$ و کشش اولیه پولی‌ها ۵kN می‌باشد. حداکثر قدرت قابل انتقال بین دو پولی در دور ۵۰۰rpm برابر است با: (از نیروی گریز از مرکز تسمه صرف‌نظر شود)



۱) ۲/۳۲kW
[✓ ۲) ۲۹/۱kW]
۳) ۱۴/۵۷kW
۴) ۸/۴۴kW

$P=29108\,W \longleftarrow \begin{cases} T_1=7783 \\ T_2=2217 \end{cases} , v=\frac{\pi d n}{60000}=5.23\,m/s$

$P=(T_1-T_2)v$

$\frac{T_1}{T_2}=e^{\mu\pi}=3.51 \quad , \quad F_i=\frac{T_1+T_2}{2}=5000$

(۴)

۳۱. در چرخ دنده‌های ساده (Spur Gears) ...

۱) افزایش زاویه فشار موجب افزایش نسبت تماس می‌شود.

۲) کاهش زاویه فشار موجب کاهش نیروی تماسی بر روی شافت می‌شود.

۳) افزایش زاویه فشار موجب افزایش قطر دایره مبنا می‌شود.

۴) هیچ کدام از موارد فوق صحیح نیست.

۳۲. دو چرخدندهٔ استاندارد متریک با زاویه فشار ۲۰° با فاصلهٔ مراکز ۴۰۰ mm با هم درگیر هستند. در صورتی‌که نسبت تبدیل ۱:۴ بوده و نخواهیم اصلاحات و ریشه تراشی بر روی چرخدنده‌ها اعمال کنیم مدول چرخدنده‌ها کدام‌یک از اعداد زیر می‌تواند باشد؟

$d_1+d_2=400$
$m(N_1+N_2)=400$
$N_1=4N_2$
$m(5N_2)=400 \to mN_2=80$

۱) $m=5$ ۲) $m=2$ ✓ ۳) $m=6$ ۴) $m=8$

۳۳. در یک گیربکس حلزونی (Worm Gear) پیچ دو نخ به قطر ۱۰۰ mm و دنده ۴۰ دندانه و به قطر ۶۰۰ mm می‌باشند. نسبت تبدیل این گیربکس برابر است با:

$\frac{N_G}{N_W}=\frac{n_w}{n_G}$ = تعداد دندانه / تعداد راه

۱) ۱:۴۰ ۲) ۱:۲۰ ✓ ۳) ۱:۳۰ ۴) ۱:۶

۳۴. دو چرخدنده مخروطی ساده تحت زاویه محوری ۶۰° با هم درگیر هستند در صورتی‌که تعداد دندانه‌های اولی برابر $N_1 = 48$ و تعداد دندانه‌های دومی برابر $N_2 = 64$ باشند، زاویه مخروطی موثر در چرخدنده باید برابر باشند با:

$\tan\gamma_p=\frac{\sin\Sigma}{\cos\Sigma+(N_G/N_P)}$ $\frac{64}{48}$

۱) $\alpha_2 = 39°$، $\alpha_1 = 21°$

۲) $\alpha_2 = 35°$، $\alpha_1 = 25°$ ✓

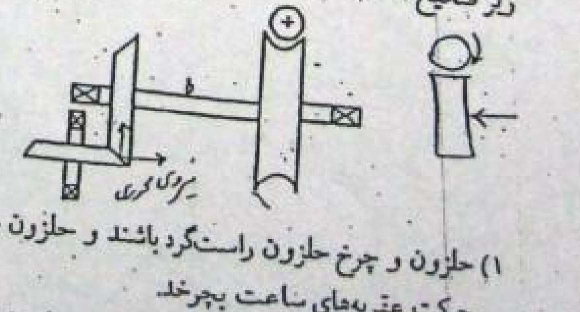
۳) $\alpha_2 = 28°$، $\alpha_1 = 32°$

۴) هیچکدام

آزمون ۱۳۷۰-۷۱

۳۵. در شکل زیر گیربکسی را می‌بینید که از چرخدنده‌های مخروطی ساده (straight bevel gears) و حلزون (worm and worm gears) تشکیل شده است. برای آنکه بهترین وضعیت را محور b از نظر نیرویی داشته باشد کدام‌یک از مطالب زیر صحیح است؟

یعنی نیروهای محوری همدیگر را خنثی کنند



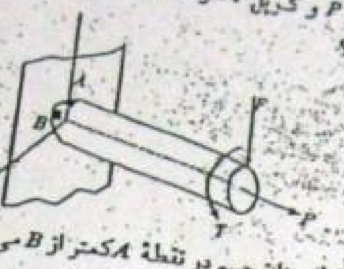
۱) حلزون و چرخ حلزون راست‌گرد باشند و حلزون خلاف جهت حرکت عقربه‌های ساعت بچرخد.

۲) حلزون و چرخ حلزون چپ‌گرد باشند و حلزون خلاف جهت حرکت عقربه‌های ساعت بچرخد.

۳) کافی است حلزون خلاف جهت حرکت عقربه‌های ساعت بچرخد.

۴) کا[illegible] حلزون در جهت عقربه‌های ساعت بچرخد.

۳۶. شکل زیر یک محور فولادی را نشان می‌دهد که تحت قرار نیروهای F و P و کوپل T گرفته است کدام‌یک از عبارات زیر صحیح است؟



۱) ضریب اطمینان جسم در نقطهٔ A کمتر از B می‌باشد چون σ_{max} در نقطهٔ A اتفاق می‌افتد.

۲) ضریب اطمینان جسم در نقطه A بیشتر از B می‌باشد چون که τ_{max} در نقطه B اتفاق می‌افتد.

۳) چون ضریب اطمینان صرفاً به جنس محور بستگی دارد در این صورت ضریب اطمینان A و B یکسان است.

۴) احتیاج به محاسبه می‌باشد و مقادیر عددی P، F و T و d مورد نیاز هستند.

۳۷. در یک سیستم تسمه انتقال قدرت از نوع باز (open belt drive) از تسمه تخت و دو پولی استفاده شده است. اگر تسمه از قانون هوک پیروی نماید و در شرایط عملکرد با سرعت دورانی ثابت، نیروی گریز از مرکز ۱۰٪ نیروی کشش اولیه باشد، در صورت ثابت نگهداشتن متغیرهای مستقل طرح و افزایش قطر پولی‌ها و فاصلهٔ مراکز آن به میزان ۱۰٪ مقادیر اولیه‌شان، هندسه به طور مساوی ↑ ۱۵٪

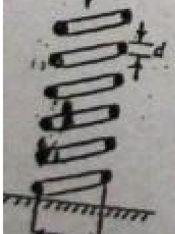
۱) حداکثر قدرت قابل انتقال در حدود ۱۰٪ افزایش خواهد یافت. ✓

۲) حداکثر قدرت قابل انتقال در حدود ۷/۵٪ افزایش خواهد یافت.

۳) حداکثر قدرت قابل انتقال در حدود ۵٪ کاهش خواهد یافت.

۴) حداکثر قدرت قابل انتقال تغییر نمی‌یابد.

۳۸. در فنر فشاری شکل زیر در صورتی‌که نیروی F ثابت باشد، کدام‌یک از عبارات زیر صحیح است؟



۱) با افزایش قطر متوسط فنر (D)، تنش برشی در مقطع افزایش و تغییر مکان فنر نیز افزایش می‌یابد. ✓

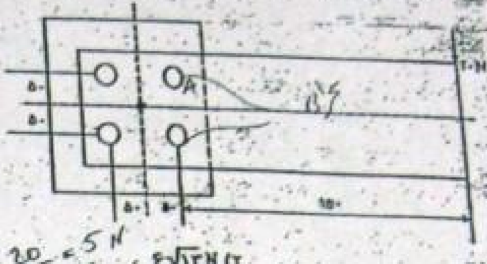
۲) با افزایش قطر مفتول d، تنش برشی کاهش یافته و تغییر مکان فنر افزایش می‌یابد. غلط

۳) تنش حد تحمل فنر تابعی از جنس فنر بوده و رابطه‌ای با ابعا فنر ندارد. S_y S_{e} غلط است رابطه دارد

۴) با افزایش تعداد حلقه‌های فنر، تنش برشی در مقطع مفتول کاهش می‌یابد.

$\frac{Tr}{(d)}=\frac{T\ell}{d^3}$

۳۹- نیروی وارد بر پیچ A در شکل زیر برابر است با:



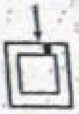
۱) ۲۵N
۲) ۶√۱۲N
۳) ۲√۱۲N
۴) ۵√۱۲N ✓

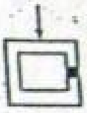
$F_1 = \frac{20}{4} = 5\,N$

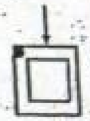
$F_2^A = \frac{20 \times 200 \times 50\sqrt{2}}{4(50\sqrt{2})^2} = 141.4\,N$

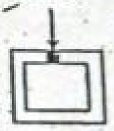
F_1, F_2 $\theta = 45$

۴۰- می‌خواهیم ورقی را به شکل یک پروفیل چهارگوش شکل دهیم و در صورتی که نیروی برشی در مقطعی از پروفیل مطابق جهت نشان داده شده باشد، اتصال جوش در کدام یک از حالت‌های زیر بهتر است؟

۱)


۲)


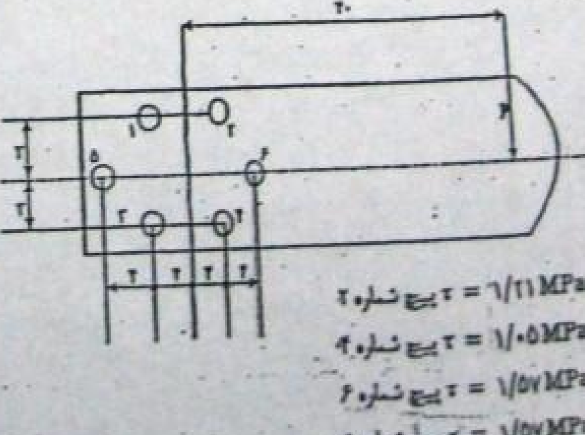
۳)


۴)


۴۱- افزایش در ویسکوزیته روغن یک یاتاقان مشخص باعث کدام یک از پدیده‌های زیر می‌شود؟

۱) خارج از مرکزی یاتاتان را افزایش می‌دهد.
۲) خارج از مرکزی یاتاتان را کاهش می‌دهد. ✓
۳) خارج از مرکزی یاتاتان به ویسکوزیته روغن بستگی ندارد.
۴) بر روی خارج از مرکزی تاثیری می‌گذارد ولی مشخصاً معلوم نیست که آن را کم یا زیاد کند.

۴۲- گروه پیچ نشان داده شده در شکل زیر دارای ۶ عضو می‌باشد که برای اتصال پیچی با بارگذاری خارج از مرکز در نظر گرفته شده است، مقدار تنش برشی ماکزیمم چقدر است و در کدام پیچ می‌باشد؟



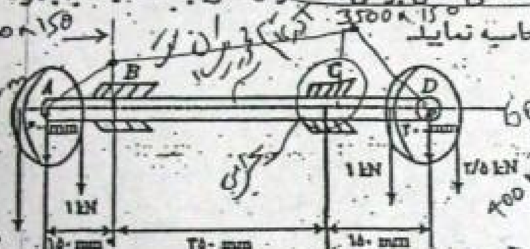
۱) τ = ۶/۲۱ MPa پیچ شماره ۲
۲) τ = ۱/۰۵MPa پیچ شماره ۴
۳) τ = ۱/۵۷MPa پیچ شماره ۶
۴) τ = ۱/۵۷MPa پیچ شماره ۵

۴۳- در صورتی که روی محور $\sigma_a = 100\,MPa$ و $\sigma_m = 500\,MPa$ باشد و جنس محور از فولاد با $S_{ut} = 800\,MPa$ و $S_y = 550\,MPa$ و حد دوام تصحیح شده برابر $S_e = 300\,MPa$ باشد، کدام یک از جملات زیر صحیح است؟ برای بررسی خستگی از معیار گودمن استفاده کنید.

$SF_\sigma = 1.04$

۱) این محور تحت بارگذاری فوق گسیخته می‌شود.
۲) با ضریب ایمنی $n = ۱/۰۴$ گسیخته نمی‌شود. ✓
۳) با ضریب ایمنی $n = ۱/۶$ گسیخته نمی‌شود.
۴) با ضریب ایمنی $n = ۲$ گسیخته نمی‌شود.

۴۴- شکل زیر یک محور را نشان می‌دهد که توسط دو تسمه از طرفین کشیده می‌شود و به وسیلهٔ دو یاتاقان که به شکل تکیه‌گاه‌های ساده عمل می‌کنند نگهداری می‌شود مقاومت تسلیم مادهٔ تشکیل دهندهٔ محور ۲۵۰ MPa است. با استفاده از تئوری واماندگی تنش برشی حداکثر و ضریب اطمینان ۲ قطر محور را محاسبه نمایید.

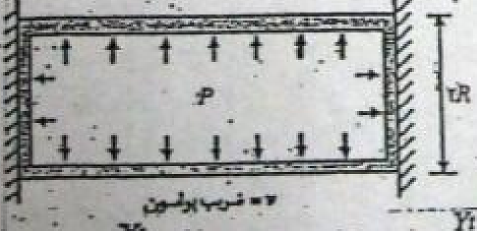


۱) ۴۳
۲) ۴۶ ✓
۳) ۴۵
۴) ۵۰

$T \rightarrow T_m$ و $M \rightarrow M_a$

$T = I\alpha$

۴۵- (با توجه به سؤال ۲۲ سال ۷۱-۷۰ مبحث مقاومت) اگر فشار مخزن را زیاد کنیم، طبق تئوری فون میزز در چه فشاری مخزن تسلیم می‌شود (Y تنش تسلیم)



ν = ضریب پواسون

۱) $P = \frac{Yt}{R\sqrt{1+\nu+\nu^2}}$

۲) $P = \frac{Yt}{R\sqrt{1-\nu+\nu^2}}$

۳) $P = \frac{Yt}{R\sqrt{1+2\nu+\nu^2}}$

۴) $P = \frac{Y \cdot t}{R\sqrt{1-2\nu+\nu^2}}$

$$m_c = \frac{L_{ab}}{P\cos\phi} = 1.986$$

$$\frac{P}{4} = p = \pi \rightarrow P = 0.785$$

[illegible]

$\frac{1}{P} = m = 1/4$

$d_b = d_p \cdot \cos 25$

$$P = \frac{N}{d} \rightarrow 6 = \frac{N}{d}$$

$$\begin{cases} \frac{d_1}{d_2} = \frac{1}{2} \rightarrow d_2 = 2d_1 \\ \frac{d_1 + d_2}{2} = 6 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} d_1 = 4'' \\ d_2 = 8'' \end{cases} \rightarrow \begin{cases} N_1 = 24 \\ N_2 = 48 \end{cases}$$

$$= \sqrt{3}/2 \; \frac{PR}{t} = Y \rightarrow P = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{Y \cdot t}{R}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} = \sqrt{\left(\frac{PR}{t}\right)^2 + \left(\frac{PR}{2t}\right)^2 - (\;)(\;)}$$

[illegible] جداره داخلی

آزمون ۷۲-۱۳۷۱

۴۶- فشار هوا در یک سیلندر جدار نازک به ضخامت t و شعاع R برابر P است. اگر مقاومت تسلیم ماده Y باشد، محاسبه کنید مقدار P را برای حالتی که تسلیم بر مبنای تئوری راماندگی انرژی واپیچش اتفاق بیفتد.

۱) $P = -\frac{Yt}{R}$

۲) $P = ۰/۵۷۷\frac{Yt}{R}$

۳) $P = \frac{۲}{\sqrt{۳}}\frac{Yt}{R}$ ✓

۴) ۰/۵۲

۴۷- یک محور که دارای حداکثر سرعت ۱۸۰۰ rpm می‌باشد می‌بایست توسط دو یاتاتان که در دو طرف آن قرار می‌گیرند نگه‌داشته شود. نیرویی برابر ۱۲۵kN با زوایای ۴۵° و ۳۰° به ترتیب در جهات محوری و شعاعی وارد می‌گردد در صورتی که از یاتاتان‌های غلتشی معمولی استفاده شود مقدار بار معادل را محاسبه نمایید.

۱) ۱۰۸kN
۲) ۱۹۸kN
۳) ۲۱۸kN
۴) ۱۷۷kN

۴۸- چند تا دندانه از یک جفت چرخدنده معمولی درگیر می‌باشند در صورتی که چرخدنده: راننده ۲۲ دندانه‌ای دارای گام قطری ۲ و زاویه فشار ۲۵ درجه و چرخدنده رانده شده ۴۸ دندانه‌ای باشد.

۱) یک عدد
۲) یک جفت
۳) ۱/۵ عدد ✓
۴) ۱/۵۲ عدد

۴۹- یک کلاچ مخروطی با فشار کاراندازی (کلاچ نو) برابر با ۲۵ kpa دارای قطر خارجی ۵۰ mm و قطر داخلی ۲۵ mm می‌باشد محاسبه نمایید گشتاور لازم برای به کار انداختن کلاچ در صورتی که زاویه مخروط ۲۰ درجه و ضریب اصطکاک برابر با ۰/۱۲ باشد.

default کلاچ نو

۱) ۲۶۲/۲۹ kNm فشار ثابت
۲) ۲۶۲/۲۹ kNm فرسایش ثابت
۳) ۲۵۰/۱۵ kNm فشار ثابت
۴) ۲۵۰/۱۵ kNm فرسایش ثابت

$T_{up} = 0.527$ N.m

if $T_{uw} = 0.339$ N.m

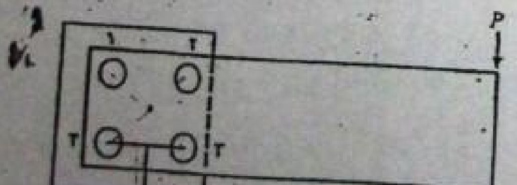
کارکرده

گزینه صحیح ندارد

۵۰- دو چرخدندهٔ مارپیچی می‌بایست دو محور به فاصلهٔ ۶ اینچ از یکدیگر را به هم متصل سازند. پینیون دارای گام قطری (diametral pitch) برابر ۶ و یک گام قطری مستقیم (normal diametral pitch) برابر ۷ و زاویه فشار ۲۰ درجه می‌باشد هرگاه نسبت سرعت‌ها $\frac{۱}{۲}$ باشد، مقدار دندانه‌های هر یک از چرخدنده‌ها را تعیین کنید.

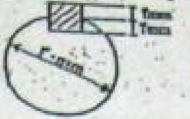
۱) ۲۴ و ۴۸
۲) ۵۲ و ۲۶
۳) ۱۲ و ۲۴
۴) ۱۸ و ۳۶

۵۱- یک پروفیل ناودانی توسط چهار پیچ به قطعه ورقی متصل شده و تحت بار خارج از مرکز قرار دارد کدام یک از حالت‌های زیر صحیح است؟



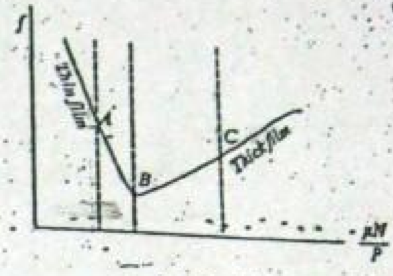
۱) تنش برشی در پیچ‌های ۱ و ۴ برابر و ماکزیمم است.
۲) تنش برشی در پیچ‌های ۲ و ۳ برابر و ماکزیمم است. ✓
۳) تنش برشی در پیچ‌های ۱ و ۲ برابر و ماکزیمم است.
۴) تنش برشی در پیچ ۲ ماکزیمم است.

۵۲ـ الکتروموتوری با توان ۵ kw و دور ۷۵۰ r.p.m می‌چرخد. برای اتصال محور این الکتروموتور به قطر ۴۰ mm به یک کوپلینگ از خار مربعی به ابعاد ۸×۸ mm و طول ۴۰ mm استفاده شده است. تنش برشی در خار عبارت است از:



۱) ۲۰ MPa
۲) ۴۰ MPa
۳) ۷۸/۵ MPa
۴) ۶۳/۷ MPa

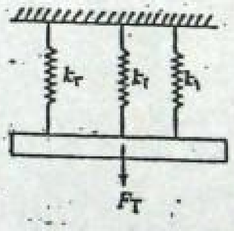
۵۳ـ در کدام نقطه از منحنی زیر حالت تعادل برای روانکاری وجود دارد، چرا؟



۱) نقطه A زیرا لایه منحنی فیلم نازک است.
۲) نقطه C زیرا لایه فیلم ضخیم است.
۳) نقطه B زیرا اصطکاک کمترین حد خود را داراست.
۴) نقطه C زیرا تغییرات در اصطکاک خود اصلاح کننده است. ✓
(self correcting)

۵۴ـ شکل مقابل یک گروه فنر را که به طور موازی به هم وصل (کوپله) شده‌اند نشان می‌دهد. اگر نیروی وارده ۶۶۷N و فنرها دارای سختی‌های زیر باشند افزایش طول را محاسبه نمایید.

$k_1 = ۵۲۵۰\ N/m \quad k_2 = ۷۰۰۰\ N/m \quad k_3 = ۸۷۵۰\ N/m$



$\sum k = 21000\ N/m$

$F = k\delta \rightarrow \delta = $ ✓

۱) ۷۶ mm
۲) ۳۰۰ mm
۳) ۳۱/۷۵ mm ✓
۴) ۱۲/۷ mm

۵۵ـ در نقطه‌ای از یک جسم تحت بار، حالت کرنش صفحه‌ای حکمفرماست. اگر در این نقطه کرنش‌ها برابر باشند با:

$\varepsilon_x = +۴۰۰\times۱۰^{-۶}$، $\varepsilon_y = +۲۰۰\times۱۰^{-۶}$، $\gamma_{xy} = +۲۰۰\times۱۰^{-۶}$

کرنش‌های اصلی در امتدادهای زیر اتفاق می‌افتد.

۱) ۲۲/۵° و ۶۷/۵°
۲) ۲۲/۵° و ۱۱۲/۵°
۳) ۳۰° و ۱۲۰°
۴) ۲۲/۵° - و ۲۲/۵°

۵۶ـ میله‌ای استوانه‌ای شکل به طور هم زمان تحت بار محوری N و کوپل پیچشی T قرار دارد. در اثر بار محوری تنش نرمال برابر $\sigma = ۸۰$ MPa و در اثر کوپل پیچشی تنش برشی برابر $\tau = ۳۰$ MPa می‌باشد اگر تنش تسلیم میله برابر $\sigma_y = ۲۰۰$ MPa باشد، و از تئوری ماکزیمم تنش برشی در طراحی میله استفاده شده باشد، ضریب اطمینان برابر است با؟

حداکثر تنش‌های اصلی محاسبه شود.

$\sigma_1 = 90\ MPa$
$\sigma_2 = -10\ MPa$
$\rightarrow \tau_{max} = \frac{90-(-10)}{2} = 50$

$\sigma_y = 200\ MPa - 100$

$F = \frac{100}{50} = 2$

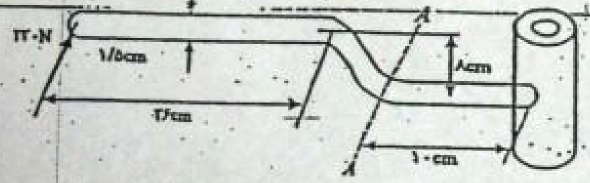
۱) ۳
۲) ۴
۳) ۵
۴) ۲ ✓

آزمون ۱۳۷۲-۷۳

۵۷ـ یک پوسته استوانه‌ای جدار نازک دو سر بسته به شعاع a با ضخامت t و طول L تحت فشار داخلی P قرار دارد. اگر مدول الاستیسیته E و ضریب پواسون ν باشد، تغییر شعاع پوسته برابر است با:

۱) $\frac{Pa^2}{2tE}(1-2\nu)$
۲) $\frac{pr^2}{2tE}(1-2\nu)$
۳) $\frac{Pa^2}{2tE}(1-\nu)$
۴) $\frac{pr^2}{tE}(1-\nu)$

۵۸ـ دسته آچار نشان داده شده در تصویر از یک میله گرد (سطح مقطع دایره شکل) با قطر ۱/۶ سانتیمتر با مدول الاستیسیته $E = ۲۰۵$ GPa ساخته شده است. حداکثر تنش وارده آمده در قسمت $A-A$ (نشان داده شده) را محاسبه کنید.



۱) ۲۴۲/۷ MPa
۲) ۲۲۹/۰ MPa
۳) ۱۲۲/۳ MPa
۴) ۲/۱ MPa -

۵۹ـ کدام‌یک از عبارت‌های زیر نادرست است؟

۱) فنرهای کششی علاوه بر تنش برشی به تنش خمشی در قلاب نیز حساس هستند.

۲) برای افزایش سختی فنرهای فشاری می‌توان قطر مفتول فنر را افزایش و قطر متوسط آن را کاهش داد.

✓ ۳) فنرهای پیچشی به دلیل حساسیت به تنش برشی، کوپل پیچشی محدودی تحمل می‌کنند.

تنش خمشی

۴) برای افزایش مقاومت خمشی قلاب در فنرهای کششی، بهتر است قطر متوسط قلاب کوچک‌تر از قطر متوسط فنر انتخاب شود.

۶۰ـ در پیچ‌های انتقال قدرت در صورتی که ضریب اصطکاک پیچ با مهره ثابت باشد کدام‌یک از عبارت‌های زیر درست است؟

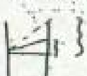
۱) با افزایش قطر متوسط پیچ، گشتاور لازم برای انتقال بار کاهش می‌یابد.

[illegible]

۲) با افزایش قطر متوسط پیچ، امکان خود قفل شدن (Self-Locking) آن کاهش می‌یابد.

$\mu > \tan\lambda = \frac{l}{\pi d_m}$

✓ ۳) با افزایش گام پیچ، گشتاور لازم برای انتقال بار افزایش می‌یابد.



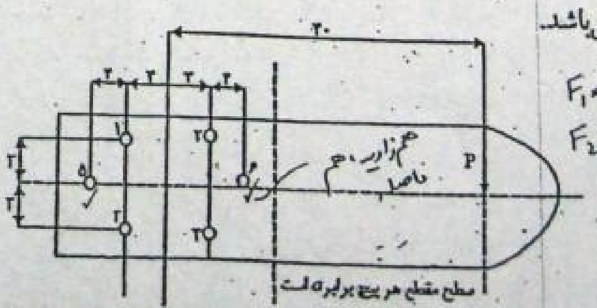
گشتاور بیشتری لازم دارد

۴) تمام موارد فوق صحیح است.

۶۱ـ دو چرخدنده مارپیچ می‌بایست دو محور با فاصلهٔ ۶ اینچ از یکدیگر را به هم متصل سازند. پینیون دارای گام قطری (diameteral pitch) برابر ۶ و گام قطری مستقیم (normal diameteral pitch) برابر ۷ و زاویه فشار ۲۰ درجه می‌باشد. هرگاه نسبت سرعت‌ها $\frac{1}{2}$ باشد تعداد دندانه‌های هر یک از چرخدنده‌ها را تعیین کنید.

✓ ۱) ۴۸ و ۲۴
۲) ۴ و ۵۲
۳) ۲۴ و ۱۲
۴) ۳۶ و ۱۸

۶۲ـ گروه پیچ نشان داده شده در شکل زیر که دارای ۶ عضو می‌باشد برای اتصال پیچی، با بارگذاری خارج از مرکز در نظر گرفته شده است. مقدار تنش برشی ماکزیمم چقدر است و در کدام پیچ می‌باشد.

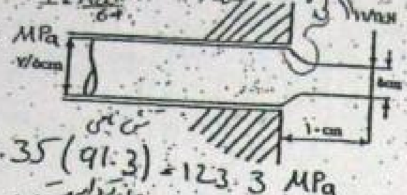

۳۰
۲
۲
۲
۲
۱
۲
۳
۴
۵
۶
P
۲
۲
سطح مقطع هر پیچ برابر a است
هم‌زاویه هم‌فاصله

$F_1 = P/6 = 0.17$
$F_2 = 1.4P$

۱) پیچ شماره ۲ $\left(1/21\frac{P}{a}\right)$
۲) پیچ شماره ۴ $\left(1/05\frac{P}{a}\right)$
✓ ۳) پیچ شماره ۶ $\left(1/57\frac{P}{a}\right)$
۴) پیچ شماره ۵ $\left(1/57\frac{P}{a}\right)$

۶۳ـ یک نیروی ۱۱/۲ kN بر روی یک چرخ طیار ساکن که بر روی یک محور قرار دارد وارد شده است (همان‌طور که در تصویر نشان داده شده است). اگر شعاع راکورد (Fillet) در زانوی شافت برابر ۰/۸ سانتیمتر باشد، حداکثر تنش وارد آمده برابر است با: (ضریب K_t برای زانو برابر با ۱/۳۵ می‌باشد.)

$\sigma = \frac{Mc}{I = \frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi d^3} = 91.3\ MPa$

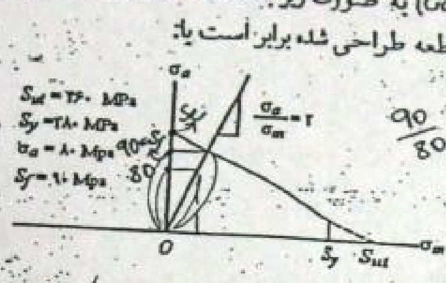

۱۱/۲kN
۷/۵cm
۶cm
۱۰cm
تنش خمشی

$\sigma_{زانویی} = 1.35(91.3) = 123.3\ MPa$

جواب درست است

۱) ۱۲۳/۳ MPa
۲) ۱۲۴/۸ MPa
۳) ۳۲/۲ MPa
۴) ۱۳۲/۴ MPa

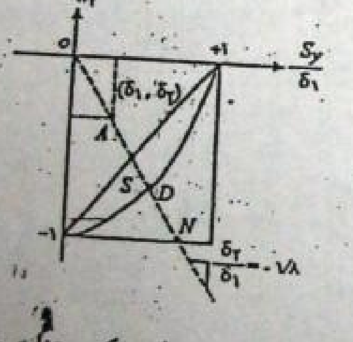
۶۴ـ در طراحی قطعه‌ای با نیروی متناوب خمشی، ترسیم گودمن (Good man) به صورت زیر به دست آمده است. مقدار ضریب اطمینان قطعه طراحی شده برابر است با:


$S_{ut} = ۳۶۰$ MPa
$S_y = ۲۸۰$ MPa
$\sigma_a = ۸۰$ MPa
$S_f = ۹۰$ MPa
σ_a
$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = ۲$
S_f
90
80
O
S_y
S_{ut}
σ_m

$\frac{90}{80} = \frac{S_f}{\sigma_a}$

۱) ۱
۲) ۱/۳۲
۳) ۲
✓ ۴) ۱/۱۲۵

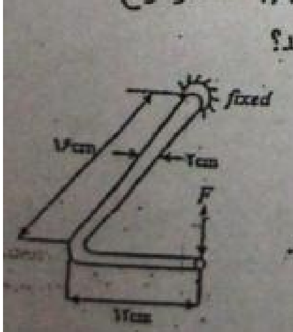
۶۵ـ در طراحی قطعه‌ای با نیروی استاتیکی مرکب، مقدار ضریب اطمینان با استفاده از بهترین تئوری شکست طبق ترسیم زیر برابر است با:


$\frac{S_y}{\sigma_2}$
o
+1
$\frac{S_y}{\sigma_1}$
(σ_1, σ_2)
A
S
D
N
-1
$\frac{\sigma_2}{\sigma_1} = -۰/۸$

✓ ۱) $\frac{OD}{OA}$
۲) $\frac{ON}{OS}$
۳) $\frac{OS}{OA}$
۴) ۱/۸

تنش برشی
انرژی

۶۶ـ در طراحی یک قطعه از جنس فولاد با نیروهای مرکب متناوب با نیروهای داده شده: $F = ۱۴$ kN تا $F = ۲۶$ kN در موقع شکست کدام‌یک از جملات زیر صحیح می‌باشد؟


fixed
۱۴cm
۲cm
F
۱۲cm

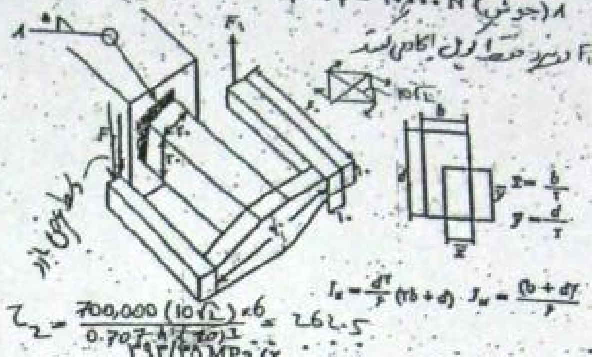
۱) اگر دامنه تنش خمشی زیاد شود.
۲) اگر دامنه تنش برشی زیاد شود.
۳) اگر تنش متوسط خمشی زیاد شود.
✓ ۴) هیچکدام

۶۷ - لطفاً به [illegible] مراجعه کنید.

آزمون ۷۴-۱۳۷۳

۶۸- با توجه به شکل، مطلوب است حداکثر تنش برشی در مقطع A (جوش) $F_1 = F_2 = 10000\ N$

F_1 و F_2 [illegible] اعمال شوند

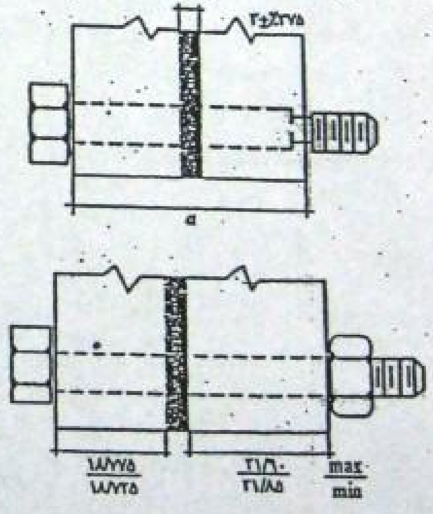


$\tau_2 = \frac{700,000\,(10\sqrt{2})\times 6}{0.707\ldots} = 262.5$

۱) ۲۶۲/۵۴ MPa ✓
۲) ۲۹۳/۴۵ MPa
۳) ۱۳۱/۲۶ MPa
۴) هیچکدام

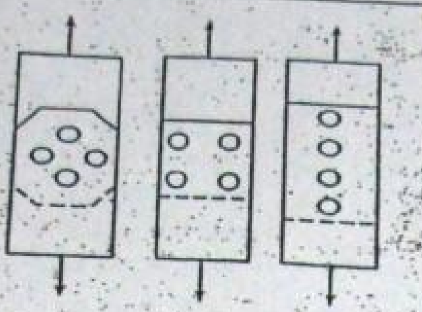
$T = 2F_1 \times 35 = 700,000\ N.mm$

۶۹- از یک واشر لاستیکی برای آب‌بندی استفاده شده است. چنانچه واشر کمتر از ۰/۵mm فشرده شود نشتی وجود خواهد داشت و اگر بیشتر از ۱mm فشرده شود واشر آسیب خواهد دید. همان‌طور که در شکل نشان داده شده، پیچ طوری طراحی شده که مقدار فشردگی واشر کنترل شود. اندازه a را محاسبه کنید به طوری که اتصال بدون نقص باشد.



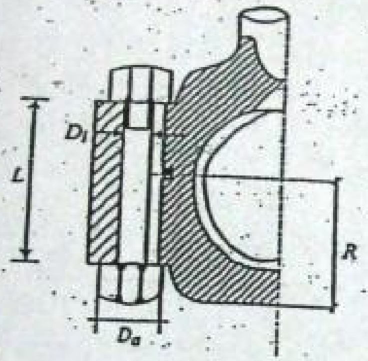
۱) $a = ۴۲/۸۷۵ \pm ۰/۲۵$
۲) $a = ۴۲/۸۷۵ \pm ۰/۱۶۳$
۳) $a = ۴۲/۱۶۳ \pm ۰/۳۲۰$
۴) هیچکدام

۷۰- در یک اتصال پرچی مطابق شکل از ۴ پرچ استفاده شده است. کدام یک از توزیع پرچ‌ها از نظر مقاومت بیشتر تیر مناسب‌تر است؟



۱) پشت سر هم در امتداد نیرو
۲) در دو ردیف به شکل مربع
۳) در سه ردیف به شکل لوزی ✓
۴) تفاوتی ندارد.

۷۱- قسمتی از اتصال میله یاتاقان (دسته پیستون و یا میله شاتون) مطابق شکل معلوم است. با توجه به حجم تغییر فرم، برای ثابت فنر (ضریب فنر) فلانژ (عضو) C_F کدام رابطه صحیح است؟ (E_F مدول الاستیسیته فلانژ و یا عضو)



۱) $C_F = \frac{\pi}{4}\times\frac{E_F}{L}\left[\left(D_a+\frac{L}{10}\right)^2 - D_i^2\right]$

۲) $C_F = \frac{\pi}{4}\times\frac{E_F}{L}(D_a^2 - D_i^2)$

۳) $C_F = \frac{\pi}{4}\times\frac{E_F}{L}\left[(D_a^2-D_i^2)+\frac{1}{2}\left(\frac{2R}{D_a}-1\right)\left(\frac{D_aL}{5}+\frac{L^2}{100}\right)\right]$

۴) تفاوتی ندارد و از هر سه رابطه می‌توان محاسبه کرد.

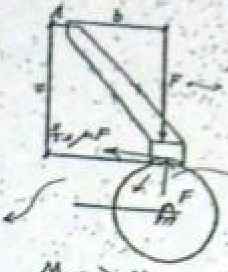
۷۲- اگر در یاتاقان کاملی (ژورنال یا لغزشی) نسبت $\frac{L}{D}$ به طریقی عوض شود که عدد سامرفیلد یاتاقان یعنی S ثابت باشد، در آن صورت با افزایش قطر شافت:

$\ell/d \uparrow$

۱) توان از دست رفته در اثر اصطکاک کاهش می‌یابد.
۲) توان از دست رفته در اثر اصطکاک ثابت می‌ماند.
۳) توان از دست رفته در اثر اصطکاک افزایش می‌یابد. ✓
۴) توان از دست رفته در اثر اصطکاک با مجذور طول یاتاقان رابطه مستقیم دارد.

۷۳- در سیستم ترمز زیر اگر ضریب اصطکاک بین شافت و لنت برابر با ۰/۲ باشد در آن صورت به ازای کدام‌یک از حالات زیر خاصیت خود قفل کنندگی (Self-locking effect) در ترمز وجود خواهد داشت؟

$M_f > M_N$



[illegible]

۱) دوران شافت ccw = $\frac{a}{b}$ ۵

۲) دوران شافت cw = $\frac{a}{b}$ ۵

۳) دوران شافت ccw > $\frac{a}{b}$ ۵

۴) دوران شافت cw > $\frac{a}{b}$ ۵

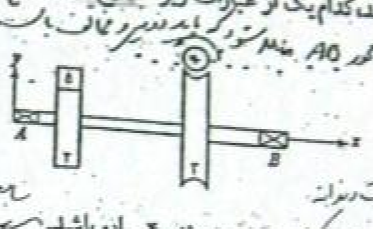
$M_f > M_N \rightarrow \mu . F . a > F . b \rightarrow 0.2 a > b \rightarrow \frac{a}{b}$

$F.b) - \mu . F . a = 0$ ccw

۷۴- در نمودار زیر اگر بخواهیم نیروی اعمال شده بر تکیه‌گاه A حداقل باشد کدام‌یک از عبارات زیر صحیح است.

... باید نیرو مخالف باشند

نیرو روی محور AB صفر شود



جهت دوران

اصلاً نیروی محوری ایجاد نمی‌کند

۱) حلزون ۲ راستگرد و چرخ دنده ۴ ساده باشد.

۲) حلزون ۲ چپگرد و چرخ دنده مارپیچ ۴ راستگرد باشد.

۳) حلزون ۲ چپگرد و چرخدنده مارپیچ ۴ چپگرد باشد. ✓

۴) حلزون ۲ راستگرد و چرخدنده مارپیچ ۴ راستگرد باشد. ✓

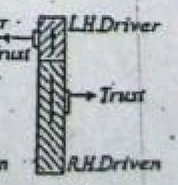
۷۵- در یک کلاچ چند صفحه‌ای *Mulit-Disk-Clutch* نسبت قطر داخلی به قطر خارجی صفحات اصطکاکی برابر ۱/۲۵ می‌باشد. در صورتی که ضریب اصطکاک و حداکثر فشار مجاز صفحات در حالات نو و شرایط سایدگی یکنواخت ثابت بمانند، نسبت حداکثر قدرت قابل انتقال در سرعت‌های یکسان برای این دو بر شرایط صفحات نو و کار کرده چقدر است؟

۱) ۱/۱۳ ۲) ۱/۲۰ ۳) ۱/۲۵ ۴) ۱/۰۷

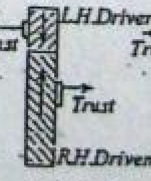
$$\frac{T_{UP}}{T_{UW}} = \frac{(D^3-d^3)/12}{d(D^2-d^2)/8} = 8/12 \; \frac{(\frac{D}{d})^3-1}{(\frac{D}{d})^2-1} =$$

$$\frac{8}{12} \; \frac{1.25^3-1}{1.25^2-1} = 1.13$$

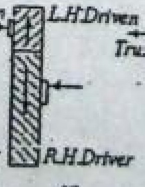
۷۶- کدام‌یک از اشکال زیر برای چرخدنده‌های مارپیچی که به طور موازی درگیر می‌باشند جهت‌های صحیح نیروی محوری را نشان می‌دهد.



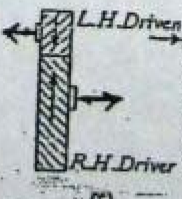
(۱)



(۲) ✓

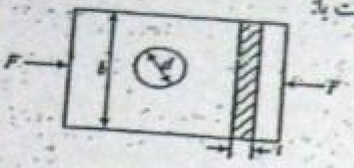


(۳)



(۴)

۷۷- صفحه‌ای از چدن با مقاومت کششی و فشاری نهایی به ترتیب S_{ut} و S_{uc} تحت بار فشاری F قرار دارد اگر ضریب اضافه بار برای نیروی F برابر n_F و ضریب تمرکز تنش هندسی بر اساس مقطع بحرانی AB برابر k_t باشد مقدار ضخامت صفحه بر اساس ضریب اطمینان مقاومت n_s برابر است با:



۱) $t = \frac{n_F n_s F}{S_{ut} k_t (b-d)}$

۲) $t = \frac{S_{ut}}{S_{uc}} \times \frac{n_F n_s F}{k_t (b-d)}$

محرک
واسطه
چرخش به ...
(از دید سمت راست)
جهت نیروی محوری ...
دندانه‌های جلویی رو پایین می‌آید

2
+
−
−
+

4
+ ② متحرک
+ ③ متحرک
−
− ④
نیروی وارد بر چرخ ۴ به سمت راست است →

② متحرک
① Driver
محرک +
واسطه −
چرخش ساعتگرد −
از سمت راست +

$k = \frac{d^4 G}{8 D^3 N}$

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

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

ضریب [illegible] $k_s = \frac{2C+1}{2C}$

چه کوچک باشد چه بلند
بحرانی‌تر است چون دندانها
تحت تنش و لهیدگی سطحی
بیشتری قرار می‌گیرد

آزمون ۱۳۷۴-۷۵

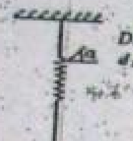
۷۷ـ کدام یک از چهار گزینه زیر در مورد مقدار ضرایب اطمینان صحیح است؟

✓ ۱) ضریب اطمینان ریسمان آسانسور حدود ۵ است. صحیح‌ترین جواب
۲) ضریب اطمینان اتصالات سیستم ترمز حدود ۳ است.
۳) ضریب اطمینان اتصالات یک میز تحریر حدود ۲/۵ است.
۴) ضریب اطمینان دسته پیرونه (شاتون) کمتر از ۴ است. بین ۱.۵ تا 2

۷۸ـ در یک فنر کششی مارپیچ از نوع بسته (زاویه α کوچک است) اگر قطر حلقه فنر را دو برابر کنیم تغییر تنش چگونه می‌شود؟ D

یعنی اگر زاویه حلقه‌های فنر [illegible] کوچکتر از [illegible]

فنری که حلقه‌های آن [illegible] بسته به هم [illegible]



۱) ۰/۵ برابر می‌شود.
۲) ۲ برابر می‌شود.
✓ ۳) تنش علاوه بر قطر حلقه به ضریب وال هم بستگی دارد.
۴) ۲ برابر ضریب وال می‌شود.

اگر [illegible] 2 برابر تغییرات ضریب وال می‌شود

بستگی به ضریب وال

۷۹ـ در دو چرخدنده دوگیر از نوع مخروطی ساده که هر دو هم‌جنس می‌باشند کدام بحرانی‌تر است؟

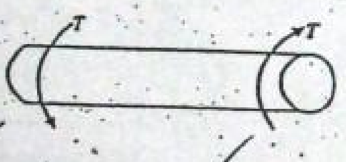
✓ ۱) پینیون
۲) چرخدنده
۳) پینیون (اگر راننده باشد)
۴) چرخدنده (اگر راننده باشد)

۸۰ـ در صورتی که ظرفیت دینامیکی یک بلبرینگ و یک رولربرینگ برابر باشد و بتوان از هر دو روی تکیه‌گاه مشخص استفاده کرد، عمر کدام بیشتر است؟

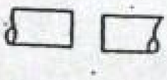
۱) به اطلاعات دیگری هم نیاز است
۲) بلبرینگ
✓ ۳) رولربرینگ
۴) عمر هر دو مساوی است.

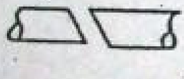
L ساعت $10^6\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2$

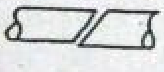
۸۱ـ میله چدنی شکل مقابل تحت اثر کوپل پیچشی T قرار گرفته است. سطح مقطع شکست به صورت کدام نرم زیر است؟ ترد

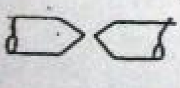


ماده ترد علاقه شدید است
تحت تنش شکست
کشش در زاویه ۴۵ [illegible]
می‌شکند

۱)


✓ ۲)


۳)


۴)


۸۲ـ اگر محیط الاستیکی در وضعیت کرنش دو بعدی در صفحه x-y قرار داشته باشد کدام رابطه بین مؤلفه‌های تنش برقرار است؟

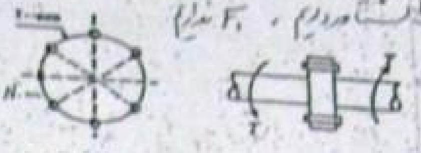
۱) $\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y)$
۲) $\sigma_z = \nu\sigma_y$
۳) $\sigma_y = \nu(\sigma_x + \sigma_z)$
۴) $\sigma_z = E\left[\sigma_z - \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z)\right]$

۸۳ـ توانی معادل ۲۲۰ kW در سرعت ۶۰۰ rpm (دور در دقیقه) از طریق دو فلانج منتقل می‌شود. فلانج‌ها توسط ۶ پیچ که مانند شکل در فواصل مساوی در روی دایره‌ای به قطر ۲۰۰ میلی‌متر قرار دارند به هم متصل هستند. بر اساس ضریب اطمینان ۲ قطر پیچ چند میلی‌متر باید باشد؟ (مقاومت برش نهایی پیچ ۳۰۰ MPa است)

$S_{sy} = 300$

$\sigma_{all} = 150\ \text{MPa}$

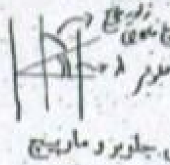
فقط گشتاور داریم ، F_1 نداریم



۱) ۲۶/۵ ۲) ۳۰/۵ ۳) ۹/۵ ۴) ۱۰

$F_2 = \frac{3500\times100}{6\times100^2}$ → d=7 ← $\frac{5837}{\pi/4\, d^2}$

۸۴- در پیچ‌های انتقال قدرت برای شرط خود قفلی پیچ، ضریب اصطکاک رزوه باید از کدام مقدار بزرگتر باشد؟

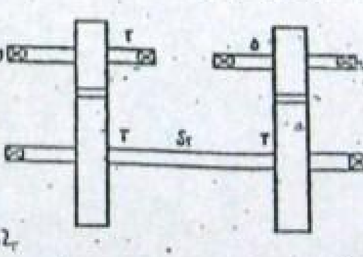


۱) ۲ برابر تانژانت زاویه مارپیچ
۲) تانژانت زاویه مارپیچ
۳) تانژانت زاویه جلوبر ✓
۴) مجموع تانژانت‌های زوایای جلوبر و مارپیچ

۸۵- محوری بایستی قدرت 3kW را در سرعت 900 rpm به گونه‌ای که ۵ دور ساعتگرد و ۵ دور بعدی را پادساعتگرد بچرخد، بطور دائم انتقال دهد. جنس محور از فولاد با $S_{ut} = 300$ MPa و $S_y = 220$ MPa و حد دوام تصحیح شده آن $S_e = 80$ MPa است. حداقل قطر این محور بر اساس ضریب اطمینان ۲ به چند میلی متر نزدیک‌تر است؟

۱) ۱۴ ۲) ۱۸ ۳) ۲۲ ✓ ۴) ۲۶

۸۶- در جعبه دنده شکل مقابل که از چرخدنده‌های مارپیچ ساخته شده برای کاهش بار محوری روی محور S_2، کدام دو چرخدنده باید هر دو راستگرد یا چپگرد باشند؟



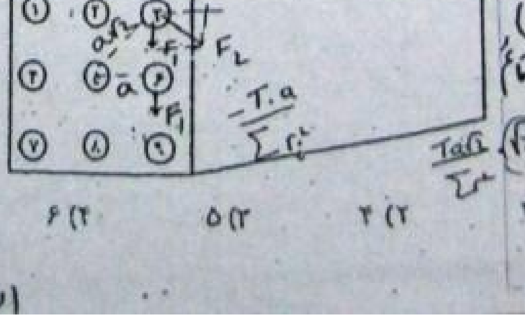
3/- 4/+

روی محور

جهت پیچش عکس یکدیگر باشند تا نیروی محوری مخالف داشته باشند

۱) ۲ و ۴ ۲) ۳ و ۴ ✓ ۳) ۳ و ۵ ۴) ۲ و ۵ ✓

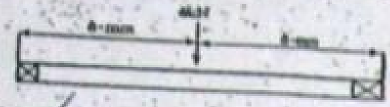
۸۷- در شکل مقابل با فرض هم اندازه بودن پیچ‌ها و نیز برابر بودن فاصلهٔ ردیفی و ستون آنها، شمارهٔ بحرانی ترین پیچ کدام است؟



F_2 حداکثر روی ... F_1 (حالت حاکم) دارد که در حالت حاکم ... $\frac{T a r_2}{\sum r^2}$ $(F_2)_3$ ... $\cos 45$

۱) ۳ ✓ ۲) ۴ ۳) ۵ ۴) ۶

۸۸- بر محور تاچرخانی که در شکل می‌بینید، علاوه بر بار 5kN گشتاور پیچشی 200N.m نیز اعمال می‌شود. قطر محور در تمامی طول آن 30 mm و جنس آن از فولاد با $S_{ut} = 600$ MPa و $S_y = 500$ MPa است. ضریب اطمینان در مقطع بحرانی این محور بر اساس نظریه میزز به کدام مقدار نزدیک‌تر است؟



۱) ۱/۶ ۲) ۲/۶ ۳) ۳/۶ ۴) ۴/۶ ✓

$M = 2500(50\times10^{-3})$

$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = 47.16$ MPa

$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = 56.0$

$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 108.8$

$SF = \frac{500}{108.8} = 4.6$

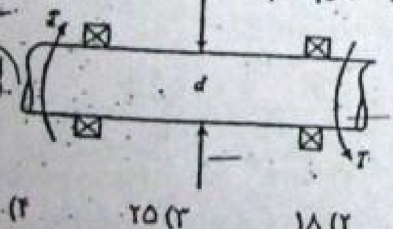
آزمون ۱۳۷۵-۷۶

۸۹- برای افزایش طول عمر فنرهای مارپیچی فشاری با در نظر گرفتن مسئله خستگی، ایجاد کدام عامل مناسب‌ترین است؟

برای بالا بردن استحکام

۱) پیش تنش فشاری ✓
۲) پیش تنش فشاری و کششی
~~۳) پیش تنش فشاری یا کششی بر حسب مورد~~
۴) پیش تنش کششی

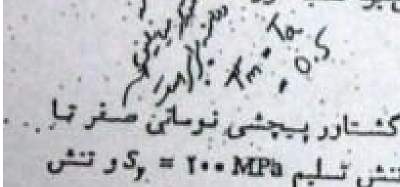
۹۰- یک محور ثابت تحت گشتاور پیچشی نوسانی صفر تا 1000 N.mm = 1 N.m قرار دارد، اگر تنش تسلیم $S_y = 200$ MPa و تنش حد دوام $S_e = 100$ MPa باشد، قطر محور بر اساس ضریب اطمینان ۲، ریشهٔ سوم کدام عدد است؟



(153 >

۱) ۷ ۲) ۱۸ ۳) ۲۵ ۴) ۴۰

۹۱- تنش برشی مجاز جوش در شکل مقابل 140 MPa است. مقدار مجاز بار F تقریباً چند کیلو نیوتن می‌باشد؟



$140 = \frac{F}{0.707\times6\times170} = 100.95$

۱) ۱۰۱ ✓ ۲) ۹۱ ۳) ۱۲۱ ۴) ۱۳۱

$(F_2)_3 = \frac{T\cdot a r_2}{\sum r^2}\frac{r_2}{2} = \frac{T}{2a}$

$(F_2)_6 = \frac{T\cdot a}{\ldots} = T/\ldots$

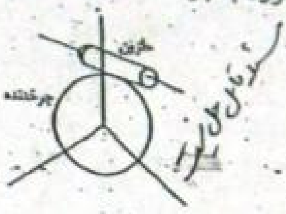
$F_e = 0.56\,(1)\,(2) + 1.4\,(1) = 2.52\ kN$

(۹۲)- مقادیر بارهای شعاعی و محوری وارده بر یک بلبرینگ که نقط رینگ داخلی آن می‌چرخد به ترتیب ۲kN و ۱kN می‌باشد. ظرفیت دینامیکی بلبرینگ ۷۵۶۰ N بوده و سرعت محور آن ۲۰۰۰ دور در دقیقه است. اگر ۱/۴ = Y و ۰/۵۶ = X باشد، برای این یاتاقان چند ساعت عمر پیش‌بینی می‌کنید؟

۱) ۱۲۵ ساعت
۲) ۲۲۵ ✓
۳) ۲۲۲
۴) ۲۵۲

$\frac{L}{10^6} = \left(\frac{7560}{2520}\right)^3 \longrightarrow L = 27 \times 10^6$ سیکل

۹۳- در شکل مقابل اگر تعداد دندانه‌های حلزون ۳، قطر دایره گام ۲۵ میلیمتر، تعداد دندانه‌های چرخدنده ۳۰ و قطر دایره گام d_G باشد، نسبت سرعت زاویه‌ای حلزون به چرخدنده ... بوده و قطر چرخدنده برابر است با:



۱) ۱/۲۰-۲۵۰ میلیمتر
۲) ۱/۲۰- هر عدد دلخواه
۳) ۲۰/۱- هر عدد دلخواه
۴) ۲۰/۱-۲۵۰ میلیمتر

۹۴- یک قطعه تحت بار نوسانی با دامنه تنش ۲۰۰ MPa = σ_a و تنش متوسط ۲۰۰ MPa = σ_m دارای عمر N است. دامنه تنش بارنوسانی کاملاً معکوس (باری با تنش متوسط صفر) که همان عمر N را نتیجه می‌دهد چند مگاپاسکال خواهد بود؟ (مقاومت تسلیم ۸۰۰ MPa = S_y و حد دوام ۴۰۰ MPa = S_e)

۱) ۲۲۲
۲) ۳۳۳
۳) ۴۳۳ (400)
۴) ۵۳۳ ✓

$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = 1 \longrightarrow 533$ (200، 800)

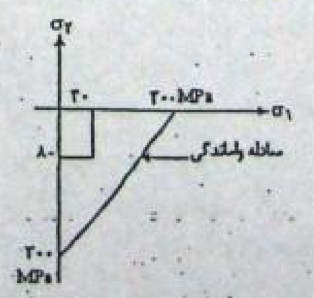
(۹۵)- قطعه‌ای تحت بارنوسانی با دامنه تنش ۲۰۰ MPa و بر اساس ضریب اطمینان ۲ عمر دائم دارد. اگر دامنه تنش را نصف کنیم مقدار تنش متوسط بر حسب MPa برای عمر دائم و بر اساس ضریب اطمینان ۲ چه تغییری خواهد کرد؟ (مقاومت تسلیم ۶۰۰ MPa = S_y و حد دوام ۴۰۰ MPa = S_e)

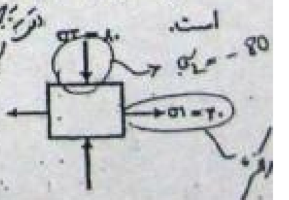
$\frac{\sigma_a = 200}{400} + \frac{\sigma_m}{600} = \frac{1}{2}$ $\boxed{\sigma_m = 0}$

۱) از ۱۰۰ به ۱۵۰
۲) از صفر به ۱۵۰ ✓
۳) تغییر نمی‌کند.
۴) از صفر به ۲۵۰

$\frac{100}{400} + \frac{\sigma_m}{600} = \frac{1}{2} \longrightarrow \boxed{\sigma_m = 150}$

۹۶- تنش‌های اصلی در بحرانی‌ترین نقطه جسمی به صورت زیر هستند. اگر معادله واماندگی استاتیکی (*Static Failure*) به صورت خطی مطابق شکل فرض شود، مقدار ضریب اطمینان (n) کدام است.





۱) ۲
۲) ۲/۵ ✓
۳) ۳
۴) ۳/۵

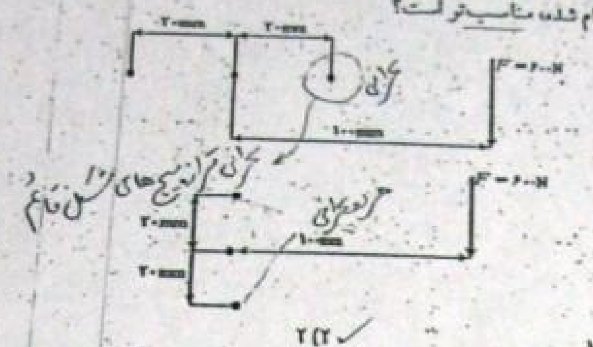
$\tau_{max} = \frac{40-(-80)}{2} = 60$

$S_y = 300$

$\frac{150}{60} = 2.5$

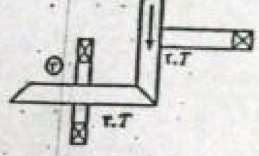
(۱۴)

۹۷- کدام‌یک از دو اتصال (۱) و (۲) که توسط پرچ‌های یکسان انجام شده مناسب‌تر است؟



۱) ۱
۲) ۲ ✓
۳) فرقی ندارد.
۴) به جنس پرچ‌ها بستگی دارد.

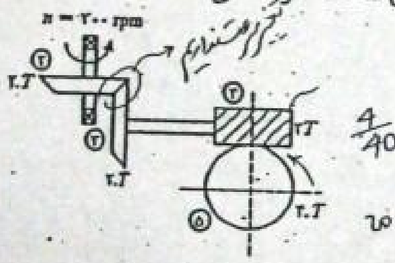
۹۸- در سیستم مقابل نسبت نیروی محوری به نیروی شعاعی در چرخدنده (۲) برابر است با:



$\tan\gamma_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{W_a}{W_r}$

۱) $\frac{1}{2}$
۲) ۱
۳) ۲ ✓
۴) ۳

۹۹- چرخدنده (۵) در شکل مقابل با چه سرعتی (rpm) در جهت عقربه‌های ساعت حرکت می‌کند.



$\frac{4}{40} = \frac{1}{10}$

۱) ۲۰، موافق
۲) ۲۰، مخالف ✓
۳) ۲۰۰، موافق
۴) ۲۰۰، مخالف

(۹.) ۱۰۰- در یک فنر مارپیچ قطر سیم فنر را هشت برابر می‌کنیم. برای اینکه سختی فنر ثابت بماند قطر حلقه فنر باید چند برابر شود؟

۱) ۴ ✓
۲) ۸
۳) ۱۶
۴) ۳۲

۱۰۱- اگر جسمی با ضریب پواسون ۰/۵ = ν تحت وضعیت تنش دو بعدی قرار داشته باشد، مولفهٔ کرنش ε_z کدام خواهد بود؟

۱) صفر
۲) $\frac{-\sigma_x}{E}$
۳) $\frac{-(\sigma_x + \sigma_y)}{E}$
۴) $\frac{-(\sigma_x + \sigma_y)}{2E}$

۱۰۴ـ در مقایسه بین یاتاقان‌های غلتشی با اجزای غلتکی و یاتاقان‌های غلتشی با اجزای ساچمه‌ای، یاتاقان‌های غلتشی ساچمه‌ای برای کدامیک از شرایط مطلوب‌ترند؟

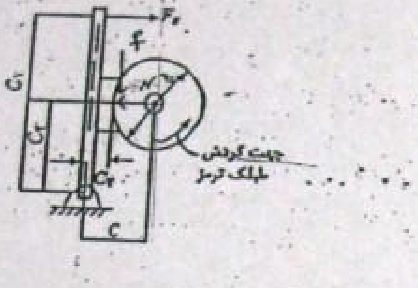
۱) بار بیشتر، سرعت کمتر
۲) بار بیشتر، سرعت بیشتر
۳) بار کمتر، سرعت کمتر
✓ ۴) بار کمتر، سرعت بیشتر

۱۰۵ـ شکل زیر یک ترمز با کفشک از بیرون جمع شونده را نشان می‌دهد. ضریب تقویت کننده خود به خود (*Servo brake factor*) برابر است با:
(ضریب اصطکاک بین طبلک ترمز و کفشک ترمز μ است)

$S.B.F = \frac{M_N}{M_F} = \frac{N \cdot C_2}{F_3 \cdot C_1}$

$$F_3 \cdot C_1 - N C_2 + \boxed{f} C_3 = 0 \qquad f \to \mu N$$

$$SBF = \frac{NC_2}{NC_2 - \mu N C_3} \xrightarrow[\text{تقسیم بر}]{\div NC_2} \frac{1}{1-\mu\frac{C_3}{C_2}}$$



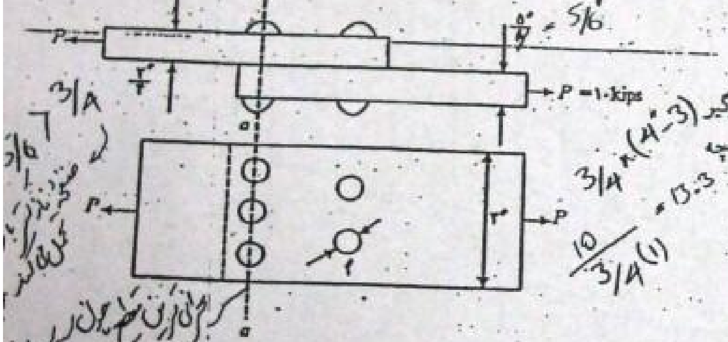
۱) $\mu\left(\frac{C_2}{C_1}\right)+1$

۲) $\mu\left(\frac{C_2}{C_1}\right)-1$

✓ ۳) $\frac{1}{\left(1-\mu\frac{C_3}{C_2}\right)}$

۴) $\frac{1}{\left(1+\mu\frac{C_3}{C_2}\right)}$

۱۰۶ـ دو صفحهٔ شکل زیر توسط پنج پین به یکدیگر پرچ شده‌اند. مقدار تنش کششی در مقطع a–a صفحه چند ksi است؟



3/8

$\frac{3}{8}\times(8-3) = 13.3$

$\frac{15}{3/8}$ (1)

[illegible]

۱) ۲/۶
۲) ۳/۲
۳) ۹/۶
✓ ۴) ۱۳/۳

۱۰۷ـ یک محور توپر با مقطع مدور تحت تاثیر یک گشتاور پیچشی که بین -400 Nm و $+400$ Nm (T_a) تغییر می‌کند قرار دارد. حد تسلیم فلز $S_y = 900$ MPa و حد تحمل تصحیح شدهٔ محور $S_e = 400$ MPa است. برای ضریب اطمینان ۲ حدود قطر لازم برای محور، چند میلیمتر است؟

27.3

۱) ۲۱
✓ ۲) ۲۸
۳) ۳۵
۴) ۵۰

۱۰۸ـ استفاده از مهره ـ واشر لاستیکی در بین قطعات در جهت اطمینان است.

✓ ۱) نرمتر از پیچ بدون
۲) نرمتر از پیچ همراه
۳) مشابه پیچ بدون
۴) مشابه پیچ همراه

در مورد این صدق می‌کند
از نظر آب‌بندی ← از نظر 2

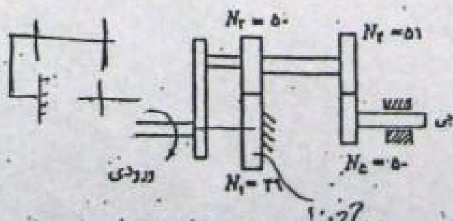
آزمون ۱۳۷۶-۷۷

۱۰۲ـ در دو چرخدندهٔ سادهٔ استاندارد که به طور استاندارد درگیر هستند، اگر فاصلهٔ مراکز به مقدار کمی زیاد شود، زاویه فشار چه خواهد شد؟

دوایر مبنا از هم فاصله می‌گیرند و زاویه تماس هم تغییر [illegible]
دوایر مبنا زیاد می‌شود

✓ ۱) زیاد
۲) کم
۳) هیچ تغییری نخواهد کرد.
۴) بستگی به قطر دایره مبنای پینیون دارد.

۱۰۳ـ در سلسلهٔ چرخدندهٔ شکل زیر محور ورودی با سرعت ۵۰۰ rpm در جهت حرکت عقربه‌های ساعت (ساعت‌گرد) می‌چرخد. جهت و سرعت محور خروجی را تعیین کنید؟



$$\frac{n_{\text{خروجی}} - 500}{0 - 500} = \frac{49\times5}{50\times5}$$

$n_{\text{خروجی}} = +19.6$

چرخ‌دنده ورودی

۱) ۵۰۰ rpm ساعت‌گرد
۲) ۱۹/۶ rpm ساعت‌گرد
۳) ۰/۲ rpm غیر ساعت‌گرد
۴) ۰/۲۰ rpm ساعت‌گرد

چرخ‌دنده‌های ورودی و خروجی از طریق دنده‌ها یا محور مشترک با هم متصل باشند.

محورهای ورودی و خروجی در جای خود و Orbit ندارد

۱۰۹- در یک سیستم تسمه انتقال قدرت، تسمه از فلکه محرک پیروی می‌کند. پولی کوچک‌تر رانده و پولی‌ها با نسبت قطر برابر ۲ می‌باشند. در صورتی که اختلاف افزایش طول نسبی (کرنش Strain) سمت کشیده تسمه و سمت شل آن ۲/۵٪ باشد با توجه به پدیدهٔ خزش (Creep) میان تسمه و پولی‌ها نسبت سرعت واقعی در این سیستم تقریباً برابر است با:

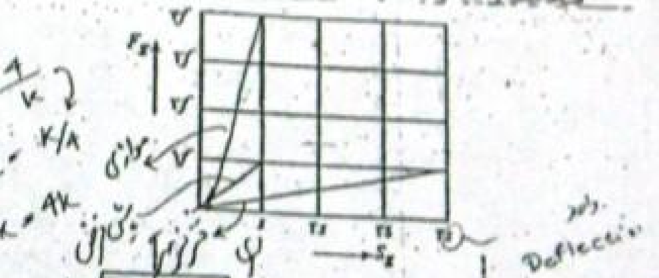
$2(1+0.025)=2.05$

۱) ۱/۹۵ ۲) ۱/۹۷۵ ۳) ۲/۰۲۵ ۴) ۲/۰۵ ✓

۱۱۰- دو چرخ‌دندهٔ مارپیچی (Helical) می‌بایست دو محور به فاصلهٔ ۹ اینچ از یکدیگر را به هم متصل سازند. پینیون دارای گام قطری (Diametral Pitch) برابر ۵، گام قطری مستقیم (Normal Diametral Pitch) برابر ۷ و زاویه فشار ۲۰ درجه می‌باشد. هرگاه نسبت سرعت‌ها ۲:۱ باشد، تعداد دندانه‌های هر یک از چرخ‌دنده‌ها را تعیین کنید؟

✓ ۱) ۳۶، ۷۲ ۲) ۲۱، ۴۲ ۳) ۳۶، ۱۸ ۴) ۱۷، ۳۴

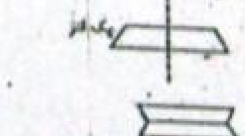
۱۱۱- منحنی فنر که در نمودار زیر رسم شده مربوط به کدام یک از مجموعه فنرها است. (از اصطکاک مابین بشقاب‌ها صرف‌نظر کنید. ضخامت و دیگر ابعاد بشقاب‌ها همه با هم برابر هستند)

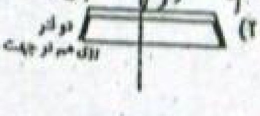


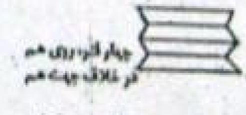
$\frac{1}{K_e}=\frac{9}{K}$

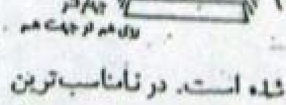
سری $K_e=K/9$

موازی $K=9K$

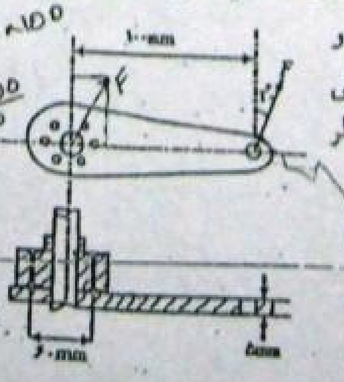

۱) یک فنر


۲) دو فنر روی هم در جهت هم


۳) چهار فنر روی هم در خلاف جهت هم ✓


۴) چهار فنر روی هم در جهت هم

۱۱۲- اهرمی مطابق شکل زیر پرچ شده است. در نامناسب‌ترین حالت نیروی F = ۲۱۰۰N در زاویه α = ۲۰° اثر می‌کند. تعداد پرچ‌ها، شش و اندازه آنها یکسان است. اگر تنش مجاز برشی (و یا پیچشی) τ = ۲۰۰ N.mm² و تنش بر ساق یا لهیدگی σ = ۲۰۰ N.mm² باشد، d، قطر هر پرچ چند میلیمتر است؟

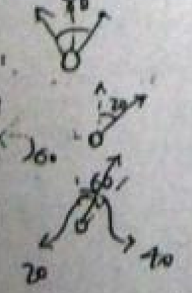


$T=F\cos 20\times 100$

$F_1=350N=\frac{2100}{6}$

$F_2=1096N$

F برآیند



$\frac{F}{5d}=200$

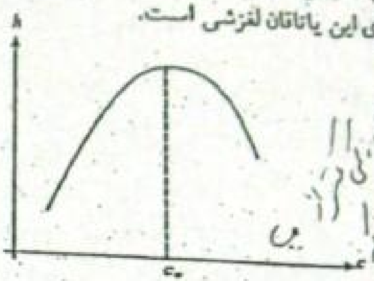
$\boxed{d=1.9}$

۱) ۳ ✓
۲) ۴
۳) ۲/۹۲
۴) ۲/۲

مطالعات بون [illegible]

آزمون ۱۳۷۷-۷۸

۱۱۳- نمودار زیر تغییرات کمترین ضخامت لایه روغن h را بر حسب لقی شعاعی c نشان می‌دهد. کدام گزینه لقی شعاعی اولیهٔ مناسب برای این یاتاقان لغزشی است.



[illegible]

۱) c_0 ۲) $\frac{5}{4}c_0$ ۳) $\frac{c_0}{2}$ ۴) ✓ $\frac{3}{4}c_0$

۱۱۴- بین دو شافت با نسبت دور ۱:۳ قدرت 5kW قرار است منتقل شود. اگر دور شافت راننده 100 rpm بوده به دلیل محدودیت فضا فاصلهٔ مراکز دو شافت 800 mm باشد وسیلهٔ انتقال قدرت مناسب کدام است؟

۱) یک عدد تسمهٔ V شکل ۲) چند عدد تسمهٔ V شکل

۳) ✓ زنجیر و چرخ زنجیر ۴) تسمهٔ تخت

$\frac{\pi d n}{60000} = ۳ \times 2.1 \ m/s < ۵$ $r + R = 800$

$R = 3r \longrightarrow 4r = 800$ $r = 200$ $d = 400$

۱۱۵- شافتی دارای قطر 25e7 و سوراخ مربوط به آن دارای قطر 25H5 می‌باشد. کدام گزاره در مورد این شافت صادق خواهد بود؟

۱) با ابعاد و تلرانس موجود شافت نمی‌تواند در سوراخ دوران بنماید.

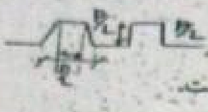
۲) برای دوران شافت در سوراخ بایستی تلرانس شافت را به k تغییر داد.

۳) چون گرید تلرانس هر دو ۵ است، شافت در سوراخ نخواهد چرخید.

۴) جهت افزایش دقت در انطباق دو عضو به صورت چرخشی، می‌توان تلرانس شافت را ۶ گرفت.

[illegible]

۱۱۶- پیچ انتقال قدرت دنده ذوزنقه‌ای نسبت به دنده مربعی کدام مزیت را دارد؟



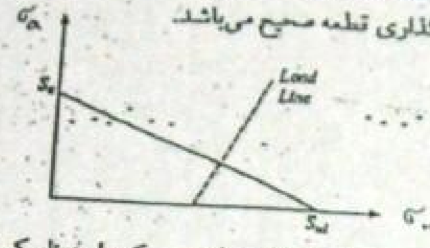
۱) ارتفاع شعاعی دنده‌های پیچ در آن بیشتر است.

۲) ✓ استحکام دنده‌های آن در مقابل برش بیشتر است.

۳) ✓ به دلیل تورب سطح دنده‌ها تنش سطحی مابین پیچ و مهره در آن کمتر است.

۴) ✓ در سرعت‌های بالاتری قابل به کارگیری است

۱۱۷- شکل زیر دیاگرام اصلاح شده گودمن (Good man) را برای قطعه‌ای نشان می‌دهد. خط بار (load line) قطعه نیز رسم شده است. کدام عبارت در مورد نحوهٔ بارگذاری قطعه صحیح می‌باشد.



۱) ✓ قطعه تحت بار استاتیکی ثابت و یک بار دینامیکی با مقدار متوسط غیر صفر قرار دارد.

[illegible]

۲) قطعه تحت اثر بار استاتیکی ثابت و بار دینامیکی با مقدار متوسط صفر قرار دارد.

۳) قطعه تحت اثر یک بار دینامیکی برگشت‌پذیر با مقدار متوسط غیر صفر قرار دارد.

۴) قطعه تحت اثر یک بار دینامیکی غیر برگشت پذیر با مقدار حداقل صفر قرار دارد.

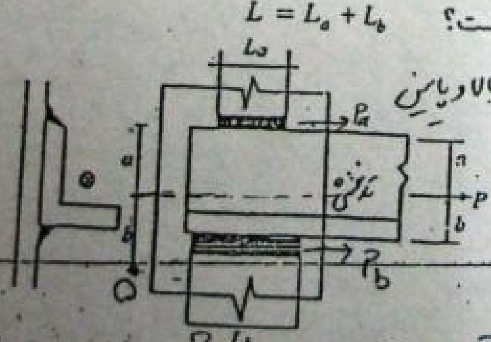
۱۱۸- تنش‌های اصلی در یک قطعه عبارتند از $\sigma_1 = ۷۰ \ MPa$، $\sigma_2 = ۳۰ \ MPa$ و $\sigma_3 = ۰$ ضریب اطمینان طراحی با استفاده از تئوری ماکزیمم تنش برشی چقدر است؟

$(S_y = ۱۵۰ \ MPa)$

75/35 10%

۱) ۱/۵ ۲) ✓ ۲/۱۴ ۳) ۳ ۴) ۲/۷۵

۱۱۹- اگر نیرو P در مرکز سطح نبشی وارد شود، کدام طول جوش مناسب است؟ $L = L_a + L_b$



یعنی تنش در بالا و پایین برابر باشد.

$$\frac{P_a}{0.707 h L_a} = \frac{P_b}{0.707 h L_b} \longrightarrow \frac{P_a}{L_a} = \frac{P_b}{L_b} = \frac{P}{L}$$

$$P(a+b) = P(b) \longrightarrow L_a = \frac{bL}{a+b} \quad / \quad L_b = \frac{aL}{}$$

(۱۷)

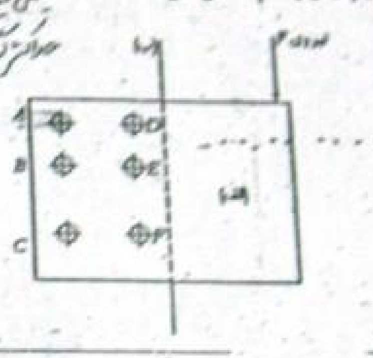
۱) $L_b = \frac{aL}{a+b}$ و $L_a = \frac{bL}{a+b}$

۲) $L_b = \frac{bL}{a+b}$ و $L_a = \frac{aL}{a+b}$

۳) $L_a = L_b$

۴) $L_b = \frac{a^2L}{a+b}$ و $L_a = \frac{b^2L}{a+b}$

۱۲۰. کدام‌یک از پیچ‌ها در اتصال شکل زیر دارای بیشترین تنش می‌باشد. تمام پیچ‌ها دارای قطر و جنس یکسان هستند و دو قطعه (الف) و (ب) را به هم متصل می‌کنند



۱) A ۲) C ۳) D ۴) F

۱۲۱. فنری مارپیچ که قطر متوسط D = ۱۰ mm و قطر مفتول d = ۲ mm را دارد، تحت تاثیر نیروی فشاری F = ۱۰π نیوتن قرار گرفته است. حداکثر تنش برشی ایجاد شده در این فنر کدام است؟

۱) ۱۰ MPa ۲) ۱۶۵ MPa ۳) ۵۵ MPa [✓ ۴) ۱۱۰ MPa]

$K_s = \frac{2C+1}{2C}$

۱۲۲. در یک گیربکس حلزونی (Worm Gear) یک پیچ دو نخ به قطر ۱۰۰ mm با یک چرخدنده به قطر ۶۰۰ mm که دارای ۴۰ دندانه است درگیر می‌باشد نسبت تبدیل این گیربکس برابر است با:

۱) ۱:۶ [✓ ۲) ۱:۲۰] ۳) ۱:۳۰ ۴) ۱:۴۰

$\frac{40}{2} = 20$

۱۲۳. دو چرخدندهٔ ساده با مدول برابر و تعداد دندانه‌های غیر مساوی با یکدیگر به گونه‌ای درگیر شده‌اند که فاصله مراکز فعلی آنها ٪۱۰ بیش از نصف مجموع اقطار دو دایر گام آنها شده است در این حالت:

۱) شعاع دوایر مبنای دو چرخدنده عوض می‌شود
۲) شعاع دوایر گام چرخدنده‌ها عوض می‌شود
۳) زاویه فشار دو چرخدنده عوض می‌شود
۴) گام دایره‌ای چرخدنده‌ها عوض می‌شود

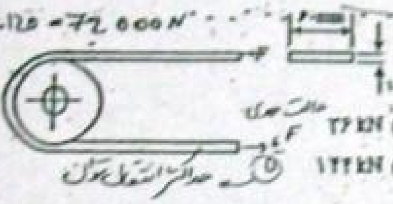
۱۲۴. بلبرینگی دارای ظرفیت دینامیکی ۲۴kN بوده و بار معادلی به صورت یکنواخت و به میزان ۸kN بر آن وارد می‌شود در صورتی که سرعت دورانی شافت ۲۰۰۰ RPM باشد این بلبرینگ چند ساعت عمر خواهد کرد؟

۱) ۲۷ ۲) ۱۵۰۰ [✓ ۳) ۲۲۵] ۴) ۳۰۰۰

آزمون ۷۹-۱۳۷۸

۱۲۵. در تسمهٔ شکل زیر که با پولی به قطر ۱۲۰ mm در تماس است حداکثر نیروی انتقالی ممکن توسط تسمه چقدر می‌تواند باشد در صورتی که مقاومت کششی تسمه $S_u = 120$ MPa و مقاومت فشاری مادهٔ تسمه $S_{uc} = 10$ MPa باشد (از خمش تسمه صرف‌نظر شود)

$(60\times10)\times120 = 72\,000\ N$



$P = \frac{F\times D}{120\times60} = 10$

۱) ۱۸kN ۲) ۳۶kN [✓ ۳) ۷۲kN] ۴) ۱۴۴kN

F = 72 kN

۱۲۶. یک فنر مارپیچ فشاری دارای قطر متوسط ۶۰ mm و قطر میلهٔ ۶ mm و دارای ۸ حلقهٔ موثر می‌باشد. اگر گام حلقه‌ها ۱۰ mm باشد تنش ماکزیمم برش به وجود آمده در فنر وقتی به طول مرده (طول جامد) برسد برابر کدام خواهد بود؟ (G = ۷۰ Gpa)

۱) ۳۹۰ MPa ۲) ۲۳۴ MPa [✓ ۳) ۱۵۶ MPa] ۴) ۱۹/۵ MPa

$\delta_s = 32 \rightarrow F = 2\ldots N,\ D = 6/60 \ldots$

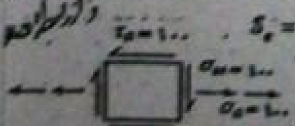
۱۲۷. در یاتاقان‌های هیدرودینامیکی (Journal Bearing) افزایش دور شافت‌ها: باعث افزایش

[✓ ۱) موجب کاهش فشار هیدرودینامیک ماکزیمم یاتاقان می‌شود.]
۲) موجب کاهش زاویه محل پارگی لایه روغن می‌شود.
۳) موجب بیشتر شدن دبی روغن در گردش و کاهش اصطکاک می‌شود
۴) موجب افزایش سرعت حرکت روغن و کاهش ضخامت لایه روغن می‌شود.

افزایش

۱۲۸. یک میله مطابق شکل زیر تحت بار ثابت کششی F و ممان خمشی نوسانی M(t) و گشتاور پیچشی نوسانی T(t) قرار دارد. تنش‌های به وجود آمده در نقطه‌ای بر سطح میله مطابق مقادیر نشان داده شده در المان هستند بر اساس معیار گودمن ضریب اطمینان ماده در مقابله به خستگی چقدر است؟

(اعداد به MPa) $S_u = 800$ و $S_e = 250$



۱) ۲/۵۸ ۲) ۲/۰۸ ۳) ۱/۲۵ [✓ ۴) ۱/۰۸]

$\frac{\sigma_{em}}{S_{ut}} + \frac{\sigma_{ea}}{S_e} = \frac{1}{SF}$ / $\sigma_e^a = [\sigma^2 + 3\tau^2]^{1/2} = \sqrt{4\times100^2} = 200$

$\sigma_e^m = 100$

۱۲۹- میله‌ای به قطر حدودی ۶ mm که سطح آن سنگ زده شده ($k_a = ۰/۹$) تحت باری خمشی با دامنه متغیر قرار دارد، به گونه‌ای که بار وارده را می‌توان ترکیبی از تنش نرمال با مقدار متوسط ۳۲۰ MPa و دامنه نوسان ۳۰۰ MPa دانست. اگر مادهٔ میله، فولاد با استحکام نهایی ۱۲۰۰ MPa و استحکام تسلیم ۸۰۰ MPa باشد، آینده میله بر اساس معیار گودمن چگونه خواهد بود؟ (قابلیت اطمینان ۵۰٪)

$\sigma_a = 300$

$S_e = (0.5\ \underbrace{S_{ut}}_{1000}) \times 0.9 = 450$

$SF = 1.01$

۱) عمر بی‌نهایت خواهد نمود. ✓
۲) عمر محدود بیش از ۱۰۰۰۰ سیکل می‌نماید.
۳) عمر محدود کمتر از ۱۰۰۰ سیکل می‌نماید.
۴) تسلیم استاتیکی در آن اتفاق می‌افتد.

۱۳۰- برای کلاچ‌های اصطکاکی دیسکی کدام اتفاق درست است؟

۱) اصولاً در این گونه کلاچ‌ها سایش در طول عمر کارکرد آن ثابت است.
۲) اصولاً در این گونه کلاچ‌ها فشار در تمام مناطق دیسک ثابت است که باعث سایش غیر یکنواخت کلاچ در طول عمر آن می‌شود.
۳) در اثر درگیری دیسک‌ها، ابتدا سایش در سرتاسر دیسک ثابت بوده و سپس در مناطق خارجی سایش افزایش می‌یابد.
۴) در اثر درگیری دیسک‌ها، ابتدا فشار ثابت بوده و سایش در مناطق خارجی دیسک‌ها بیشتر و سپس سایش ثابت می‌گردد. ✓

۱۳۱- در صورتی که اندازه محور ϕ۵۰h۶ باشد اندازه سوراخ یاتاقان ژورنال چه مقدار است؟

۱) ϕ۵۰E۸
۲) ϕ۵۰H۸
۳) ϕ۵۰M۸
۴) ϕ۵۰F۸

۱۳۲- در دو چرخدنده ساده با نسبت تبدیل و فاصله مراکز ثابت، افزایش تعداد دندانه‌ها موجب کدام پدیده خواهد شد؟

۱) افزایش تنش هرتزین به دلیل کاهش انحنای دندانه‌ها
۲) افزایش ضریب هندسی چرخدنده‌ها [illegible]
۳) افزایش نیروی تماسی بین دندانه‌ها به دلیل کوتاه‌تر شدن دندانه‌ها
۴) کاهش دایره مبنا به دلیل کوتاه‌تر شدن دندانه‌ها

۱۳۳- یک چرخدنده مارپیچ (هلیکال) با زاویه فشار نرمال ۲۰°، مدول ظاهری ۲/۲ و مدول نرمال ۲ می‌باشد. زاویه فشار مماسی ϕ_t چقدر است؟

$\tan\phi_n^{20} = \tan\phi_t \cdot \cos\psi$

$m_n = m_t \cos\psi \longrightarrow \cos\psi = \frac{2}{2.2} \longrightarrow \phi_t = 21.8$

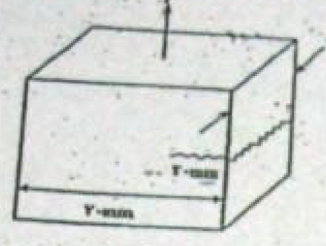
۱) ۱۸/۳°
۲) ۲۱/۸° ✓
۳) ۲۲/۶°
۴) ۲۴/۶°

$P_p = \pi$

$\longleftarrow m \cdot \pi = p$

$(19)\ P = \frac{1}{m}\ \left(P = \frac{N}{d}\right), \left(m = \frac{d}{N}\right)$

۱۳۴- در قطعه‌ای با مقطع مستطیل به ابعاد ۴۰×۷۰ mm از ماده‌ای چکش‌خوار، ترکی با طول ۲۰ mm در روی لبه به وجود آمده است. اگر ضریب هندسی Q=1 و مقاومت در مقابل شکست ماده ۳۲ MPa $\sqrt{m}$ و استحکام تسلیم ماده ۲۱۰ MPa باشد، حداکثر نیروی مجاز که می‌تواند به قطعه وارد شود چقدر است؟



۱) ≃۲۲۶ kN
۲) ≃۲۵۵ kN
۳) ≃۳۵۷ kN
۴) ≃۴۲۰ kN

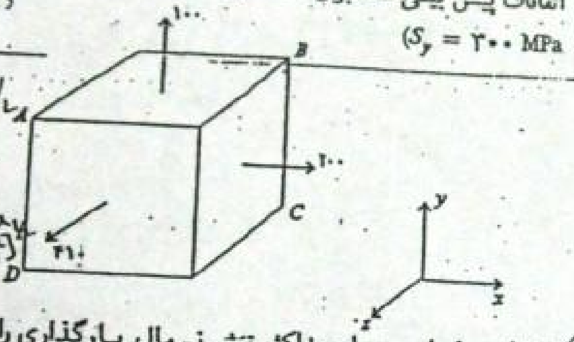
$K = Q\sigma\sqrt{\pi a} = 1\left(\frac{F}{2800}\right)\sqrt{\pi(0.02)} = 32 \Big\} F = 357 \times 10^3 N$

آزمون ۸۰-۱۳۷۹

۱۳۵- المانی از یک عضو تحت بارگذاری زیر قرار دارد در صورتیکه ماده قطعه دارای استحکام‌های زیر باشد، کدامیک از اتفاقات پیش‌بینی شده برای قطعه رخ خواهد داد؟ ($S_u = ۴۲۰$ MPa , $S_y = ۳۰۰$ MPa)

$\frac{410-100}{2} = 155$

$155 > \frac{S_y}{2}$

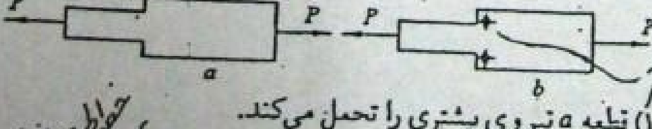


$\sigma_e = 274$ MPa

$[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\ldots)^2]$

۱) قطعه براساس معیار حداکثر تنش نرمال بارگذاری را تحمل خواهد کرد. ✓
۲) قطعه براساس معیار ترسکا تسلیم می‌شود.
۳) قطعه براساس معیار وان میزز بارگذاری را تحمل خواهد کرد.
۴) قطعه در صفحه z-y تسلیم می‌شود. صفحه تنش‌های ۴۱۰,۱۰۰

۱۳۶- قطعه‌ای از فولاد نیروی کششی متغیر P را باید تحمل کند. دو طرح زیر پیشنهاد شده است. کدام عبارت در مورد آنها صادق است. (در طرح b گوشه‌ها سوراخ شده است)



۱) قطعه a نیروی بیشتری را تحمل می‌کند.
۲) قطعه b نیروی بیشتری را تحمل می‌کند. ✓
۳) هر دو قطعه نیروی یکسانی را تحمل می‌کنند.
۴) استحکام قطعه‌ها بستگی به مقدار نیرو دارد.

$m \cdot N \cdot \pi = N \cdot p$

۱۳۷- بر روی جزء بحرانی قطعه‌ای، تنش معکوس شونده $\sigma = 250\ \text{MPa}$ و تنش برشی استاتیکی $\tau = 250\ \text{MPa}$ وارد می‌شود. در صورتی که جنس قطعه از فولاد با $S_u = 700\ \text{MPa}$ و $S_y = 580\ \text{MPa}$ و حد دوام تصحیح شده $S_e = 250\ \text{MPa}$ باشد، کدام گزاره صحیح است؟

$\sigma_a = 250$
$\sigma_m = \sqrt{3}\ \tau_m$
$SF_a = 0.85$
$SF_m = 0.68$

۱) تحت شرایط بارگذاری خستگی گسیخته می‌شود ولی در بارگذاری استاتیکی دوام می‌آورد.

۲) تحت شرایط بارگذاری استاتیکی گسیخته می‌شود ولی در بارگذاری خستگی دوام می‌آورد.

۳) تحت هر دو شرایط بارگذاری استاتیکی و خستگی دوام می‌آورد.

✓ ۴) تحت هر دو شرایط بارگذاری استاتیکی و خستگی گسیخته می‌شود.

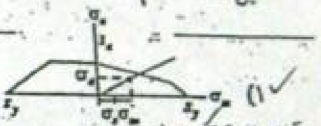
۱۳۸- کدامیک از عوامل زیر در کم شدن عمر قطعه تأثیری ندارد؟

۱) خستگی
۲) درجه حرارتهای زیاد
۳) سایش
✓ ۴) ضریب انبساط حرارتی

۱۳۹- بر روی قطعه‌ای ابتدا تنش استاتیکی σ_0 و پس از آن تنشهای نوسانی σ_{min} و σ_{max} وارد می‌شوند. نمودار گودمن اصلاح شده برای این قطعه کدام است؟

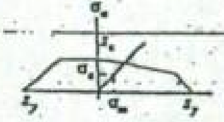
σ_m, σ_a

✓ ۱)

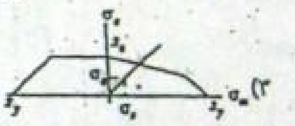


تنش استاتیکی (غیرثابت) با σ_m جمع جبری می‌شود

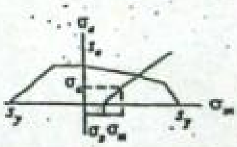
۲)



۳)



۴)



۱۴۰- یک قطعه سیم را از وسط به دو نیم می‌کنیم و از هر یک، یک فنر می‌سازیم اولی دارای N حلقه و دومی دارای $2N$ حلقه می‌باشد. نسبت تغییر طول اولی به دومی به ازای بار یکسان P برابر است با: طول مساوی

$\pi D.N$

۱) ۲
۲) $\frac{1}{2}$
✓ ۳) $\frac{1}{4}$
۴) $\frac{1}{8}$

$\pi D_1 N = \pi D_2\, 2N \rightarrow D_1 = 2D_2$

$\delta_1/\delta_2 = \frac{8PD_1^3 N}{D_2^3 (2N)} = 4$

۱۴۱- در استفاده از پیچ و مهره کدامیک از گزاره‌های زیر نادرست هستند؟

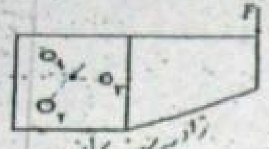
۱) پیچهای دنده ریز در مقابل تورک سفت کردن یکسان، قطعات را بیش از پیچهای دنده درشت می‌فشارند.

۲) جنس مهره از جنس پیچ باید نرم‌تر باشد تا تقسیم بار بین آنها یکنواخت باشد.

✓ ۳) سفت کردن هرچه بیشتر پیچ از استحکام پیچ در مقابل بارهای نوسانی می‌کاهد.

۴) نیروی کشش اولیه پیچ هرچه باشد نیروی وارده به پیچ در سرحد جدایی برابر بار وارده است.

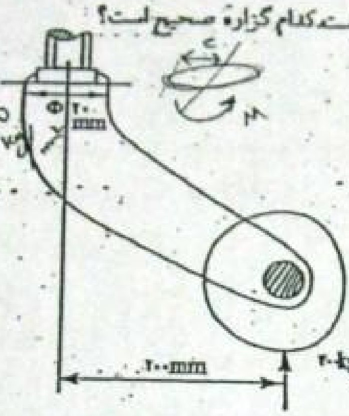
۱۴۲- در شکل روبرو با توجه به هم اندازه بودن پیچها و استقرار آنها بر روی رئوس یک مثلث متساوی الاضلاع، کدام گزاره صحیح است؟



زاویه تنش بحرانی

۱) پیچ یک بحرانی‌ترین پیچ است.
۲) پیچ دو بحرانی‌ترین پیچ است.
✓ ۳) پیچ سه بحرانی‌ترین پیچ است.
۴) هر سه پیچ شرایط یکسانی دارند.

۱۴۳- چرخ لوله کوچک مطابق شکل تحت اثر نیرو قرار می‌گیرد اگر ضخامت درز جوش $6\ \text{mm}$ باشد و تنش مجاز جوش $500\ \text{kg/cm}^2$ است کدام گزاره صحیح است؟



$\frac{Mc}{I}$

$\frac{30000(10)}{0.707 \times 6 \times \pi \times 10}$

6000 kg/cm

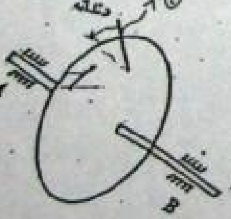
۱) با صرفنظر کردن از نیروی برشی در محل اتصال، جوش مقاومت می‌کند.

✓ ۲) با درنظر گرفتن ممان خمشی در محل اتصال، جوش مقاومت نمی‌کند.

۳) با درنظر گرفتن ممان خمشی در محل اتصال، جوش مقاومت می‌کند.

۴) با درنظر گرفتن نیروی برشی و ممان خمشی در محل اتصال، جوش مقاومت می‌کند.

۱۴۴- یک چرخدنده مارپیچ که با یک دندانهٔ آن در شکل نشان داده شده است بعنوان چرخدنده محرک (گرداننده) مورد استفاده قرار می‌گیرد. با درنظر گرفتن حداقل هزینه، برای جهت نشان داده شده:



✓ ۱) باید یک یاتاقان کف گرد در تکیه‌گاه A درنظر گرفته شود.

۲) باید یک یاتاقان کف گرد در تکیه‌گاه B درنظر گرفته شود.

۳) چرخدنده مارپیچی به یاتاقان کف‌گرد نیاز ندارد.

۴) باید دو یاتاقان کف گرد، در تکیه گاههای A و B درنظر گرفته شود.

۱۴۵- یک چرخ دنده مارپیچ با زاویه فشار عمودی ۱۴/۵° و مدول مایل ۴ mm، ۱۸ دندانه دارد. قطر گام کدام است؟

۱) ۸/۸۹ mm ۲) ۱۱/۵۷ mm ۳) ۱۲/۵۷ mm ۴) ۷۲ mm

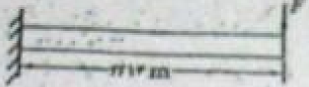
[illegible] ۱۴/۵ ، ۱۲ ، [illegible]

$d_p = m_n \cdot N$

ظاهری عرضی

$4 \times 18 = 72$

۱۴۸- در شکل زیر، میله‌ای به قطر ۲۰ mm تحت بار نوسانی ۶۰۰N تا ۱۰۰۰N قرار دارد. در صورتیکه جنس میله از فولاد با تنش نهایی $S_u = 800\ \text{MPa}$ باشد و تنش حد تحمل نصف حد نهایی در نظر گرفته شود، با استفاده از رابطه گودمن کدام گزینه صحیح است؟



۱) ضریب اطمینان $n = 1/33$ است پس میله عمر نامحدود دارد.
۲) ضریب اطمینان $n < 1$ است پس میله عمر محدود دارد.
۳) با توجه به اینکه تنش نوسانی کمتر از تنش حد تحمل است عمر میله نامحدود است.
۴) ضریب اطمینان $n = 1/6$ است پس عمر میله نامحدود است.

۱۴۹- K یک پیچ مربعی یک رشته با قطر گام ۵۰ mm و شیب زاویه مارپیچ ۰/۲ دارای راندمان ۵۰٪ است. برای اینکه این پیچ بتواند نیروی ۱۰ kN را وارد نماید، گشتاور لازم کدام است؟ (برحسب N.m)

$e = \frac{Fl}{2\pi T}$ $\quad t = \lambda = \frac{l}{\pi d_m} \to \frac{l}{0.2} = \frac{l}{\pi 50} \longrightarrow l = 250\pi$

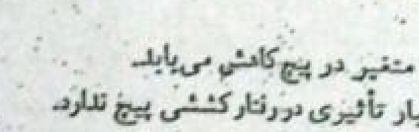
۱) ۵ ۲) ۱۰ ۳) ۱۵ ۴) ۲۰

$\longrightarrow T = 2500\ N.m$ ارزش $\xrightarrow{\lambda = 0.2} T = 100N$

۱۵۰- در مورد وجود پیشبار در اتصالات پیچی کششی کدام گزینه صحیح است؟

۱) ✓ دامنه تنش متغیر در پیچ کاهش می‌یابد.
۲) وجود پیشبار تأثیری در رفتار کششی پیچ ندارد.
۳) به علت ایجاد فشار بین قطعات، دیگر نیازی به نصب واشر بین آنها نخواهد بود.
۴) تسلیم پیچ می‌تواند موجب کرنش سختی آن و در نتیجه کاهش تعداد پیچ‌های موردنیاز در اتصال گردد. (در مورد [illegible] قطعه‌ای [illegible] چون صفحات از هم جدا و بار روی پیچ می‌باشد)

۱۵۱- شکل مقابل یک میز ارتعاشی (ویبراتور) را نشان می‌دهد که بار F در وسط آن اعمال شده و دو فنر مشابه در تکیه‌گاههای آن قرار دارد. در صورتیکه حداکثر تغییر مکان تکیه‌گاهها Δ فرض شود و قطر متوسط فنرها D، تعداد حلقه N و مدول برشی آنها G در نظر گرفته شود، قطر مفتول فنرها d کدام است؟ (ضریب سختی فنر $K = \frac{d^4 G}{8D^3 N}$ می‌باشد.)



۱) $d = \left[\frac{G\Delta L}{16 FD^3 N}\right]^{\frac{1}{4}}$ ۲) $d = \left[\frac{G\Delta L}{4 FD^3 N}\right]^{\frac{1}{4}}$

۳) $d = \left[\frac{8 FD^3 N}{G\Delta}\right]^{\frac{1}{4}}$ ۴) ✓ $d = \left[\frac{4 FD^3 N}{G\Delta}\right]^{\frac{1}{4}}$

آزمون ۱۳۸۰-۸۱

تست‌های ۱۴۶ و ۱۴۷ از بخش مقاومت مصالح بررسی گردیده و ارتباطی به طراحی اجزاء ندارند.

$F = 2K\Delta \longrightarrow K = \frac{F}{2\Delta} = \frac{d^4 G}{8D^3 N}$

$d = \left[\frac{4FD^3N}{G\Delta}\right]^{1/4}$

$\left[L-\frac{1}{4}\left(\pi(R+r)\right)\right]^2+\frac{1}{4}(R-r)^2=4C^2$

۱۵۲- فاصله مراکز (c) چرخهای یک دستگاه انتقال توان تسمه‌ای با دو محور با شعاع چرخهای r_1(محرک) و r_2 و طول تسمه L با کدام رابطه محاسبه می‌شود؟

$\theta_1=\theta_2=\pi$

۱) $c=\frac{1}{4}\left[L-(r_1+r_2)\right]^2-(r_1-r_2)^2$

۲) $c^2=\frac{1}{4}\left[L+(r_1+r_2)\right]^2-\pi(r_1-r_2)^2$

✓ ۳) $c^2=\frac{1}{4}\left[L-\pi(r_1+r_2)\right]^2-(r_1-r_2)^2$

۴) $c=\frac{1}{2}\left[L-\pi(r_1+r_2)\right]^{\frac{1}{2}}-\left[r_1-r_2\right]^{\frac{1}{2}}$

[illegible]

۱۵۳- افزایش زاویه فشار از ۱۴/۵° به ۲۰° در هنگام تولید چرخدنده سبب پدیدار شدن چه اثری می‌گردد؟

۱) افزایش ضخامت سر دندانه

$N_{min}=\frac{2}{\sin^2\phi}$

۲) کاهش ضخامت پای دندانه

۳) افزایش سقف حداقل تعداد دندانه و استحکام آن

✓ ۴) کاهش سقف حداقل تعداد دندانه و استحکام آن

$N \downarrow \rightarrow Y \uparrow$

۱۵۴- در بلبرینگها، با فرض عدم وجود بار محوری و ثابت بودن بقیهٔ پارامترها، اگر بار شعاعی نصف شود، کدام گزینه در مورد عمر یاتاقان صحیح است؟

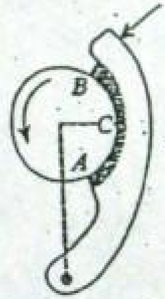
۱) نصف می‌شود

۲) دو برابر می‌شود

۳) ۴ برابر می‌شود

✓ ۴) ۸ برابر می‌شود

۱۵۵- در مورد توزیع فشار در ترمز نشان داده شده در شکل روبرو کدام گزینه صحیح است؟



۱) از A تا B به طور مداوم کاهش می‌یابد.

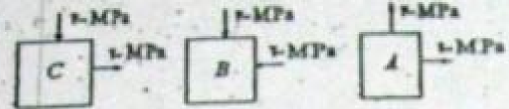
۲) از A تا B به طور مداوم افزایش می‌یابد.

✓ ۳) از A تا C افزایش و سپس از C تا B کاهش می‌یابد.

۴) از A تا C کاهش و سپس از C تا B افزایش می‌یابد.

آزمون ۱۳۸۱-۸۲

۱۵۶- قطعه‌ای از ماده با ازدیاد طول لحظهٔ شکست حدود ۳ درصد ساخته شده است. تنش در نقاط A و B و C در این قطعه مطابق شکل نشان داده شده می‌باشد. با توجه به شکل و براساس دقیق‌ترین نظریه واماندگی، ($S_{ut}=500$ MPa) کدام عبارت صحیح است؟



۱) نقطه C بحرانی‌تر از B و B بحرانی‌تر از A است.

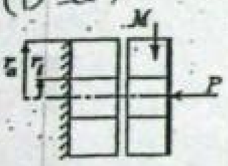
✓ ۲) نقطه A بحرانی‌تر از C و C بحرانی‌تر از B است.

۳) نقطه A بحرانی‌تر از B و B بحرانی‌تر از C است.

۴) نقاط A، B و C دارای شرایط یکسان هستند.

۱۵۷- نیروی محوری P روی صفحات کلاچ باعث تماس صفحات با یکدیگر می‌شود. چنانچه ضریب اصطکاک استاتیک بین صفحات μ و شعاع داخلی و خارجی کلاچ به ترتیب r_i و r_o باشد. کدام رابطه برای M، گشتاور لازم جهت حرکت دادن (آستانهٔ حرکت) صفحات نسبت به یکدیگر صحیح می‌باشد؟

$P=\frac{P}{\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)}$ ، $D=2r_o$ ، $d=2r_i$



۱) $M=\frac{P\mu}{(r_o^2-r_i^2)}\left[\frac{3}{2}(r_o^3-r_i^3)\right]$

۲) $M=\frac{P\mu}{(r_o^2-r_i^2)}\left[\frac{1}{2}(r_o^2-r_i^2)\right]$

۳) $M=\frac{P\mu}{(r_o^2-r_i^2)}\left[\frac{1}{3}(r_o^3-r_i^3)\right]$

✓ ۴) $M=\frac{P\mu}{(r_o^2-r_i^2)}\left[\frac{2}{3}(r_o^3-r_i^3)\right]$

۱۵۸- یک حلزون دو راهه راست گرد، توان ۰/۷۵ kW را با ۱۲۰۰ دور بر دقیقه به چرخ حلزون ۳۰ دندانه‌ای انتقال می‌دهد. گام محوری حلزون ۱۳ میلی متر و عرض سطح دندانه آن ۶۲ میلی متر است. قطر گام حلزون ۵۰ mm و عرض سطح دندانه چرخ ۲۵ mm و نیز زاویه فشار ۱۴/۵° می‌باشد. اندازه راهنما و زاویه راهنما به ترتیب کدام است؟

پیشروی و زاویهٔ پیشروی

۱) ۳۲ mm و ۱۳°

✓ ۲) ۲۶ mm و ۹/۴°

۳) ۳۲ mm و ۱۸°

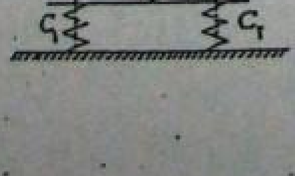
۴) ۲۶ mm و ۹/۸°

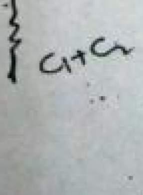
$l=N_w \cdot P_x$

$2\times 13=26$

$\tan\lambda=\frac{l}{\pi d_m}=\frac{26}{\pi(50)}=0.1655 \longrightarrow \lambda=9.4°$

۱۵۹- در اتصال مختلط فنرها، مطابق شکل ضریب فنریت کل سیستم (C) از کدام رابطه بدست می‌آید؟





$\frac{1}{k}=\frac{1}{C_1+C_2}+\frac{1}{C_3}$

$\frac{1}{C}=\frac{C_3+C_1+C_2}{C_3(C_1+C_2)}$

۱) $\frac{1}{C}=\frac{C_2}{C_1+C_2}$ ۲) $C=C_1+C_2+C_3$

۳) $\frac{1}{C}=\frac{1}{C_1}+\frac{1}{C_2}+\frac{1}{C_3}$ ۴) $\frac{1}{C}=\frac{1}{C_1+C_2}+\frac{1}{C_3}$ ✓

۱۶۰- یک چرخ دنده مارپیچ، با زاویهٔ فشار ۱۴/۵° و زاویه مارپیچ ۲۵° در مدول مایل ۲ mm دارای ۱۸ دندانه است. گام محوری آن چند میلی متر است؟

$P_n = \frac{P_t}{\cos\psi}$ $m_n \cdot 0.71 = P_n$ 90.71 $\rightarrow P_n$

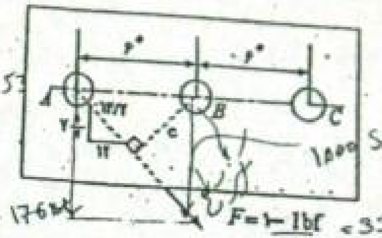
۱) ۱۲/۵۷ mm ✓ ۲) ۱۲/۵۷ mm ۳) ۲۰/۱۲ mm ۴) ۲۲/۲۷ mm

۱۶۱- در قطعه‌ای حد دوام اصلاح شده ۳۰۰ MPa و مقاومت تسلیم ۴۰۰ MPa و مقاومت نهایی ۵۱۰ MPa می‌باشند اگر این قطعه تحت یک تنش پیچشی ثابت ۱۰۰ MPa یک تنش متناوب خمشی ۱۵۰ MPa قرار گیرد، ضریب اطمینان خستگی گودمن چقدر است؟

$\sigma'_m = \sqrt{3}\,\tau_m = 100\sqrt{3}$

۱) ۱/۲۰ ✓ ۲) ۱/۴ ~~۳) ۱/۱۶~~ ۴) ۲

۱۶۲- نیروی F مطابق شکل به سه پرچ A و B و C وارد می‌شود. نیروی تام وارده به میخ پرچ A چند پوند (lbf) است؟



$\sin\alpha = \frac{7.5}{14.2} = 0.53$

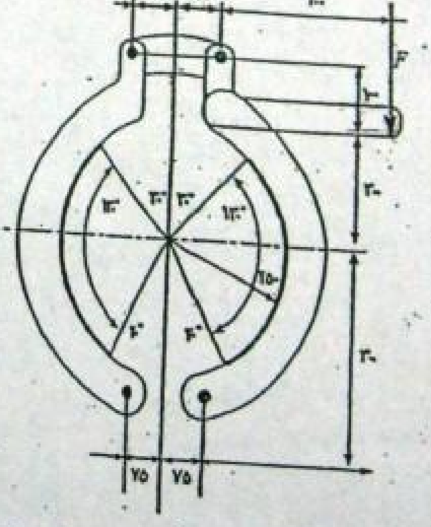
$1000 \sin\alpha$

176 lbf

$\frac{1000}{3} = 333$

۱) ۱۷۶ ۲) ۲۶۵ ۳) ۳۳۳/۳۳ ۴) ۴۲۱ ✓

۱۶۳- ترمزی که در شکل دیده می‌شود با ضریب مالش ۰/۲ و عرض سطح ۵۰ mm می‌تواند فشار تا ۱۰۰۰ kPa را تحمل کند. بیشترین نیروی عمل کننده F چند نیوتن است؟ (ضریب مالش می‌باشد)



۱) ۶۲۵۰ ۲) ۱۹۹۰ ✓ ۳) ۶۲۲ ۴) ۲۰۰

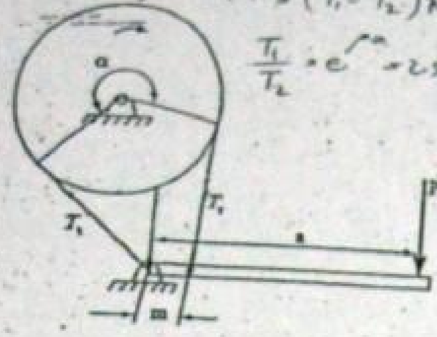
۱۶۴- یک ترمز نواری دارای غلطکی با قطر "۶ و عرض تسمه "۳ و سرعت ۲۰۰ دور در دقیقه می‌باشد. مقادیر "۱۰ = a و "۳ = m و ۲۷۰° = α و ۰/۲ = μ است. با فرض اینکه فشار ماکزیمم بین تسمه و غلطک ۷۰ psi باشد، کوپل لازم چقدر است؟ (برحسب پوند اینچ)

$e^{\mu\alpha} = ۲/۵۶۶$

$\frac{T_1}{3''(3'')} = 70 \rightarrow T_1 = 1676$ lbf

$T_2 = 654.2$ lbf $\rightarrow T = 3282$ lbin

گشتاور ترمز $M = (T_1 - T_2)R \rightarrow P_{max} = \frac{T_1}{bR}$

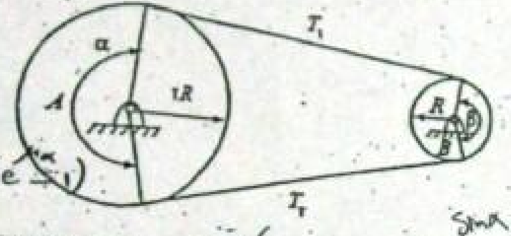


$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} = 2.566$

۱) ۱۹۶۰ ۲) ۱۶۸۰۰ ۳) ۲۱۰۰ ۴) ۸۴۰۰ ✓

۱۶۵- در سیستم داده شده در شکل مقابل کوپل M به چرخ A وارد می‌شود. ضریب اصطکاک بین تسمهٔ اتصال دو چرخ و چرخها μ می‌باشد. حداکثر کوپل قابل انتقال به چرخ B چقدر است؟ (T_1 کشش تسمهٔ بالایی و T_2 کشش تسمهٔ پایینی است.)

$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$ ...



$T_1 = e^{\mu\alpha} T_2$

$T_1 - T_2 = T_2(e^{\mu\alpha} - 1)$

۱) $M = 2RT_2(e^{\mu\beta} - 1)$ ۲) $M = 2RT_2(e^{\mu\alpha} - 1)$ ✓

۳) $M = 2RT_1(e^{\mu\alpha} - 1)$ ۴) $M = RT_1(e^{\mu\beta} - 1)$

$T = 2RT_2(e^{\mu\alpha} - 1)$

$T = 1000 \sin\alpha\,(6'')$

$264 \text{ lbf} = \frac{T \cdot 6}{2(6)^2}$

$176 + 264 = 440$

$F = \frac{M_N - M_f}{c} = 1983 N$

$\theta_1 = 20$

$\theta_2 = 130$

$\theta_{max} = 90$

$a = 319$

$c = 600$

آزمون ۸۳-۱۳۸۲

۱۶۶- در یاتاقان‌های مالشی با فرض ثابت بودن عدد سامرفلد با افزایش نسبت طول به قطر یاتاقان ضخامت کمینه فیلم ... و نسبت خارج از مرکزی ... می‌یابد.

۱) کاهش، افزایش ✓ ۲) افزایش، کاهش

۳) کاهش، کاهش ۴) افزایش، افزایش

۱۶۷- ظرفیت انتقال گشتاور کلاچ تر دیسکی مالشی به قطر درونی d و قطر بیرونی D،

۱) بیشتر از ظرفیت کلاچ مخروطی تر با همان d و D و توزیع فشار است.

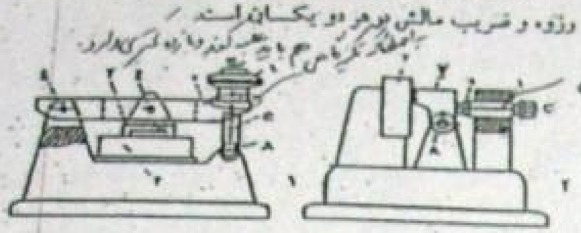
۲) بیشتر از کلاچ طوقه‌ای خشک از درون بازشونده با همان سطح تماس است.

✓ ۳) با توزیع فشار یکنواخت بیشتر از ظرفیت همان کلاچ اما با سایش یکنواخت است.

۴) با توزیع فشار یکنواخت بیشتر از ظرفیت کلاچ خشک با سایش یکنواخت با همان d و D است.

می‌توان تصور کرد.

۱۶۸- در دو طرح داده‌شده به هنگام سفت کردن قطعه ۱، به علت گشتاور اتلافی کمتر در یقه، کدام طرح راندمان بیشتری دارد؟ اندازه، وزن و ضریب مالش هر دو یکسان است.

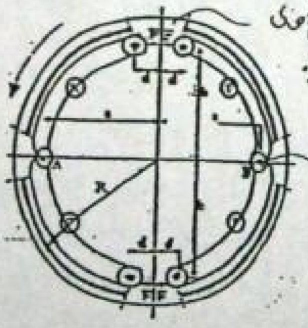


۱) طرح ۱
✓ ۲) طرح ۲
۳) هر دو طرح گشتاور اتلافی یکسان دارند.
۴) فقط طرح ۱ گشتاور اتلافی در یقه دارد.

۱۶۹- برای محاسبه تنش خستگی در مقطع بحرانی پله دار یک میل محور فولادی از یک سیستم انتقال قدرت زنجیر و چرخ زنجیر با توان و دور ثابت، ضریب تمرکز تنش را باید:

۱) فقط برای دامنه تنش σ_a منظور کرد.
۲) فقط برای مولفه ثابت تنش σ_m منظور کرد.
۳) برابر K_t که از نمودارهای ضرایب تمرکز تنش هندسی به دست می‌آید گرفت.
✓ ۴) هم برای مولفه ثابت σ_m و هم برای تنش σ_a جداگانه منظور کرد.

۱۷۰- با توجه به جهت دوران کاسه چرخ در ترمز کفشکی شکل زیر کدام یک از جملات زیر صحیح است؟



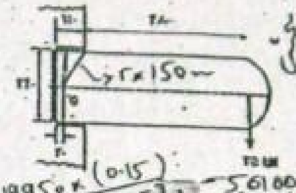
۱) کفشک‌های ۱ و ۲ نسبت به کفشک‌های ۳ و ۴ گشتاور ترمزگیری بیشتری خواهند داشت.
۲) کفشک‌های ۳ و ۴ نسبت به کفشک‌های ۱ و ۲ گشتاور ترمزگیری بیشتری خواهند داشت.
۳) کفشک‌های ۲ و ۳ نسبت به کفشک‌های ۱ و ۴ گشتاور ترمزگیری بیشتری خواهند داشت.
✓ ۴) کفشک‌های ۱ و ۴ نسبت به کفشک‌های ۲ و ۳ گشتاور ترمزگیری بیشتری خواهند داشت.

۱۷۱- در چرخ دنده مارپیچی که دارای زوایای مارپیچ Ψ_2 و Ψ_1 بوده و همچنین هردو چپ گرد باشند زاویه بین دو محور آنها برابر کدامیک از گزینه‌ها می‌باشد.

۱) $\Psi_1 + \Psi_2$ ✓
۲) $\frac{\Psi_1 - \Psi_2}{2}$
۳) $\Psi_1 - \Psi_2$ اگر $\Psi_1 > \Psi_2$
۴) $\frac{\Psi_1 + \Psi_2}{2}$ اگر $\Psi_1 > \Psi_2$

۱۷۲- اگر ممان اینرسی قطبی جوش $5/33 \times 10^{-3}\ m^3$ بر واحد ضخامت جوش باشد، بیشترین تنش ناشی از گشتاور پیچشی برای ضخامت واحد جوش، کدام است؟ G مرکز جوش و اندازه‌ها به میلیمتر است.

سل >



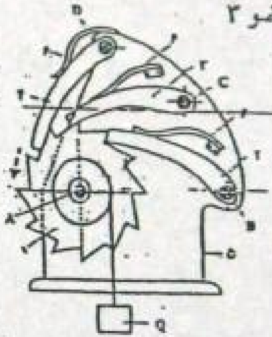
$T = 35 KN \times 570$

1995

۱) $0/822$ MN/m
۲) $72/92$ KN/m
۳) $0/561$ MN/m ✓
۴) جوش تحت گشتاور خمشی است نه پیچشی

$\frac{19950 \times (0.15)}{5.33 \times 10^{-3}} = 561000$

۱۷۳- در طرح داده شده، اگر عضوهای ۲ و ۴ حذف شود با چشم پوشی از ضربه‌ای بودن بار روی عضو ۳



۱) دستگاه کار نمی‌کند.
۲) دقت کنترل کاهش می‌یابد. ✓
۳) نیروی وارد به فنر ۶ بیشتر می‌شود.
۴) نیروی وارد به عضو ۳ افزایش می‌یابد.

۱۷۴- یک خار با مقطع مربع جهت نصب چرخ دنده‌ای روی میل محور به قطر 50 mm و انتقال گشتاور 2400 Nm بکار رفته است. اگر ابعاد مقطع خار 12 × 12 mm و تنش مجاز برشی 60 MPa و تنش کششی مجاز 120 MPa باشد. کمترین طول خار لازم برابر است با:

$F = 96000N$, $\tau = \frac{96000}{12 \times l} = 60 \rightarrow l = 13$

۱) ۳۳ میلی متر
۲) ۱۱۰ میلی متر
۳) ۱۳۳ میلی متر
۴) ۱۰۵ میلی متر

$\sigma = \frac{96000}{6 \times l} = 120 \rightarrow l = 133$ بر تنش لهیدگی

۱۷۵- اگر فاصله مرکزین دو چرخدنده درگیر با محورهای موازی، اندکی تغییر کند، چه اثری روی زاویه فشار، نسبت درگیری و نیروی وارد به یاتاقانها دارد؟

نیروی شعاعی وارد بر محور کم می‌شود. سل

۱) اگر فاصله کم شود: زاویه فشار کمتر، نسبت درگیری بیشتر و نیروی وارد به یاتاقانها کمتر می‌شود و این خوب است. ✓
۲) اگر فاصله زیاد شود: زاویه فشار کمتر، نسبت درگیری هم کمتر ولی نیروی وارد به یاتاقانها فرق نمی‌کند و این خوب است.
۳) اگر فاصله زیاد شود: زاویه فشار زیادتر، نسبت درگیری بیشتر و نیروی وارد به یاتاقانها بیشتر می‌شود و این بد است.
۴) اگر فاصله کم و زیاد شود: اثری بر زاویه فشار، نسبت درگیری و نیروی وارد به یاتاقانها ندارد ولی خواص منحنی involute بهم می‌خورد و این بد است.

آزمون ۸۴-۱۳۸۳

۱۷۶- نسبت تبدیل‌های بالا (۲۰، ۳۰ و ...) را با استفاده از کدام یک از سیستم‌های چرخ دنده‌ای در حجم و ابعاد کوچک می‌توان ایجاد کرد؟

حداکثر نسبت تبدیل ۵:۱ یا ۱:۵ را ایجاد می‌کنند

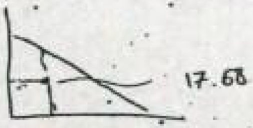
۱) چرخ دنده‌های ساده
۲) چرخ دنده‌های هلیکال
۳) چرخ دنده‌های مخروطی
۴) حلزون و چرخ حلزون ✓

۱۷۷- یک میله به قطر 24 mm تحت بار نوسانی صفر تا ۱۶ کیلو نیوتن قرار می‌گیرد در صورتی که تنش حد نهایی $S_{ut} = 600$ MPa و تنش حد دوام $S_e = 0/3\ S_{ut}$ درنظر گرفته شود با فرض ثابت نگهداشتن تنش متوسط σ_m، حداکثر دامنه تغییرات تنش نوسانی σ_a با استفاده از رابطه گودمن کدام است؟ (n: ضریب اطمینان است. $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$: رابطه گودمن)

$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{16/8 - 0}{2} = 8/8$

$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{16/8 + 0}{2} = 8/8$

۱) 17/68 [MPa]
۲) 35/4 [MPa]
۳) 174/7 [MPa] ✓
۴) بدون داشتن مقدار ضریب اطمینان مسئله قابل حل نیست



$\begin{cases} \sigma_m = \frac{8}{\frac{\pi D^2}{4}} \\ \sigma_a = \frac{8}{\frac{\pi D^2}{4}} \end{cases}$

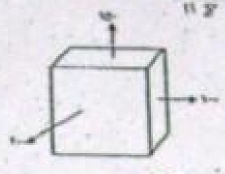
$\frac{17.68}{S_{ut}} + \frac{x}{S_e} = 1$

$x = 174.7$

$\sigma'_e = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} = 117.69 \approx 118$ $\frac{\sigma'_m}{600} + \frac{131}{200} = 1 \longrightarrow$ [illegible]

$\sigma'_{ea} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 131$

$SF = \frac{207}{118} = 1.75$



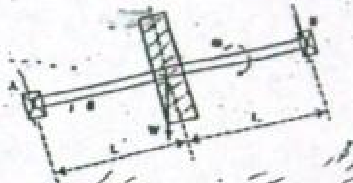
۱۷۸- ماده چکش خوار دارای استحکام تسلیم $S_y = ۱۲۰$ MPa و استحکام نهایی $S_u = ۱۵۰$ MPa می‌باشد در صورتی که المانی از ماده تحت بارگذاری زیر باشد این ماده ... (مقادیر با واحد MPa می‌باشد.)

$\frac{200 - 100}{2} = 50$

$50\sqrt{2} = 60 > 50$

۱) بدون آنکه تسلیم شود، خواهد شکست.
۲) ✓ تسلیم نخواهد شد و نخواهد شکست.
۳) در آستانه تسلیم قرار دارد ولی نمی‌شکند
۴) حتماً خواهد شکست و تسلیم نیز خواهد شد.

۱۷۹- مناسب‌ترین شرایط طراحی شافت دوار AB، براساس بهترین انتخاب نوع بلبرینگ‌ها در تکیه گاه A و B در کدام حالت فراهم می‌گردد؟

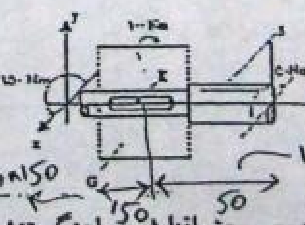


هر دو یاتاقان باید بار شعاعی تحمل کنند یعنی در جهت عمود بر محور

اما یاتاقانی که نزدیک نیروی محوری است نیروی محوری را تحمل کند

۱) بلبرینگ A، فقط نیروی محوری تحمل کند، بلبرینگ B نیروی شعاعی و محوری تحمل کند.
۲) بلبرینگ A، فقط نیروی شعاعی تحمل کند، بلبرینگ B نیروی شعاعی و محوری تحمل کند.
۳) بلبرینگ A، نیروی شعاعی و محوری تحمل کند، بلبرینگ B نیروی فقط نیروی محوری تحمل کند.
۴) ✓ بلبرینگ A، نیروی شعاعی و محوری تحمل کند، بلبرینگ B فقط نیروی شعاعی تحمل کند.

۱۸۰- عضو G در محل نشان داده شده روی شافت S سوار شده و توسط خار K با شافت تثبیت دورانی گردیده است. ضریب تمرکز تنش خستگی پیچشی در جا خار ۱/۶ و در پله شافت ۱/۹ است. تورک پیچشی یکنواخت ۱۵۰ Nm به شافت وارد شده، و ۱۰۰ Nm آن توسط G و بقیه آن توسط ادامه شافت به بیرون منتقل می‌شود. حداقل قطر قسمت باریک شافت برحسب میلی متر (mm) چقدر باید باشد؟ $S_u = ۶۰۰$ MPa، $S_y = ۴۸۰$، $S_e = ۲۰۰$ (S_e تصحیح شده برای همه اثرات به جز تمرکز تنش)



1.9×50

1.6×150

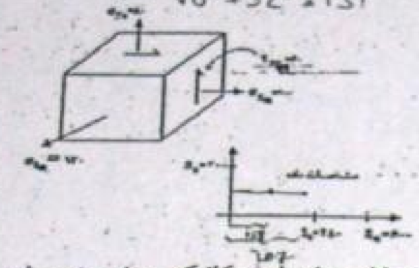
150

50

۱) ۱۴/۷ mm
۲) ✓ ۱۷/۲ mm
۳) ۱۹/۹ mm
۴) ۲۳ mm

۱۸۱- براساس معیار گودمن در صورت افزایش هماهنگ تنش‌های متوسط، ضریب اطمینان قطعه تا شکست چقدر خواهد بود؟

یعنی ۹ نسبت ثابت است.



۱) ۱/۱۱
۲) ۱/۱۷
۳) ۱/۷۵
۴) ۲/۶۶

۱۸۲- میله‌ای فولادی با خواص مکانیکی به شرح زیر مفروض است: (Fully Corrected)

$S_{ut} = ۷۰۰$ MPa ، $S_y = ۵۰۰$ MPa ، $S_e = ۲۰۰$ MPa

ضریب ایمنی در برابر شکست استاتیکی تحت شرایط بارگذاری ترکیبی زیر چقدر است؟

$= \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau^2} \rightarrow 135.3$ [illegible]

کشش متوسط $\sigma_{x_m} = ۶۰$ MPa ، $\tau_{xy_m} = ۷۰$ MPa

همراه با:

کشش سیکلی $\sigma_{x_a} = ۸۰$ MPa ، $\tau_{xy_a} = ۳۵$ MPa

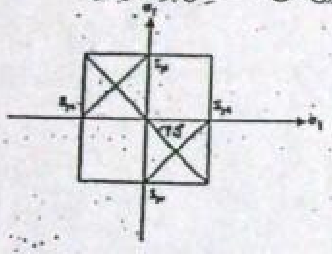
100.9

$F_s = 2.12$

۱) ۲/۰ ۲) ✓ ۲/۱۸ ۳) ۳/۶۹ ۴) ۵/۱۷

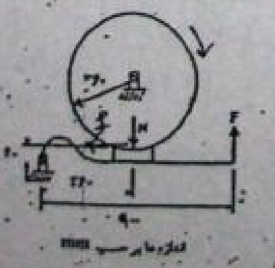
زمانی که بارگذاری ترکیبی است تنش‌های استاتیکی برای ... [illegible]

۱۸۳- در شکل نشان داده شده، خط بار ترسیمی مربوط به کدام یک از حالت‌های بارگذاری می‌باشد و دایره مور آن چه شکلی دارد؟



۱) کشش یکنواخت و قطر دایره مور تابع مقدار بار اعمالی می‌باشد.
۲) خمش یکنواخت و مرکز دایره مور ترسیمی منطبق بر مرکز مختصات می‌باشد.
۳) پیچش خالص و مرکز دایره مور ترسیمی منطبق بر مرکز مختصات می‌باشد.
۴) ترکیب پیچش و خمش و مرکز دایره مور ترسیمی سمت راست مرکز مختصات قرار می‌گیرد.

۱۸۴- یک کاسه ترمز به شعاع ۳۶۰ mm با یک کفشک مطابق شکل تماس پیدا می‌کند و ۲۲۵ Nm گشتاور پیچشی تحمل می‌کند. چنانچه ضریب اصطکاک ۰/۲ باشد، نیروی F لازم برای اعمال ترمز در گردش حرکت عقربه‌های ساعت، چند نیوتن است؟



۱) ۸۶۱
۲) ✓ ۸۰۵
۳) ۶۰۵
۴) ۳۰۲

0.3

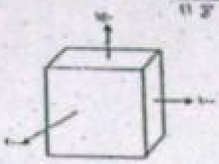
$F(900) - N(360) + \mu N(40) = 0 \longrightarrow F = 805\,N$

$T = f.R \rightarrow 225 = 0.2N(0.36)$

$\sigma'_e = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} = 117.69 \approx 118$ $\quad \frac{\sigma'_m}{600} + \frac{131}{200} = \rightarrow$

$\sigma'_{ea} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 131$ $\quad SF = \frac{207}{118} = 1.75$

۱۷۸- ماده چکش خوار دارای استحکام تسلیم $S_y = ۱۲۰$ MPa و استحکام نهایی $S_u = ۱۵۰$ MPa می‌باشد. در صورتی که المانی از ماده تحت بارگذاری زیر باشد این ماده ... (مقادیر با واحد MPa می‌باشد.)

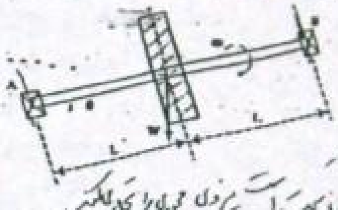


$\frac{200 - 100}{2} = 50$

$\frac{S_y}{2} = 60 > 50$

۱) بدون آنکه تسلیم شود، خواهد شکست.
۲) تسلیم نخواهد شد و نخواهد شکست. ✓
۳) در آستانه تسلیم قرار دارد ولی نمی‌شکند.
۴) حتماً خواهد شکست و تسلیم نیز خواهد شد.

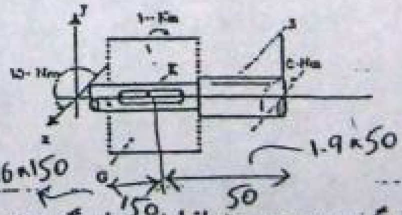
۱۷۹- مناسب‌ترین شرایط طراحی شافت دوار AB، براساس بهترین انتخاب نوع بلبرینگ‌ها در تکیه گاه A و B در کدام حالت فراهم می‌گردد؟



هر دو یاتاقان بار شعاعی تحمل کنند یعنی در جهت عمود بر محور
اما یاتاقانی که نقش بار محوری دارد آن سمت A است بار محوری را تحمل کند

۱) بلبرینگ A، فقط نیروی محوری تحمل کند، بلبرینگ B نیروی شعاعی و محوری تحمل کند.
۲) بلبرینگ A، فقط نیروی شعاعی تحمل کند، بلبرینگ B نیروی شعاعی و محوری تحمل کند.
۳) بلبرینگ A، نیروی شعاعی و محوری تحمل کند، بلبرینگ B نیروی فقط نیروی محوری تحمل کند.
۴) بلبرینگ A، نیروی شعاعی و محوری تحمل کند، بلبرینگ B فقط نیروی شعاعی تحمل کند. ✓

۱۸۰- عضو G در محل نشان داده شده روی شافت S سوار شده و توسط خار K با شافت تثبیت دورانی گردیده است. ضریب تمرکز تنش خستگی پیچشی در جا خار ۱/۶ و در پله شافت ۱/۹ است. تورک پیچشی یکنواخت ۱۵۰ Nm به شافت وارد شده، و ۱۰۰ Nm آن توسط G و بقیه آن توسط ادامه شافت به بیرون منتقل می‌شود. حداقل قطر قسمت باریک شافت برحسب میلی متر (mm) چقدر باید باشد؟ $S_u = ۶۰۰$ MPa، $S_y = ۴۸۰$، $S_e = ۲۰۰$ (S_e تصحیح شده برای همه اثرات به جز تمرکز تنش)



1.9×50

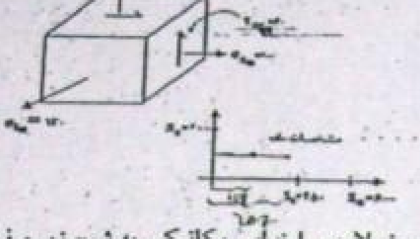
1.6×150

۱۵۰ ۵۰

۱) ۱۴/۷ mm
۲) ۱۷/۲ mm ✓
۳) ۱۹/۹ mm
۴) ۲۳ mm

۱۸۱- براساس معیار گودمن در صورت افزایش هماهنگ تنش‌های متوسط ضریب اطمینان قطعه تا شکست چقدر خواهد بود؟

یعنی $\frac{a}{m}$ ثابت است.



۱) ۱/۱۱
۲) ۱/۱۷
۳) ۱/۷۵
۴) ۲/۶۶

۱۸۲- میله‌ای فولادی با خواص مکانیکی به شرح زیر مفروض است: (Fully Corrected)

$S_{ut} = ۷۰۰$ MPa ، $S_y = ۵۰۰$ MPa ، $S_e = ۲۰۰$ MPa

ضریب ایمنی در برابر شکست استاتیکی تحت شرایط بارگذاری ترکیبی زیر چقدر است؟

$\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau^2} \rightarrow 135.3$

کشش متوسط $\sigma_{x_m} = ۶۰$ MPa ، $\tau_{xy_m} = ۷۰$ MPa

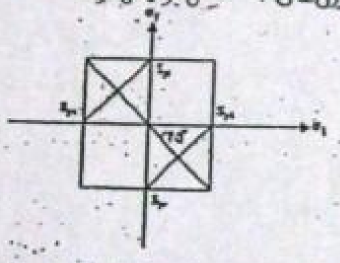
همراه با:

کشش سیکلی $\sigma_{x_a} = ۸۰$ MPa ، $\tau_{xy_a} = ۳۵$ MPa $\quad 100.9$

۱) ۲/۰
۲) ۲/۱۸ ✓
۳) ۳/۶۹
۴) ۵/۱۷

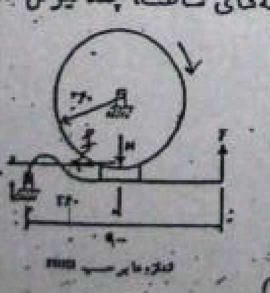
$F_s = 2.12$

۱۸۳- در شکل نشان داده شده، خط بار ترسیمی مربوط به کدام یک از حالت‌های بارگذاری می‌باشد و دایره مور آن چه شکلی دارد؟



۱) کشش یکنواخت و قطر دایره مور تابع مقدار بار اعمالی می‌باشد.
۲) خمش یکنواخت و مرکز دایره مور ترسیمی منطبق بر مرکز مختصات می‌باشد.
۳) پیچش خالص و مرکز دایره مور ترسیمی منطبق بر مرکز مختصات می‌باشد.
۴) ترکیب پیچش و خمش و مرکز دایره مور ترسیمی سمت راست مرکز مختصات قرار می‌گیرد.

۱۸۴- یک کاسه ترمز به شعاع ۳۶۰ mm با یک کفشک مطابق شکل تماس پیدا می‌کند و ۲۲۵ Nm گشتاور پیچشی تحمل می‌کند. چنانچه ضریب اصطکاک ۰/۲ باشد، نیروی F لازم برای اعمال ترمز در گردش حرکت عقربه‌های ساعت، چند نیوتن است؟



۱) ۸۶۱
۲) ۸۰۵ ✓
۳) ۶۰۵
۴) ۳۰۲

$F(900) - N(360) + \mu N(40) = 0 \longrightarrow F = 805\ N$

درصفحه

۱۸۵- دنده مارپیچی دارای گام قطری عرضی ۱۲، زاویه فشار عرضی ۱۴/۵، تعداد دندانه ۱۲ و عرض وجه ۱/۲۵ اینچ و زاویه مارپیچ ۳۰° می‌باشد. گام دایروی آن برابر است با:

✓ ۱) ۰/۲۶۲ ۲) ۰/۲۲۷ ۳) ۲/۳۳۳ ۴) ۱۳/۸۵۶

$P' \cdot p = \pi \rightarrow p = \frac{\pi}{12}$

گام دایروی

آزمون ۸۵-۱۳۸۴

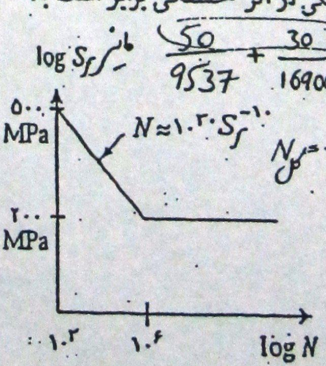
۱۸۶- یک قطعه فولادی (با منحنی رفتار استحکام خستگی به عمر مطابق نمودار مقابل) تحت شرایط بارگذاری نوسانی قرار می‌گیرد.

(در هر لحظه تنش‌ها کاملا معکوس شونده)

این مقدار باید اضافه گردد

N	درصد عمر تحت شرایط بارگذاری i، α_i	σ_a^{mpa}	σ_m	i
953	٪۵۰	۴۰۰	۰	۱
1690	٪۳۰	۳۰۰	۰	۲
∞	٪۲۰	۱۵۰ $< S_e$	۰	۳

عمر کل قطعه در آستانه گسیختگی در اثر خستگی برابر است با:



ماینر $\frac{50}{9537} + \frac{30}{169000} + \frac{20}{\infty} = 5.42\times10^{-3}$

$N_{کل} = \frac{100}{5.42\times10^{-3}} = 18450$

۱) سیکل $N = 18\times10^3$

۲) سیکل $N = 25\times10^3$

۳) سیکل $N = 135/8\times10^3$

✓ ۴) سیکل $N = 184/5\times10^2$

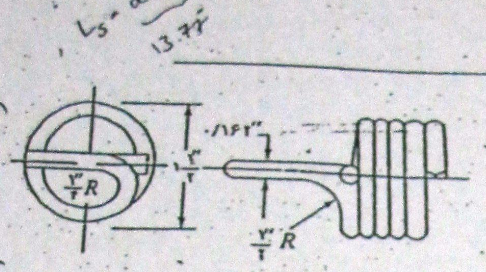
⑨ ۱۸۷- در سر فنر کششی به شکل حلقه تابیده کامل است این فنر لازی با $E = 30\times10^6$ PSI و $\nu = 0/3$ و تعداد حلقه‌های آن ۸۴ است مطلوبست طول بسته فنر و ضریب فنریت آن:

$D = 1.5 - 0.162$

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

$L_s = d(N \dots$

13.77



$k = 4.92$

$L = 16.1$ in

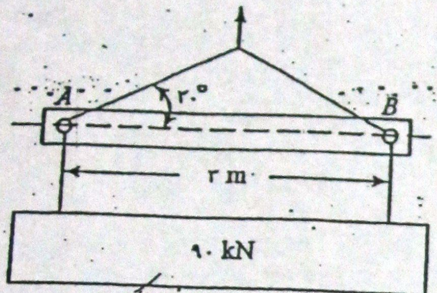
۱) $k = 3/5$. $L = 127/5$

۲) $k = 3/459$. $L = 127/5$ in

۳) $k = 3/5$. $L = 126$ in

۴) $k = 3/459$. $L = 13/77$

۱۸۸- طراحی عضو AB مد نظر است. در صورتی که مقطع آن دایروی، $\sigma_y = 290\times10^6$ Pa باشد، قطر آن برابر است با:

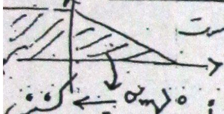


۱) ۰/۶ mm

۲) ۷/۳۴ cm

۳) ۱۰ cm

۴) ۱۳/۳ cm



فشاری منجر به شکست کششی بزرگ

منحنی بستن بزرگ

۱۸۹- کدام یک از عبارت‌های زیر درست است؟

۱) در طراحی قطعات در مقابل تنش‌های فشاری حتماً می‌بایست خستگی باید منظور شود.

۲) در طراحی قطعات در مقابل تنش‌های کششی، خستگی عامل مبهمی به شمار می‌رود.

✓ ۳) در طراحی قطعات در مقابل تنش‌های کششی حتماً می‌بایست خستگی را در نظر گرفت. (واجب است، حتما باید بررسی شود)

۴) هیچ کدام

۱۹۰- اگر جنس قطعه‌ای چدن باشد، معیار طراحی آن کدام یک از موارد زیر است؟

ماده اگر تنش تسلیم ندارد

۱) تنش تسلیم

✓ ۲) تنش نهایی (تنش شکست)

۳) هم تنش تسلیم و هم تنش شکست

۴) هیچ کدام

۱۹۱- خود قفلی در پیچ‌های انتقال قدرت دندانه مربعی:

۱) تنها به زاویه پیشروی بستگی دارد.

۲) تنها به ضریب اصطکاک بستگی دارد.

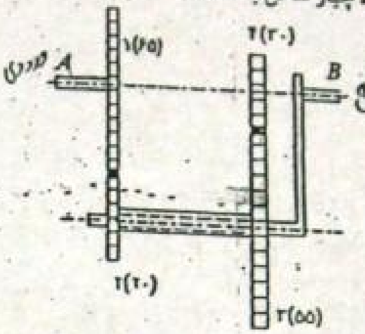
✓ ۳) هم به ضریب اصطکاک و هم به زاویه پیشروی بستگی دارد.

۴) هیچ کدام

۱۹۲- مزیت کلاچ چند صفحه‌ای در مقایسه با کلاچ یک صفحه‌ای عبارت است از:

۱) توان بیشتر
۲) فضای بیشتر
۳) فضای شعاعی بیشتر و توان کمتر
۴) فضای شعاعی کمتر و توان بیشتر ✓

۱۹۳- در شکل روبرو محور A با دوری برابر ۱۸۰۰ RPM می‌چرخد محور B به عنوان محور خروجی چه دوری خواهد داشت هرگاه چرخ دنده شماره چهار ساکن باشد؟



خروجی $\frac{0 - n_{Arm}}{1800 - n_{بازو}} = \frac{65\times5}{20\times}$

$\longrightarrow n_{بازو} = +2163$

هم جهت با محور A

۱) ۲۶۳ RPM هم جهت با محور A
۲) ۲۱۶۳ RPM هم جهت با محور A ✓
۳) ۲۶۳ RPM در خلاف جهت حرکت محور A
۴) ۲۱۶۳ RPM در خلاف جهت حرکت محور A

۱۹۴- بیشترین توان قابل انتقال توسط یک کلاچ تک صفحه‌ای انطباق‌پذیر (که فرض ثابت بودن فشار در کل سطح آن صادق است) با شعاع داخلی R_i، شعاع خارجی R_o، ضریب اصطکاک استاتیکی μ_s، ضریب اصطکاک دینامیکی μ_D و سرعت زاویه‌ای ω که بار محوری F_a بر آن وارد می‌شود برابر است با:

۱) $P = \frac{2\mu_s F_a (R_o^3 - R_i^3)\omega}{3(R_o^2 - R_i^2)}$

۲) $P = \frac{3\mu_s F_a (R_o^3 - R_i^3)\omega}{2(R_o^2 - R_i^2)}$ ✓

۳) $P = \frac{2\mu_D F_a (R_o^3 - R_i^3)\omega}{3(R_o^2 - R_i^2)}$

۴) $P = \frac{3\mu_D F_a (R_o^3 - R_i^3)\omega}{2(R_o^2 - R_i^2)}$

۱۹۵- اگر در چرخ‌دنده مارپیچی با زاویه فشار عمودی °۲۰ و زاویه مارپیچ °۳۰ و مدول مایل چرخ‌دنده ۲/۵ میلی متر و تعداد دندانه‌ها برابر ۴۰ می‌باشد، و اگر کل نیروی اعمالی به دندانه برابر $\frac{220}{\cos 30^\circ \cos 20^\circ}$ N باشد، مقدار گشتاور اعمالی به این چرخ‌دنده چقدر بوده است؟

نیروی چرخ‌دنده‌های مارپیچ $W = \frac{W_t}{\cos\phi_n \cdot \cos\psi} = \frac{220}{\cos 20 \cos 30}$

$\phi_n = 20, \quad \psi = 30$

$W_t = 220$

$d = \underset{m_t}{2.5}\,(\underset{N}{40}) \times 10^{-3} \longrightarrow 220\,N(0.05\,m) = 11\,Nm$

۱) ۱۱ kN
N.m
۲) ۲۲ kN
۳) ۸۹۰ kN
۴) ۱۱۰۰ kN

85-86

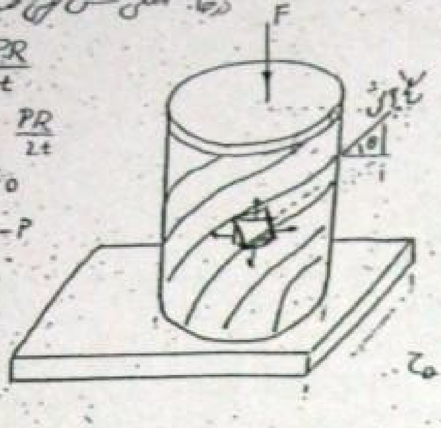
۹۶) یک استوانه جدار نازک تحت اثر فشار داخلی P و نیروی محوری F مطابق شکل قرار دارد. اگر قطر متوسط استوانه D و ضخامت ورقی که برای ساخت استوانه به کار رفته t باشد تنش برشی در سطح جوش استوانه (با زاویهٔ θ) چقدر است؟

در جا [illegible] تنش برشی صفر است.

$\sigma_\theta = \sigma_1 = \frac{PR}{t}$

$\sigma_\ell = \sigma_2 = \frac{PR}{2t}$

$\sigma_r = \sigma_3 = \begin{cases} 0 \\ -P \end{cases}$



$\sigma_1 \cdot \sigma_2 \longrightarrow$

$\tau_\theta = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\theta$

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

$\sigma_2 = \frac{PD}{4t} - \frac{F}{\pi D t}$

$\tau_\theta = \frac{1}{2t}\left[\frac{PD}{4} + \frac{F}{\pi D}\right] \sin 2\theta$

۱) $\tau_\theta = \frac{1}{2t}\left(\frac{PD}{2} - \frac{F}{\pi D}\right)\cos 2\theta$

۲) $\tau_\theta = \frac{1}{4t}\left(\frac{PD}{2} + \frac{F}{\pi D}\right)\sin 2\theta$

۳) $\tau_\theta = \frac{1}{t}\left(\frac{PD}{2} - \frac{F}{\pi D}\right)\sin 2\theta$

۴) $\tau_\theta = \frac{1}{2t}\left(\frac{PD}{2} + \frac{F}{\pi D}\right)\sin 2\theta$

۹۷) یک جعبه دنده حلزونی از یک حلزون دو راهه با قطر $d_W = 50\,mm$ و تعداد دندانه‌های $N_W = 2$ که با سرعت دورانی $\omega_W = 1500$ دوران می‌نماید و یک چرخ حلزون به قطر $d_G = 500\,mm$ و تعداد دندانه‌های $N_G = 60$ تشکیل شده است. نسبت تبدیل در این جعبه دنده و سرعت دورانی چرخ حلزون عبارت هستند از:

$\omega_w = \frac{1500}{30} = 50$

۱) ۶۰:۱ ، ۲۵ rpm
۲) ۳۰:۱ ، ۵۰ rpm ✓
۳) ۱۵:۱ ، ۱۰۰ rpm
۴) ۱۰:۱ ، ۱۵۰ rpm

60:2

۹۸) قطعه‌ای قرار است از فولاد چکش خوار طراحی و ساخته شود. بدیهی است در طراحی قطعات از جنس فولاد چکش خوار لازم است از معیارهای طراحی مختص اینگونه مواد استفاده شود. چنانچه معیارهایی همچون حداکثر تنش محوری، حداکثر تنش برشی (ترسکا) و انرژی واپیچش (فون میز) مد نظر باشد:

۱) در صورتی که $\sigma_1, \sigma_2 > 0$ و $\sigma_3 < 0$ باشند باید از معیار فون میز استفاده نمود. ✗

[illegible]

۲) در صورتی که $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 > 0$ باشند باید از یکی از معیارهای فون میز یا حداکثر تنش محوری استفاده نمود.

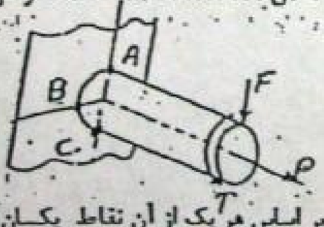
۳) از هر یک از معیارهای طراحی برای مواد چکش خوار می‌توان استفاده نمود و اختلاف چندانی در نتایج حاصله نخواهد بود.

۴) در صورتی که $(\sigma_1$ یا $\sigma_{max}) > 0$ و $(\sigma_2$ یا $\sigma_{min}) < 0$ باشد باید از یکی از معیارهای فون میز یا ترسکا استفاده نمود. ✓

[illegible]

ماده نرم در [illegible] شکست > ۵٪ بیشتر

۹۹) شکل شماتیک محوری فولادی (با ازدیاد طول لحظهٔ شکست کمتر از ۵٪) و نیروهای وارد بر آن نشان داده شده است. هدف طراحی محور بر اساس نیروهای وارد بر آن می‌باشد.



۱) طراحی باید بر اساس تنش‌های وارده بر نقطه A انجام گیرد.
۲) طراحی باید بر اساس تنش‌های وارده بر نقطه B انجام گیرد.
۳) طراحی باید بر اساس تنش‌های وارده بر نقطه C انجام گیرد.
۴) طراحی باید بر اساس تنش‌های وارده بر نقطه A یا C که نقاط بحرانی هستند و نتیجهٔ طراحی بر اساس هر یک از آن نقاط یکسان خواهد بود انجام گیرد.

اثر خمش همیشه بیشتر از اثر برش است

ماده نرم به برش حساس‌تر است.

	A	B	C
P	σ'	σ'	σ'
F $\xrightarrow{\text{اثر برش}}$	$\tau = 0$	$\boxed{\tau \neq 0}$	$\tau = 0$
$\xrightarrow{\text{اثر خمش}}$	$\boxed{\sigma \neq 0}$ کشش	$\sigma = 0$	$\sigma < 0$ فشار
T	$\tau \neq 0$	$\tau \neq 0$	$\tau \neq 0$

A در نقطه: $\frac{Mc}{I} \longrightarrow \frac{F.\ell.d.64}{2.\pi.d^4}$ $\xrightarrow{\text{معکوس}}$ [illegible]

B در نقطه: $\frac{4}{3}\,\frac{F.4}{\pi d^2}$ $\xrightarrow{\text{معکوس}}$ $\frac{1}{3}$

$\tau = \frac{4}{3}\frac{F}{A}$

$2\ell/d \overset{\text{همیشه}}{>} 1/3$

[illegible]

۲) در طنابهای با تاب منظم جهت تابیدن سیمها برای ساختن رشته‌ها ، مخالف جهت تابیدن رشته‌ها برای ساختن طناب است.

۳) در طنابهای با تاب منظم سیمها و رشته‌ها از هم باز نمی‌شوند در صورتی که احتمال باز شدن سیم‌ها و رشته‌ها در طناب‌های با تاب لنگ زیاد است.

✓ ۴) تمام موارد صحیح می‌باشند.

تعداد سطوح اصطکاک = ۱ - تعداد کل دیسک

۲۰۱- در یک کلاچ چند صفحه‌ای (Multiples Clutch) که جمعاً دارای ۵ دیسک است قطر خارجی و داخلی صفحات اصطکاکی به ترتیب 10 in و 8 in می‌باشد در صورتی که ضریب اصطکاک برابر ۰٫۳ و حداکثر فشار مجاز صفحات $20\ \frac{lb}{in^2}$ باشد حداکثر قدرت قابل انتقال در سرعت 10000 rpm برای حالت کار کرده (سایده شده) چقدر است؟

$T \equiv lb.in \times \frac{1000(2\pi)}{60} = \frac{lb\,f.in}{s}$

۱) تقریباً 37 hp ۲) تقریباً 56 hp ✓ ۳) تقریباً 65 hp ۴) تقریباً 43 hp

$hP = 550\ \frac{lbf.ft}{s}$ $\frac{lbf.in}{s} \times \frac{1}{12} \times \frac{1}{550} = 64.6$

۲۰۲- در یک ترمز کفشکی با کفشک خارجی (External Shoe Brake): کدام گزینه صحیح است؟

✓ ۱) وقتی کفشک نسبت به خط واصل مراکز لولا و طبلک دارای تقارن است فشار متبادله در کفشک خود انرژی‌زا بیشتر است و از این جهت نرخ سایش بیشتری دارد.

[illegible]

۲) وقتی لولا در یک انتهای بازوی حامل کفشک قرار داشته باشد فشار متبادله کفشک و طبلک متناسب با سایش راستای شعاعی نقاط مختلف کفشک است.

۳) وقتی کفشک حول خط واصل مراکز لولا و طبلک دارای تقارن است فشار متبادله کفشک و طبلک غیر یکنواخت و متناسب با سینوس زاویه تعیین موقعیت نقاط کفشک نسبت به خط تقارن مذکور است.

۴) وقتی لولا در یک انتهای بازوی حامل کفشک قرار داشته باشد فشار متبادله کفشک و طبلک غیر یکنواخت و متناسب با زاویه تعیین موقعیت نقاط طبلک نسبت به خط واصل مراکز لولا و طبلک (بر حسب رادیان) است.

چون اگر زاویه تغییر کند [illegible] برابر نمی‌شود

۲۰۳- در انتقال قدرت معین توسط یک زوج چرخدنده ساده (Spur Gear) با انتخاب زاویه فشار بزرگتر، شرایط کدام گزینه فراهم می‌شود؟

$N = \frac{2}{\sin^2\varphi}$

✓ ۱) از حداقل تعداد دندانه کوچکتری برای پینیون می‌توان استفاده کرد و لذا قطر چرخدنده‌های لازم کوچکتر می‌باشد.

۲) از حداقل تعداد دندانه بیشتری برای پینیون باید استفاده کرد و لذا قطر چرخدنده‌های لازم بزرگتر می‌باشد.

۳) از مدول بزرگتری برای چرخدنده‌ها باید استفاده کرد و لذا قطر چرخدنده‌های لازم بزرگتر می‌باشد.

۴) از مدول کوچکتری برای چرخدنده‌ها باید استفاده کرد و به این علت قطر چرخدنده‌های لازم کوچکتر می‌باشد.

m, P ، φ ، N به پارامتر مستقل از هم هستند.

۲۰۴- در یک سیستم تسمه انتقال قدرت از نوع باز (Open Belt Drive) از تسمه چرمی با خاصیت پیروی از قانون هوک استفاده شده است. در شرایط عملکرد فعلی نیروی کشش ناشی از گریز از مرکز ۱۵٪ نیروی کششی اولیه در تسمه است. هر گاه نیروی کشش اولیه به میزان ۱۹٪ نسبت به شرایط فعلی افزایش داده شود، حداکثر قدرت قابل انتقال چقدر افزایش خواهد یافت؟

توان متناسب با بیشترین کشش

کشش اولیه افزایش یابد

۱) ۱۲٫۰٪ ، دوازده درصد افزایش می‌یابد.

✓ ۲) ۲۱٪ ، بیست و یک درصد افزایش می‌یابد.

۳) ۱۹٪ ، نوزده درصد افزایش می‌یابد.

۴) ۰٪ ، افزایش نمی‌یابد.

۲۰۵- به منظور پایداری بهتر محور چرخ جلوی خودرو بارکش و به دلیل تأثیر بارهای بزرگ، از دو یاتاقان غلتشی استفاده می‌شود که به صورت زیر همبندی (یا مونتاژ) شده‌اند:

می‌خواهیم محور چرخ‌ها استحکام داشته باشند یعنی صلبیت زاویه‌ای بالایی خواهند

۱) یاتاقان‌بندی دو یاتاقان مایل کف گرد ثابت.

۲) یاتاقان‌بندی دو یاتاقان مایل یکی کف گرد ثابت

۳) یاتاقان‌بندی دو یاتاقان مایل در ترتیب "X" (یا DF یا رو به رو)

✓ ۴) یاتاقان‌بندی دو یاتاقان مایل در ترتیب "O" (یا DB یا پشت به پشت)

۲۰۶- در یک گیربکس کاهنده سرعت سه مرحله‌ای با کل درجهٔ تبدیل $|i_{total}| = 200$ ، نسبت تعداد دندانه برای هر مرحله به صورت زیر انتخاب می‌شوند:

۱) $U_{total} = U_I \times U_{II} \times U_{III} = 10 \times 5 \times 4$

✓ ۲) $U_{total} = U_I \times U_{II} \times U_{III} = 9{,}5 \times 5{,}5 \times 3{,}8$

۳) $U_{total} = U_I \times U_{II} \times U_{III} = 20 \times 5 \times 2$

۴) $U_{total} = U_I \times U_{II} \times U_{III} = 9 \times 5 \times 4{,}444$

1.8 2.12

1.73 1.45

۱- معیار اول: برای اینکه [illegible] نسبت‌ها باهم برابر [illegible] Max [illegible] می‌شود

۲- معیار دوم: [illegible] بیشتری [illegible]

$\omega = \sqrt{\frac{2U}{mr_g^2}}$ ① [illegible] $, U = \frac{T^2}{2k_t} \;, k_t = \frac{GJ}{l} \longrightarrow U = \frac{T^2 l}{2GJ}$ ② $\xrightarrow{① \text{ در } ②} \omega = \frac{T}{r_g}\sqrt{\frac{l}{GJm}}$

۲۰۷ـ به انتهای محوری به قطر d و طول L یک چرخ لنگر (فلایویل) به جرم m و شعاع ژیراسیون r_g نصب شده است. بیشترین سرعت دورانی محور (ω) را حساب کنید، به طوری که اگر چرخ لنگر ناگهان متوقف شود، هیچ گونه تغییر شکل پلاستیک در اثر کوپل پیچشی ایجاد شده T در محور به وجود نیاید. از اتلاف انرژی صرف‌نظر شود.

$I = m(r_g)^2$ انرژی $U = \frac{1}{2} I(\omega_1^2 - \omega_2^2) \xrightarrow{1} U = \frac{1}{2} m r_g^2 \omega^2$

۱) $\frac{T}{mr_g^2}$ ۲) $\frac{2T}{d}\sqrt{\frac{L}{GJm}}$ ۳) $\frac{T}{r_g}\sqrt{\frac{L}{GJm}}$ ۴) $\frac{T^2}{r_g^2}\frac{L}{GJm}$

۲۰۸ـ یک پیچ متریک M۱۰ با مقطع کششی $۷۰mm^2$ از گرید ۵/۸ قرار است برای اتصال دائم دو قطعه به کار رود. گشتاور پیچشی لازم جهت سفت کردن پیچ تقریباً برابر است با: (S = ۲۴۰Mpa)

$T_i = 0.2 \times 0.9 \times 340 \times 10^6 \times 70 \times 10^{-6} \times 10 \simeq 21$

۱) ۸Nm ۲) ۲۱Nm

۳) ۲۳Nm ۴) ۶۵Nm

۲۰۹ـ یک قطعه تحت تنش خمشی کاملاً معکوس σ_1، ۴۰ ساعت و تحت تنش σ_2، ۵۰ ساعت کار می‌کند. اگر ۳۰ ساعت تحت σ_1 باشد پس از آن چقدر تحت σ_2 دوام می‌آورد؟

$\frac{30}{40} + \frac{x}{50} = 1.0 \longrightarrow$

۱) ۷/۵ ساعت ۲) ۱۰ ساعت ۳) ۱۲/۵ ساعت ✓ ۴) ۱۵ ساعت

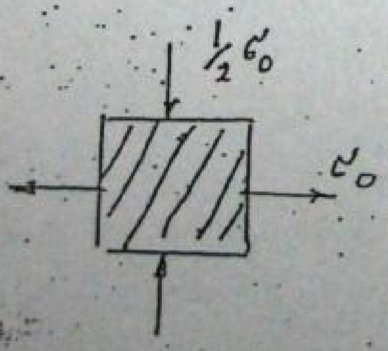
۲۱۰ـ در فنرهای مارپیچ فشاری، با کاهش اندیس فنر $C = \frac{D}{d}$، در صورتی که سایر پارامترها ثابت باشند، یکی از تغییرات زیر حاصل می‌شود:

۱) ضریب فنریت فنر کاهش می‌یابد. ۲) ضریب فنریت فنر افزایش می‌یابد.

۳) تنش برشی در مقطع فنر افزایش می‌یابد. ۴) طول مرده (جامد) فنر بیشتر می‌شود. (ارتباطی به طول فنر و تعداد حلقه‌ها [illegible]

به C [illegible] مربوط؛

۲۱۱ـ تنش‌های نهایی در یک ماده ترد $S_{UT} = ۷۵۰۰^{PSI}$ و $S_{UC} = ۱۸۰۰۰^{PSI}$ است با توجه به المان تنش شکل زیر حداکثر مقدار σ_0 را از معیار کولمب مور به دست آورید.



$\frac{\sigma_0}{7500} + \frac{\sigma_0/2}{18000} = 1$

$\sigma_0 = 6207 \, PSI$

۱) ۲۲۴۰PSI

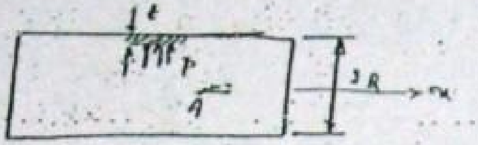
۲) ۶۲۰۰PSI ✓

۳) ۷۵۰۰PSI

۴) ۸۱۸۰PSI

86-87

۲۱۲ - مخزن جدار نازک بسته‌ای به شعاع R و ضخامت جداره t تحت فشار داخلی P است. کرنش افقی در نقطه A مخزن برابر ϵ_A می‌باشد. با فرض مدول یانگ E و ضریب پواسون ν مطلوب است فشار مخزن:



$\epsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y)$

$\epsilon_x = \frac{1}{E}\left(\frac{PR}{2t} - \nu\frac{PR}{t}\right)$

تنش در جهت کرنش　　تنش عمود بر کرنش

$P = \frac{2E.t.\epsilon_A}{R(1-2\nu)}$

۱) $\frac{2tE\epsilon_A}{R}$

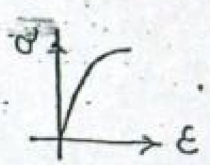
۲) $\frac{2tE\epsilon_A}{R\nu}$

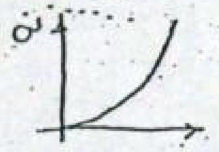
۳) $\frac{tE\epsilon_A}{R(1-\nu)}$

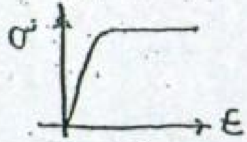
۴) $\frac{2tE\epsilon_A}{R(1-2\nu)}$

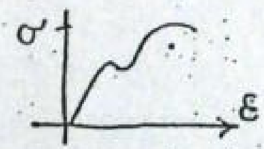
---

۲۱۳ - نمودار تنش و کرنش برای مواد ترد کدام است؟

۱)


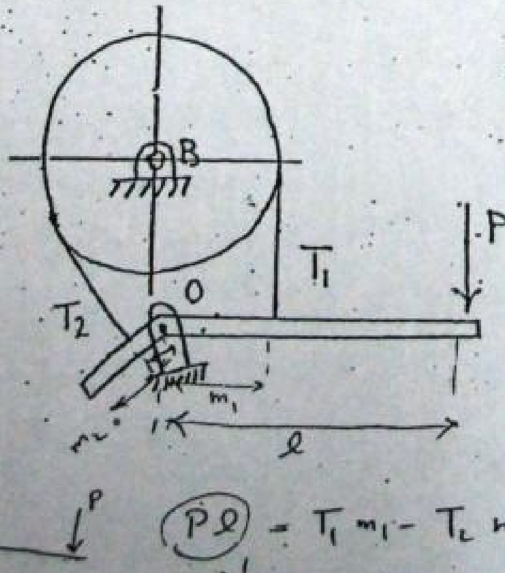
۲)


۳)


۴)


---

۲۱۴ - در ترمز نواری دیفرانسیلی زیر، تسمه‌های T_1 و T_2 بر میله پایه عمودند و فاصله محل اتصال آنها تا مفصل D به ترتیب m_1 و m_2 هستند. ترمز گشتاور پیچشی T را به مرکز دیسک اعمال می‌کند.



۱) $T_2 = e^{\mu\alpha}T_1$, $T = r(T_2 - T_1)$

۲) $T_2 = e^{\mu\alpha}T_1$, $T = r(T_1 - T_2)$

۳) $T_1 = e^{\mu\alpha}T_2$, $T = r(T_2 - T_1)$

۴) $T_1 = e^{\mu\alpha}T_2$, $T = r(T_1 - T_2)$ ✓

بزرگ　CCw　کوچک

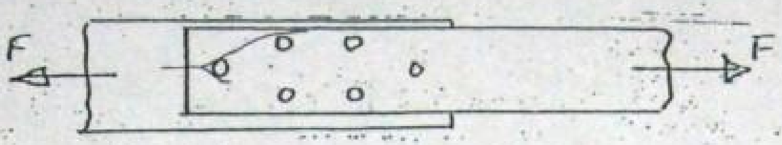
$\boxed{P\ell} = T_1 m_1 - T_2 m_2 > 0 \longrightarrow T_1 m_1 > T_2 m_2$

اگر بخواهیم این نامساوی همواره برقرار باشد باید همیشه $T_1 > T_2$

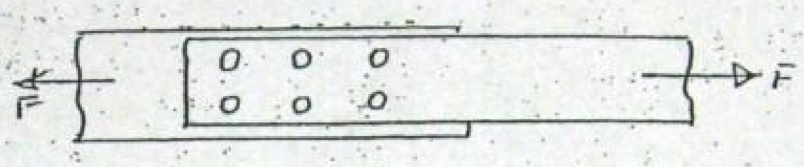
86-87

۲۱۵- در یک اتصال پرچی از شش پرچ استفاده شده است. چیدمان پرچ‌ها در اتصال چگونه باید باشد؟

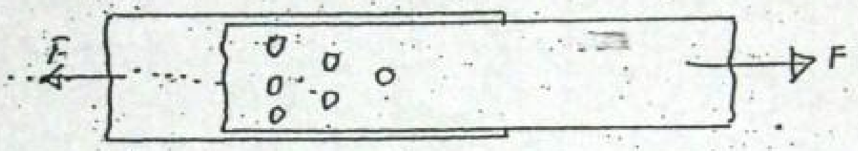
1- زاویه شکست
2- تعداد شکست خطوط شکس



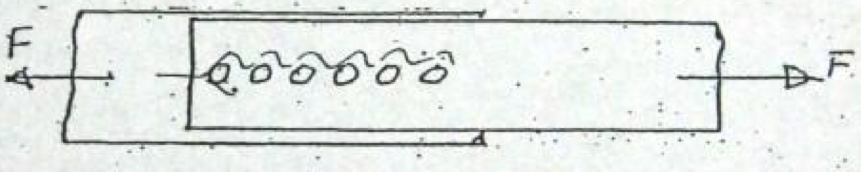
۱) ✓



۲)



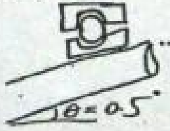
۳)



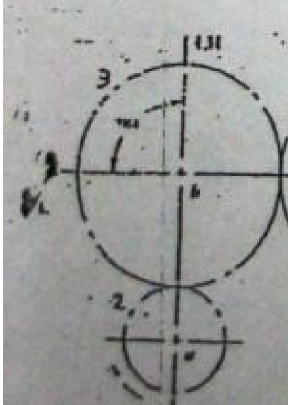
۴)

۲۱۶- بلبرینگ ساده (*DeepGroove*) می‌تواند قابلیت‌های زیر را از خود نشان دهد:

۱) گشتاور تکیه‌گاهی شافت را تحمل نماید.
۲) فقط نیروی شعاعی تحمل کند.
۳) فقط نیروی محوری تحمل نماید.
۴) ✓ به میزان محدودی نیرو در جهات مختلف تحمل کند.



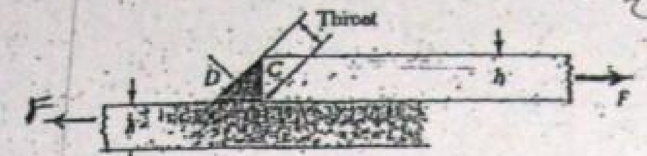
۲۱۷- در شکل داده شده، چرخ‌دنده‌های ۲، ۳ و ۴ به ترتیب محرک، هرزگرد و متحرک می‌باشند. در این صورت کدام عبارت صحیح است؟



۱) ✓ دندانه‌های ۲ و ۴ تحت خمش یک طرفه و ۳ تحت خمش دو طرفه می‌باشند.
۲) دندانه‌های ۲ و ۴ تحت خمش دو طرفه و ۳ تحت خمش یک طرفه می‌باشند.
۳) دندانه‌های هر سه چرخ‌دنده تحت خمش یک طرفه می‌باشند.
۴) دندانه‌های هر سه چرخ‌دنده تحت خمش دو طرفه می‌باشند.

۲۱۸- در جوش نشان داده شده h اندازهٔ ساق و L طول جوش می‌باشد. معمولاً طراحی این نوع جوش بر اساس تنش برشی $\frac{\sqrt{2}F}{hL}$ می‌باشد زیرا

$\tau = \frac{F}{0.707\,hl}$



۱) این مقدار بیشترین تنش اصلی می‌باشد.

۲) تنش فون میسز در سطح گلویی BD برابر $\frac{\sqrt{2}F}{hL}$ می‌باشد.

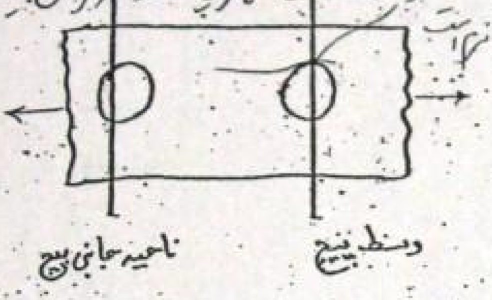
۳) تنش برشی ماکزیمم در سطح گلویی BD برابر $\frac{\sqrt{2}F}{hL}$ می‌باشد.

۴) ✓ این مقدار از تقسیم نیروی F به سطح گلویی بدست می‌آید که از تنش برشی ماکزیمم بیشتر و محافظه‌کارانه می‌باشد.

حداکثر تنش در سطح مقطع کوچکترین مقدار و تمرکز تنش بیشترین

۲۱۹- پلاک‌های ارتوپدی عموماً دچار چه نوع تخریبی می‌شوند؟

که طراحی می‌شود در تحت کشش کار کند و ماده نرم است



۱) خم‌شدگی از وسط یکی از پیچها

۲) ✓ شکستگی از وسط یکی از پیچها

۳) خم‌شدگی از ناحیه جانبی یکی از پیچها

۴) شکستگی از ناحیه جانبی یکی از پیچها

۲۲۰- چنانچه در ترمزهای کاسه‌ای، M_N و M_f به ترتیب گشتاور نیروهای عمودی و مماسی بین لنت و استوانه نسبت به لولای نصب شده در انتهای لنت باشد، خود انرژی‌زایی (self-energizing) وقتی وجود دارد که:

۱) $M_N = ۰$ یا $M_f = ۰$

۲) M_N و M_f همدیگر را تقویت کنند (هم جهت باشند)

۳) ✓ M_N و M_f همدیگر را تضعیف کنند (در خلاف جهت هم باشند)

۴) اول باید مشخص شود که لنت در داخل یا خارج استوانه قرار دارد و سپس در مورد آن اظهار نظر کرد.

۲۲۱- در یک جعبه دنده تسمه‌ای، در صورت استفاده از حداکثر تنش مجاز چرا از یک سرعت معین به بعد، انتقال توان کاهش می‌یابد (ضریب اصطکاک ثابت است)

تقریباً دور تسمه‌ها نیروی گریز از مرکز داریم

قسمت سفت

کم

۱) به دلیل افزایش تنش خمشی در تسمه

۲) به دلیل افزایش تنش کششی در قسمت بار تسمه

۳) به دلیل افزایش تنش اضافه بر لبه‌ی تسمه

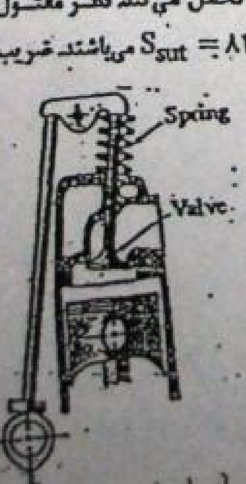
۴) ✓ به دلیل افزایش تنش کششی نیروی گریز از مرکز

۲۲۲- حداقل تعداد دندانه یک چرخ دنده سیکلوئیدی که در پمپ استفاده می‌شود، چند است؟

۱ عدد می‌گردد باشد

۱) ✓ ۲ عدد　۲) ۴ عدد　۳) ۶ عدد　۴) ۸ عدد

۲۲۳- فنر نشان داده شده در شکل، هنگام بسته بودن سوپاپ نیروی N ۳۰۰ و هنگام باز بودن نیروی N ۶۰۰ را تحمل می‌کند قطر مفتول فنر mm ۵، قطر فنر mm ۲۵، $S_e = ۵۰۰$MPa، $S_{se} = ۳۹۰$MPa، $S_{ut} = ۱۲۰۰$MPa و $S_{sut} = ۸۴۰$ MPa می‌باشند. ضریب اطمینان خستگی بر اساس معیار گودمن چقدر است؟ از ضرایب تمرکز تنش K_s و K_B صرفنظر کنید.



۱) n = ۰/۸

۲) n = ۱/۲

۳) n = ۱/۸

۴) n = ۲/۹

$F_{max} = 600 \rightarrow \tau_{max} = 305.6$

$\tau_m = 229.2$

$\rightarrow \tau_a = 76.4$

$F_{min} = 300 \rightarrow \tau_{min} = 152.8$

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

$SF = 1.87$

$\frac{\tau_m}{S_{su}} + \frac{\tau_a}{S_{se}} = \frac{1}{SF}$

۲۲۵ یک مخزن جدار نازک استوانه‌ای به ضخامت t و شعاع R تحت فشار داخلی P قرار دارد. با استفاده از معیار تسلیم فان میز (Von-Mises) ضخامت مخزن t بر حسب پارامترهای P و R و تنش تسلیم σ_y به ترتیب کدام است؟

۱) $t = \frac{PR}{\sigma_y}$ ۲) $t = \frac{\sqrt{3}PR}{\sigma_y}$ ۳) $t = \frac{PR}{2\sigma_y}$ ۴) $t = \frac{\sqrt{3}PR}{2\sigma_y}$

۲۲۶ دو فنر مارپیچ فشاری از مفتول‌های یکسان با قطرهای برابر ساخته شده‌اند. طول اولیه هر دو فنر نیز یکسان می‌باشد. لیکن یک فنر (A) دارای گام کمتری نسبت به فنر دیگر (B) است. برای یک جابجایی یکسان در این دو فنر، می‌توان گفت: «در فنر A انرژی .... ذخیره می‌شود چون ضریب فنریت آن .... است.

۱) کمتری - کمتر ۲) بیشتری - بیشتر ۳) بیشتری - کمتر ۴) کمتری - بیشتر

۲۲۷ یک مخزن استوانه‌ای تحت فشار با دو انتهای بسته از جنس آلیاژ آلومینیم ۲۰۲۴ دارای قطر ۳/۵ اینچ و ضخامت دیواره ۰/۰۶۵ اینچ است. یک شیر اطمینان به این مخزن متصل است که در فشار ۵۰۰Psi باز می‌شود. ضریب اطمینان برای مخزن چقدر است؟ (مقاومت تسلیم و مقاومت نهایی آلیاژ مذکور به ترتیب عبارتند از: ۴۶۰۰۰ Psi و ۷۰۰۰۰Psi)

۱) ۱/۶ ۲) ۳/۸۷ ۳) ۲/۵ ۴) ۵/۹

۲۲۸ با استفاده از مدل ساده لوئیس و با توجه به اینکه ضخامت دندانه در ریشه ۱ اینچ و در سر دندانه ۰/۸ اینچ است و این چرخدنده باری برابر با ۲۰۰۰ پوند را با نسبت تماس (contact ratio) ۱/۲۵ انتقال می‌دهد. تنش وارد بر ریشه دندانه یک چرخدنده ساده با عرض دندانه ۲ اینچ و طول دندانه ۱/۸ اینچ چقدر است؟

۱) ۹۶۰۰ ۲) ۱۰۸۰۰ ۳) ۸۶۴۰ ۴) ۱۲۰۰۰

۲۲۹ یک بلبرینگ شیار عمیق باید در سرعتی برابر با ۱۵۰۰rpm بار شعاعی ۲۵۰۰ پوند و بار محوری ۱۰۰۰ پوند را تحمل نماید. در صورتی که رینگ خارجی گردنده باشد و ضریب شوک بارهای ناگهانی را نیز ۱/۵ در نظر بگیریم، عمر بلبرینگ بر حسب ساعت چقدر خواهد بود؟ (ظرفیت این بلبرینگ را برابر با $C = ۹۱۲۰ Lb$ و $C_{\circ} = ۶۷۳۰ Lb$ در نظر گرفته و ضرایب تقسیم بار محوری و شعاعی را به ترتیب ۱/۲ و ۰/۵ فرض نمایید)

۱) ۹۲/۵ ۲) ۱۲۵۰ ۳) ۵۰/۲ ۴) ۱۴۳۶

۲۳۰ برای بالا و پایین بردن یک وزن حداکثر ۱۰۰۰۰ پوندی از یک جک مکانیکی با پیچ قدرت (Acme – double thread) دو نخ استفاده شده است. این پیچ دارای ۵ نخ در هر اینچ است. در صورتی که گشتاور لازم برای بالا بردن وزن ۱۰۰۰۰ پوندی برابر با ۲۲۶۴/۵ پوند - اینچ باشد، راندمان این جک چقدر است؟

۱) ٪۳۰ ۲) ٪۲۲ ۳) ٪۲۸ ۴) ٪۱۸

۲۳۱ یک مخزن کروی شکل به شعاع ۱۰۰cm از ورقی به ضخامت ۴mm و از جنس VCN ۱۵۰ ساخته شده است. این نوع فولاد در گروه فولادهای نرم قرار دارد و حد تسلیم آن ۶۵۰Mpa می‌باشد. هدف تعیین حداکثر فشار داخلی است که این مخزن می‌تواند تحمل نماید. برای این هدف از کدام معیار طراحی بهتر است استفاده شود؟

۱) معیار حداکثر تنش محوری

۲) معیار انرژی واپیچشی (Von – Mises)

۳) معیار حداکثر تنش برشی (ترسکا)

۴) از معیارهای حداکثر تنش محوری، حداکثر تنش برشی و انرژی واپیچش می‌توان استفاده نمود و نتیجه آنها یکسان خواهد بود.

87-88

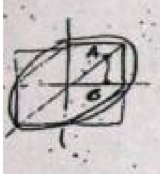
۲۷- در نقطه‌ای از یک قطعه (نقطه A) که تحت تنش‌های دو بعدی قرار دارد، تنش‌های وارده با هم برابر و مقداری جزئی (E) کمتر از حد تسلیم قطعه می‌باشند. به عبارت دیگر $\sigma_1 = \sigma_2 = S_y - \varepsilon$ است (ε آن مقدار جزئی است). در نقطه دیگری از همان قطعه (نقطه B) تنشها عبارتند از $\sigma_2 = 0$ ، $\sigma_1 = S_y - \varepsilon$. کدام‌یک از عبارات زیر در خصوص این دو نقطه صحیح می‌باشد (ماده از جنس فولاد چکش‌خوار است)

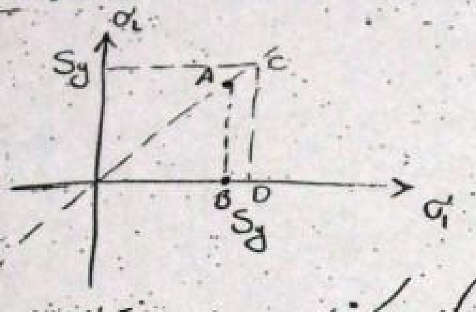
۱) بر اساس نتایج تجربی و نظریه واپیچش (فون میسز)، احتمال واماندگی در نقطه A بیشتر است.

۲) بر اساس نتایج تجربی و نظریه حداکثر کرنش محوری، احتمال واماندگی در نقطه B بیشتر است.

۳) بر اساس نظریه حداکثر تنش برشی (ترسکا)، احتمال واماندگی در نقطه B بیشتر است.

۴) احتمال واماندگی بر اساس نتایج تجربی و همچنین بر اساس نظریه‌های موجود (حداکثر تنش محوری، ترسکا، فون میسز، حداکثر کرنش محوری) یکسان می‌باشد





$SF_A = \frac{OC}{OA}$ / $SF_B = \frac{OD}{OB}$

در نقطه‌ی A ، ε از نوع دو تنشی است $\varepsilon_A = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y)$

در نقطه‌ی B ، ε از نوع تک تنشی است. $\varepsilon_B = \frac{1}{E}(\sigma_x)$ ← (کرنش B بیشتر از نقطه‌ی A است)