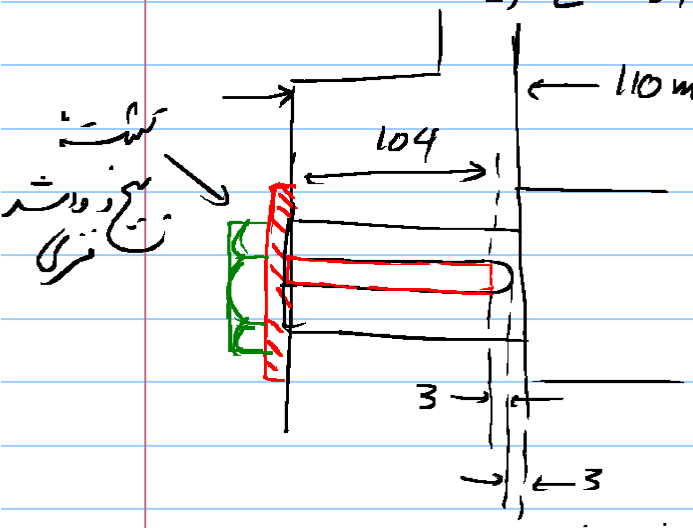
۸ : طراحی خار رزوه‌ای ها :

الف : پولی ، با توجه به جنس پولی که معمولاً از چدن و خار نرم‌تر است ،
لبه خار روی پولی محتمل‌ترین مکان تخریب پولی است :

با توجه به جدول 7.6 → 6×6 mm
$d = 28$ ،

لبه خار → $L = \dfrac{4n T_p}{h D S_y}$ $\quad n = 3,\ T_p = 145.9$ Nm
$h = 6$ mm, $D = 28$ mm,
$S_y = 100$ MPa

$\Rightarrow L = 104$ mm $\quad (L > 28\text{mm}) \rightarrow L = 104$ mm

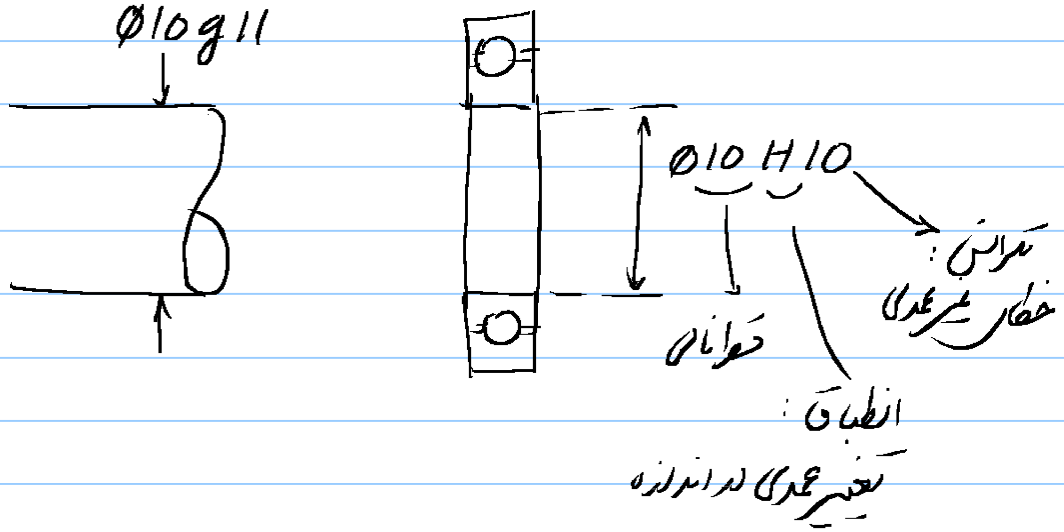


طول کل پولی در سمت پولی $= 104 + 3 + 3 = 110$ mm

طراحی نانی و خار چرخ زنجیر بصورت شاه به انجام می‌شود
جنس چرخ زنجیر را شاه جنس دندانه VCL140 در نظر بگیرید ($S_y = 560$)
در مورد چرخ زنجیر با توجه به اینکه جنس چرخ زنجیر محکم‌تر از شافت است باید لبه‌های

نکته: لقمه‌های خارجی چرخ زنجیر، لقمه‌های خارجی شانت برای گردد و طول خارجیت آکس، ترابلر برای حواص استفاده، شد

ترانس گذاری برای شانت و قطعات



شانت a b --- h --- z

انطباق: چفت تر ← روان تر

سوراخ A B --- H --- Z

خطای عمدی صفر

ترانس: 1, 2, --- , 15, 16

دقیق تر ← نادقیق تر

ترجمه انطباق و تلرانس به عدد اندازه :

سوراخ	شفت	
D	d	قطرها
δf	δf	انحراف اساسی (خطای محدود)
ΔD	Δd	تلرانس (خطای غیرمحدود)
$D_{min} = D + \delta f$	$d_{min} = d + \delta f - \Delta d$	
$D_{max} = D + \delta f + \Delta D$	$d_{max} = d + \delta f$	

برای تعیین انطباق و تلرانس با توجه به کاربرد، نوع فنکسیون ساخت و اندازه قطعه از جداول زیر استفاده می‌کنیم

Table A–12

Fundamental Deviations for Shafts—Metric Series

(Size Ranges Are for Over the Lower Limit and Including the Upper Limit. All Values Are in Millimeters)

Source: Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4.2-1978. See also BSI 4500.

Basic Sizes	Upper-Deviation Letter					Lower-Deviation Letter				
	c	d	f	g	h	k	n	p	s	u
0–3	−0.060	−0.020	−0.006	−0.002	0	0	+0.004	+0.006	+0.014	+0.018
3–6	−0.070	−0.030	−0.010	−0.004	0	+0.001	+0.008	+0.012	+0.019	+0.023
6–10	−0.080	−0.040	−0.013	−0.005	0	+0.001	+0.010	+0.015	+0.023	+0.028
10–14	−0.095	−0.050	−0.016	−0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
14–18	−0.095	−0.050	−0.016	−0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
18–24	−0.110	−0.065	−0.020	−0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.041
24–30	−0.110	−0.065	−0.020	−0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.048
30–40	−0.120	−0.080	−0.025	−0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.060
40–50	−0.130	−0.080	−0.025	−0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.070
50–65	−0.140	−0.100	−0.030	−0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.053	+0.087
65–80	−0.150	−0.100	−0.030	−0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.059	+0.102
80–100	−0.170	−0.120	−0.036	−0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.071	+0.124
100–120	−0.180	−0.120	−0.036	−0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.079	+0.144
120–140	−0.200	−0.145	−0.043	−0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.092	+0.170
140–160	−0.210	−0.145	−0.043	−0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.100	+0.190
160–180	−0.230	−0.145	−0.043	−0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.108	+0.210
180–200	−0.240	−0.170	−0.050	−0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.122	+0.236
200–225	−0.260	−0.170	−0.050	−0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.130	+0.258
225–250	−0.280	−0.170	−0.050	−0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.140	+0.284
250–280	−0.300	−0.190	−0.056	−0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.158	+0.315
280–315	−0.330	−0.190	−0.056	−0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.170	+0.350
315–355	−0.360	−0.210	−0.062	−0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.190	+0.390
355–400	−0.400	−0.210	−0.062	−0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.208	+0.435

عدد δf را با توجه به سایز قطعه (عدد سمت راست) و حرف شفت (سطر) از جدول بالا پیدا کنید

عدد Δd را با توجه به عدد سایز قطعه (عدد سمت راست) و حرف شفت (سطر) از جدول بالا پیدا کنید

Table 7-9

Descriptions of Preferred Fits Using the Basic Hole System

Source: Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4.2-1978. See also BS 4500.

Type of Fit	Description	Symbol
Clearance	*Loose running fit:* for wide commercial tolerances or allowances on external members	H11/c11
	Free running fit: not for use where accuracy is essential, but good for large temperature variations, high running speeds, or heavy journal pressures	H9/d9
	Close running fit: for running on accurate machines and for accurate location at moderate speeds and journal pressures	H8/f7
	Sliding fit: where parts are not intended to run freely, but must move and turn freely and locate accurately	H7/g6
	Locational clearance fit: provides snug fit for location of stationary parts, but can be freely assembled and disassembled	H7/h6
Transition	*Locational transition* fit for accurate location, a compromise between clearance and interference	H7/k6
	Locational transition fit for more accurate location where greater interference is permissible	H7/n6
Interference	*Locational interference fit:* for parts requiring rigidity and alignment with prime accuracy of location but without special bore pressure requirements	H7/p6
	Medium drive fit: for ordinary steel parts or shrink fits on light sections, the tightest fit usable with cast iron	H7/s6
	Force fit: suitable for parts that can be highly stressed or for shrink fits where the heavy pressing forces required are impractical	H7/u6

Table A–11

A Selection of International Tolerance Grades—Metric Series [Size Ranges Are for *Over* the Lower Limit and *Including* the Upper Limit. All Values Are in Millimeters]

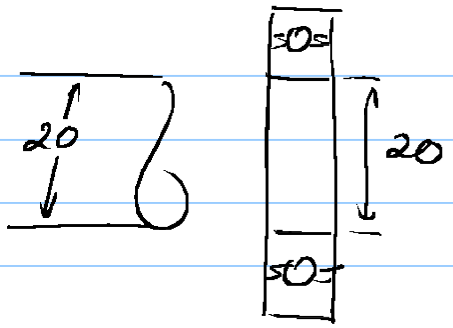
Source: Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4.2-1978. See also BSI 4500.

Basic Sizes	Tolerance Grades IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
0–3	0.006	0.010	0.014	0.025	0.040	0.060
3–6	0.008	0.012	0.018	0.030	0.048	0.075
6–10	0.009	0.015	0.022	0.036	0.058	0.090
10–18	0.011	0.018	0.027	0.043	0.070	0.110
18–30	0.013	0.021	0.033	0.052	0.084	0.130
30–50	0.016	0.025	0.039	0.062	0.100	0.160
50–80	0.019	0.030	0.046	0.074	0.120	0.190
80–120	0.022	0.035	0.054	0.087	0.140	0.220
120–180	0.025	0.040	0.063	0.100	0.160	0.250
180–250	0.029	0.046	0.072	0.115	0.185	0.290
250–315	0.032	0.052	0.081	0.130	0.210	0.320
315–400	0.036	0.057	0.089	0.140	0.230	0.360

توجه کنید که معمولترین انطباق برای سوراخ H است ($\delta f = 0$) این بدان معنی است که سوراخ را معمولاً با مته می سازیم و دیگر نمی توانیم هر قطر دلخواهی را اجرا کنیم.

دومین انطباق H برای سوراخ به معنی استفاده از مته با قطر نامی است

مثال: یاتاقان زیر از انطباق H7 استفاده می‌کند. کلیرنس قطر شافت را طراحی کرده و مقادیر عددی آن را بدست آورید.



حل: با استفاده از جدول 9-7، انطباق g6 برای شافت مناسب است.

$g \rightarrow$ جدول A-12 $(d=20) \rightarrow \delta f = -0.007$

$G \rightarrow$ جدول A-11، $d=20 \rightarrow \Delta d = 0.013$

$$d_{max} = d + \delta f = 20 - 0.007$$

$$d_{min} = d + \delta f - \Delta d = 20 - 0.007 - 0.013 = 20 - 0.020$$

$$\phi 20 \; {}^{-0.007}_{-0.020}$$

جلسه ۲۲

طراحی اجزاء ۱

Note Title 07/05/2012

پیچ : (فصل ۸ از کتاب شیگلی)

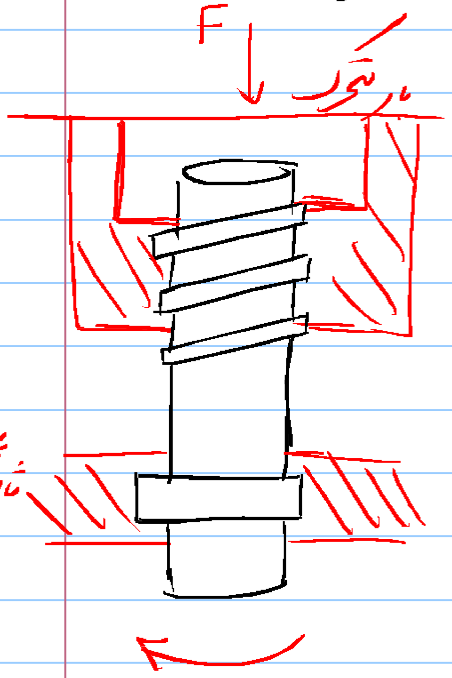
به عنوان :

۱. وسیله انتقال قدرت (Power screw)

۲. اتصال دهنده (Fastner)

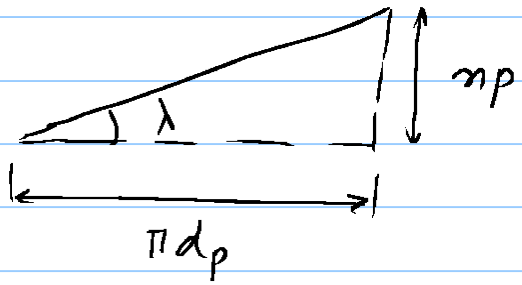
در هردو مبدل پیچ براساس قاعده کلی Wedge طراحی و استفاده می‌شود

(کاهش حجمی و افزایش نیرو)



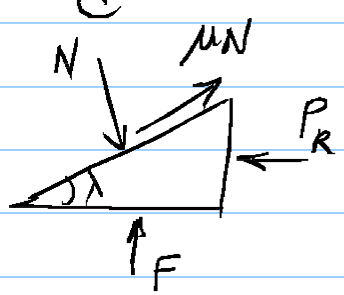
محاسبه پیچهای قدرت :

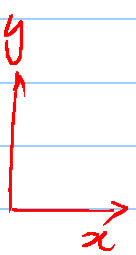
یک قطعه از اورد، پیچ را باز می‌کنیم



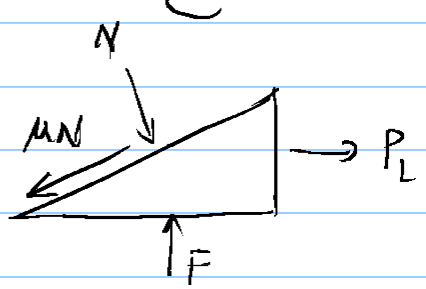
$$\tan\lambda = \frac{np}{\pi d_p}$$

بالا بردن بار — نیروی پیچ





باز کردن پیچ



در سنگین کردن ← بالابردن بار

$$\sum F_y = F - N\cos\lambda + \mu N \sin\lambda = 0 \quad \Rightarrow \quad N = \frac{F}{\cos\lambda - \mu\sin\lambda}$$

$$\sum F_x = -P_R + \mu N\cos\lambda + N\sin\lambda = 0$$

$$\Rightarrow -P_R + \frac{F}{\cos\lambda - \mu\sin\lambda}\left(\mu\cos\lambda + \sin\lambda\right) = 0$$

$$P_R = \frac{T_R}{d_p/2} = \frac{2T_R}{d_p}$$ گشتاور بالابرنده T_R

$$T_R = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\mu\cos\lambda + \sin\lambda}{\cos\lambda - \mu\sin\lambda} = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\mu + \tan\lambda}{1 - \mu\tan\lambda}$$

$$\left(\tan\lambda = \frac{n_p}{\pi d_p}\right) \Rightarrow T_R = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\mu + n_p/\pi d_p}{1 - \mu\, n_p/\pi d_p}$$

$$T_R = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\mu\pi d_p + n_p}{\pi d_p - \mu n_p} \qquad (1)$$

گشتاور پائین آورنده نیز بصورت زیر به دست می‌آید:

$$T_L = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\mu\pi d_p - n_p}{\pi d_p - \mu n_p} \qquad (2)$$

۱. در رابطه (2) دیده می‌شود که اگر $\mu\pi d_p < n_p$ یا $\mu < \frac{n_p}{\pi d_p}$ در آنصورت

گشتاور باز کننده منفی شده یعنی در اثر بار گیره خود کنترل باز می‌شود

$$\mu \geq \frac{\pi p}{\pi d_p} \leftarrow \text{بی‌خود قفل}$$

با افزایش P (و π) و کاهش d_p بیشتر ممکن است خود قفل نباشد

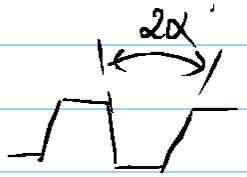
۲. مقدار گشتاور بالا برنده با d_p افزایش می‌یابد لذا در طراحی بهتر است تا کمترین d_p ممکن استفاده کنیم اگرچه ملاحظات استحکامی اجازه نمی‌دهند تا بیش از اندازه کوچک باشد

* اگر $\mu = \tan\phi \leftarrow$

$$T_R = F\frac{d_p}{2}\tan(\lambda+\phi)$$

$$T_L = F\frac{d_p}{2}\tan(\phi-\lambda) \quad \Rightarrow \quad \phi > \lambda \leftrightarrow \text{خود قفل}$$

* محاسبات بالا با صرفنظر کردن از شکل لوزه بدست آمد. درصورتی که لبه لوزه‌ها فلت باشد



ای با زاویه لوزه 2α استفاده شود

روابط فوق تصحیحات زیر را می‌کند

$$T_R = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\pi p + \pi\mu d_p \sec\alpha}{\pi d_p - \mu\pi p \sec\alpha}$$

$$T_L = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\pi p - \pi\mu d_p \sec\alpha}{\pi d_p - \mu\pi p \sec\alpha}$$

راندمان پیچ‌های انتقال قدرت :

$\eta_{\text{راندمان}} = \frac{W_{out}}{W_{in}} = \frac{F \cdot \ell}{T_R \cdot 2\pi}$ → با اثر یک لنگر چرخشی (گشتاور) (نیروی محیطی)

$$= \frac{F \cdot n \cdot P}{F \frac{d_p}{2} \tan(\lambda+\phi) \cdot 2\pi} = \frac{\frac{nP}{\pi d_p}}{\tan(\lambda+\phi)}$$

$$= \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda+\phi)}$$

با کوچک شدن شکل تابع تانژانت ( ) در صورت افزایش ضریب اصطکاک، راندمان شروع به افت می‌کند

پیچهای اتصال :

استاندارد متریک :

$M8 \times 1.25 - 8.8$

- M: استاندارد متریک
- 8: قطر اسمی به میلیمتر
- 1.25: گام
- $S_{ut} \simeq 800$ mpa
- $S_y \simeq 0.8 \times S_{ut} = 640$ mpa

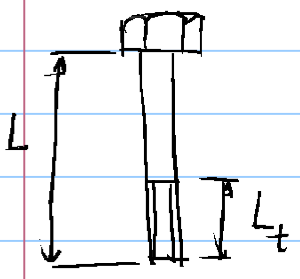
استاندارد اینچی :

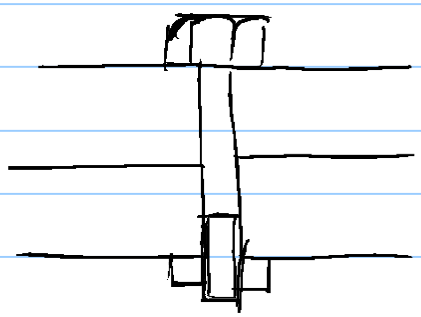
$UNF - \frac{1}{4} \times 20$

- UNF: استاندارد اینچی
- $\frac{1}{4}$: قطر خارجی نامی فشرده نرده
- 20: تعداد دندانه در یک اینچ

F : fine
C : coarse
EF : extra fine

اصولاً در پیچهای اتصالی بخش انتهایی رزوه نمی‌شود





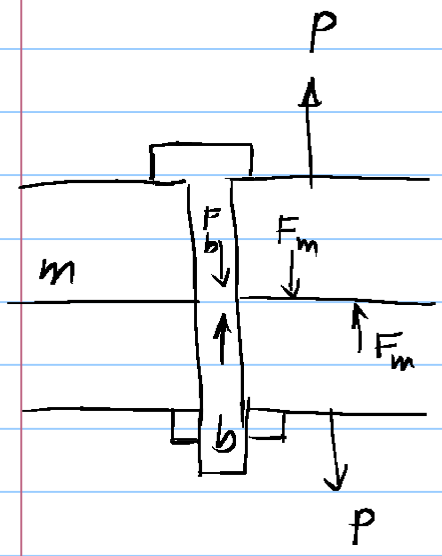
$$L_t = \begin{cases} 2D+6 & L \le 125 \text{ mm} \\ 2D+12 & 125 < L < 200 \\ 2D+25 & L > 200 \end{cases}$$

در استاندارد متریک

$$L_t = \begin{cases} 2D + \frac{1}{4}'' & L \le 6'' \\ 2D + \frac{1}{2}'' & L > 6'' \end{cases}$$

در استاندارد انجمن $\frac{3}{2}$:

ملاحظات استحکام پیچهای اتصال



P : بار خارجی وارد بر اتصال

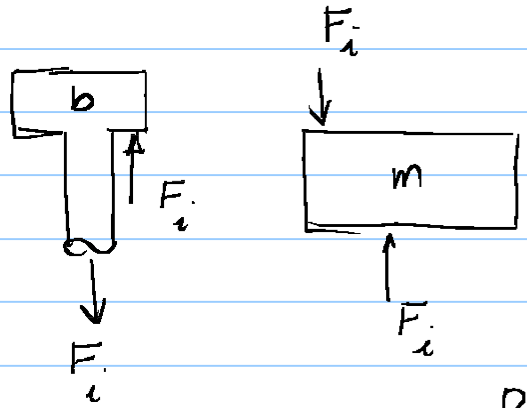
b : پیچ - F_b : نیروی کشش در قطعه پیچ

m : عضو - F_m نیروی فشاری وارد بر قطعه

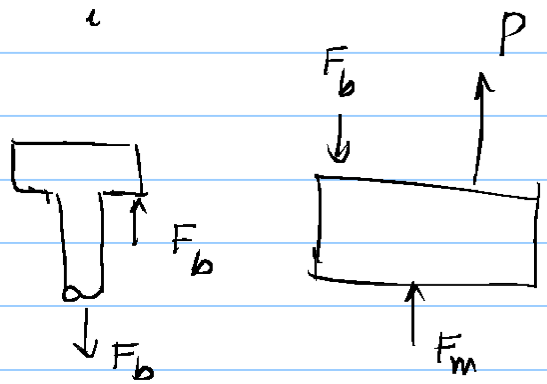
F_i : پیش بار در اثر سفت کردن پیچ

تحلیل استاتیکی اتصال :

الف : بار خارجی = ۰ $(P = 0)$



ب : بار خارجی



معادله تعادل نیرو: $P + F_m - F_b = 0 \quad (*)$

P_b: باری که در اثر P به پیچ اضافه می‌شود $\Leftarrow F_b = F_i + P_b$

P_m: باری که در اثر P از قطعه کم می‌شود $\Leftarrow F_m = F_i - P_m$

$\hookrightarrow (*) \Rightarrow P + F_i - P_m - F_i - P_b = 0 \Rightarrow$

$$P = P_b + P_m$$

برای یک اتصال پیچ و مهره‌ای شرایط زیر را داریم:

1. $F_m > 0$ (در غیر اینصورت $F_m = 0$)

$F_i - P_m > 0$ دو قطعه از هم جدا می‌شوند

2. $F_b = F_i + P_b < A_t S_p$

A_t: سطحی از قطع که تحمل بار کششی می‌کند ← جداول 8-1 و 8-2

S_p: تنش اثبات (Proof Strength) ← جدول 8-11 ← $0.9 S_y$

برای بررسی شرط اول لازم است که تغییر بار خارجی (P_b و P_m) را بدست آوریم

برای این منظور در نظر می‌گیریم که کشش بار، قطعه و پیچ تغییر طول‌های δ_m و δ_b را بگیرند

$$\delta_m = \delta_b = \delta$$ می‌شود

k_b : سختی پیچ

k_m : سختی قطعه

$$\delta_m = \frac{P_m}{k_m}, \quad \delta_b = \frac{P_b}{k_b}$$

$$\delta_m = \delta_b = \delta, \quad P_m + P_b = P$$

$$\Rightarrow P_m = \frac{k_m}{k_b} P_b \Rightarrow \underbrace{\frac{k_m}{k_b} P_b}_{P_m} + P_b = P \Rightarrow$$

$$P_b = \frac{k_b}{k_m + k_b} P$$

به طریق مشابه $\Rightarrow P_m = \frac{k_m}{k_m + k_b} P$

پس برای پیدا کردن سهم پیچ و قطعه (P_b, P_m) از بارهای خارجی باید k_b, k_m را بدست آوریم

سختی اتصال $C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$

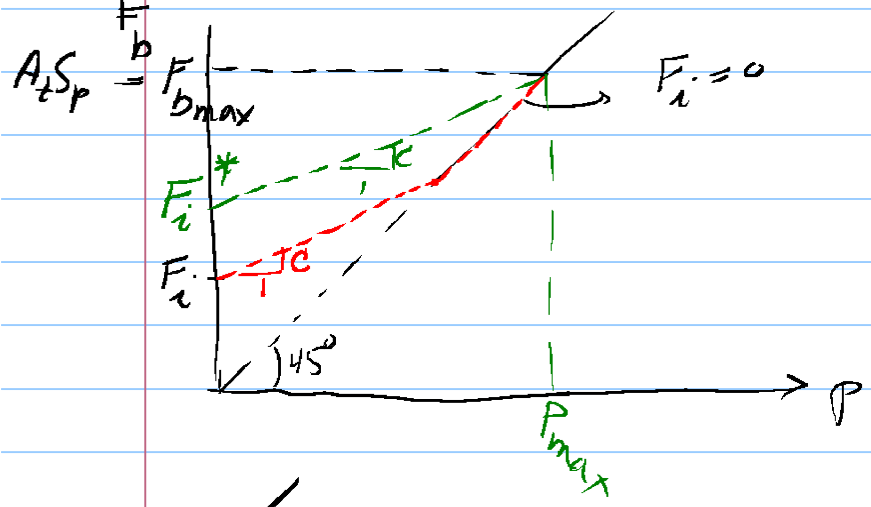
$$P_b = CP, \quad P_m = (1 - C)P$$

از طرفی $F_b = F_i + P_b \Rightarrow F_b = F_i + CP$

$$F_m = F_i - P_m \Rightarrow F_m = F_i - (1 - C)P$$

معمولاً $0.15 < C < 0.35$

نیروی پیچ برحسب نیروی خارجی را با کدام یک از روابط زیر می‌توان محاسبه کرد



الف- اگر $F_i = 0$ (بدون پیش بار)

نیروی پیچ مساوی با نیروی خارجی است

ب- برای $0 < F_i < F_i^*$

با پیچ با شیب C نسبت به P افزایش می‌یابد تا خط 45° را قطع کند یعنی جدایش اتفاق افتد. از آن پس افزایش نیروی پیچ مساوی افزایش بار خواهد بود

ج. $F_i = F_i^*$

نیروی پیچ با شیب C افزایش می‌یابد. جدایش و شکست پیچ همزمان اتفاق می‌افتد

د- $F_i > F_i^*$ نیروی پیچ با شیب C افزایش می‌یابد اما پیچ قبل از P_{max} می‌شکند

می‌دانیم F_i^*:

$$F_b = F_i + CP \Rightarrow$$

$$F_{b max} = A_t S_p = F_i^* + C P_{max} \quad (P_{max} = F_{b max})$$

$$\Rightarrow F_i^* = A_t S_p - C A_t S_p = (1 - C) A_t S_p$$

یا $F_i^* = (1-C)P_{max}$

تعیین پیش بار:

برای تعیین مقدار پیش بار دو دیدگاه اصلی وجود دارد:

۱. $F_i \geq F_i^*$ تا جدایش اتفاق نیافتد

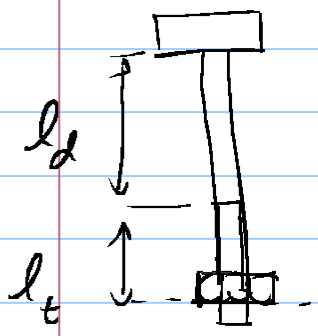
۲. $0.6 < \frac{F_i}{A_t S_p} < 0.9$

در اکثر موارد F_i^* در محیط ها می‌باشد در غیر اینصورت باید پیش بار را حداکثر $0.6 A_t S_p$ گرفت و با بازنگری روی پیچ از تحمل P_{max} مطمئن گردید.

می‌سپه C یا سختی اتصال

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$$

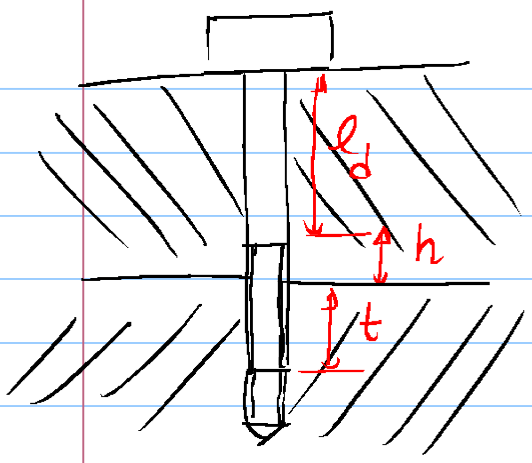
می‌سپه k_b یا سختی پیچ



$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_d} + \frac{1}{k_t}$$

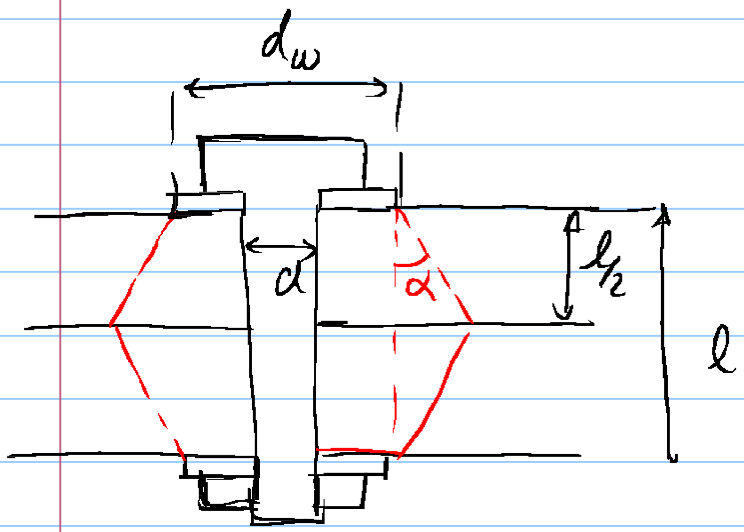
$k_d = \frac{E A_d}{l_d}$ که A_d با قطر نامی پیچ می‌سپه می‌شود

$k_t = \frac{E A_t}{l_t}$ که A_t طول قسمت تحمل تنش است



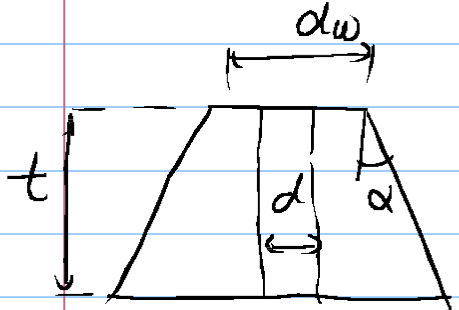
در این حالت $\rightarrow$ $l_t = \begin{cases} h + t/2 & t \le d \\ h + d/2 & t > d \end{cases}$

d قطر نامی پیچ



سختی K_m

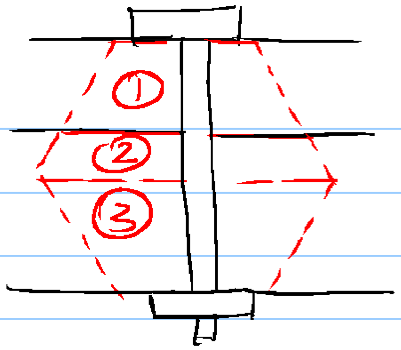
با توجه به مدل روبرو تنها بخشی از عضو که درون دو محروط ناقص قرار میگیرند در سختی عضو اثر دارند



سختی قطعه روبرو با در نظر گرفتن المان دیفرانسیلی قابل ارزیابی خواهد بود. با استفاده از رابطه‌های استاندارد α در حدود 30° می‌باشد و سختی پس از انتگرال گیری بصورت زیر بدست می‌آید

$(d_w = 1.5d)$

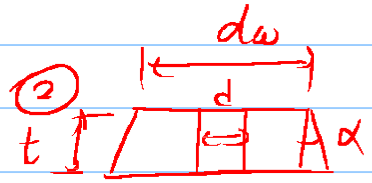
$$K = \frac{0.577\,\pi E d}{Ln\left(\frac{1.55t + d_w - d}{1.55t + d_w + d} \cdot \frac{d_w + d}{d_w - d}\right)}$$



E_1

E_2

مثال: درصورتی که قطر دو عضو ۱ و ۲ دارای المان سیمانی باشند مانند مثال دوبرد قبل باید از سر یا (بتنی) لحظ ناقص استفاده شود



درصورتی که جنس دو قطعه متفاوت باشند E_1 و E_2 و قطر داشته باشند استفاده از کمان رود ($d_w = 1.5d$) می‌توان از رابطه ساده شده زیر برای سختی قطعه استفاده کرد

$$K_m = AEd\, e^{B\frac{d}{\ell}}$$

A, B مقادیر ثابت که از جدول 8-8 بدست می‌آید

مراحل طراحی اتصال پیچی:

طراحی اتصال پیچی شامل تعیین سه پارامتر زیر می‌باشد

- انتخاب تعداد و قطر (اندازه) پیچ‌ها
- انتخاب نیمرخ
- تعیین گشتاور سفت‌کننده

انتخاب قطر پیچ:

کاربردهای صنعتی نیمه‌ساز
کاربردهای صنعتی ساز

فولادهای نیمه‌سخت: 4.6, 4.8, 5.8

" سخت: 6.8, 8.8

" + تمپر: 9.8, 10.9, 11.9, 12.9

ملاحظات طراحی: در مورد انتخاب تعداد و قطر پیچ از روابط حدی زیر استفاده کنید:

۱. آرایش پیچ‌ها متقارن باشد

۲. قطر پیچ در حدود ضخامت قطعه باشد

در طراحی اتصالات پیچی : S : فاصله مرکز پیچ‌ها از هم ، Y : فاصله مرکز پیچ تا لبه ورق

$$3 < \frac{S}{d} < 6$$

تقریباً

$$2 < \frac{Y}{d} < 2.5$$

معمولاً در آب‌بندی

ضریب اطمینان :

با توجه به عدم اطمینان های فراوان در خستگی پیچ ، ضریب اطمینان اتصال پیچی از ۳ کمتر نمی‌شود

در کاربردهائی که بار گذاری ضربه‌ای داریم یا خطر جانی وجود دارد ضریب اطمینان طراحی اتصال از ۵ کمتر نیست .

مثال :

در قسمتی از یک جرثقیل که مراقبت بار 10 ton را تحمل کند ، ورق به ضخامت 15 mm با اتصال پیچی کاربرد یافته است . یک طراحی مناسب برای این اتصال پیدا کنید . (بار بصورت کششی به اتصال وارد می‌شود)

ضریب اطمینان = 5

گرید = 8.8 با توجه به نوع کاربرد مناسب تشخیص داده شد

جدول 8.11 ⟶ $S_p = 600$ (معمولاً $S_p = 0.9 S_y$)

$$P_{ext} = 5 \times 10^4 (10) = 5 \times 10^5$$

$$F_b = F_i + C \frac{P_{ext}}{n}$$ تعداد پیچ : n

برای باز شدن اتصال، باید داشته باشیم $F_i^* = (1-C)\frac{P_{ext}}{n}$ که از بالا

$$F_{b_{max}} = \frac{P_{ext}}{n}$$ بیشترین بار طراحی را انجام دهیم

$$F_{b_{max}} = \frac{P_{ext}}{n} = A_t S_p \Rightarrow n A_t = \frac{P_{ext}}{S_p} = \frac{5(10^5)}{600}$$

$$= 830 \text{ mm}^2$$

I) M12 ⟶ جدول 8.1 ⟶ $A_t = 84.3 \text{ mm}^2 \Rightarrow n = 9.8 \simeq 10$

II) M16 ⟶ $A_t = 157 \text{ mm}^2 \longrightarrow n = 5.3 = 6$

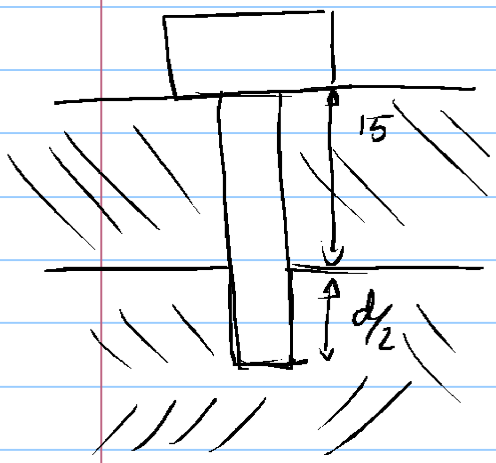
اگر ابعاد ورق را داشتیم چک می‌کردیم که فاصله پیچ‌ها برای هریک از آنتی‌های برش چقدر است. در حال حاضر آنتی‌ب II به جهت تعداد کمتر پیچ از حساسیت بالاتر

6 x M16

قبل از آنکه این مرحله را به اتمام برسانیم F_i مقدار سوم از اینرد C را

حساب کمینه‌ی مقدار F_i^* به دست آید

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$



k_b: برای پیچ به طول l_t, l_d

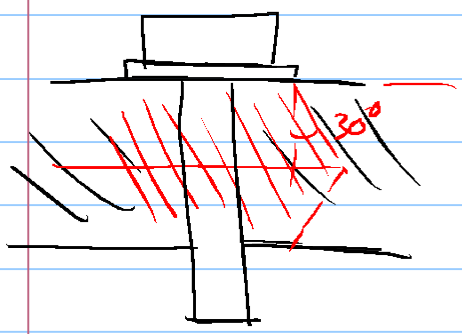
را داشته باشیم

$$L = 15 + \frac{16}{2} = 23 \text{ mm}$$

با توجه به اینکه $L < 2D+6$ ← گام پیچ

روزنه هم‌اندازه

$$k_b = \frac{EA_t}{l} = \frac{207(157)}{23} \simeq 1413 \ \frac{KN}{mm}$$



$$k_m = E d A e^{Bd/l}$$

$E = 207 \text{ GPa}$ ، از جدول $8-8$ ← $A = 0.78715$

$B = 0.62873$

$d = 16 \text{ mm}$, $l = 15$

$$\Rightarrow k_m = 5098 \ \frac{KN}{mm}$$

$$C = \frac{1413}{5098+1413} = 0.22 \rightarrow F_i^* = (1-C)\frac{P_{ext}}{n}$$

$$= 65 \text{ kN}$$

$A_t S_p = 94.2\ kN \Rightarrow$

$F_i^* = 0.69\ A_t S_p$

F_i^* در این حالت کمی بیشتر است و برای کل کشش طراحی $0.69 < 0.6$ هیچ پیچ باز نخواهد شد.

در بعضی از مراجع طراحی مهندسان های پیش بار برای باز نشدن پیچ را بالاتر می‌گیرند

مثال:
$$F_i \begin{cases} 0.75\ A_t S_p & \text{اتصال غیر دائم} \\ 0.9\ A_t S_p & \text{اتصال دائم} \end{cases}$$

در اینجا دو روند طراحی را برای پیش بار ۷۵٪ بررسی می‌کنیم. بدیهی است که اگر طراحی درست با پیش بار ۷۵٪ ادامه دهیم، تحت بارگذاری 5×10^5 اتصال می‌شکند در نتیجه باید قطر پیچ یا تعداد (یا هردو) را افزایش دهیم.

در اینجا با توجه به ضخامت قطعه، قطر ۱۶ را نگه داشته و تعداد پیچ‌ها را افزایش می‌دهیم

$7 \times M16 \leftarrow$ (ضریب اطمینان جدید = ؟)

$$F_{b_{max}} = 0.75 A_t S_p + C \frac{P_{ext}}{7}$$

$$= 0.75(157)600 + 0.22 \cdot \frac{n_{SF} \cdot 10^5}{7} \simeq 70.6\ kN + 3142\, n_{SF}$$

$$= 157(600) = 94.2\ kN \Rightarrow n_{SF} = 7.5$$

پس ضریب اطمینان اسکلت پیچ نیز بیشتر شده است.

گشتاور سفت کردن : این گشتاور برای کل پیش بار، قطر و یک ضریب اصطکاک

بهت می‌کند

$$T = K F_i d$$

$K \rightarrow$ 8-15 جدول $\longrightarrow$ $K = 0.3$

$$T = 0.3\,(0.75\,(157)\,600)\,16$$

$$= 340\ NM$$

که با Torque Wrench اعمال می‌شود

* در کاربردهای صنعتی درصدی که قطر پیچ با ضخامت قطعه مساوی یا نزدیک باشد

برای تقریب خوبی $C = 0.25$ در نظر گرفت

طراحی پیچ برای خستگی :

$$\sigma_{min} = \frac{1}{A_t}\left(F_i + C\frac{P_{min}}{n}\right)$$

$$\sigma_{max} = \frac{1}{A_t}\left(F_i + C\frac{P_{max}}{n}\right)$$

$$\Rightarrow \quad \sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{min} + \sigma_{max})$$

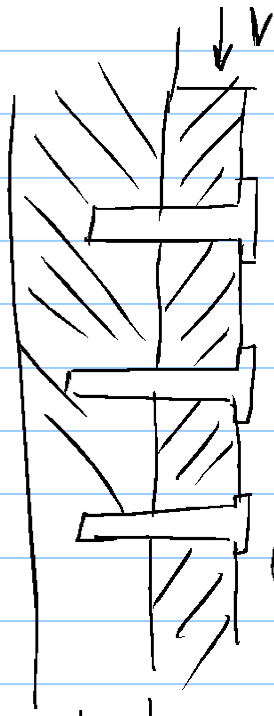
$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min})$$

اگر P_{min} داده نشده باشد

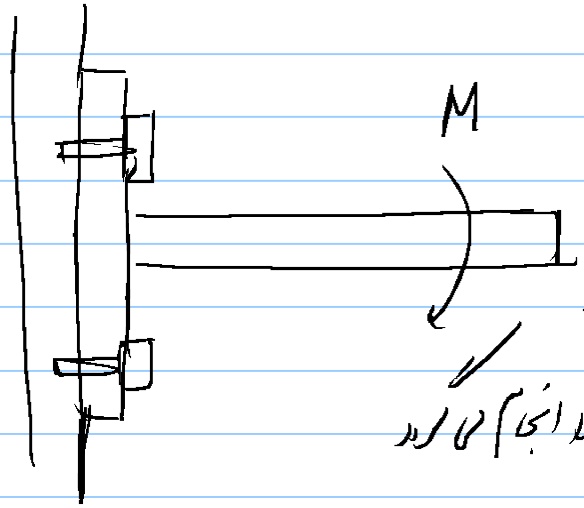
$$\sigma_{min} = \frac{F_i}{A_t}$$

* ضرائب تمرکز تنش خستگی برای پیچ وجود دارد از جدول 8-16 بهره میگیریم
* استحکام خستگی تقریبی شده از جدول 8-17 بهره میگیریم (که معادل سازنده پیچ گزارش کرده باشد)
* معیار گودمن نسبت به معیار معروفی در تحلیل خستگی پیچ است.
* در معیارهای خستگی پیچ از S_p استفاده میشود

پیچ تحت تنش برشی:



برش: در بارگذاری برشی، اگر بیش از یک ردیف پیچ داشته باشیم فرض معمول این است که تنها یک ردیف از پیچ‌ها بار برشی را تحمل می‌کنند که معمولاً ردیف اول (نزدیک‌تر به بار) را در نظر می‌گیریم

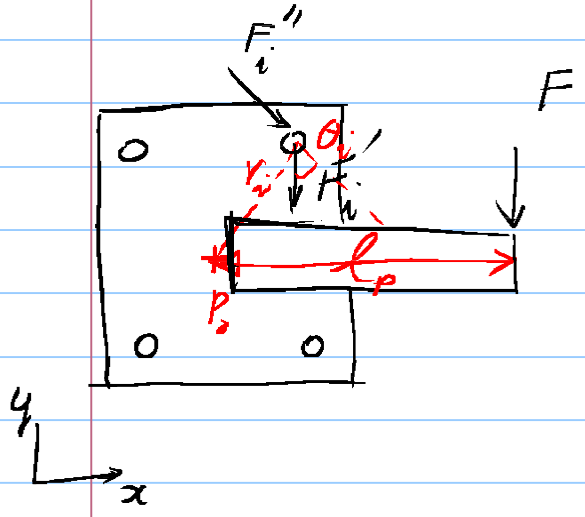


خمش: در بارگذاری خمشی ردیف پایینی پیچ معمولاً تحمل لولا در نظر گرفته می‌شود و طراحی برای تحمل تنش در ردیف بالا انجام می‌گیرد

طراحی اجزاء ۱

Note Title 19/05/2012

بحث برش ناشی از پیچش اتصال



بار موجود در پیچ: ۱. برش ناشی از پیچش بار

۲. برش مستقیم F

۳. برش ناشی از پیچش اتصال

برای بدست آوردن نیروی برشی معادل:

① مرکز هندسی اتصال را بدست آورده

$$P_o = \begin{bmatrix} x_o \\ y_o \end{bmatrix}$$

$$x_o = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i \quad , \quad y_o = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} y_i$$

② تعادل لنگر

$$\sum_{i=1}^{n} F_i'' \cdot r_i = F \cdot l_p$$

③ برای هاری بحری نشان داده شد که هرچه پیچ از مرکز اتصال دورتر باشد، برش بیشتری به آن وارد می‌شود (متناسب)

$$\frac{F_1''}{r_1} = \frac{F_2''}{r_2} = \cdots = \frac{F_n''}{r_n}$$

یک معادله تعادل + (n-1 معادله) ← F_i'' ها بدست می‌آیند

④ برای F_i' باید کدام یک تحریک کنند؟

$$F_i' \le \frac{F}{n}$$

⑤ کل برش هر پیچ از جمع برداری F_i' و F_i'' بدست می‌آید

$$F_i = \left[F_i'^2 + F_i''^2 + 2F_i' F_i'' \cos\theta_i \right]^{1/2}$$

⑥ حال تنش برشی پیچ‌ها بدست می‌آید که در رابطه طراحی τ_{max} مهم است

$$\tau_{max} = \max_{i=1}^{n} \left(\frac{F_i}{A_t} \right)$$

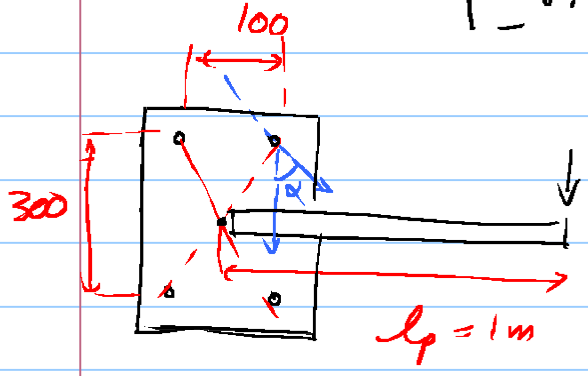
⑦ تنش معادل

$$\sigma_{MS} = \left[\sigma_i^2 + 3\tau_{max}^2 \right]^{1/2}$$

(تنش بین بار و σ_i)

⑧ حال طراحی را بر اساس σ_{MS} انجام دهیم

مثال: باتوجه به شکل، بارگذاری وارد شده، چهار پیچ یکسان با ضریب اطمینان 3 انتخاب نمایید



حل:

$$r_1 = \cdots = r_4 = (50^2 + 150^2)^{1/2} = 158 \text{ mm}$$

$$F' = F_i' = \frac{10 \times 10^3 \times 3}{4} = 7.5 \text{ kN}$$

$$F_i'' = F'' r \cdot 4 = F \cdot l_p \Rightarrow F'' = \frac{10(10^3)(3)1}{4(0.158)} = 47\ kN$$

$$F = \left(F'^2 + F''^2 + 2F'F''\cos\left(\pi/2 - \tan^{-1}\frac{100}{300}\right)\right)^{1/2}$$

$$\leq 50\ kN$$

$$\tau = \frac{F}{A_t} = \frac{50(10^3)}{A_t}, \quad \sigma = 0.75 S_p$$

گرید 5.6 با توجه به اینکه نظر نمی‌رسد کنترل کیفیت خاصی برای طراحی وجود داشته باشد، مناسب است

$$S_p = (0.6)500(0.9) = 270\ MPa$$

$$\Rightarrow \sigma_{av} = \left[\left(0.75(270)\right)^2 + 3\left(\frac{50(10^3)}{A_t}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$= S_p = 270$$

$$\Rightarrow A_t = 485\ mm^2$$

انتخاب پیچ: با توجه به جدول 8-1، M30 انتخاب مناسبی است ($A_t = 561$)

پیش‌بار:

$$F_i = 0.75 A_t S_p =$$
$$= 0.75(561)270 = 113.6\ kN$$

گشتاور سفت‌کردن:

$$T = K F_i \cdot d$$

جدول $\rightarrow K = 0.2 \Rightarrow T = 0.2(113.6)30 = 682\ kNm$

تمرین در خانه:

۱. اگر ضخامت ورق 25mm باشد با کدام سه نخی اتصال بررسی کنید که آیا پیچ تحت بار ماکزیمم می‌شکند یا نه

۲. فرض کنید که F_p قدرت از صفر تا 10KN تغییر می‌کند. برای طراحی به آمده ضریب اطمینان خستگی با بکدام یک از معیار Soderberg بدست آمده

جوشکاری:

اتصال دائم قطعات فلزی با یک ذوب کردن قطعات یا یک ماده پر کننده

انواع:

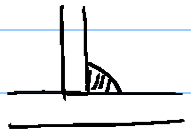
۱. جوش قوس الکتریکی - جوش الکترود - جوش آرگون
۲. " " " خال جوش یا خط جوش
۳. با حرارت دهی موضعی توسط شعله: جوش برنج، لحیم کاری
۴. جوش اصطکاکی
۵. جوش کوره

در این درس تنها به طراحی جوش توسط الکترود (مثال اول) می‌پردازیم

۱. جوش لغزی یا سر به سر

Butt Weld

۲. جوش ماهیچه‌ای



Fillet Weld

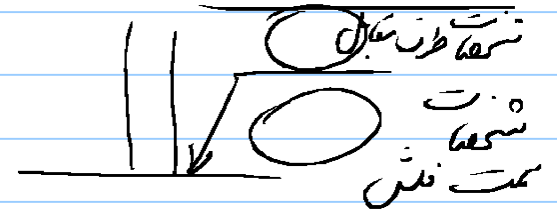
خواص کلی جوش توسط الکترود Arc Welding :

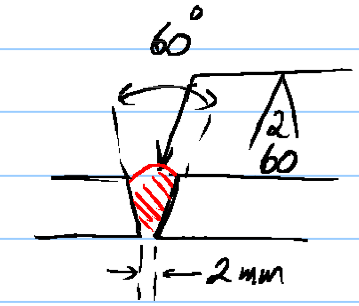
تغییرات شدید و سریع دمایی ← تنش پسماند ← (تغییر شکل)

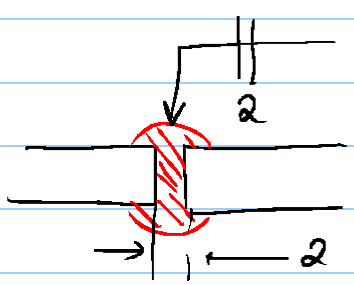
← تغییر خواص ← مواد شکننده

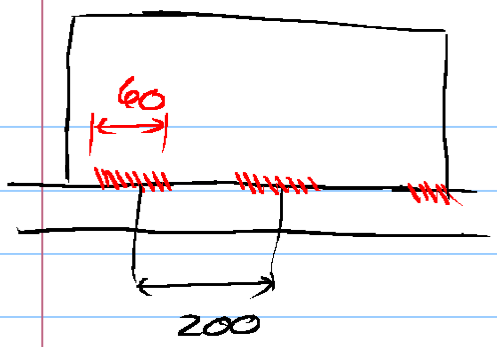
* جوش الکترود دستی بیشتر برای فولادهای کربنی رود که با سرد شدن در محیط دچار تغییر خواص آنچنانی نشوند مانند فولادهای ساختمانی

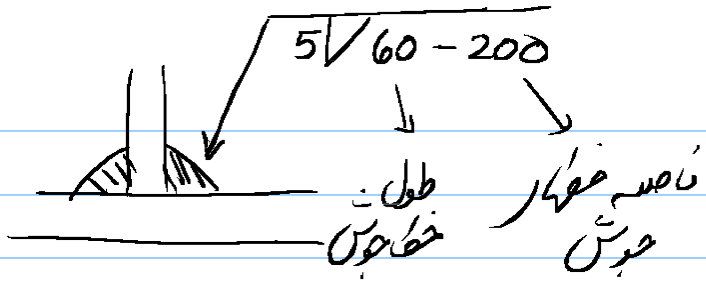
سرعتهای جوشکاری :











برای مواردی که کتاب و سیلابس مراجعه نمایید