$\rightarrow S_e = 0.78*0.9*1.33(0.5*550) = 256.8(Mpa)$ برای چرخدنده Gear

$$T_p = \frac{6000}{1440\left(\frac{2\pi}{60}\right)} = 39.8(N.m)$$

$$T_G = 3*T_p = 119.4(N.m)$$

مقدار ضریب K_o از جدول ۱۳-۹ کتاب استخراج می شود و مقدار ضریب K_m با توجه به جدول ۱۳-۱۰ برای شروع طراحی 1.6 فرض می شود.

$$n_G = K_o K_m n = (1.25)(1.6)(2) \simeq 4$$

$K_v = 0.5$ فرض

x=10 فرض

$J_G = J_{54} = 0.413$ (از جدول)

در حالت خستگی خمشی برای Gear داریم:

$$m^3 = \frac{2Tn_G * 10^3}{xNJK_V S_e}$$

$$\Rightarrow m^3 = \frac{2(119.4)(4)(10^3)}{10*54*0.413*0.5*256.8}$$

$\Rightarrow m = 3.2(mm)$ برای حالت خستگی خمشی Gear

$$S'_{es} = 2.76HB - 70 = 1034Mpa$$

$$S_{es} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S'_{es} = 1034Mpa$$

$$C_L = C_H = C_T = C_R = 1$$

$$I = \frac{\sin\phi.\cos\phi}{2} * \frac{\left(\frac{N_G}{N_P}\right)}{\left(\frac{N_G}{N_P}\right)+1} = 0.12$$

$$C_p = 191(MPa)^{\frac{1}{2}}$$

برای حالت خستگی سطح پیتون داریم:

$$m^3 = \left(\frac{191}{1034}\right)^2 \frac{2(39.8)(4)(10^3)}{10*18^2*0.5*0.12}$$

m=3.8 (mm)

پس پینیون از لحاظ خستگی سطح بحرانی‌تر است.

پس با توجه به مدولهای استاندارد می‌توان مدولهای 3 ، 3.5 و یا 4 را انتخاب نمایید.

در این مسئله $m=3.5$ و $N_P=18$ انتخاب شده است. در این حالت با توجه به بحرانی ترین حالت (یعنی خستگی سطح پینیون) مقدار ضریب x را برای دست یافتن به ضریب اطمینان مورد نظر $n=2$ محاسبه نموده و سپس مقدار پهنای اولیه چرخدنده را برآورد می نماییم:

$$m=3.5 \Rightarrow x=13 \Rightarrow F=13(3.5)=45.5(mm)$$

حال بایستی مقدار ضریب اطمینان را چک نمود.

$$K_V=\frac{6}{6+V}=\frac{6}{6+\frac{\pi dn}{60}}=0.558$$

پس برای حالت خستگی سطح پینیون (بحرانی ترین حالت) داریم:

$$\Rightarrow n_G\big|_P=4.58$$

$$K_O=1.25 \ , \ K_m=1.6$$

$$\Rightarrow n=\frac{n_G}{K_O k_m}=\frac{4.58}{1.25\times 1.6}>2 \qquad ok$$

همچنین به دلیل اینکه $k_b=0.942>0.9$ است اطمینان حاصل می‌کنیم که نیازی به چک مجدد آن نیست.

پس به طور خلاصه مشخصات چرخدنده‌های ساده

$m=3.5(mm)$

$a=m=3.5\ (mm)$

$b=1.25m=4.374\ (mm)$

$d_P=mN_P=63\ (mm) \quad d_o|_P=70\ (mm)$

$d_o|_G=196\ (mm)$

$F=13\ m=45.5\ (mm)$

$$C.d=\frac{d_P+d_G}{2}=133$$

توجه: برای تصمیم گیری و یافتن پاسخ بهتر می‌توان کلیه حالتهای ممکن را مطابق جدول زیر در نظر گرفت:

m(mm)	N_p	x	N_G	حجم چرخدنده پینیون (mm^3)	C.d (mm)
3	18	20.7	54	175583.6	108
	19	18.6	57	173942.3	114
	20	16.8	60	172428.2	120
3.5	18	13.0	54	175104.5	126
	19	11.7	57	173747.5	133
4	18	10.6	54	213125.6	150

در جدول فوق بدلیل اینکه پینیون در حالت خستگی سطح بحرانی است پس مقدار x در جدول فوق را برای خستگی سطح pinion بصورت محاسبه می شود.

$$x = \frac{2T * n_G * 10^3}{m^3 * N^2 * k_v * I}\left(\frac{C_p}{S_{at}}\right)^2$$

مقدار cd از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$d_P = m(N_P) \qquad d_G = m(N_G)$$

$$cd = \frac{m(N_P) + m(N_G)}{2} = \frac{m(N_G + N_p)}{2}$$

حجم ماده خام چرخدنده نیز می تواند از روابط زیر محاسبه شود.

$$d_0 = d + 2a$$

$$= mN + 2m = m(N+2)$$

حجم ماده خام چرخدنده $= V = \frac{\pi d_o^2}{4} * F = \frac{\pi[m(N+2)]^2}{4} * (xm)$

هر کدام از پاسخها که مقدار پهنای رویه آن در محدوده مجاز و دارای حجم کمتر و یا cd کمتری باشد می تواند به عنوان جواب انتخاب شود. از جدول فوق مشاهده می شود که حالت m=3.5 و N_P=18 دارای x در محدوده مناسب و همچنین دارای کمترین cd می باشد.

ب) طراحی چرخدنده هلیکال

بطور معمول در چرخدنده‌های هلیکال ضعف روی خستگی سطح پینیون می‌باشد ولی به هر حال توصیه می‌شود که همانند قبل خستگی خمشی و خستگی سطح هر یک از چرخدنده‌ها مورد بررسی قرار گیرد و چرخدنده ضعیف‌تر مشخص گردد. در این مسئله چون مشاهده گردید که خستگی سطح پینیون بحرانی تر است لذا خستگی سطح پینیون مورد بررسی قرار می گیرد.

$\phi = 20^o \Rightarrow N_p = 18 \Rightarrow N_G = 3*18 = 54$

$\psi = 15^0$

$0.8 \le K_v \le 0.9 \rightarrow K_v = 0.85$ فرض

$I = 0.2$ فرض

$n_G = C_O C_m n = K_o K_m n = (1.25)(1.6)(2) \rightarrow n_G \approx 4$

x= 10 (فرض اولیه)

$m_n^3 = \frac{2TN_G Cos^2\psi}{xNJK_v S_e} * 10^3$ خستگی خمشی

$m_n^3 = \left(\frac{C_p}{S_e}\right)^2 \frac{Tn_G Cos^2\psi}{xN^2 K_v I} * 10^3$ خستگی سطحی

بر اساس خستگی سطح پینیون داریم:

$$m_n^3 = \left(\frac{191}{1034}\right)^2 \frac{2*39.8*4*Cos^2(15)}{10*18^2*0.85*0.2} * 10^3$$

m_n=2.64 (mm)

انتخاب مدول استاندارد→ m_n=2.5 (mm)

→ x= 11.77 → x=12

→ F=x.m_n = 30 (mm)

حال ضریب اطمینان را برای حالت m_n=2.5 (mm) و F=30 (mm) چک می‌نماییم:

$$\phi_t = \tan^{-1}\left(\frac{\tan\phi_n}{\cos\psi}\right) = 20.65^o$$

$$d_p = mN_p = \frac{m_n N_p}{\cos\psi} = 46.59(mm)$$

$r_p = 23.3(mm)$ $r_{bp} = r_p.\cos\phi_t = 21.8(mm)$

$a = m_n = 2.5(mm)$

$d_G = 139.77(mm)$ $r_G = 69.88(mm)$

$r_{bG} = 65.4(mm)$

$$\Rightarrow Z = \sqrt{(23.3+2.5)^2 - 21.8^2} + \sqrt{(69.88+2.5)^2 - 65.4^2} - (23.3+69.88)Sin(20.65) = 11.94(mm)$$

$$I = \frac{\sin\phi_t.\cos\phi_t}{\left(2\frac{\pi m_n \cos\phi_n}{0.95Z}\right)} * \frac{\left(\frac{N_G}{N_p}\right)}{\left(\frac{N_G}{N_p}+1\right)} = 0.19$$

$$k_v = C_V = \left[\frac{78}{78 + (200V)^{1/2}} \right]^{\frac{1}{2}} = 0.864$$

→ $n_G = 3.96$ → $n = \frac{3.96}{C_0 . C_m} = \frac{3.96}{1.25 * 1.5} = 2.11 > 2$ **OK**

تمرین

یک گیربکس با نسبت تبدیل 15 به 4 ، توان 17kw را انتقال می دهد. دور ورودی به گریبکس n_i=1500 rpm می باشد و همچنین جنس Gear از فولاد با مشخصات (S_{ut}=650 Mpa و S_y=480 Mpa) و جنس پینیون از فولاد با مشخصات (S_{ut}=856Mpa و S_y=590 Mpa) می باشد.

بدین منظور مطلوب است:

الف) طراحی چرخدنده ساده

ب) طراحی چرخدنده هلیکال

برای حل مسئله زاویه فشار را 20^o ، زاویه هلیکس را $\psi = 30^0$ و قابلیت آبکاری « سختی سطح چرخدنده» این دو فولاد را تا 440 BHN در نظر بگیرید. همچنین ضریب اطمینان طرح را ۳ در نظر بگیرید.

طراحی اجزاء ۲

طراحی المانهای انتقال قدرت

- تسمه
- زنجیر
- کابل

فصل ۳

تسمه، زنجیر، کابل

از اجزای مکانیکی انعطاف پذیر همانند تسمه‌ها، زنجیرها، کابلها برای مکانهایی که فاصله بین دو محور نسبتاً زیاد است استفاده می‌کنیم.

اجزای مکانیکی انعطاف‌پذیر تا حدود زیادی بارهای شوکی را جذب می‌نمایند و در نتیجه ارتعاش سیستم را مستهلک می‌کنند لذا در جاهایی که مصرف کننده دارای بارهای شوکی است بهترین انتخاب استفاده از المانهای انعطاف‌پذیر جهت انتقال قدرت می‌باشد.

انتخاب اجزای مکانیکی انعطاف‌پذیر باعث کاهش قیمت تمام شده ماشین می‌گردد و لذا این یک فاکتور مهم برای انتخاب آنها است.

تسمه‌ها بر خلاف کابلها و چرخ زنجیرها دارای سر و صدای کمتری هستند.

در سرعتهای نسبتاً بالا، استفاده از تسمه توصیه می‌شود و معمولاً تسمه نمی‌تواند در سرعتهای پایین توان را به خوبی انتقال دهد، چرا که لغزش ایجاد می‌شود ولی زنجیرها برای سرعتهای بالا توصیه نمی‌شوند. چون در سرعتهای بالا دانه‌های زنجیر از روی چرخ زنجیر بلند می‌شود و زنجیر گسسته می‌شود ولی در سرعتهای پایین زنجیر یک انتخاب مناسب است.

لازم به ذکر است که گاهی اوقات تسمه‌ها در سرعتهای پایین و زنجیرها در سرعتهای بالا استفاده می‌گردد. مثل استفاده از تسمه در ماشینهای کشاورزی و استفاده از زنجیردر خودرو به علت وجود روغن و timing بودن آن.

۳-۲-تسمه‌ها (Belts)

انواع تسمه‌ها

۱- تسمه تخت (Flat Belt)

۲- تسمه V شکل (V- Belt)

۳- تسمه تایمینگ (Timing Belt)

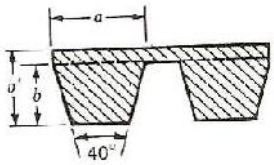
تسمه‌های تخت معمولاًبرای حمل بار و گاهی اوقات برای انتقال توان مورد استفاده قرار می‌گیرند.

ولی تسمه‌های V شکل معمولا برای انتقال قدرت به کار می‌روند.

اما گاهی اوقات در حالت های خاص نیز از تسمه‌های V شکل برای انتقال قطعات استفاده می شوند.

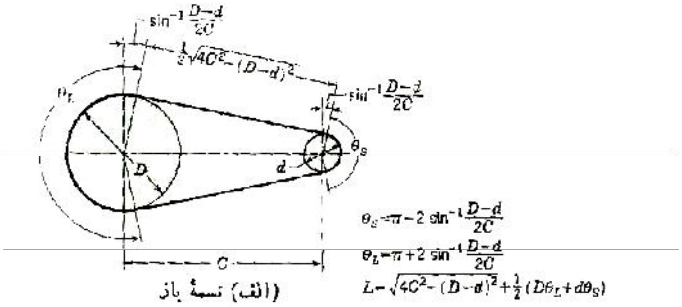
جنس تسمه‌ها معمولا از چرم، لاستیک، کتان، و یا الیاف خاصی همانند برزنت می‌باشد.

تسمه‌های V شکل



به علت خیز در شافت باید از تعداد محدودی تسمه V شکل در انتهای یک شافت استفاده نمود. توصیه می‌شود که بیش از ۵ عدد تسمه V شکل روی یک پولی استفاده نگردد. هر چند که گاهی اوقات این مسئله رعایت نمی شود.

تسمه‌های تخت



F_1: کشش سفت تسمه

F_2: کشش شل تسمه

$$\theta_L = 180 + 2\alpha$$

$$\Rightarrow \theta_L > \theta_s$$

$$\theta_s = 180 - 2\alpha$$

همواره بحران (از لحاظ لغزش تسمه روی پولی) روی پولی کوچکتر است. چرا که در آن θ_s دارای مقدار کمتری از θ_L است.

نحوه چرخش پولی کوچک بایستی به نحوی باشد که کشش سفت در سمت پایین و کشش شل در سمت بالا قرار گیرد.

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2c}\right)$$

$$\theta_L = \pi + 2\alpha$$

$$\theta_s = \pi - 2\alpha$$

L_p: طول تسمه (Belt length)

$$L_p = \frac{(\theta_L D + \theta_s d)}{2} + 2C.Cos\alpha$$

$$\Rightarrow L_P = \sqrt{4C^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_L + d\theta_s)$$

جدول ۱۷-۱ خواص برخی از ماده‌های تسمه‌های تخت

ماده	اتصال	کشش مجاز kN/m,	بارنهایی kN/m	استحکام نهایی MPa	وزن kg/m³
چرم دباغی‌شده با بلوط	جامد		۱۲۵	۲۵-۳۰	۱۰۰۰-۱۲۵۰
چرم دباغی‌شده با بلوط	پرچ‌شده		۵۳-۱۰۶	۷-۱۴	۱۰۰۰-۱۲۵۰
چرم دباغی‌شده با بلوط	توری		۵۳-۱۰۶	۷-۱۴	۱۰۰۰-۱۲۵۰
تخ لاستیک‌زده	ولکانیده	۲ر۴-۲ر۶	۵۰		۱۱۰۰
تخ لاستیک‌زده	ولکانیده	۲ر۴-۲ر۶	۵۳		۱۳۰۰
		۲ر۴-۲ر۶	۵۶		۱۴۰۰
تمام تخ	بافته‌شده			۳۵	۱۲۵۰
تمام تخ	دوخته‌شده			۴۸	۱۲۰۰
نایلون	فقط مغزه			۲۴۰	
بالاتا	ولکانیده	۲ر۴-۳ر۹			۱۱۰۰

نکات

۱) آرایش ارایه شده در شکل فوق از نوع باز می‌باشد و نوع ضربدری آن نیز در کتاب آمده است.

۲) تسمه می‌تواند روی هر زاویه‌ای از شافت قرار گیرد ولی بهتر است روی شافتهای موازی قرار گیرد.

۳) معمولاً بهتر است که کشش سفت تسمه روی قسمت پایین بیافتد تا شکم دادن تسمه در قسمت بالای آن باعث افزایش زوایای تماس θ_s و θ_L گردد.

۴) تسمه سفت کن را بایستی روی بخش شل تسمه و حتی المقدور نزدیک به θ_s قرار داد.

۳-۳-آنالیز نیرویی تسمه‌های تخت

رابطه زیر برای محاسبه کشش تسمه تخت در آستانه لغزش است

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \qquad (۱)$$

که در آن:

f: ضریب اصطکاک بین تسمه و پولی ($0.3 < f < 0.9$)

θ: حداقل زاویه تماس بین پولی و تسمه است. (θ_s)

همچنین توان منتقل شده توسط تسمه را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد.

$$H = (F_1 - F_2)V \qquad (۲)$$

H: توان منتقل شده

V: سرعت خطی حرکت تسمه

برای سرعت تسمه بیش از 35 ft/sec بایستی نیروی گریز از مرکز را نیز در روابط فوق در نظر گرفت.

$$F_C = m'V^2 \qquad (۳)$$

m' : جرم تسمه بر واحد طول

$$\frac{F_1 - F_C}{F_2 - F_C} = e^{f\theta} \qquad (۴)$$

تسمه‌های V شکل (V - Belt)

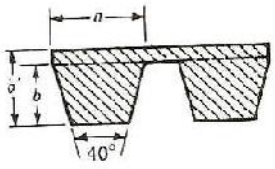
مقطع و طول تسمه‌های V شکل به صورت جداولی در استانداردها آمده است و سازندگان نیز کاتالوگ‌های خودرا جهت انتخاب و طراحی تسمه‌های V شکل به مشتری ارائه می‌نمایند که معمولا در این کاتالوگ‌ها رهنمودهایی جهت نحوه انتخاب بهینه تسمه وجود دارد.

مقطع و طول تسمه‌های V شکل توسط استاندارد ANSI داده شده است.

جدول (۱۷-۲) کتاب اندازه‌ها و درجه بندی‌های مقطع‌های تسمه V شکل پر طاقت مرسوم در سیستم SI را می‌دهد.

جدول (۱۷-۲)

مقطع	نوع تسمه: پهنا a	ضخامت تکی b	ضخامت چندتایی b'	گسترهٔ توان هر تسمه kW	اندازهٔ کمینهٔ** چرخ تسمه
13C(SPA)*	۱۳	۸	۱۰	۰٫۱–۳٫۶	۸۰
16C(SPB)	۱۶	۱۰	۱۳	۰٫۵–۷٫۲	۱۴۰
22C(SPC)	۲۲	۱۳	۱۷	۰٫۷–۱۵	۲۲۴
32C	۳۲	۱۹	۲۱	۱٫۳–۳۹	۳۵۵



* نام دون پرانتز از BS ۳۷۹۰ : ۱۹۷۳ است.

** چرخ تسمه‌های کوچکتر هم در دسترس‌اند ولی استفاده از آنها عمر تسمه را کوتاه خواهد کر

طولهای استاندارد تسمه‌های V شکل در جدول (۱۷ـ۳) کتاب ارائه گردیده است.

جدول (۱۷-۳) طولهای گام استاندارد برای تسمه‌های V برطاقت متداول در سیستم SI

مقطع	طول، mm								
۱۳C	۷۱۰	۷۵۰	۸۰۰	۸۵۰	۹۰۰	۹۵۰	۱۰۰۰	۱۰۷۵	۱۱۲۰
	۱۱۵۰	۱۲۳۰	۱۳۰۰	۱۴۰۰	۱۵۰۰	۱۵۸۵	۱۷۱۰	۱۷۹۰	
	۱۸۶۵	۱۹۶۵	۲۱۲۰	۲۲۲۰	۲۳۵۰	۲۵۰۰	۲۶۰۰	۲۷۳۰	
	۲۹۱۰	۳۱۱۰	۳۳۱۰						
۱۶C	۹۶۰	۱۰۴۰	۱۰۹۰	۱۱۲۰	۱۱۹۰	۱۲۵۰	۱۳۲۰	۱۴۰۰	
	۱۵۰۰	۱۶۰۰	۱۷۰۰	۱۸۰۰	۱۹۰۰	۱۹۸۰	۲۱۱۰	۲۲۴۰	
	۲۳۶۰	۲۵۰۰	۲۶۲۰	۲۸۲۰	۲۹۲۰	۳۱۳۰	۳۳۳۰	۳۵۳۰	
	۳۷۴۰	۴۰۹۰	۴۲۰۰	۴۴۸۰	۴۶۵۰	۵۰۴۰	۵۳۰۰	۵۷۶۰	
	۶۱۴۰	۶۵۲۰	۶۹۱۰	۷۲۹۰	۷۶۷۰				
۲۲C	۱۴۰۰	۱۵۰۰	۱۶۳۰	۱۸۳۰	۱۹۰۰	۲۰۰۰	۲۱۶۰	۲۲۶۰	
	۲۳۹۰	۲۵۴۰	۲۶۵۰	۲۸۰۰	۳۰۳۰	۳۱۵۰	۳۳۵۰	۳۵۵۰	
	۳۷۶۰	۴۱۲۰	۴۲۲۰	۴۵۰۰	۴۶۸۰	۵۰۶۰	۵۴۴۰	۵۷۷۰	
	۶۱۵۰	۶۵۴۰	۶۹۲۰	۷۳۰۰	۷۶۸۰	۸۰۶۰	۸۴۴۰	۸۸۲۰	
	۹۲۰۰								
۳۲C	۳۱۹۰	۳۳۹۰	۳۸۰۰	۴۱۶۰	۴۲۵۰	۴۵۴۰	۴۷۲۰	۵۱۰۰	
	۵۴۸۰	۵۸۰۰	۶۱۸۰	۶۵۶۰	۶۹۴۰	۷۳۳۰	۸۰۹۰	۸۴۷۰	
	۸۸۵۰	۹۲۴۰	۱۰۰۰۰		۱۰۷۶۰	۱۱۵۳۰	۱۲۲۹۰		

همچنین طول گام تسمه‌های V شکل را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد.

$$L_p = 2C + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

که در آن:

C: فاصله مرکزی پولی‌هاست.

D: قطر گام چرخ تسمه بزرگ

d: قطر گام چرخ تسمه کوچک

L_p: طول گام موثر تسمه

برخلاف تسمه‌های تخت، استفاده از تسمه‌های V شکل در فاصله‌های مرکزی طولانی توصیه نمی‌شود. زیرا ارتعاش بیش از حد طرف شل تسمه عمر آن را کوتاه خواهد نمود.

به طور کلی توصیه می شود فاصله مرکزی تسمه v شکل در محدوده ذیل باشد.

D<C<3(d+D)

برای شروع طراحی معمولا از C=2D شروع می‌کنیم.

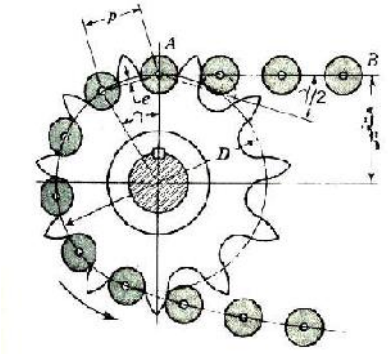
تعداد تسمه‌های مورد نیاز از رابطه زیر به دست می آید.

$$\text{تعداد تسمه‌های مورد نیاز} = \frac{\text{قدرت طراحی}}{\text{قدرت واقعی هر تسمه}}$$

۳-٤-روند طراحی و انتخاب تسمه‌های V شکل

۱- از جدول (۱۷ـ۲) نوع تسمه انتخاب می‌شود و با توجه به آن تعداد ردیفهای تسمه و همچنین حداقل قطر پولی کوچک d مشخص می‌گردد.
۲- با توجه به نسبت تبدیل مورد نیاز ،قطر پولی بزرگتر D مشخص می‌شود.
۳- با فرض اولیه C=2D مقدار طول اولیه تسمه محاسبه می‌گردد.
۴- با استفاده از جداول استاندارد (۱۷ـ۳)، طول تسمه تصحیح شده و طول استاندارد انتخاب می گردد.
۵- حال با استفاده از طول استاندارد تسمه مقدار صحیح فاصله مراکز در پولی مجدداً محاسبه می‌گردد.

۳-۵-زنجیرها (Roller chain)

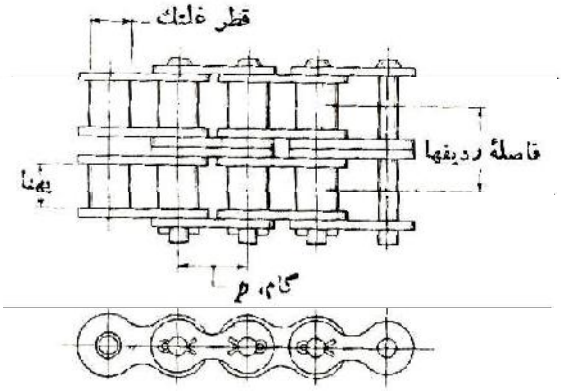


γ: زاویه گام

D: قطر دایره گام چرخ زنجیر

P: گام زنجیر

N: تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر



با توجه به شکل داریم :

$$\sin\frac{\gamma}{2}=\frac{(P/2)}{(D/2)}\Rightarrow D=\frac{P}{\sin(\frac{\gamma}{2})}$$

$$\gamma=\frac{360}{N}$$

$$\Rightarrow D=\frac{P}{Sin\left(\frac{180}{N}\right)}$$

از رابطه فوق می‌توان قطر چرخ زنجیر را یافت.

همچنین سرعت حرکت زنجیر برابر است با:

$$V=\frac{\pi Dn}{60}=\frac{NPn}{60}$$

که در آن

N: تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر

P: گام زنجیر

n: سرعت زاویه‌ای چرخ زنجیر (rpm)

زنجیرها معمولا تا ۸ ردیفه نیز ساخته می شوند هر چند که زنجیرهای ۱ تا ۴ ردیفه متداول‌ترند.

استفاده از چرخ زنجیر راننده با حداقل ۱۷ دندانه متداول‌تر است.

با این وجود اگر چرخ زنجیر ۱۹ یا۲۱ دندانه داشته باشد، عمر مورد انتظار بیشتر و صدا زنجیر کمتر خواهد بود.

چرخ زنجیرهای رانده شده با بیشتر از ۱۲۰ دندانه معمول نیست.

معمولا بهترین نسبت تبدیل ماکزیمم ۱ به ۶ است.

جدول ۱۷ـ۴ اندازه‌های زنجیر غلتک‌دار تک‌ردیفهٔ استاندارد آمریکایی (ISO نوع A)

اندازهٔ زنجیر*	گام، mm	پهنا، mm	بار قطع کنندگی kN	جرم،** kg/m	قطر غلتک، mm	فاصلهٔ ردیفها، mm
۳۵(۰۶C-۱)	۹٫۵۲*	۴٫۷۸	۱۰٫۲	۰٫۳۳	۵٫۰۸	۱۰٫۱۳
۴۰(۰۸A-۱)	۱۲٫۷۰	۷٫۹۲	۱۷٫۲	۰٫۶۱	۷٫۹۲	۱۴٫۳۸
۵۰(۱۰A-۱)	۱۵٫۸۸	۹٫۵۳	۲۸٫۳	۰٫۹۸	۱۰٫۱۶	۱۸٫۱۱
۶۰(۱۲A-۱)	۱۹٫۰۵	۱۲٫۷۰	۳۸٫۵	۱٫۵۹	۱۱٫۹۱	۲۲٫۷۸
۸۰(۱۶A-۱)	۲۵٫۴۰	۱۵٫۸۸	۶۵٫۸	۲٫۵۶	۱۵٫۸۸	۲۹٫۲۹
۱۰۰(۲۰A-۱)	۳۱٫۷۵	۱۹٫۰۵	۱۰۸٫۹	۳٫۷۸	۱۹٫۰۵	۳۵٫۷۶
۱۲۰(۲۴A-۱)	۳۸٫۱۰	۲۵٫۴۰	۱۵۴٫۲	۵٫۸۲	۲۲٫۲۳	۴۵٫۲۴
۱۴۰(۲۸A-۱)	۴۴٫۴۵	۲۵٫۴۰	۲۰۸٫۷	۷٫۶۲	۲۵٫۴۰	۴۸٫۸۷
۱۶۰(۳۲A-۱)	۵۰٫۸۰	۳۱٫۷۵	۲۶۳٫۱	۹٫۸۸	۲۸٫۵۸	۵۸٫۵۵
۲۰۰(۴۰A-۱)	۶۳٫۵۰	۳۸٫۱۰	۴۳۰٫۹	۱۵٫۹۱	۳۹٫۶۷	۷۱٫۵۵

* نخستین عدد مشخصهٔ اندازهٔ ANSI است، پرانتزها مشخصهٔ اندازهٔ ISO را در بر گرفته‌اند.
** جداییپذیر؛ اگر زنجیر پرچ شده باشد جرم آن قدری کمتر است.

جدول ۱۷ـ۵ اندازه‌های زنجیر غلتک‌دار تک‌ردیفهٔ استاندارد بریتانیایی (ISO نوع B)

اندازهٔ زنجیر	گام، mm	پهنا mm	بار قطع کنندگی kN	جرم kg/m	قطر غلتک، mm	فاصلهٔ ردیفها، mm
۰۶B-۱	۹٫۵۲	۵٫۷۲	۱۰٫۷	۰٫۳۹	۶٫۳۵	۱۰٫۲۴
۰۸B-۱	۱۲٫۷۰	۷٫۷۵	۱۸٫۲	۰٫۶۸	۸٫۵۱	۱۳٫۹۲
۱۰B-۱	۱۵٫۸۸	۹٫۶۵	۲۲٫۷	۰٫۸۵	۱۰٫۱۶	۱۶٫۵۹
۱۲B-۱	۱۹٫۰۵	۱۱٫۶۸	۲۹٫۵	۱٫۱۶	۱۲٫۰۷	۱۹٫۴۶
۱۶B-۱	۲۵٫۴۰	۱۷٫۰۲	۶۵٫۰	۲٫۷۱	۱۵٫۸۸	۳۱٫۸۸
۲۰B-۱	۳۱٫۷۵	۱۹٫۵۶	۹۸٫۱	۳٫۷۰	۱۹٫۰۵	۳۶٫۴۵
۲۴B-۱	۳۸٫۱۰	۲۵٫۴۰	۱۰۸٫۹	۶٫۷۰	۲۵٫۴۰	۴۸٫۳۶
۲۸B-۱	۴۴٫۴۵	۳۰٫۹۹	۱۳۱٫۵	۸٫۲۵	۲۷٫۹۴	۵۹٫۵۶
۳۲B-۱	۵۰٫۸۰	۳۰٫۹۹	۱۷۲٫۴	۹٫۲۲	۲۹٫۲۱	۵۸٫۵۵
۴۰B-۱	۶۳٫۵۰	۳۸٫۱۰	۲۷۲٫۲	۱۵٫۲۸	۳۹٫۳۷	۷۲٫۲۹

ظرفیت توان قابل انتقال برحسب سرعتهای مختلف چرخ زنجیر در جداول (۱۷-۶) و (۱۷-۷) برای چرخ زنجیرهای راننده ۱۷ دندانه‌ای آمده است (بر اساس کتاب قدیم شیگلی).

جدول (۱۷ ۶)

توانهای نامی برای زنجیرهای تک‌ردیفه با گام متوسط براساس چرخ‌راننده ۱۷ دندانه‌ای										
سرعت پیشیون rev/min	توان، kW									
	ISO نوع A					ISO نوع B				
	۳۵	۴۰	۵۰	۶۰	۸۰	۰۶B	۰۸B	۱۰B	۱۲B	۱۶B
۵۰	۰٫۱۲	۰٫۲۸	۰٫۵۳	۰٫۹۴	۲٫۰۶	۰٫۱۴	۰٫۳۴	۰٫۶۲	۱٫۰۷	۲٫۵۹
۱۰۰	۰٫۲۲	۰٫۵۳	۰٫۹۸	۱٫۷۴	۴٫۰۳	۰٫۲۵	۰٫۶۴	۱٫۱۸	۲٫۰۱	۴٫۸۳
۲۰۰	۰٫۲۱	۰٫۹۸	۱٫۸۳	۳٫۲۰	۷٫۴۴	۰٫۴۷	۱٫۱۸	۲٫۱۹	۳٫۷۵	۸٫۹۲
۳۰۰	۰٫۵۸	۱٫۳۴	۲٫۶۸	۴٫۵۶	۱۱٫۶۳	۰٫۶۱	۱٫۷۰	۳٫۱۵	۵٫۴۳	۱۳٫۰۶
۵۰۰	۰٫۹۸	۲٫۲۴	۴٫۳۴	۷٫۶۹	۱۶٫۹۹	۱٫۰۹	۲٫۷۲	۵٫۰۱	۸٫۵۳	۲۰٫۵۲
۷۰۰	۱٫۲۹	۲٫۹۵	۵٫۹۱	۱۰٫۷۴	۲۳٫۲۶	۱٫۴۸	۳٫۶۶	۶٫۷۱	۱۱٫۶۴	۲۷٫۷۴
۱۰۰۰	۱٫۷۶	۳٫۹۴	۸٫۰۵	۱۴٫۳۲	۲۸٫۶۳	۲٫۰۴	۵٫۰۹	۸٫۹۷	۱۵٫۶۵	۳۴٫۸۹
۱۴۰۰	۲٫۴۲	۵٫۲۸	۱۱٫۱۸	۱۴٫۳۲	۱۸٫۲۹	۲٫۷۳	۶٫۸۱	۱۱٫۶۷	۱۸٫۱۵	۳۸٫۲۷
۱۸۰۰	۳٫۰۷	۶٫۹۸	۸٫۰۵	۱۰٫۴۲		۳٫۲۴	۸٫۱۰	۱۳٫۰۳	۱۹٫۸۵	
۲۰۰۰	۳٫۴۰	۶٫۳۶	۷٫۱۶	۸٫۵۰		۳٫۸۰	۸٫۶۷	۱۳٫۴۹	۲۰٫۵۷	
۳۰۰۰	۴٫۷۴					۴٫۶۵	۱۰٫۰۲			
۴۰۰۰	۳٫۰۴					۵٫۱۹				

جدول (۱۳-۱۲)

توانهای نامی برای زنجیر غلتک‌دار تک‌ردیفه با گام بزرگ براساس چرخ‌راننده ۱۷ دندانه‌ای										
سرعت پیشیون rev/ min	توان، kW									
	ISO نوع A					ISO نوع B				
	۱۰۰	۱۲۰	۱۴۰	۱۶۰	۲۰۰	۲۰B	۲۲B	۲۸B	۳۲B	
۲۵	۲٫۲۴	۳٫۷۵	۵٫۸۱	۹٫۰۸	۱۱٫۸۸	۲٫۶۸	۴٫۸۳	۶٫۸۰	۱۰٫۲۰	
۵۰	۴٫۲۹	۷٫۱۵	۱۱٫۱۸	۱۵٫۶۵	۲۲٫۳۷	۵٫۱۰	۸٫۹۵	۱۲٫۵۲	۱۹٫۲۴	
۱۰۰	۷٫۹۶	۱۳٫۴۲	۲۰٫۵۷	۳۰٫۲۲	۴۲٫۰۵	۹٫۶۶	۱۶٫۹۹	۲۳٫۲۰	۳۵٫۷۹	
۲۰۰	۱۴٫۳۱	۲۵٫۰۵	۳۸٫۴۷	۵۶٫۲۶	۷۹٫۶۳	۱۷٫۹۴	۳۱٫۳۱	۴۳٫۸۴	۶۷٫۱۰	
۳۰۰	۲۱٫۴۷	۳۵٫۷۹	۵۴٫۵۷	۸۰٫۵۴	۱۱۶٫۳۱	۲۶٫۳۱	۴۵٫۰۳	۶۳٫۲۲	۹۸٫۲۲	
۴۰۰	۲۶٫۸۴	۴۶٫۵۳	۷۱٫۵۷	۱۱۱٫۸۴	۱۳۷٫۲۰	۳۴٫۲۷	۵۸٫۱۵	۸۲٫۳۱	۱۲۰٫۷۸	
۵۰۰	۳۲٫۰۰	۵۶٫۳۶	۸۹٫۴۷	۱۳۴٫۲۰		۴۲٫۰۵	۷۱٫۵۷	۹۶٫۶۳	۱۲۹٫۷۰	
۶۰۰	۳۹٫۳۷	۶۷٫۱۰	۱۰۷٫۳۰			۴۷٫۴۱	۷۸٫۲۸	۱۰۳٫۷۸		
۷۰۰	۴۲٫۷۳	۷۶٫۰۵	۸۰٫۵۲			۵۲٫۷۸	۸۲٫۹۹	۱۰۹٫۱۵		
۸۰۰	۴۹٫۲۱	۵۷٫۸۶				۵۴٫۸۷	۸۹٫۰۲			
۹۰۰	۴۰٫۲۶	۴۸٫۳۱				۵۶٫۹۶	۹۳٫۰۵			
۱۰۰۰	۳۴٫۰۰					۵۹٫۰۵				

مقدار توان انتقال یافته ارائه شده در جداول (۱۷ـ۶) و (۱۷ـ۷) با اعمال ضریب تصحیح دندانه (K_1) و ضریب چند ردیفه (K_2) اصلاح می‌گردد. همچنین مقدار کل توان منتقل شده توسط سیستم زنجیر را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$H = \frac{K_1.K_2}{K_S.} H_r$$

$$\rightarrow H_r = \frac{H.K_s}{K_1.K_2}$$

H_r: توان ارائه شده برای زنجیر یک ردیفه در جداول (۱۷ـ۶) و یا (۱۷ـ۷)

K_1 : ضریب تصحیح تعداد دندانه‌ها از جدول (۱۷ـ۸)

K_2: ضریب تصحیح چند ردیفه، جدول (۱۷ـ۹)

K_s: ضریب کاربردی بار، جدول (۱۷–۱۰)

جدول (۱۷–۸)- ضریبهای تصحیح دندانهٔ K_1 براساس تعداد دندانه‌های N روی چرخ زنجیر رانده

N	K_1	N	K_1	N	K_1	N	K_1
۱۱	۰٫۵۳	۱۷	۱٫۰۰	۲۳	۱٫۳۵	۳۵	۱٫۹۵
۱۲	۰٫۶۲	۱۸	۱٫۰۵	۲۴	۱٫۳۱	۴۰	۲٫۱۵
۱۳	۰٫۷۰	۱۹	۱٫۱۱	۲۵	۱٫۷۶	۴۵	۲٫۳۷
۱۴	۰٫۷۸	۲۰	۱٫۱۸	۲۷	۱٫۵۷	۵۰	۲٫۵۱
۱۵	۰٫۸۵	۲۱	۱٫۲۶	۲۹	۱٫۶۸	۵۵	۲٫۶۶
۱۶	۰٫۹۲	۲۲	۱٫۲۹	۳۱	۱٫۷۷	۶۰	۲٫۸۰

جدول (۱۷ ۹) ضریبهای چنددریفهٔ K_2

تعدادردیف	K_2
۱	۱٫۰
۲	۱٫۷
۳	۲٫۵
۴	۳٫۳

ضریب کاربردی بار K_s برای محسوب نمودن تغییر منابع راننده و رانده شده مورد استفاده قرار می‌گیرد.

طول زنجیر بایستی بر حسب گام تعیین شود. همچنین ترجیح داده می‌شود که تعداد گامها زوج باشد در غیر اینصورت به یک رابط نیاز است. تا دو سر آن در هم جفت شود.

جدول (۱۷-۱۰)-

ضریبهای کاربردی بار K_s			
	منبع راننده		
دستگاه رانده شده	موتور دروتسوز با راننده هیدرولیکی	موتور یا توربین الکتریکی	موتور دروتسوز یا راننده مکانیکی
آرام	۱٫۰۰	۱٫۰۰	۱٫۲
شوک متوسط	۱٫۲	۱٫۳	۱٫۴
شوک سنگین	۱٫۴	۱٫۵	۱٫۷

طول تقریبی زنجیر را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$L_P = \frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 (\frac{C}{p})}$$

که در آن:

L: طول زنجیر

P: گام زنجیر

C: فاصله مرکزی (توصیه می شود $30P \le C \le 50P$ در هر صورت $C \le 80P$ و $C > \frac{1}{2}(D+d)$)

N_1: تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر کوچک (در صورت امکان فرد)

N_2: تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر بزرگ (در صورت امکان زوج)

توجه: زنجیرهای غلتک‌دار را باید به طور مناسب روانکاری نمود تا عمر طولانی‌تری داشته باشند بدین منظور استفاده از روغنهای آلی سبک و متوسط توصیه می‌شود. استفاده از گریس به علت ویسکوزیته بالا و عدم نفوذ به داخل فاصله‌های زنجیر توصیه نمی‌شود.

۳-٦-راننده کابلی

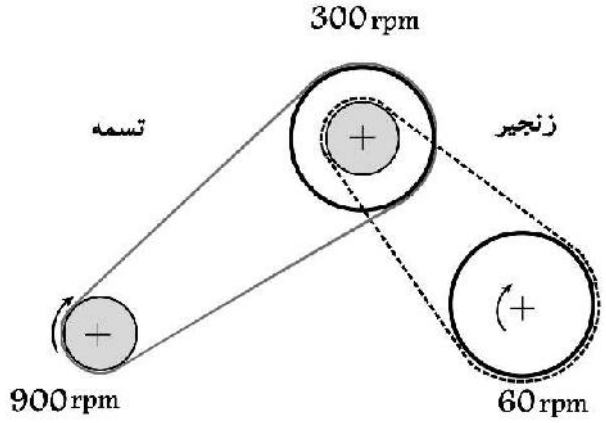
یکی از اقتصادی‌ترین روشها برای انتقال قدرت در فاصله‌های طولانی‌تر و توانهای نسبتاًبالا استفاده از کابلها می‌باشد. سرعت 25 m/sec سرعتی نسبتاً مناسب برای کسب بیشترین بازده از این نوع سیستم می‌باشد.

مثال:

یک دستگاه با موتور دیزل تک سیلندر با قدرت 12 اسب بخار و دور 900 rpm به حرکت در می‌آید. دور ابتدا توسط تسمه به $\frac{1}{3}$ کاهش یافته و سپس توسط زنجیر با کاهش دور $\frac{1}{5}$ به مصرف کننده منتقل می‌شود. ضریب اطمینان طرح را 1.5 در نظر بگیرید در ضمن محدودیت بازار ایجاب می نماید که از تسمه با مقطع 16C استفاده گردد.

الف) مشخصه‌های فنی تسمه یا تسمه‌های مورد نیاز به همراه پولی آن را محاسبه کنید.

ب) زنجیر و چرخ زنجیر مورد نیاز را محاسبه نمایید.



H= 12*746*1.5=13428 w

→ H= 13.5 Kw

الف) طراحی تسمه و چرخ تسمه

طبق جدول ۱۷_۲ و با توجه به قید مسئله (استفاده از تسمه با مقطع 16C) مشاهده می شود که نیاز به دو عدد تسمه V شکل با مقطع 16C می باشد.

طبق همان جدول حداقل قطر پولی تسمه 140 mm است. لذا d=140 (mm) انتخاب می کنیم.

D=3*140=420 mm قطر چرخ تسمه بزرگتر

D< C< 3 (D+d)

فرض برای شروع طراحی C=2D

C= 2 (420) = 840 (mm)

برای محاسبه طول گام تسمه‌های V شکل داریم :

$$L_p = 2C + 1.57\,(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

→ L_p= 2582.5 mm

از جدول ۱۷ـ۳ کتاب مقدار L_p را به صورت استاندارد انتخاب می‌کنیم. طولهای استاندارد در جدول(۱۷ـ۳) کتاب داده شده است.

L_p=2500 mm (انتخاب از جدول ۱۷ـ۳ کتاب)

اکنون با استفاده از طول استاندارد، C جدید را حساب می‌کنیم

$$2500 = 2C + 1.57(140+420) + \frac{(420-140)^2}{4C}$$

→ C= 798 (mm)

پس مشخصات تسمه ها به صورت زیر است:

دو عدد تسمه V شکل با مقطع 16C

L_p= 2500 (mm)

C= 798 (mm)

d= 140 (mm)

D= 420 (mm)

ب) طراحی زنجیر و چرخ زنجیر

N_1 = 17

N_2 = 17*5=85

H= 12 * 746* 1.5 ≈ 13.5 Kw

H_r: توان انتقالی توسط هر زنجیر

$$H_r = \frac{K_s}{K_1 K_2} H$$

از جدول (۱۷ـ۸) کتاب داریم:

K_1 = 1 (ضریب تصحیح دندانه با ۱۷ دندانه):

از جدول (۱۷ـ۹)،با فرض تک ردیفه بودن زنجیر داریم :

$K_2 = 1$

از جدول (۱۷ـ۱۰) داریم: (K_s)

$K_s = 1.2$ (با در نظر گرفتن مصرف آرام در دستگاه مصرف کننده و موتور درون سوز با راننده مکانیکی)

$\rightarrow H_r = 16.2$ Kw

از جدول (۱۷ـ۷)
n_1=300 rpm
H_r=16.2 Kw
} انتخاب زنجیر غلتک‌دار با گام بزرگ A100

از جدول (۱۷-۴) برای A100 ← P= 31.75 (mm) گام

قطر چرخ زنجیر کوچک:
$$d = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N_1}\right)} = 172.79(mm)$$

قطر چرخ زنجیر بزرگ:
$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N_2}\right)} = 859.23(mm)$$

با فرض C= 1000 mm (با توجه به فضای در دسترس و توصیه $30P \le C \le 50P$) داریم:

طول تقریبی زنجیر:
$$L_p = \frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2(\frac{C}{P})}$$

$$L_P = \frac{L}{P} = 117.71 \quad \Rightarrow \quad \frac{L}{P} = 118$$

حال با مقدار $\frac{L}{P} = 118$ می توان مقدار واقعی فاصله بین مراکز شافتها را محاسبه نمود.

مشخصات زنجیر:

زنجیر تک ردیفه با گام بزرگ A100

$N_1 = 17$
$N_2 = 85$
d=172.79 mm
D= 859.23 mm
$\frac{L}{P} = 118$
C=

- تمرین:

یک دستگاه با موتور دیزل تک سیلندر با قدرت 24 اسب بخار و دور 700 rpm به حرکت در می‌آید. دور ابتدا توسط تسمه به $\frac{1}{5}$ کاهش یافته و سپس توسط زنجیر با کاهش دور $\frac{2}{7}$ به مصرف کننده منتقل می‌شود. ضریب اطمینان طرح را 2 در نظر بگیرید در ضمن محدودیت بازار ایجاب می نماید که از تسمه با مقطع 22C و از زنجیر با گام متوسط استفاده گردد.

الف) مشخصه‌های فنی تسمه یا تسمه‌های مورد نیاز به همراه پولی آن را محاسبه کنید.

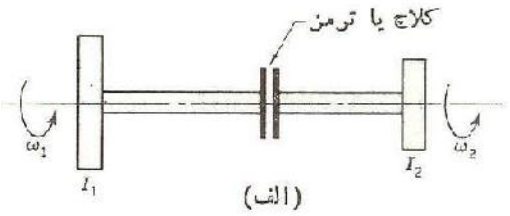
ب) زنجیر و چرخ زنجیر مورد نیاز را محاسبه نمایید.

طراحی اجزاء ۲

کلاچ , ترمز , کوپلینگ ها

فصل ٤

٤-١-کلاچها، ترمزها و چرخ لنگر (Clutches and Brakes)



(الف)

به طور کلی کلاچ و ترمز هر دو جهت از بین بردن سرعت نسبی دورانی بین دو عضو ماشین به کار می‌روند.

٤-٢-انواع کلاچها و ترمزها

۱- انواع اصطکاکی

۲- انواع مغناطیسی

۳- انواع هیدرولیکی

۴- انواع اصطکاکی

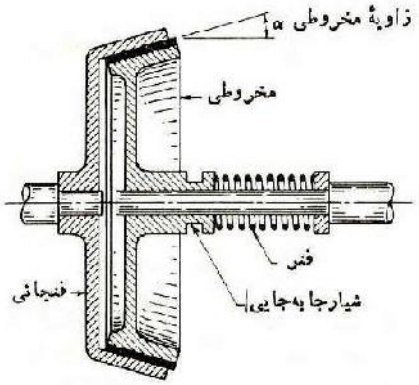
۱- کلاچ یا ترمز دیسکی (Disk Clutches and Brakes)

۲- کلاچ یا ترمز مخروطی (Cone Clutches and Brakes)

۳- ترمز کفشکی کوتاه (Short-Shoe, Dram Brake)

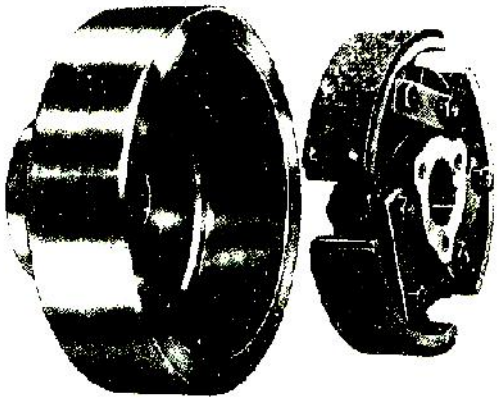
۴- ترمز کفشکی بلند (Long-Shoe Dram Brake)

٤-٤-ترمز مخروطی



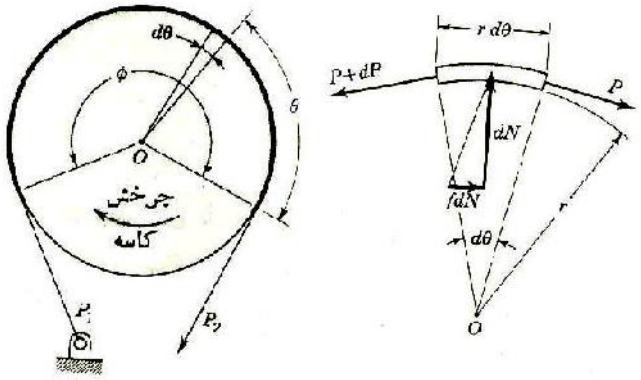
کلاچ مخروطی. این نقشه‌کمی خارج ازمقیاس است.

٤-٥-ترمز کفشکی



کلاچ دوردار بازشوندهٔ داخلی که با نیروی گریز از مرکز کار می‌کند.

٤-٦-ترمز نواری (Band Brake)



نیروهای واردبر ترمز.

٤-٧-تحلیل یک ترمز

به طور کلی مراحل زیر را بایستی برای تحلیل انواع کلاچها و ترمزهای اصطکاکی طی نمود:

۱- فرض نمودن و یا تعیین توزیع فشار روی سطوح اصطکاکی

۲- پیدا نمودن رابطه‌ای میان فشار ماکزیمم و فشار در هر المان

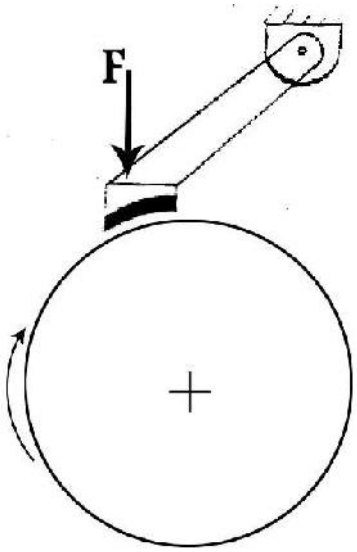
۳- به کار بردن شرایط تعادل استاتیکی برای یافتن:

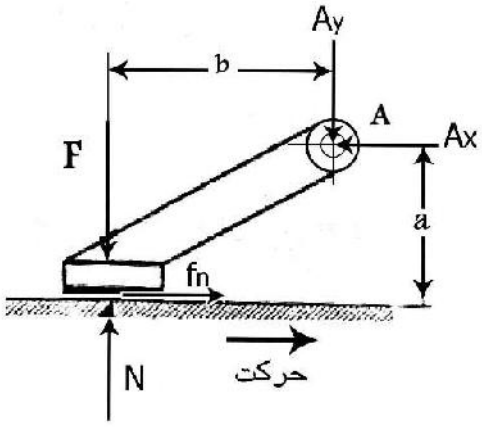
الف) نیروی محرک ترمز

ب) گشتاور ترمز

ج) نیروهای عکس العمل در تکیه‌گاه‌ها

مثال) تحلیل یک ترمز ساده برای چرخ ویلچر





دیاگرام آزاد ترمز

F: نیروی محرک ترمز

N: نیروی عمودی

A : سطح لنت ترمز

P: فشار یکنواخت در سطح لنت ترمز

N= P.A

$$\sum M_A = 0$$

$$F.b + f.N.a - N.b = 0$$

$$F = \frac{Nb - fNa}{b} = \frac{N(b - fa)}{b}$$

$$F = \frac{P.A(b - fa)}{b}$$

نیروی F حتی الامکان باید کم باشد تا برای ترمز گرفتن نیروی کمتری نیاز شود.

٤-٨-شرط خود قفلی یا شرط خود قفل کن سیستم

شرط خود قفلی برای ترمز ساده تشریح شده در مثال فوق بصورت زیر است.

b-fa=0

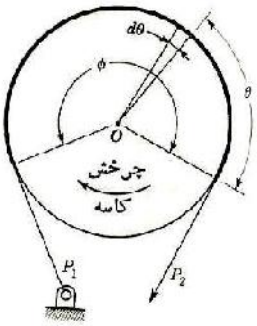
به عبارت دیگر شرایطی که باعث می شود نیروی محرک ترمز صفر گردد را شرط خود قفلی گویند شرط خود قفلی همواره مطلوب نیست ولی بایستی به نحوی از آن استفاده نمود که با اعمال نیروی کمی عمل ترمز کردن انجام شود. ولی پس از برداشتن نیروی F ترمز رها می شود.

پس بهتر است که حالت زیر را برای پارامترهای b و a داشته باشیم.

$B = f'.a$

$f' = 0.75\ f$ تا $0.85\ f$

٤-٩- ترمزهای نواری (تسمه‌ای)



همیشه $P_1 > P_2$ است.

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{f\phi}$$

$$T = (P_1 - P_2)\frac{D}{2}$$

f: ضریب اصطکاک تسمه با درام ترمز

ϕ: زاویه تماس تسمه با درام ترمز (برحسب رادیان)

T: گشتاور پیچشی ترمز

P_a: ماکزیمم فشار

اثبات می‌شود که فشار با کشش در نوار متناسب است. و لذا ماکزیمم فشار P_a درلبه تسمه و در جاینکه کشش تسمه P_1 است حاصل می‌گردد و مقدار P_a ماکزیمم فشار برابر است با:

$$P_a = \frac{2P_1}{b.D}$$

که در آن:

P_1: کشش سفت تسمه

D : قطر شافت (درام ترمز)

b: پهنای تسمه

P_a: فشار ماکزیمم

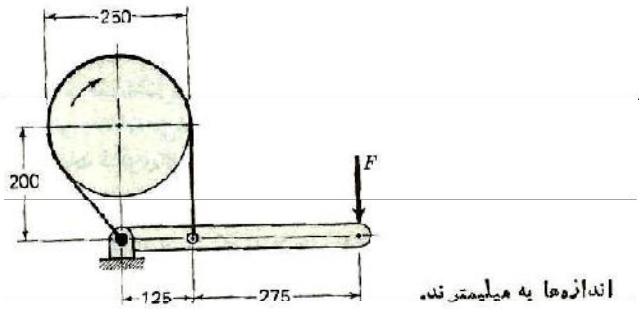
مثال

ترمزی که در شکل نشان داده شده است دارای ضریب اصطکاک f=0.3 می‌باشد و با نیروی F= 400 (N) کار می‌کند. اگر عرض تواز b برابر b= 50 (mm) باشد، کشش در دو سر تواز «تسمه» و همچنین گشتاور ترمز کنندگی چقدر است.

f= 0.3

F=400 (N)

b=50 (mm)



$$\sum M_O = 0 \Rightarrow F(275+\frac{250}{2}) = (\frac{250}{2})P_2$$

$$\Rightarrow P_2 = 1280(N)$$

$$\phi = \pi + \theta = \pi + \sin^{-1}\left(\frac{125}{200}\right) = 3.82 \ (rad)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{f\phi} \qquad \Rightarrow P_1 = (1280)\ e^{(0.3)(3.82)}$$

$$\Rightarrow P_1 = 4022.77(N)$$

$$T = (P_1 - P_2)\frac{D}{2} = 342.8(N.M)$$

فشار ماکزیمم ایجاد شده

$$P_a = \frac{2P_1}{bD} = \frac{2*4022.77}{(50)(250)} = 0.64(Mpa)$$

یاتاقان‌های لغزشی

٤-١٠-روانکارها (روغن های معدنی)

از روانکارها برای ۱-کاهش اصطکاک ۲-کاهش سایش ۳-کاهش گرما بین دو بخش از ماشین که نسبت به یکدیگر حرکت نسبی دارند استفاده میشود.

از استاندارد SAE برای انتخاب روغن در ماشین ها استفاده می گردد. معمولاً به روغن موادی اضافه می‌گردد تا خواص ذیل حاصل شود (مواد افزودنی Additive) .

۱-. جاذب لجن

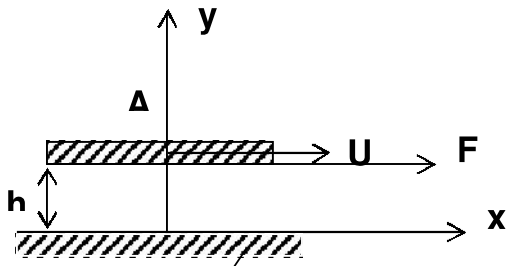
۲-. بالا بردن مقاومت روغن در برابر فشار

۳-. بالا بردن مقاومت روغن در برابر گرما (تغییرات دما)

۴-. بهبود (افزایش) عمر روغن و جلوگیری از اکسیدشدن آن

۵-. جلوگیری از زنگ‌زدگی قطعات

ویسکوزیته

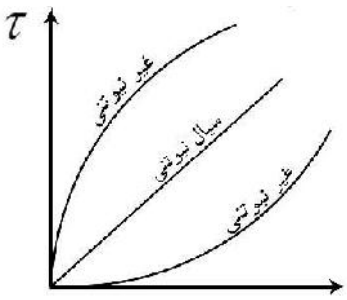


برای زمانی که فاصله کم و تغییرات سرعت نسبت به ارتفاع خطی است.

بر اساس قانون نیوتن، تنش برشی در هر لایه متناسب با گرادیان سرعت در آن لایه می باشد.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \Rightarrow \quad \tau = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{U}{h} = \frac{F}{A}$$

μ: ثابت تناسب است و به آن ویسکوزیته مطلق گفته می شود .



ویسکوزیته مطلق را ویسکوزیته دینامیکی نیز می نامند .

واحد ویسکوزیته مطلق (μ) در سیستم SI

$$\mu = \frac{F.h}{UA} = \frac{N.m}{\frac{m}{s}.m^4} = \frac{N.S}{m^2} = Pa.S$$

$$m\ \ Pa.S = \frac{1}{1000} Pa.S$$

واحد ویسکوزیته مطلق (μ) در سیستم c g s

$$\mu = \frac{dyn.cm}{\frac{cm}{s}.cm^2} = \frac{dyn.s}{cm^2} = Poise$$

$$Z = CP = \frac{1}{100} P$$

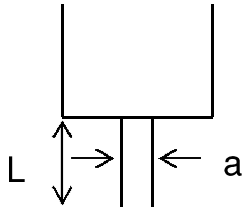
واحد ویسکوزیته مطلق (μ) در سیستم انگلیسی

$$\mu = \frac{Ib.\sec}{\frac{in}{\sec}.in^2} = \frac{Ib.\sec}{in^2} = \mathrm{Re}\, yn$$

تبدیل واحدها

$1Pa.s = 10^{-3}$ $\underset{(cp)}{Z}$ $\qquad$ $1\mathrm{Reyn} = 6890\,\mathrm{Pa.S}$

در استاندارد ASTM برای تعیین ویسکوزیته از وسیله ای به نام ویسکوزیته سنج عمومی Saybolt استفاده می شود. این روش شامل اندازه گیری مدت زمان عبور 60 سی سی از روانکار در دمای مشخص از لوله های به قطر 17.6 mm و طول 12.25 mm برحسب ثانیه میباشد که نتیجه حاصل ویسکوزیته سینماتیکی را می‌دهد . از یکای $\frac{cm^2}{\sec}$ (استوک Stoke) برای ویسکوزیته سینماتیکی استفاده می شود .



γ : ویسکوزیته سینماتیکی

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho}$$

ρ : جرم مخصوص سیال

٤-١١-انواع یاتاقان لغزشی

١- روانکاری (روغنکاری) هیدرودینامیکی (Hydrodynamic Lubrication)

فاصله لقی در حد چندین میکرون است .

کاربرد در نیروگاهها برای ژنراتور ، توربین بخار و توربین گازی (یاتاقانهای ژرونال)

٢- روانکاری (روغنکاری) هیدرواستاتیک (Hydro Static Lubrication)

٣-. روغن کاری الاستو هیدرودینامیکی (Elasto Hydrodynamic Lubrication)

٤- روانکاری (روغن کاری) مرزی (Boundary Lubrication)

٤-١٢-نظریه هیدرودینامیکی

قانون پتروف $f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P}\frac{r}{c}$

$$p = \frac{w}{2rL}$$

c : لقی شعاعی بین محور و پوسته یاتاقان

f : ضریب اصطکاک

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial P}{\partial x}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial P}{\partial z}\right) = -6U\frac{\partial h}{\partial x}$$

معادله حل تحلیلی ندارد و حل‌های تقریبی با استفاده از روشهای عددی و ترسیمی انجام می شود .

$$\frac{r}{c}f = \phi\left[\left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}\right]$$

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

ضمیمه ۱- نمونه سوالات امتحان (کتاب باز)

مسئله ۱ (امتحان پایان ترم مورخ ۸۵/۳/۲۷)

یک گیربکس، 55 kw را انتقال می‌دهد. دور ورودی به گیربکس 2500 rpm و دور خروجی از آن 550 rpm می‌باشد. جنس پینیون از فولاد با $s_{ut} = 850Mpa$ ، $s_y = 670Mpa$ و جنس چرخدنده از چدن چکش‌خوار با $s_{ut} = 700Mpa$ ، $s_y = 600Mpa$ می‌باشد و قابلیت سخت‌کاری سطحی هر یک از آنها 460BHN است.

برای گیربکس فوق الذکر کلیه مشخصات اولیه ساخت چرخدنده‌های ساده را براساس حداقل حجم ممکن محاسبه نمایید. زاویه فشار را 20 درجه، ضریب اطمینان طرح را 3.8 ، قابلیت اعتماد را % 99 و برای منبع قدرت شوک متوسط و برای مصرف کننده نیز شوک متوسط در نظر بگیرید.

حل (با استفاده از کتاب شیگلی) :

داده‌های مسأله :

$$p = 55kw$$

$$n_i = 2500rpm$$

$$n_o = 550rpm$$

جنس Gear و $\begin{cases} \text{چدن چکش خوار} \begin{cases} S_{ut} = 700Mpa \\ S_y = 600Mpa \end{cases} \\ \text{فولاد} \begin{cases} S_{ut} = 850Mpa \\ S_y = 670Mpa \end{cases} \end{cases}$ جنس پینیون

460BHN

چرخدنده‌های سالم با حداقل حجم

$\phi_n = 20^\circ$

دارای شوک متوسط $\rightarrow$ منبع قدرت و $S.F. = 3.8$

دارای شوک متوسط $\rightarrow$ مصرف کننده و $R = 99\%$

$$\frac{n_i}{n_o} = \frac{2500}{550} = \frac{50}{11}$$

$$\phi_n = 20^\circ \rightarrow N_{p\,min} = 18 \xrightarrow{\text{با توجه به نسبت}} N_P = 22 \square$$

$$\rightarrow N_G = 22 * \frac{50}{11} = 100 \square$$

$\rightarrow J_{p=22/100} = 0.38$ و $J_{G=100/22} \approx 0.445 \square$ ج (۱۳-٤) کتاب شیگلی

$$J_p * (S_{ut})_p = 0.38 * 850 = 323$$

$$J_G * (S_{ut})_G = 0.445 * 700 = 311.5$$

$$\rightarrow J_p (S_{ut})_p > J_G (S_{ut})_G$$

پس چرخدنده Gear از لحاظ خستگی خمشی ضعیف‌تر است و پینیون از لحاظ خستگی سطح بحرانی‌تر است:

ش (۱۳-۲۵) کتاب شیگلی $\xrightarrow[\text{فرض } k_b=0.9]{S_{ut}=700Mpa} k_a = 0.72$ □

ج (۱۳-۸) $\xrightarrow{R=99\%} k_c = 0.814$ □

$$k_d = k_e = 1$$

ش (۱۳-۲۶) $\xrightarrow{S_{ut}=700Mpa} k_f = 1.33$

$$\rightarrow S_e = (0.72)(0.9)(0.814)(1)(1)(1.33)(0.5 * 700) = 245.5Mpa$$ □

$$I = \frac{Sin\phi.Cos\phi}{2} * \frac{(\frac{50}{11})}{(\frac{50}{11})+1} = 0.1317$$

ج (۱۳-۱۱) $\rightarrow C_p = 181$ (فولاد + چدن چکش خوار) $(Mpa)^{\frac{1}{2}}$ □

$$T_p = \frac{55 * 10^3}{2500 * \frac{2\pi}{60}} = 210.1N.m$$

$$T_G = T_p * (\frac{50}{11}) = 954.93N.m \approx 955N.m$$

ج (۱۳-۹) $\rightarrow k_o = 1.75$ (شوک متوسط / متوسط)

ج (۱۳-۱۰) $\rightarrow k_m = 1.6$ فرض (انتخاب)

$n_G = (1.75)(1.6)(3.8) = 10.64$ فرض

$k_v = 0.5$ فرض اولیه

$X = 10$ فرض اولیه

$J_G = J_{100/22} = 0.445$ تقریبی (از جدول ۱۳-٤)

$$S'_{es} = 2.76HB - 70 \approx 1200Mpa$$

$$\rightarrow S_{es} = \frac{C_L.C_H}{C_T.C_R} S'_{es}$$

ج (۱۳-۱۲) $\xrightarrow{R=99\%} C_R = 1.0$

ج (۱۳-۱۲) $\rightarrow C_L = 1.0$ و $C_T = 1.0 (T < 120^{\circ}C)$

$C_H = 1.0$ (برای چرخدنده‌های ساده)

$$\rightarrow S_{es} = \frac{1*1}{1*1} S'_{es} = 1200Mpa$$ □

برای حالت خستگی سطح پینیون داریم :

$$m^3 = (\frac{C_p}{S_{es}})^2 \frac{2T_P n_G * 10^3}{xN_p^2 k_v I} = (\frac{181}{1200})^2 \frac{(2)(210.1)(10.64)(10^3)}{(10)(22)^2(0.5)(0.1317)} = 319.15$$

$\rightarrow m = 6.83mm$ خستگی سطح پینیون

برای حالت خستگی خمشی Gear داریم (لازم به توضیح است که هر چرخدنده‌ای که دارای $J.S_{ut}$ کمتری باشد از لحاظ خستگی خمشی بحرانی‌تر است) :

$$m^3 = \frac{2Tn_G * 10^3}{xNJk_v S_e} = \frac{(2)(955)(10.64)(10^3)}{(10)(100)(0.445)(0.5)(245.5)} = 372.04$$

$\rightarrow m = 7.2mm$ خستگی خمشی Gear

لذا مشاهده می‌شود که در کل چرخدنده Gear از لحاظ خستگی خمشی بحرانی‌تر است و مدول استاندارد 7 می‌تواند جواب باشد حال بایستی ضریب اطمینان مجدداً چک شود.
خلاصه نتایج اولیه :

$N_P = 22$

$N_G = 110$

$m = 7$ جواب $\rightarrow F = 11 * 7 = 77(mm)$

$d_P = mN_P = 154$

$d_G = mN_G = 700$

$a = m = 7mm$

$c.d = 427mm$

(توضیح: در این مسئله مدول چرخدنده ها برابر هفت میلیمتر در نظر گرفته شد لذا برای رسیدن به ضریب اطمینان مورد نظر مسئله مقدار x از حالت بحرانی خستگی خمشی Gear برابر ۱۱ بدست می آید.)

حال بایستی با توجه به مقادیر فوق مجدداً ضریب اطمینان چرخدنده ها بررسی شود.
(ادامه کار به عهده دانشجو).

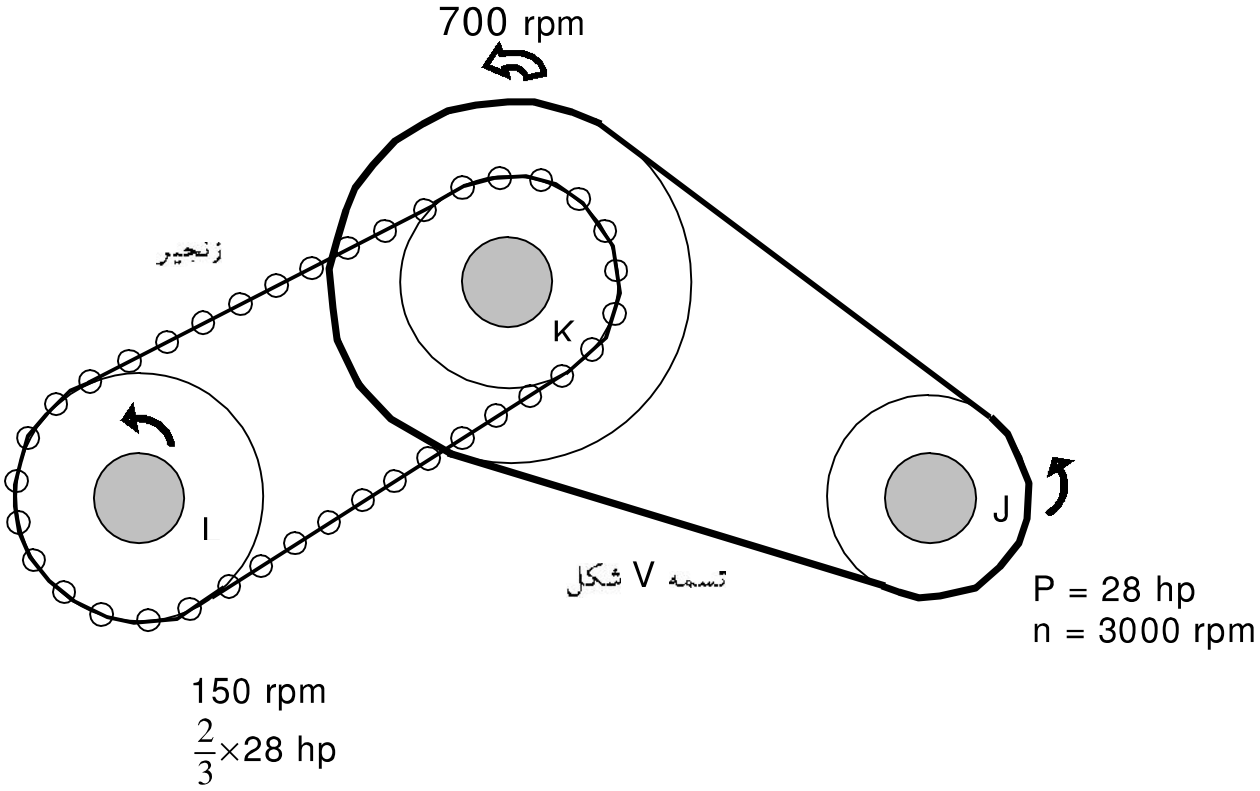
مسئله ۲ (امتحان پایان ترم ، مورخ ۱۳۸۵/۳/۲۷)

شکل زیر، انتقال قدرت از یک موتور دیزل با مشخصات $P=28hp$ و $n=3000rpm$ را توسط سیستم تسمه و زنجیر نشان می‌دهد. قدرت از طریق پولی روی شافت J و به کمک تسمه/های V شکل به شافت K که سرعتی معادل (700(rpm دارد منتقل می‌گردد. در اینجا $\frac{1}{3}$ توان از انتهای محور به مصرف کننده اول منتقل می‌شود و بقیه آن به کمک زنجیر/ها به شافت L با سرعت دورانی (150(rpm انتقال یافته و به مصرف کننده دوم می‌رسد. مطلوب است :

الف- محاسبه تعداد و مشخصه‌های فنی تسمه(های) مورد نیاز با مقطع C 32 و طرح پولی‌های مربوطه (۲۰ نمره).

ب- طراحی و انتخاب زنجیر(های) مناسب با گام متوسط (ISO نوع A) و طرح چرخ زنجیرهای مربوطه (۲۵ نمره).

ضریب اطمینان طرح را 2.3 و برای مصرف کننده شوک سنگین در نظر بگیرید.



الف- طراحی تسمه V شکل با مقطع 32 C :

$P = 28hp$

$S.F = 2.3$

$\rightarrow H = 28hp * 746 * 2.3 = 48042.4w \approx 48kw$ □

$\xrightarrow{For\,32C}$ از ج (۲-۱۷)

$= 1.3 - 39kw$ توان قابل انتقال توسط هر تسمه V شکل با مقطع 32 C

$\rightarrow$ تعداد تسمه‌های مورد نیاز $= \frac{48}{39} = 1.23 \rightarrow$

□ عدد $2 =$ تعداد تسمه‌های مورد نیاز با مقطع 32 C

$d_{min} = 355mm \rightarrow d = 357mm$ □ انتخاب

$\rightarrow D = 357 * \frac{30}{7} = 1530mm$ □

$D < C < 3(D + d) \rightarrow C \approx 2D = 3060mm$

$\rightarrow L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} = 9195mm$ □

$\rightarrow L_p = 8850$ یا $9240mm$ از ج (۳-۱۷)

✓ $C =$ واقعی $\rightarrow$ انتخاب طول استاندارد برای تسمه با مقطع 32 C

مشخصات تسمه V شکل با مقطع 32 C :

تسمه V شکل با مقطع 32 C

عدد $2 =$ تعداد

$L_p = 8850mm$ یا $6180mm$

$d = 357mm$ و $D = 1530mm$

$C =$ mm

ب- طراحی زنجیر با گام متوسط (ISO نوع A) :

$= 48 * \frac{2}{3} = 32kw$ □ توان انتقال یافته توسط زنجیر

$= \frac{700}{150} = \frac{14}{3}$ □ نسبت تبدیل

$N_1 = 15$ یا $18 \rightarrow N_2 = 18 * \frac{14}{3} = 84$ □ انتخاب

H_r : توان انتقالی توسط هر زنجیر

$H_r = \frac{k_S}{k_1 k_2} H$

$\rightarrow k_1 = 1.05$ (ضریب تصحیح تعداد دندانه‌ها) ج (۸-۱۷)

(با فرض استفاده از زنجیر تک ردیفه) $\rightarrow k_2 = 1$ ج (۹-۱۷)

(دیزل + شوک سنگین در مصرف کننده) $\rightarrow k_s = 1.7$ ج (۱۰-۱۷)

$$\rightarrow H_r = \frac{1.7}{(1.05)(1)} * 32 = 51.81(kw)$$

با توجه به جدول (۱۷-۶) مشاهده می‌شود که با توان فوق نمی‌توان زنجیر تک ردیفه با گام متوسط نوع A انتخاب نمود حال زنجیر چهار ردیفه را در نظر می‌گیریم: (برای حالتهای دو و سه ردیفه نیز جوابی حاصل نمی شود)

ج (۹-۱۷) $\xrightarrow{\text{فرض چهار ردیفه}} k_2 = 3.3$

$$\rightarrow H_r = \frac{1.7}{(1.05)(3.3)} * 32 = 15.7(kw)$$

(زنجیر چهار ردیفه با گام متوسط) $\rightarrow$ ISO A80 از ج (۶-۱۷)

ج (٤-۱۷) $\xrightarrow{A80} p = 25.40mm$ □

$$d = \frac{p}{\sin(\frac{180}{N})} = \frac{25.40}{\sin(\frac{180}{18})} = 146.273mm$$ □

$$D = \frac{25.40}{\sin(\frac{180}{84})} = 679.3mm$$ □

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{2\pi^2(\frac{C}{p})} \xrightarrow{\text{با فرض } C=700mm}$$

$\frac{L}{p} = 114.1 \rightarrow \frac{L}{p} = 116$ انتخاب زوج □

مشخصات زنجیر :

ISO type A80

زنجیر چهار ردیفه

$N_1 = 18$

$N_2 = 84$

$d = 146.273mm$

$D = 679.3mm$

$\frac{L}{p} = 116(\text{for } C = 700mm)$

$C = \checkmark$

مسئله ۳ (امتحان پایان ترم مورخ ۸۵/۳/۲۷)

در صورت امکان بالبرینگ شیار عمیق تک ردیفه ساده‌ای (DGBB) برای شرایط ذیل انتخاب نمایید.

بار شعاعی (N) 8000، بار محوری (N) 5500 و سرعت دورانی محور (rpm) 1500 می‌باشد و همچنین حداقل قطر نشیمن‌گاه یاتاقان (قطر محور) 75 میلی‌متر برآورد شده است و نوع ماشین ایجاب می‌کند که حداقل عمر مفید مطلوب یاتاقان 70000 ساعت باشد. در ضمن حداقل بار شعاعی مورد نیاز برای یاتاقان، ضریب اطمینان استاتیکی و نوع روغن مناسب برای یاتاقان را تعیین نمایید. برای محاسبات، ضریب قابلیت اعتماد را $R = 94\%$ ، سطح آلودگی (Concentration level) را برای روغن ناچیز (یعنی Slight Contamination) و دمای کارکرد یاتاقان را $T = 70^{\circ}C$ در نظر بگیرید. در صورتی که انتخاب یاتاقان از کاتالوگ SKF ممکن نباشد دلیل و پیشنهادهای خود را (حداقل سه پیشنهاد) جهت یک طراحی و انتخاب مناسب ارایه نمایید.

حل : طراحی و انتخاب یاتاقان DGBB .

داده‌های مسأله :

$$F_r = 8000(N) \quad و \quad F_a = 5500(N)$$

$$n = 1500rpm \quad و \quad d = 75(mm)$$

ساعت 70000 = عمر مفید مورد نیاز

Slight Cont. و $T = 70^{\circ}C$ و $R = 94\%$

با توجه به مقدار بار شعاعی نسبتاً بالا، انتخاب اول از جدول SKF برای $d = 75mm$ را یاتاقان شماره 6415 در نظر می‌گیریم.

$$\text{از کاتالوگ SKF} \xrightarrow{\text{انتخاب}} 6415(\text{DGBB}) \begin{cases} d = 75mm \\ D = 190mm \\ C = 153KN \\ C_0 = 114KN \\ p_u = 4.15KN \\ K_r = 0.035 \\ f_a = 12 \end{cases}$$

$$f_0 \frac{F_a}{C_0} = (12)\frac{5.5}{114} = 0.579 \xrightarrow[\text{SKF}]{\text{Table 4}} \begin{cases} e \approx 0.247 \\ X = 0.56 \\ Y \approx 1.79 \approx 1.8 \end{cases}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{5500}{8000} = 0.688 > e \rightarrow p = XF_r + YF_a$$

$$\rightarrow p = (0.56)(8000) + (1.8)(5500) = 14.38KN$$

$$L_{10} = (\frac{C}{p})^3 = (\frac{153}{14.38})^3 = 1204.5 \text{ میلیون دور}$$

$$\rightarrow L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = 13383 \text{ ساعت}$$

$$d_m = \frac{D+d}{2} = 132.5(mm)$$

$$\text{SKF جدول ٤ کاتالوگ} \rightarrow \eta_c = 0.6$$

$$\text{SKF نمودار ۵ کاتالوگ} \rightarrow \nu_1 = 8$$

$$\text{SKF نمودار ۶ کاتالوگ} \rightarrow \begin{cases} \nu = 22 \\ ISOVG22 \end{cases} \quad \text{نوع روغن}$$

$$\left.\begin{aligned} k &= \frac{\nu}{\nu_1} = 2.75 \\ \eta_c \frac{p_u}{p} &= 0.173 \end{aligned}\right\} \xrightarrow[\text{کاتالوگ SKF}]{\text{نمودار ۱ ص ٥٤}} a_{SKF} \approx 15$$

$$\text{SKF . 53 از جدول صفحه} \xrightarrow{R=94\%} a_1 = 0.72$$

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} (\frac{C}{p})^2$$

$$\rightarrow L_{6m} = (0.72)(15)(\frac{153}{14.38})^3 = 13008.33 \text{ میلیون دور}$$

$$\rightarrow L_{6mh} = L_{6m} \frac{10^6}{60n} = 144536.95 \text{ ساعت} > 70000 \text{ ساعت}$$

مشاهده می‌شود که یاتاقان DGBB به شماره 6415 از کاتالوگ SKF برای منظور فوق مناسب است برای اطمینان بیشتر می‌توان یاتاقانی ضعیف‌تر از آن به شماره 6315* را نیز مورد بررسی قرار داد. (به عهده دانشجو)

$$p_0 = 0.6F_r + 0.5F_a$$

$$p_0 = \max(F_r, 0.6F_r + 0.5F_a) = \max(8000, 7550)$$

$$\rightarrow p_0 = 8000(N)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{p_0} \rightarrow S_0 = \frac{C_0}{p_0} = 14.25 \text{ Ok (Acc. To table 10 page 77)}$$

$$F_{rm} = k_r (\frac{\nu_1 n}{1000})^{\frac{2}{3}} (\frac{d_m}{100})^2 = 0.322 \ KN \text{ می‌نیمم بار شعاعی}$$

ضمیمه ۲- نمونه سؤالات امتحان (کتاب بسته)

۱- عمر پایه (Basic Life) و همچنین ظرفیت دینامیکی یاتاقان را تعریف نمایید.

۲ مفهوم عمل مزدوج در یک جفت چرخدنده چیست.

۳- موارد کاربرد تسمه و زنجیر چیست (حداقل دو مثال برای کاربرد هر یک ارایه نمایید).

۴ چهار نوع از انواع یاتاقانهای لغزشی (انواع روانکاری) را بیان نمایید و برای هر یک از آنها حداقل دو مثال ارایه نمایید.

۵ مفهوم خود قفلی برای یک ترمز چیست؟ و چه استفاده‌ای از آن برای طراحی ترمز می‌شود. همچنین دلایل برتری ترمز و یا کلاچ نوع مخروطی نسبت به ترمز و یا کلاچ نوع دیسکی را بیان نمایید.

۶- یک گیربکس کاهنده (با نسبت کاهش دور $\frac{2}{19}$) در دو مرحله دور ورودی به گیربکس را کاهش می‌دهد به عبارت دیگر این گیربکس دارای سه شافت و چهار چرخدنده است که یک شافت ورودی و یک شافت خروجی دارد. نسبت کاهش دور در هر مرحله را به نحوی محاسبه نمایید تا گیربکس کمترین حجم ممکن را داشته باشد. در این حالت تعداد دندانه‌های هر یک از چهار چرخدنده را تعیین نموده و شکل شماتیک گیربکس را رسم نمایید.

۷- مفهوم طراحی چیست؟

۸- انواع یاتاقانهای غلتشی را نام ببرید و مزایا و معایب هر یک را بیان نمایید.

۹- ظرفیت دینامیکی و استاتیکی یک یاتاقان غلتشی را تعریف نمایید.

۱۰- پارامترهای مؤثر روی عمر یاتاقانهای غلتشی را نام ببرید.

۱۱ انواع مهم چرخدنده‌ها را نام برده و ویژگیهای هر طبقه نسبت به دیگری را بیان نمایید.

۱۲- مدول، گام قطری و گام دایره‌ای را تعریف نمایید.

۱۳- تفاوت بین لقی شعاعی و Backlash چیست؟

۱۴- مفهوم نسبت درگیری و تداخل چیست؟

۱۵ حداقل تعداد دندانه‌های یک چرخدنده استاندارد به چه پارامترهایی وابسته است؟

۱۶- چرخدنده راستگرد و چپگرد چیست؟ و چرخدنده دنده جناقی (Double helical) به چه دلیل مورد استفاده قرار می‌گیرد؟

۱۷- ویژگی‌های چرخدنده‌های حلزونی چیست؟

۱۸ انواع تسمه‌ها را نام ببرید و ویژگیهای هر یک را بیان نمایید.

۱۹- انواع ترمزها و کلاچها را نام ببرید.

۲۰ انواع ترمزهای نوع اصطکاکی را بیان نمایید (به همراه مثال)

ضمیمه ۳- نمونه مسایل حل شده توسط دانشجویان

(حل مسایل توسط آقای علی طاطاوی نژاد)

توجه: در صورت مشاهده هرگونه اشکال در حل مسایل زیر، لطفا به اینجانب اطلاع دهید تا نسبت به اصلاح ان اقدام شود

تمرین فصل ۲: طراحی چرخدنده

از یک گیر بکس با نسبت تبدیل ۱۵ به ٤ می خواهیم توان ۱۷ KW را انتقال دهیم. دور ورودی به گیر بکس $n_i = 1500_{rpm}$ می باشد و همچنین جنس Gear از فولاد با مشخصات $(S_y = 480_{MPa} , S_{ut} = 650_{MPa})$ و جنس Pinion از فولاد با مشخصات $(S_y = 590_{MPa} , S_{ut} = 856_{MPa})$ می باشد.

الف) طراحی چرخ دنده ی ساده

ب) طراحی چرخ دنده ی هلیکال

برای حل مسئله زاویه ی فشار را 20° و قابلیت آبکاری (سختی سطح چرخ دنده) این دو فولاد را تا ٤۳۰ BHN در نظر بگیرید. همچنین ضریب اطمینان طرح را ۳ در نظر بگیرید.

حل:

الف) طراحی چرخدنده ساده

$\phi_n = 20^\circ$

$N_p = 20 \rightarrow N_G = 75$

برای Gear :

$S_e' = \frac{1}{2} S_{ut} = 325_{MPa}$

$K_a = 0.73 , K_b = 0.9 , K_c = K_d = K_e = 1 , K_f = 1.33$

$S_e = K_a . K_b . K_d . K_e . K_f \; S_e' = 283.988_{MPa}$

$J_G = 0.426249$

برای Pinion :

$S_e' = 428_{MPa}$

$K_a = 0.69 , K_b = 0.799284 , K_c = K_e = K_d = 1, K_f = 1.33$

$S_e = 313.939$ MPa

$$T_p = \frac{H}{n_i(\frac{2\pi}{60})} = 108.225_{N.m} \rightarrow T_G = 405.844_{N.m}$$

$K_o = 1.25$, $K_m = 1.6$

برای خستگی خمشی:

فرضیات:

$n_G = K_o.K_m.n = 6$

$K_v = 0.5$, x=10

$$m^3 = \frac{2Tn_G 10^3}{XNJK_v S_e}$$

برای Pinion :

$m^3 = 113.886 \rightarrow m = 4.84714_{mm}$

برای Gear :

$m^3 = 107.287 \rightarrow m = 4.7517_{mm}$

برای خستگی سطح Pinion داریم:

$C_p = 191$ $MPa^{\frac{1}{2}}$

$S_c = 2.76 \times 730 - 70 = 1116.8$ MPa

$C_T = C_H = C_L = 1$, $C_r = 0.8$, s_H $\frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \times S_c$ $\frac{1116.8}{0.8}$ 1396

$$I = \frac{\sin\phi_n \cos\phi_n}{2} \times \frac{\frac{N_G}{N_p}}{\frac{N_G}{N_p}+1} = 0.126866$$

$m^3 = 95.8141 \rightarrow m = 4.5759_{mm}$

پس حالت بحرانی در خستگی خمشی برای Pinion اتفاق می افتد.

مدول های زیر برای طراحی مناسب به نظر می آیند:

مدول استاندارد $m \Rightarrow 4 , 4.5 , 5$

مدول m=4.5 انتخاب می شود.

$$m=4.5_{mm} \rightarrow d_p=90_{mm} \ , \ d_G=337.5_{mm}$$

$$V=\frac{\pi d_p n_i}{60}=7.06858 m/s \ , \ K_v=\frac{6}{6+v}=0.459116$$

$$\left.\begin{matrix} K_v \\ m \end{matrix}\right\} \Rightarrow m^3=\frac{2T.N_G.10^3}{X.N.J.K_v.S_e} \Rightarrow X=13.9431 \rightarrow X=14$$

$$F=4.5 \times x=63_{mm}$$

$$\left.\begin{matrix} x=14 \\ m^3=4.5 \end{matrix}\right\} \Rightarrow m^3=\frac{2T.NG.10^3}{X.N.J.K_v.S_e} \Rightarrow n_G=6.17162$$

$$n=\frac{n_G}{k_o \times k_m}=3.08581 \ \ OK$$

پس مشخصات چرخدنده های طراحی شده به شرح زیر است.

$$m=4.5_{mm}$$

$$a=m=4.5_{mm}$$

$$b=1.25m=5.625_{mm}$$

$$d_P=mN_P=90_{mm} \ , \ d_{OP}=99_{mm}$$

$$d_G=mN_G=337.5_{mm} \ , \ d_{OG}=346.5_{mm}$$

$$F=14 \times m=63_{mm}$$

$$C.D=\frac{d_p+d_G}{2}=213.75_{mm}$$

ب) طراحی چرخدنده هلیکال

$$\phi_n=20^\circ \rightarrow N_P=20 \rightarrow N_G=75$$

با انتخاب $\psi=15^\circ$ داریم:

برای Gear :

$$J_G=0.5425$$

$$S_e=283.988 \ MPa$$

$$T_G=405.844$$

برای Pinion :

$$J_P=0.46$$

$$S_e=313.939 \ MPa$$

$$T_P=108.225 \ N.m$$

فرضیات:

$K_V - 0.85$, I=0.2 , X=10

K_O=1.25 , K_m=1.5 $\Rightarrow$ n_G=K_O.K_m.n=5.625

مدول خمشی Gear :

$m_n^3 = 43.373 \rightarrow m_n = 3.5135_{mm}$

مدول خمشی Pinion :

$m_n^3 = 46.2717 \rightarrow m_n = 3.59009_{mm}$

برای خستگی سطح Pinion :

$C_P = 191_{MPa^{1/2}}$, $S_e = 1116.8_{MPa}$

$C_T = C_L = C_H = 1\ C_R = 0.8$, $S_{es} = 1396_{MPa}$

$m^3 = 31.2719 \rightarrow m = 3.15054_{mm}$

بنابراین خستگی خمشی Pinion بحرانی می باشد.

انتخاب مدول استاندارد:

$m = 3.5_{mm}$

$d_P = \frac{m_n.N_P}{\cos\psi} = 72.4693_{mm}$

$V = \frac{\pi d_P.n_i}{60} = 5.69173_{m/s} \rightarrow K_V = \sqrt{\frac{78}{78+\sqrt{200V}}} = 0.835496$

$m_n^3 = \frac{2\times T.n_G.\cos^2\psi\times 10^3}{X.N.K_V.J} \Rightarrow X = 10.9796 \rightarrow X = 11$

$F = m_n \times X = 38.5_{mm}$

$\left.\begin{matrix} X = 11 \\ m_n = 3.5 \end{matrix}\right\} \rightarrow m_n^3 = \frac{2\times T.n_G.\cos^2\psi\times 10^3}{X.N.K_V.J} \rightarrow n_G = 5.63546$

$n = \frac{n_G}{C_O.C_m} \rightarrow n = 3.00558 \quad OK$

پس مشخصات چرخدنده های طراحی شده به شرح زیر خواهد بود.

$m_n = 3.5_{mm}$, a=m_n = 3.5_{mm} , b=1.25m=4.375_{mm}

$d_P = \frac{m_n.N_P}{\cos\psi} = 72.4693_{mm}$, $d_{OP} = 79.4693_{mm}$

$$d_G - \frac{m_n . N_G}{\cos\psi} - 271.76_{mm} \ , \ \mathrm{d_{OG}} - 278.76_{mm}$$

$$F = m_n \times X = 38.5_{mm} \ , \ C.D = \frac{d_P + d_G}{2} = 172.15_{mm}$$

تمرین فصل ۳: طراحی تسمه و زنجیر

یک دستگاه با موتور دیزل تک سیلندر با قدرت ۲٤ اسب بخار و دور ۷۰۰ rpm به حرکت در می آید. دور در ابتدا توسط تسمه به $\frac{1}{5}$ کاهش یافته و سپس توسط زنجیر با کاهش دور $\frac{2}{7}$ به مصرف کننده منتقل می شود. ضریب اطمینان طرح را ۲ در نظر بگیرید. در ضمن محدودیت بازار ایجاب می نماید که از تسمه با مقطع 22C استفاده گردد.

الف) مشخصه های فنی تسمه یا تسمه های مورد نیاز به همراه پولی آن را محاسبه کنید.

ب) زنجیر و چرخ زنجیر مورد نیاز را محاسبه نمایید.

حل:

الف) طراحی تسمه:

$$22C \ \rightarrow \ d - 224_{mm} \ \rightarrow \ D - 1120_{mm}$$
$$n = 2 \ \rightarrow \ H = 24 \times 746 \times 2 = 35808_W$$

۳ عدد تسمه ی 22C مورد نیاز است.

$$C - 2D - 2240_{mm} \ \rightarrow \ L_p - 6679.68_{mm}$$

طول استاندارد برای تسمه $\rightarrow L_p - 6920_{mm}$ $C - \begin{cases} 42.4773_{mm} \\ 2362.48_{mm} \end{cases}$ OK

پس مشخصات تسمه های V شکل به شرح زیر می باشد:

۳ عدد تسمه V شکل با مقطع 22C

$$L_p = 6920_{mm}$$
$$C = 2362.48_{mm}$$
$$d = 224_{mm}$$
$$D - 1120_{mm}$$

ب) طراحی زنجیر:

$$H = 35808_{w}$$

$$N_1 - 18 \;\rightarrow N_2 - 18 \times \frac{7}{2} - 63$$

برای مصرف آرام در موتور درونسوز با راننده مکانیکی:

$$K_s = 1.2$$

برای ۱۸ دندانه

$$K_1 = 1.05$$

برای دو ردیف دندانه

$$K_2 = 1.7$$

$$H_r = \frac{H \times K_s}{K_1 \times K_2} = 24.0726_{kw}$$

با توجه به جدول از دو ردیف زنجیر ISO A140 با گام بزرگ استفاده می شود.

$$ISO\ A140 \rightarrow P - 44.45 \rightarrow d - \frac{P}{\sin(\frac{180}{N_1})} - 225.977_{mm}$$

$$D - \frac{P}{\sin(\frac{180}{N_2})} - 891.749_{mm}$$

$$30p \le C \le 50P \;\rightarrow 1333.5 \le C \le 2222.5$$

فرض :

$$\Rightarrow\ C = 1500_{mm}$$

$$L_p = \frac{L}{P} = 109.512 \Rightarrow \frac{L}{P} = 110 \Rightarrow C = \begin{cases} 33.5339 \\ 1511.1 \quad \text{OK} \end{cases}$$

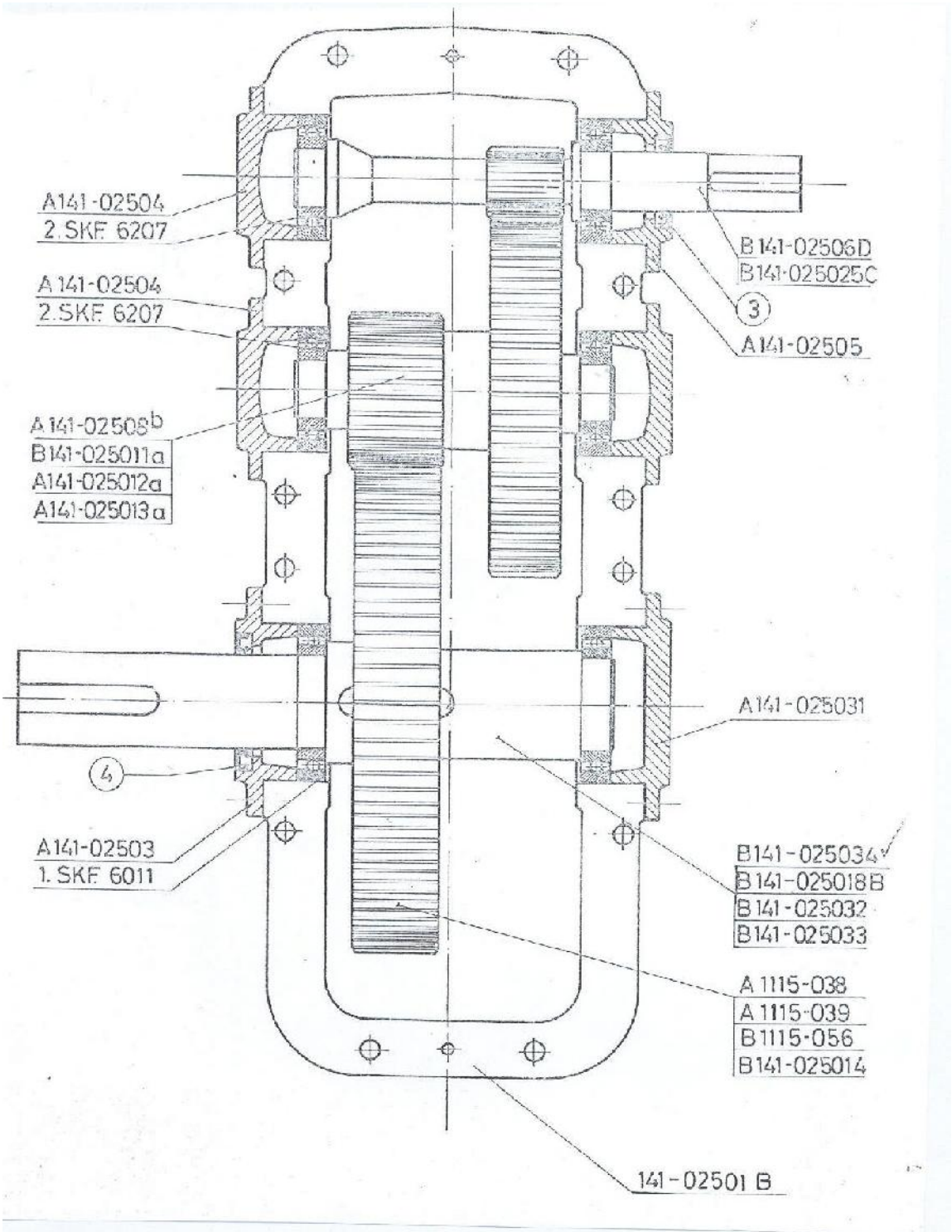
پس مشخصات زنجیرها به شرح زیر است:

زنجیر دو ردیفه با گام بزرگ ISO A140

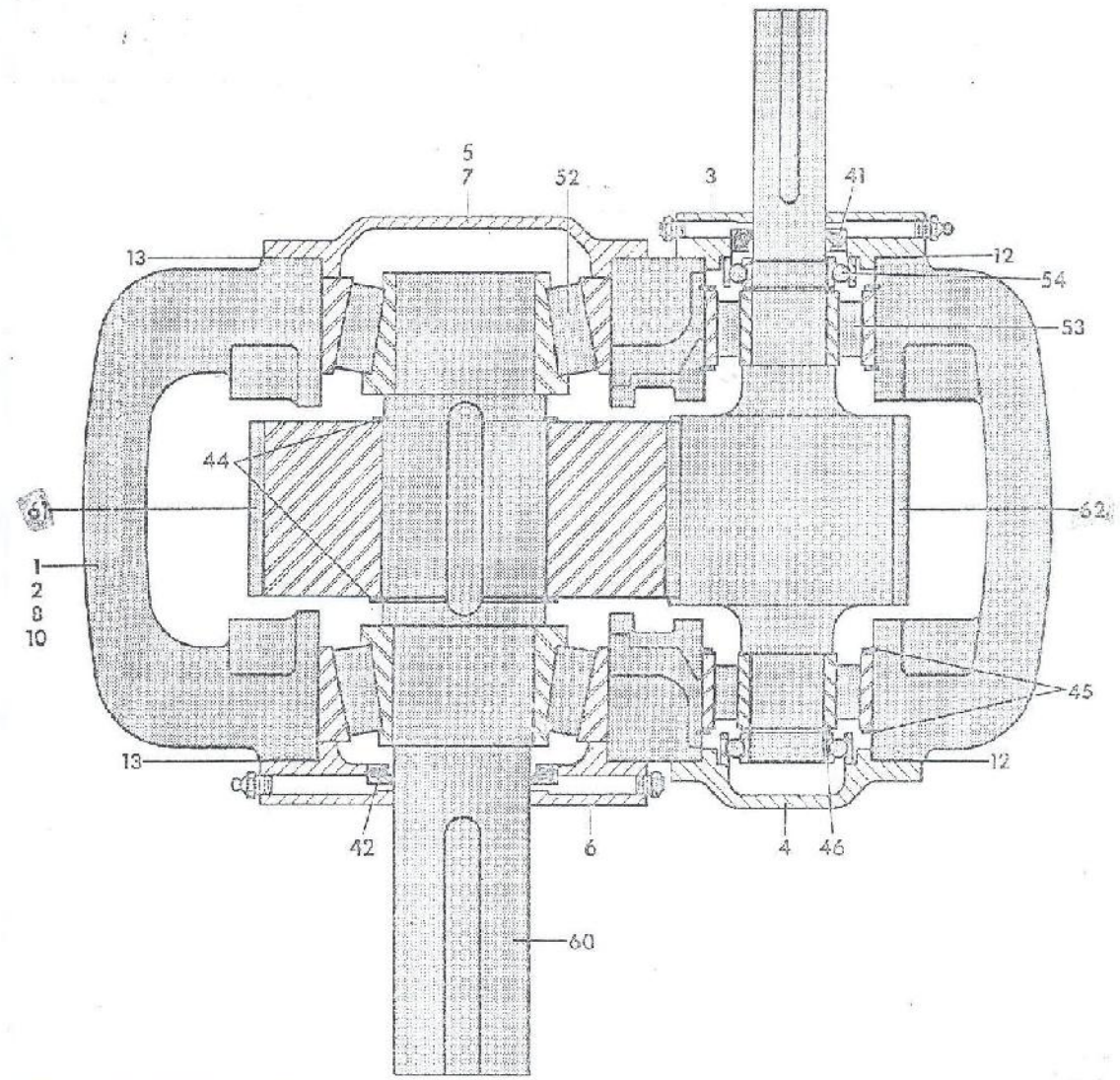
$$N_1 = 18\ ,\ N_2 = 63\ ,\ d = 225.977_{mm}\ ,\ D = 891.749_{mm}$$

$$\frac{L}{P} - 110\ ,\ C - 1511.1_{mm}$$

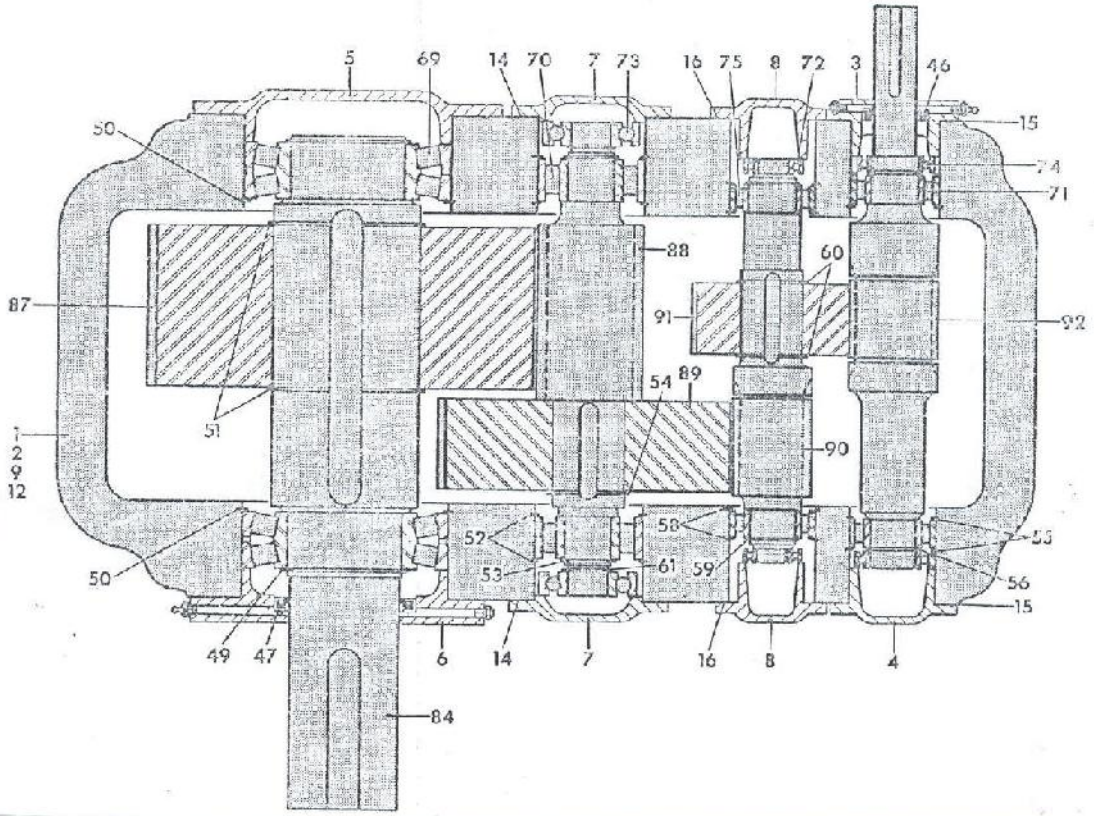
ضمیمه ٤- نمونه هایی از جعبه دنده



نمای برش یک جعبه دنده دو محوره با چرخ دنده‌های ساده



نمای برش یک جعبه دنده دو محوره با چرخ دنده‌های مارپیچ



نمای برش یک جعبه دنده سه محوره با چرخ دنده‌های مارپیچ