



پروژه طراحی جعبه دندہ

طراحی اجزاء ۲

استاد درس: دکتر محمد دورعلی

اعضای گروه :

محمد جواد شمس الدین سعید 99106266

عرفان رادفر 99109603

زمستان 1401

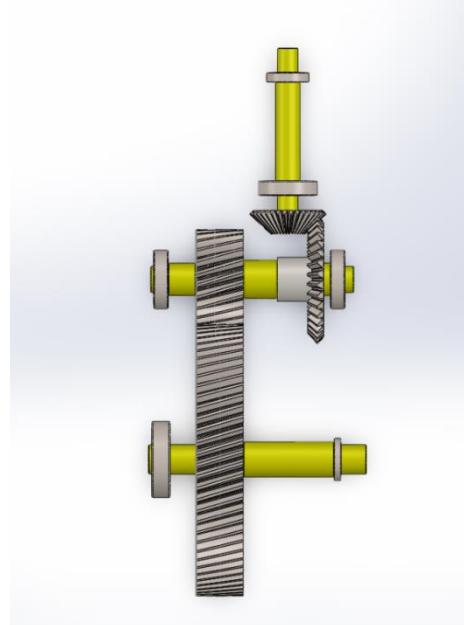
## فهرست

مسئله.....	2
مقدمه.....	3
طراحی چرخدنده های مخروطی.....	4
طراحی چرخدنده های ساده.....	11
طراحی چرخدنده های هلیکال.....	14
طراحی شفت ها.....	18
روش ساخت و تثبیت ها.....	28
انتخاب بیرینگ ها.....	29
برآورد قیمت ها.....	43
نقشه های اجرایی.....	44

پروژه اول که برای انتخاب بلبرینگ ها استفاده شد معماری کلی گیربکس ما را با یک ورودی و دو خروجی مقابله هم تعریف میکند. نسبت تبدیل دو چرخدنده اول که مخروطی ساده قرار است باشند 1:2 و نسبت تبدیل مرحله دوم 1:3 و نسبت تبدیل کلی 1:6 با 5٪ ترانس خواسته شده. برای مرحله دوم اختیار عمل برای انتخاب چرخدنده های ساده و هلیکال دارید. البته این تصمیمی است که باید با توجه به هزینه ساخت از نظر مواد و تراش و ابعاد پوسته و بلبرینگها بگیرید. فرضیات کاربری گیربکس مانند پروژه های قبل و انتقال قدرت مانند پروژه دوم میباشد. گروهها حد اکثر دو نفره و انجام کلیه فرضیات و انتخاب مواد و ضرایب اطمینان بعده خودتان است.

مطلوب پروژه طراحی چرخدنده ها، انتخاب مواد و عملیات سختکاری لازم، طراحی شافتها، انتخاب بلبرینگها با توجه به بارگذاری های جدید، طراحی پوسته و ارائه دفترچه ساخت گیربکس شامل کلیه اجزاء و قطعات بدنه و تشریح روش ساخت آنها. نقشه های مونتاژی و انفجاری و لیست قطعات و مواد و هزینه تمام شده یک دستگاه از این گیربکس در بازار امروز میباشد.

موتور متصل به شافت چرخدنده مخروطی، توان 11Kw را با دور 650 rpm به عنوان ورودی به گیربکس می دهد. همچنین حداقل عمر مورد انتظار برای گیربکس و قطعات استفاده شده در آن 10 سال و یک شیفت کاری در ایران میباشد.



در این پژوهه هدف طراحی گیربکسی است که با استفاده از چرخدنده مخروطی و جهت گشتاور متور قفس سنجابی را تغییر داده و همچنین با نسبت 1:2 گشتاور را افزایش دهد. سپس با چرخدنده ساده یا هلیکال (در این مسئله به دلایلی که ذکر خواهد شد هلیکال انتخاب شد) و نسبت تبدیل 1:3 گشتاور نهایی را 6 برابر و سرعت را  $\frac{1}{6}$  می کنیم.

قرار است از این گیربکس در صنعت و ماشین معدن استفاده شود برای همین باید شوک و نوسانات متوسط حاصل از خشونت بار در محیط کار جعبه دنده را در نظر گرفت. همچنین باید احتمال اینکه کاربر استفاده بیش از لود مقرر شده را از گیربکس بکند را در نظر بگیریم.

همچنین بارهای واردہ بر اجزای گیربکس توسط تسمه و زنجیر را نیز در نظر می گیریم زیرا کارکرد پولی در ضرب بخشونت بیرینگ‌های گیربکس و نوسانات سرعت زنجیر در خستگی شفت بسیار موثرند.

ابتدا بر اساس شرایط نیرویی و تورک‌ها تایپ چرخدنده‌ها را بدست می‌اوریم سپس نیروهای و ممان‌های شفت‌ها را بدست اورد و شفت‌ها را طراحی می‌کنیم. سپس بیرینگ‌ها را انتخاب کرده و در نهایت آرایش شفت‌ها و قطعات و شکل هوسینگ را بدست می‌اوریم.

## طراحی چرخدنده های مخروطی

از پروژه دوم می دانیم که موتور مورد استفاده در ماشین موتور آسنکرون قفس سنجابی  $11 \text{ kw}$  و دور  $1440 \text{ rpm}$  است که با تسمه و پولی به شفت ورودی گیربکس با دور  $650 \text{ rpm}$  در ارتباط است . پس ورودی چرخدنده مخروطی اول و نسبت تبدیل دو چرخدنده به صورت زیر است :

$$P = 11 \text{ kw} , \quad \omega = 650 \text{ rpm} , \quad m_G = 2$$

$$\sigma = \frac{w'_t}{k_v F m J} , \quad w'_t = \frac{2T}{N_p m} , \quad F = xm , \quad \sigma = \sigma_{all} = \frac{s_e}{F S_G}$$

$$\sigma = \sqrt[3]{\frac{2T(FS)_G}{x N_p J K_v \sigma_{all}}}$$

داریم :

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{11 * 10^3}{650 * 2\pi/60} = 162 \text{ Nm}$$

$$x = 10 \quad \text{اولیه فرض} , \quad N_p = 14 \Rightarrow N_G = 28$$

فرض تعداد دندانه های اولیه را  $14$  گرفتیم تا تعداد دندانه های چرخدنده دوم از حداقل مجاز کمتر نشود . بنا به جدول زیر :

**Minimum number of teeth**

Pinion	16	15	14	13
Gear	16	17	20	30

حال برای  $N_p$  و  $N_G$  بدست امده از جدول صفحه بعد مقدار  $k_v$  بدست می آوریم که برابر است با  $0.21$

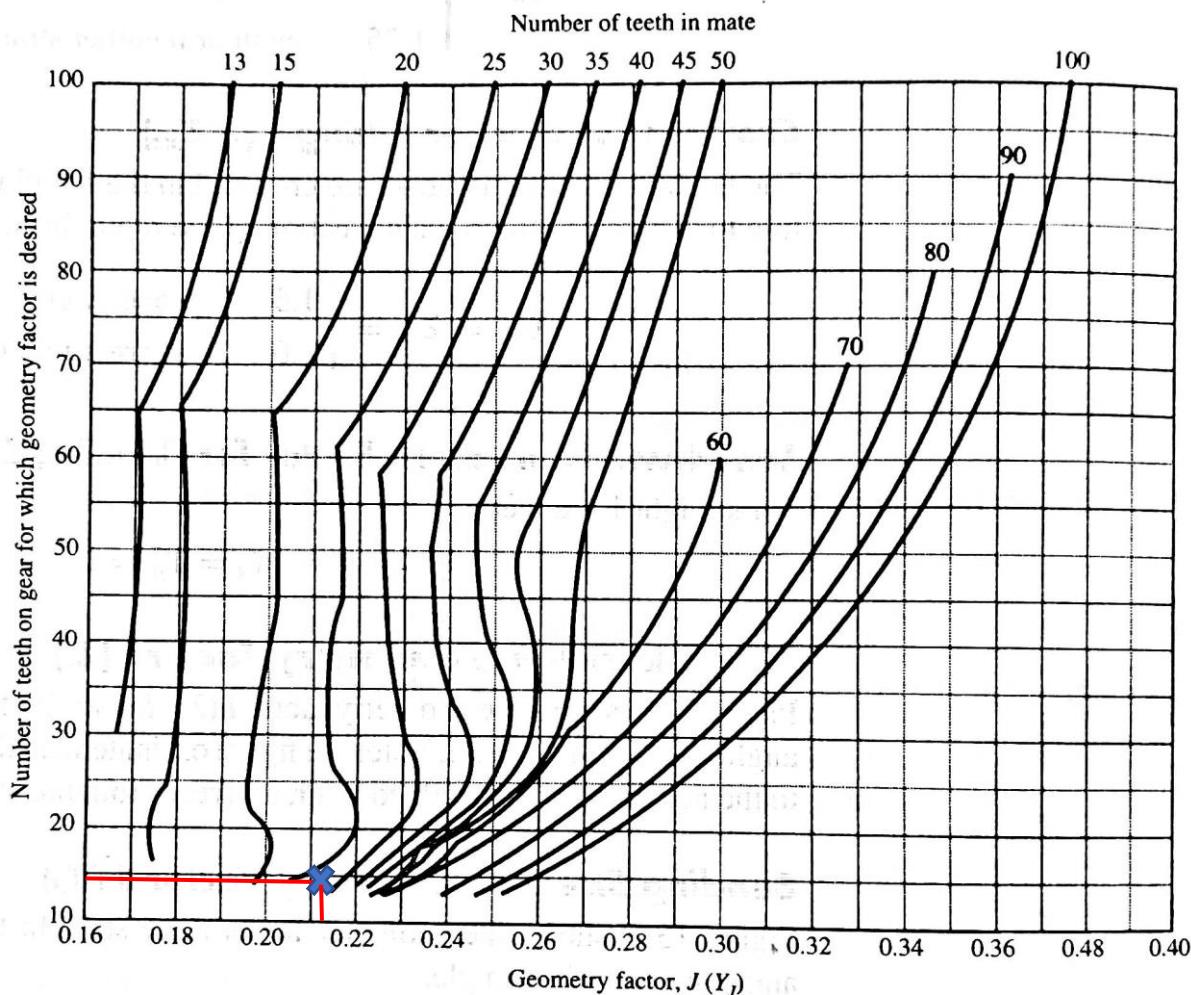
برای ضریب سرعت یک فرض اولیه مناسب نیاز داریم . برای حدس اولیه سرعت از قطر های داده شده در پروژه اول استفاده می کنیم :

$$v = r_p \omega_p = \frac{100}{2} * 10^{-3} * 650 * 2\pi/60 = 3.4 \text{ m/s}$$

پس به عنوان حدس اولیه می گیریم  $v = 3.4 \text{ m/s}$  پس می شود :

$$k_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200v}}} = 0.86 , \quad FS = 2$$

فرض



مقادیر  $k_m$  و  $K_m$  نیز بصورت زیرند:

Character of Prime Mover	Character of Load on Driven Machine			
	Uniform	Light Shock	Medium Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75 or higher
Light shock	1.10	1.35	1.60	1.85 or higher
Medium shock	1.25	1.50	1.75	2.00 or higher
Heavy shock	1.50	1.75	2.00	2.25 or higher

و  $k_m$  برای حالت یک چرخ دنده خارج بیرینگ و دیگری داخل برابر 1.1 است.

$$(FS)_G = FS \cdot k_m \cdot k_0 = 3.3$$

جنس دنده را فولاد AISI 8620 می‌گیریم که برای ان داریم  $S_u = 903$  و  $HB = 277$ . ضرایب تصحیح استحکام حد دوام و جداول آنها :

$$k_a = 0.68, \quad m = 5 \quad \text{فرض} \Rightarrow k_b = 0.93, \quad k_c = k_d = 1$$

فرض ضریب اطمینان 90 درصد ضریب قابلیت اطمینان بدست می‌آید 0.897 و ضریب سایر اثرات از انجا که چرخدنده‌ها رانده و رانده شده‌اند (یعنی دنده واسطه نداریم) می‌گیریم 1.4 پس استحکام حد دوام برابر است با :

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot K_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f = 0.5 * 903 * 0.68 * 0 * 91 * 0.877 * 1.4 = 351 \text{ Mpa}$$

و با جاگذاری بدست می‌آید  $m = 4.9$  که می‌گیریم  $m=5$  و چون با فرض مدولی که گرفتیم تطابق دارد همان را می‌گیریم به عنوان مدول بدست آمده از استحکام خمشی . جداول استفاده شده :

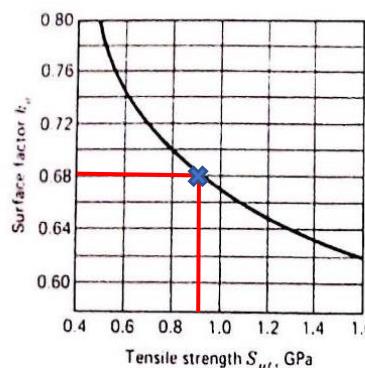


FIGURE 13-25 Surface-finish factors  $k_a$  for cut, shaved, and ground gear teeth.

Table 13-7 SIZE FACTORS FOR SPUR-GEAR TEETH (Preferred modules in bold face)

Module $m$	Factor $k_a$	Module $m$	Factor $k_b$
1 to 2	1.000	11	0.843
2.25	0.984	12	0.836
<b>2.5</b>	0.974	14	0.824
2.75	0.965	<b>16</b>	0.813
<b>3</b>	0.956	18	0.804
3.5	0.942	<b>20</b>	0.796
<b>4</b>	0.930	22	0.788
4.5	0.920	25	0.779
<b>5</b>	0.910	28	0.770
5.5	0.902	<b>32</b>	0.760
<b>6</b>	0.894	36	0.752
7	0.881	<b>40</b>	0.744
<b>8</b>	0.870	45	0.736
9	0.860	50	0.728
<b>10</b>	0.851		



برای محاسبات سختی :

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{w'_t}{C_v F d_p I}} , \quad w'_t = \frac{2T}{N_p m} , \quad \sigma_H = \frac{s_{es}}{(F_S)_G}$$

تماس استیل با استیل است پس بنا به جدول زیر می گیریم  $C_p = 191$  و بقیه فرض ها مشابه قسمت قبل اند . برای محاسبه استحکام خستگی سطحی :

$$S'_{es} = 2.76HB - 70 = 695$$

ضرایب تصحیح : ضریب عمر  $C_L$  چون عمر 10 سال و یک شیفت کاری در نظر گرفته ایم داریم :

$$L = 10 * 250 * 8 * 60 * \frac{650}{10^6} = 780 Mrev > 10^8 \Rightarrow C_L = 1$$

از نمودار زیر برای ضریب  $C_H$  داریم تقریبا 1 است . ضریب دما نیز 1 است چون در دمای کمتر از 120 درجه کار می کنیم . و با فرض ضریب اطمینان 90 درصد که گرفته بودیم داریم  $C_R = 0.8$  پس :

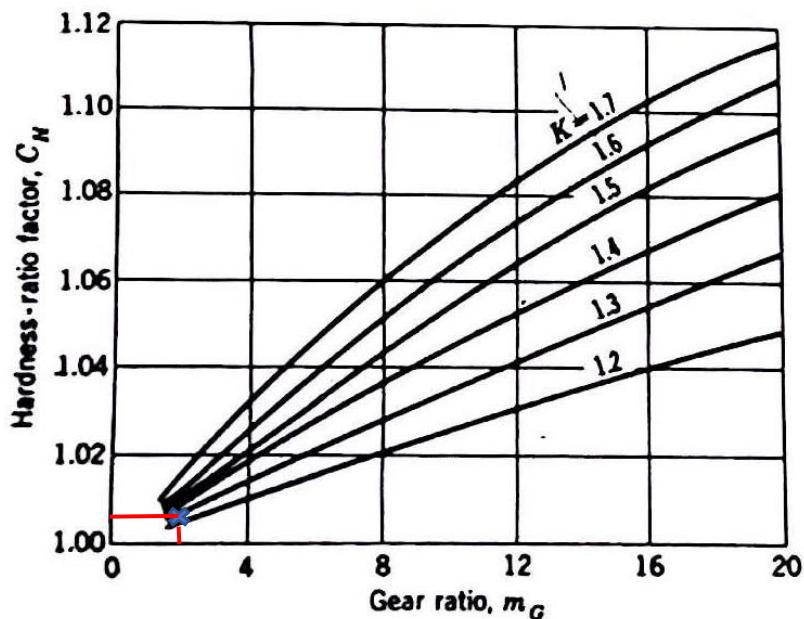
$$s_{es} = s'_{es} \frac{C_L C_H}{C_T C_R} = 869 MPa$$

و ضریب از جدول زیر بدست می آید 0.067 . جداول بکار رفته :

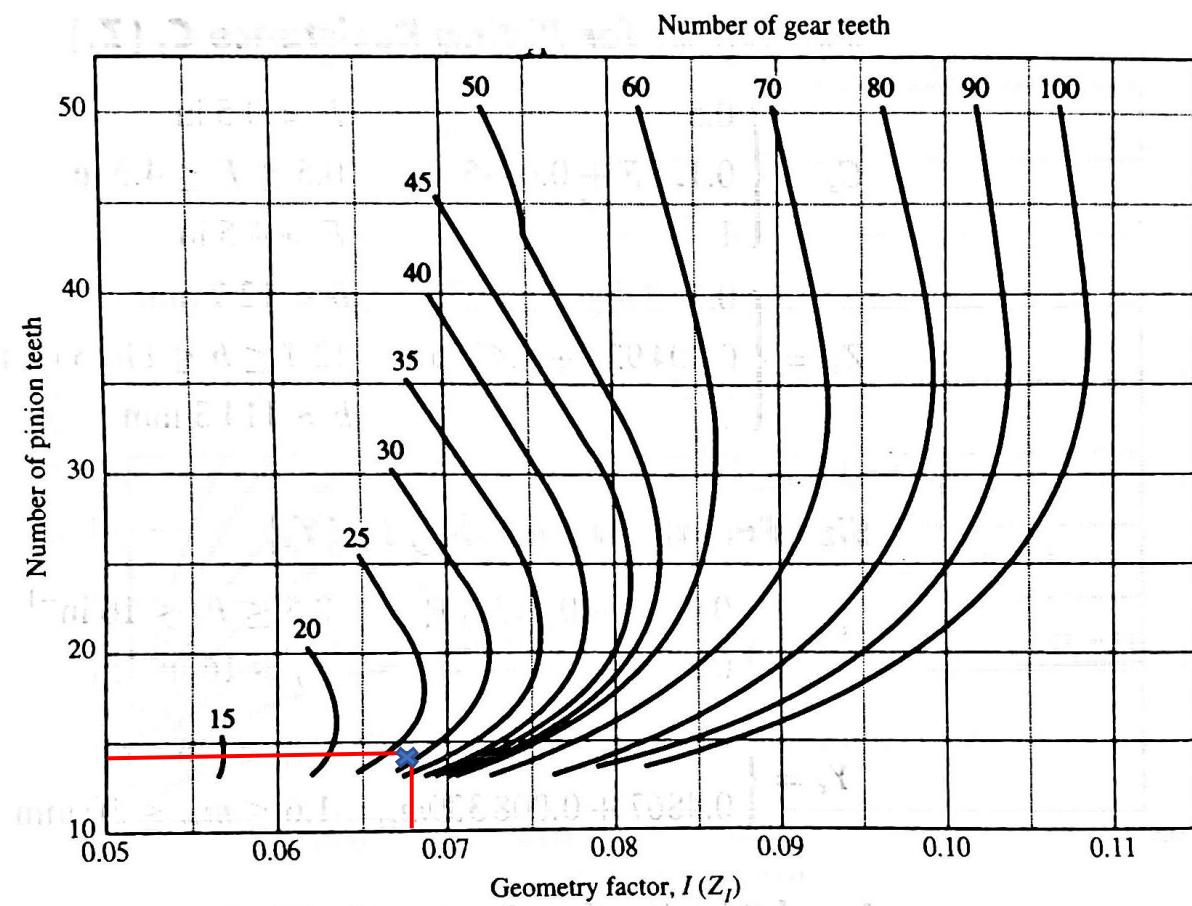
**Table 13-11 VALUES OF THE ELASTIC COEFFICIENT  $C_p$  FOR SPUR AND HELICAL GEARS WITH NONLOCALIZED CONTACT AND FOR  $v = 0.30$**   
The units of  $C_p$  are  $(MPa)^{1/2}$ .

Pinion	Modulus of elasticity $E$ , GPa	Gear					
		Steel	Malleable iron	Nodular iron	Cast iron	Aluminum bronze	Tin bronze
Steel	200	191	181	179	174	162	158
Mall. iron	170	181	174	172	168	158	154
Nod. iron	170	179	172	170	166	156	152
Cast iron	150	174	168	166	163	154	149
Al. bronze	120	162	158	156	154	145	141
Tin bronze	110	158	154	152	149	141	137

Source: AGMA 218.91.



**FIGURE 14-9** Hardness-ratio factor  $C_H$  for helical gears. The factor  $K$  is the Brinell hardness of the pinion divided by the Brinell hardness of the gear. Use  $C_H = 1.00$  when  $K < 1.2$ . (AGMA Information Sheet 215.01.)



جاگذاری در رابطه مدول ساده شده از روابط کلی :

$$m = \sqrt[3]{\left(\frac{C_p}{S_{es}}\right)^2 \cdot \frac{2T(FS)G}{xN_p^2 IC_v}} \quad m = 7.7 \Rightarrow m = 8$$

مدول اختلاف زیادی با مدول بدست آمده از استحکام خمشی دارد پس تا 350 برینل سخت کاری سطحی انجام می دهیم . با محاسبه مجدد مدول :

$$s'_{es} = 896 \Rightarrow s_{es} = 1120 \quad \text{و} \quad m = 6.5$$

از میان این دو مدول بدست آمده مدول بزرگتر را انتخاب می کنیم یعنی می گیریم

بررسی ضخامت دنده

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{N_p}{NG} = 0.5 \Rightarrow \gamma = 27^0 \quad , \quad A_0 = \frac{dp}{2^{\sin \gamma}} = 101.6 \quad , \quad \frac{A_0}{3} = 33.9$$

$$10m = 10 * 6.5 = 65 \text{ mm} \quad , \quad \frac{A_0}{3} = 33.9 \quad \Rightarrow \quad 33.9 < 65$$

پس باید مقدار کمتر را بگیریم یعنی  $F = 33.9 \text{ mm}$  پس محاسبات مدول را با  $F$  جدید مجدد انجام می دهیم .

$$\sigma_H^2 = C_p^2 \left( \frac{2T}{N_p m F N_p m I} \right) \Rightarrow F N_p^2 m^2 I = \left( \frac{C_p}{S_{es}} \right)^2 2T \Rightarrow m = \frac{C_p}{S_{es} N_p} \sqrt{\frac{2T(FS)G}{FIC_v}}$$

جاگذاری در رابطه جدید بدست آمده :

$$m = 8 \cdot 96 \Rightarrow m = 9$$

با مدول جدید بدست آمده مجدد قطر گام را حساب کرده و برای آن مجدد  $A0$  را محاسبه کرده و  $F$  جدید را محاسبه می کنیم و برای آن مدول را لدست می اوریم و این کار را اینقدر تکرار می کنیم تا مقادیر مدول فرضی و بدست آمده همگرا شوند . این مقدار برابر است با :

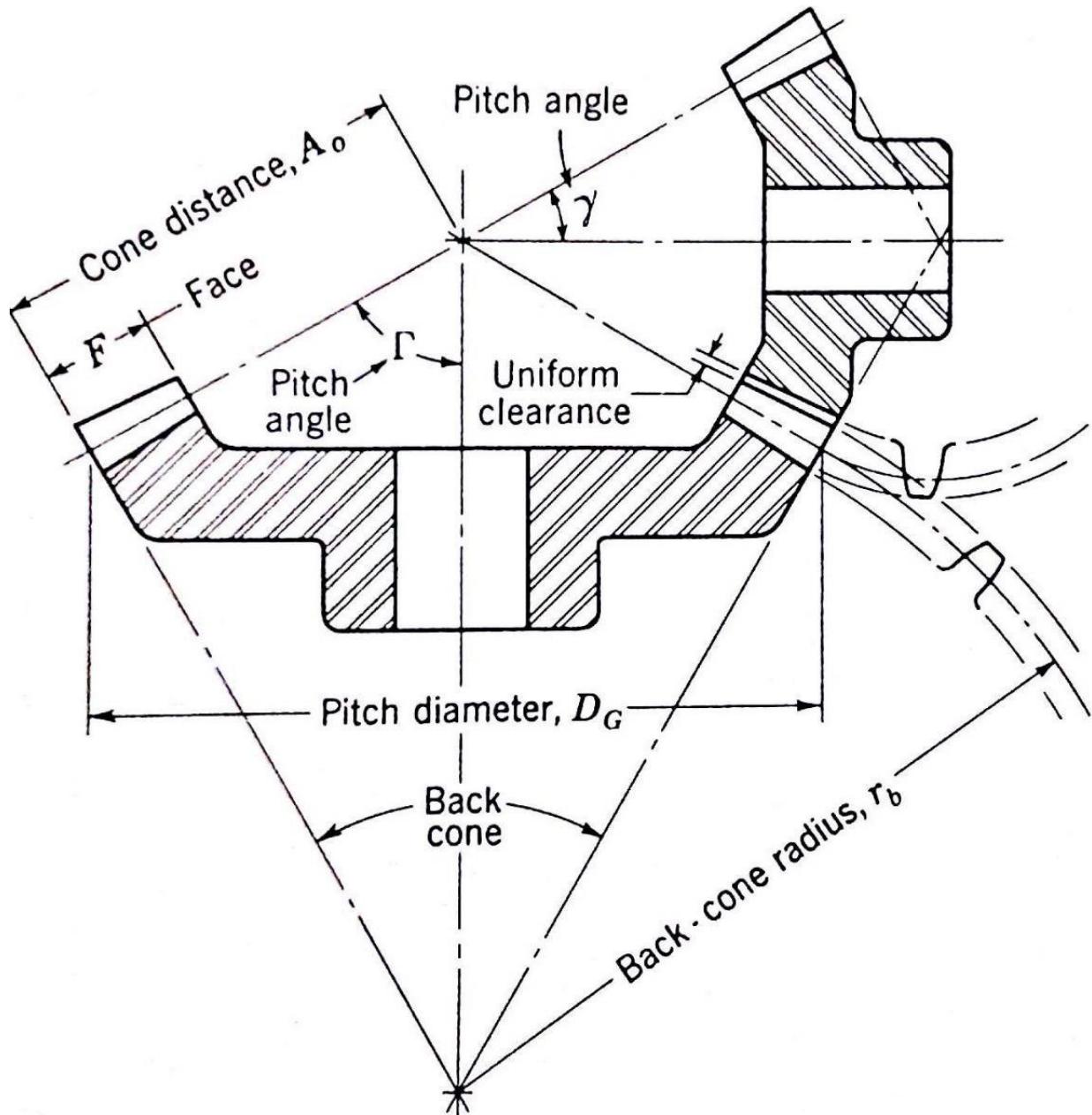
$$m = 8 \Rightarrow \frac{A_0}{3} = 41.7 \Rightarrow m = 8$$

و مدول بیشتر است پس همین را می گیریم .

همچنین به ما در نسبت تبدیل به اندازه 5 درصد از ادی عمل داده شده است . پس برای جلوگیری از پدیده شکارچی تعداد دندانه های دنده دوم را به جای 28 برابر با 27 می گیریم . پس نتیجه نهایی برآورده است با :

$$m = 8 \text{ mm} , \quad N_p = 14 , \quad N_G = 27 , \quad F = 42 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow d_p = mN_p = 112 \text{ mm} , \quad d_G = mN_G = 216 \text{ mm}$$



## طراحی چرخدنده های ساده

پس از طراحی چرخدنده های مخروطی به سراغ چرخدنده های ساده روی شفت های دوم و سوم می رویم.

دو انتخاب برای این چرخدنده ها داریم یکی ساده و دیگری هلیکال. ابتدا راه حل ساده را امتحان کرده و دندنه ها را می یابیم:

ورودی های چرخدنده سوم روی شفت دوم به قرار زیر است:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{dp_2}{dp_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{27}{14} \Rightarrow T_2 = 162 * \frac{27}{14} = 312.4 Nm$$

$$\omega_2 = 650 * \frac{14}{27} = 337 Rpm$$

و نسبت تبدیل دو چرخدنده 1 به 3 است پس  $m_G = 3$ . بنا به رابطه دور علی یک داریم:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T(FS)_G}{xNjk_vS_e}}$$

با همان فرض ضریب اطمینان 2 قبلی مقادیر  $K_m$  و  $K_o$  را مجدداً از جداول زیر به دست می آوریم:

**Table 13-9 OVERLOAD CORRECTION FACTOR  $K_o$ .**

Source of power	Drive machinery		
	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75
Light shock	1.25	1.50	2.00
Medium shock	1.50	1.75	2.25

Source: Darle W. Dudley (ed.), *Gear Handbook*, McGraw-Hill, New York, 1962, p. 13-20.

**Table 13-10 LOAD-DISTRIBUTION FACTOR  $K_m$  FOR SPUR GEARS**

Characteristics of support	Face width, mm			
	0 to 50	150	225	400 up
→ Accurate mountings, small bearing clearances, minimum deflection, precision gears	1.3	1.4	1.5	1.8
→ Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.6	1.7	1.8	2.2
Accuracy and mounting such that less than full-face contact exists			Over 2.2	

\* Source: Darle W. Dudley (ed.), *Gear Handbook*, McGraw-Hill, New York, 1962, p. 13-21.

$$\Rightarrow k_m = 1.45, \quad k_0 = 1.25 \Rightarrow (Fs)_G = 2 * 1.25 * 1.45 = 3.6$$

با فرض 18 دنده برای چرخدنده 3 با توجه به نسبت تبدیل 3 تعداد دنده های چرخدنده 4 برابر با 54 خواهد بود و با قرار دادن این

دنده ها در جدول ضریب هندسی در زیر خواهیم داشت  $J = 0.345$

**Table 13-4 AGMA GEOMETRY FACTOR  $J$  FOR TEETH HAVING  $\phi = 20^\circ$ ,  $a = 1m$ ,  $b = 1.25m$ , AND  $r_f = 0.300m$**

Number of teeth	Number of teeth in mating gear							
	1	17	25	35	50	85	300	1000
18	0.244 86	0.324 04	0.332 14	0.338 40	0.344 04	0.350 50	0.355 94	0.361 12
19	0.247 94	0.330 29	0.338 78	0.345 37	0.351 34	0.358 22	0.364 05	0.369 63
20	0.250 72	0.336 00	0.344 85	0.351 76	0.358 04	0.365 32	0.371 51	0.377 49
21	0.253 23	0.341 24	0.350 44	0.357 64	0.364 22	0.371 86	0.378 41	0.384 75
22	0.255 52	0.346 07	0.355 59	0.363 06	0.369 92	0.377 92	0.384 79	0.391 48
24	0.259 51	0.354 68	0.364 77	0.372 75	0.380 12	0.388 77	0.396 26	0.403 60
26	0.262 89	0.362 11	0.372 72	0.381 15	0.388 97	0.398 21	0.406 25	0.414 18
28	0.265 80	0.368 60	0.379 67	0.388 51	0.396 73	0.406 50	0.415 04	0.423 51
30	0.268 31	0.374 62	0.385 80	0.395 00	0.403 59	0.413 83	0.422 83	0.431 79
34	0.272 47	0.383 94	0.396 71	0.405 94	0.415 17	0.426 24	0.436 04	0.445 86
38	0.275 75	0.391 70	0.404 46	0.414 80	0.424 56	0.436 33	0.446 80	0.457 35
45	0.280 13	0.402 23	0.415 79	0.426 85	0.437 35	0.450 10	0.461 32	0.473 10
50	0.282 52	0.408 08	0.422 08	0.435 55	0.444 48	0.457 78	0.469 75	0.481 93
60	0.286 13	0.417 02	0.431 73	0.443 83	0.455 42	0.469 60	0.482 43	0.495 57
75	0.289 79	0.426 20	0.441 63	0.454 40	0.466 68	0.481 79	0.495 54	0.509 70
100	0.293 53	0.435 61	0.451 80	0.465 27	0.478 27	0.494 37	0.509 09	0.524 35
150	0.297 38	0.445 30	0.462 26	0.476 45	0.490 23	0.507 36	0.523 12	0.539 54
300	0.301 41	0.455 26	0.473 04	0.487 98	0.502 56	0.520 78	0.537 65	0.555 33
Rack	0.305 71	0.465 54	0.484 15	0.499 88	0.515 29	0.534 67	0.552 72	0.571 73

همان فرضیات ضریب اطمینان پذیری و مدول را برای ضرایب تصحیح استحکام حد دوام بکار می بردیم پس  $S_e = 351 \text{ Mpa}$

فرض ضریب سرعت مجددا با فرض قطر پروژه یک داریم :

$$v = r\omega = \frac{150}{2} * l_0^{-3} * 337 * 2\pi / 60 = 2.5 \text{ m/s} \Rightarrow k_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200v}} = 0.69$$

و فرض اولیه  $x = 10$  با جاگذاری در رابطه مدول خواهیم داشت :

$$m = 5.3 \Rightarrow m = 5.5$$

حال پارامتر ها را با نتیجه مدول جدید مجددا محاسبه می کنیم تا مدول چک شود :

$$m = 5.5 \Rightarrow k_b = 0.902 \Rightarrow r_p = \frac{1}{2} N_p m = 49.5 \Rightarrow v = r\omega = 1.75 \Rightarrow k_v = 0.73 \\ \Rightarrow m = 5.5$$

پس مدول خمشی همان  $m = 5.5$  است . حال مدول سطحی را محاسبه می کنیم :

$$m = \sqrt[3]{\left(\frac{Cp}{S_{es}}\right)^2 \cdot \frac{2T(FS)_G}{xN_p^2Ik_0}}$$

$$C_p = 191 , T = 312.4 \text{ Nm} , FS_G = 3.6 , x = 10 , N_p = 18 , K_v = 0.73$$

برای ضریب / داریم :

$$m_G = 3 , \phi = 20^\circ \Rightarrow I = \frac{1}{2} \sin \phi \cos \phi \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = 0.12$$

این بار از قبل سخت کاری تا 350 برینل انجام می دهیم پس استحکام خستگس سطحی آن برابر است با  $S_{es} = 1120$

$$\text{با جاگذاری این مقادیر در رابطه دور علی دو بدست می اید } m = 6.5$$

در نتیجه با انتخاب مدول بزرگتر خواهیم داشت  $m = 6.5$

در نهایت تداخل و نسبت تماس را چک می کنیم :

$$\sqrt{(r_p + a)^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{(r_G + a)^2 - r_{bG}^2} - (r_p + r_G) \sin \phi = 31.4$$

که در آن  $r_b = r \cos \phi$  و با فرض دندنه تمام قد داریم  $a = m$  قرار داده ایم . از طرفی :

$$p = \pi m = 20.42 \Rightarrow p_b = P \cos \phi = 19.2 \Rightarrow m_c = \frac{L_{ab}}{P_b} = \frac{31.4}{19.2} = 1.64$$

که از 1.2 بیشتر است و خوب است . پس می گیریم :

$$m = 6.5 \text{ mm} , N_p = 18 , N_G = 55 , F = 10m = 65 \text{ mm}$$

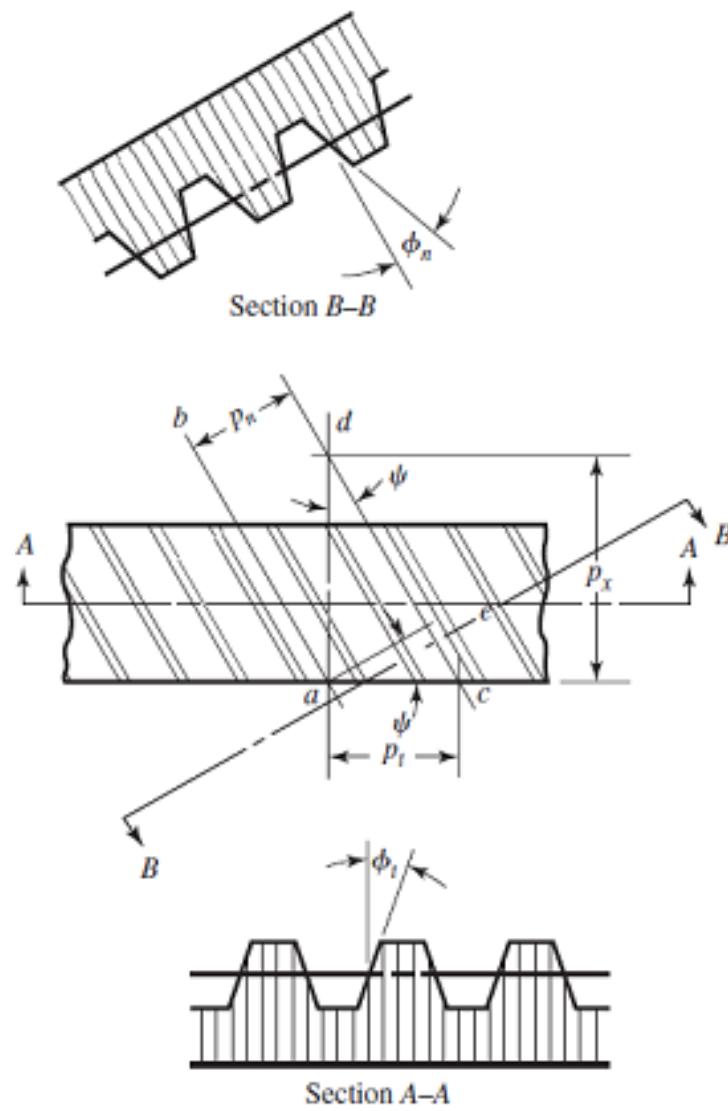
$$\Rightarrow d_p = 117 \text{ mm} , d_G = 351 \text{ mm}$$

دندانه های 55 برای چرخدنده 4 برابر 55 انتخاب شد تا شکارچی رخ ندهد . و همچنین نسبت تبدیل نهایی برابر با 5.89 می شود که خطای آن با 6 برابر با 1.83 درصد است که از 5 درصد کمتر است و خوب است . حال به محاسبه راه حل هلیکال می پردازیم :

## طراحی چرخدنده های هلیکال

چرخدنده مخروطی روی شفت دوم نیروی محوری روی شفت به سمت راست وارد می کند . برای خنثی کردن و کاهش دادن نیرو محوری شفت و به تبع آن نیروی محوری روی بیرینگ دنده هلیکال را طوری روی شفت قرار می دهیم که نیروی محوری به سمت چپ به شفت وارد کند پس روی شفت دوم دنده هلیکال چپ دست قرار می دهیم و به تبع آن دنده راست دست روی شفت سوم با زاویه هلیکس های برابر ولی خلاف جهت هم .

فرضیات ضریب اطمینان و زاویه فشار ( نرمال ) و دنده های پیونیون ( 18 ) مانند قبل است . زاویه هلیکس را فرض اولیه 15 درجه قرار می دهیم . با همان فرض دنده ساده که برای سرعت کردن مجددا فرض می گیریم  $v = 2.5$  پس  $K_v = 0.88$



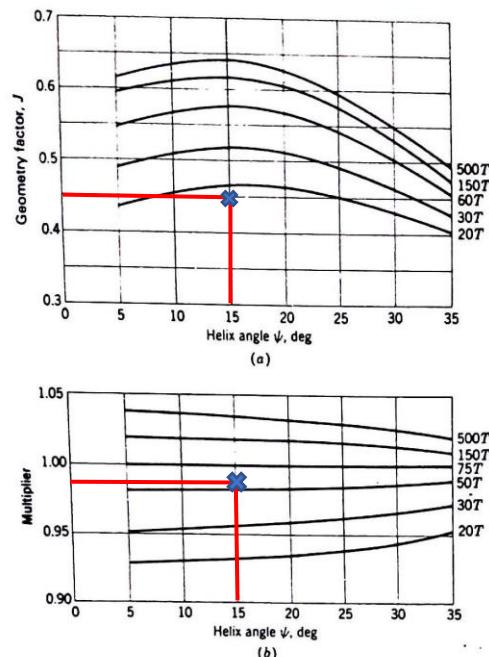
$$(FS)_G = k_0 \cdot k_m \cdot FS = 1.25 * 1.6 * 2 = 4$$

**Table 14-1 LOAD-DISTRIBUTION FACTORS  $C_m$  AND  $K_m$  FOR HELICAL GEARS**

Characteristics of support	Face width, mm			
	0-50	150	225	400 up
Accurate mountings, small bearing clearances, minimum deflection, precision gears	1.2	1.2	1.4	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.5	1.6	1.7	2.0
contact exists				Over 2.0

Source: Darle W. Dudley (ed.), *Gear Handbook*, McGraw-Hill, New York, 1962, p. 13-23.

یافتن ضریب  $J$ :



**FIGURE 14-8** Geometry factors for helical and herringbone gears having a normal pressure angle of  $20^\circ$ . (a) Geometry factors for gears mating with a 75-tooth gear. (b)  $J$ -factor multipliers when tooth numbers other than 75 are used in the mating gear. (AGMA Information Sheet 225.01.)

$$J = 0 \cdot 45 , \quad J_0 = 0.98 \quad => \quad J = 0.45 * 0.98 = 0.44$$

و با فرض همان ضرایب تصحیح برای استحکام تسلیم خمسی یعنی فرض مدول 5 و قرار دادن مقادیر داخل معادله دورعلی 3 خواهیم داشت :

$$m_n = \cos \psi \sqrt[3]{\frac{2T(fs)G}{k_v N x JS_e}} \quad => \quad m = 4.5 \text{ mm}$$

به فرض مدول 5 ما نزدیک است و پارامتر ها را آنچنان تغییر نمی دهد پس برای خمش همین مدول را در نظر می گیریم .

برای استحکام سطحی ابتدا سخت کاری سطح تا 350 بربنل انجام می دهیم . ضرایب مانند قبل است پس  $S_{es} = 1120$

تنها کافیست ضریب I را بدست آوریم :

$$I = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} \quad , \quad \phi_t = 20^0 \quad , \quad m_G = 3 \quad => \quad I = \frac{0.123}{m_N}$$

$$m_N = \frac{P_N}{0.95z} = \frac{P_N \cos \phi_n}{0.95z} = \frac{\pi m_n \cos \phi_n}{0.95z} = \frac{2 \cdot 95 m_n}{0.95z}$$

$$\sqrt{\left(\frac{Np}{2 \cos \psi} + 1\right)^2 - \left(\frac{N_p \cos \phi_t}{2 \cos \psi}\right)^2} = 6.03 \quad \sqrt{\left(\frac{N_G}{2 \cos \psi} + 1\right)^2 - \left(\frac{N_G \cos \phi_t}{2 \cos \psi}\right)^2} = 12.35$$

$$\frac{N_p + N_G}{2 \cos \psi} \sin \phi_t = 13.04 \quad => \quad z = m_n(6.03 + 12.35 - 13.04) = 5.34 m_n$$

$$=> \quad m_N = \frac{2.95 m_n}{0.95 * 5.34 m_n} = 0.58 \quad => \quad I = \frac{0.123}{0.58} = 0.21$$

با قرار دادن در رابطه دورعلی 4 خواهیم داشت :

$$m_n = \cos \psi \sqrt[3]{\frac{2T(fs)}{x k_v N^2 I} \left(\frac{Cp}{S_{es}}\right)^2} \quad => \quad m_n = 5 \text{ mm}$$

با فرض اولیه صادق است و مقدار مDOB بیشتر نیز هست پس همین مقدار را قرار می دهیم  $m = 5$

نتایج نهایی :

$$m = 5 , \quad N_p = 18 , \quad N_G = 55 , \quad F = 10m = \frac{10m_n}{\cos \psi} = 51.8 \text{ mm}$$

$$d_p = \frac{N_p m_n}{\cos \psi} = 93.2 \text{ mm} , \quad d_G = dp * \frac{N_G}{N_p} = 284.8 \text{ mm}$$

دندانه های gear 55 تا گرفته شد تا از پدیده شکارچی جلوگیری شود . نسبت تماس نیز همان 5.89 قبلی است و 1.82 درصد خطأ دارد .

### تصمیم گیری روی نوع چرخدنده

دندنه های هلیکال دارای قطر کمتر نسبت به دندنه های ساده هستند پس فضای کمتری را اشغال می کنند و دست ما را در تعیین فاصله های بین شفت ها باز تر می کند .

همچنین دندنه های هلیکال بر خلاف دندنه های ساده که تماس ضربه ای و نقطه ای با هم دارند تماس خطی و بازه ای دارند که در بازه زمانی مشخصی اتفاق می افتد در نتیجه عمر بیشتر خواهد داشت و همچنین صدای کمتری ایجاد خواهد کرد .

همچنین دندنه هلیکال با ایجاد یک نیروی محوری در خلاف جهت نیروی دندنه مخروطی باعث کاهش چشم گیر نیروی محوری روی بیرینگ می شود در حالی که اگر ساده بزئیم نیروی زیادی روی بیرینگ می افتد و ابعاد بیرینگ را به شدت افزایش می دهد

در نتیجه این استدلال ها به این نتیجه می رسیم که دندنه هلیکال برای این کاربرد بهتر است پس آن را انتخاب می کنیم :

یعنی چرخدنده هلیکال با مدول نرمال 5 و دندانه پینیون 18 و زاویه هلیکس 15 درجه

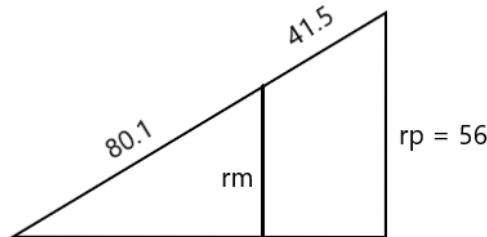
## طراحی شفت ها

پس از طراحی چرخدنده ها به طراحی شفت ها و شکل آنها محل پله ها یا خار ها نوع تثبیت محوری یا دورانی هر جزئ دستگاه ملاحظات مونتاژی و سایر ملاحظات ... .

برای یافتن نیروهایی که چرخدنده ها روی شفت می اندازند ابتدا باید قطر متوسط هر دنده را محاسبه کنیم زیرا نیرو ها برای انتخاب بیرونیگ و طراحی شفت باید در شعاع متوسط هر دنده محاسبه شوند .

از چرخدنده مخروطی شروع می کنیم :

در شکل زیر  $rm$  قطر مینیمم چرخدنده است که با روش تناسب آن را بدست می آوریم و با میانگین گیری بین قطر ماکسیمم و مینیمم قطر متوسط بدست می آید :



$$rm = 36.9 \text{ mm} \Rightarrow r_{avg} = 0.5 * (36.9 + 56) = 46.5 \text{ mm}$$

سپس فرمول های نیروهای چرخدنده را اعمال می کنیم و نیروهای آن را در فاصله معین خود بدست می آوریم :

$$W_t = \frac{T}{r_{avg}} = 3.48 \text{ kN}$$

$$W_r = W_t \operatorname{tg} \phi_n \cos \gamma = 1.12 \text{ kN}$$

$$W_a = W_t \operatorname{tg} \phi_n \sin \gamma = 0.58 \text{ kN}$$

و می دانیم برای چرخدنده مخروطی دوم  $W_t$  همین است اما :

$$W_a = W_r , \quad W_r = W_a$$

قطر خارجی چرخدنده هلیکال ثابت است پس بنا بر فرمول نیروها :

$$W_t = \frac{T}{r_{avg}} = \frac{T}{r_p} = 6.7 \text{ kN}$$

$$W_r = W_t \operatorname{tg} \phi_t = W_t \frac{\operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi} = 2.52 \text{ kN}$$

$$W_a = W_t \operatorname{tg} \psi = 1.79 \text{ kN}$$

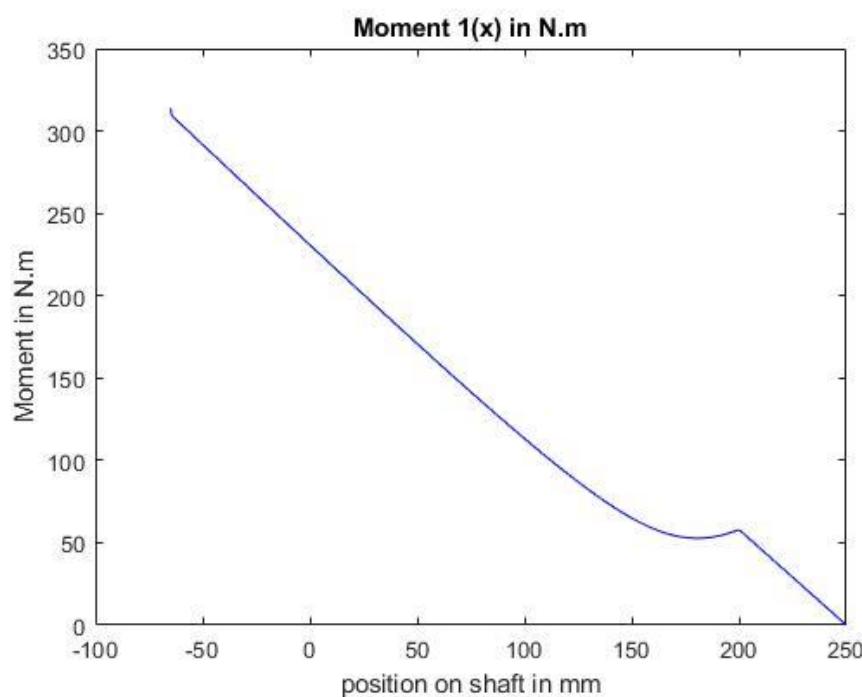
و برای دنده هلیکال دوم مقادیر نیرو ها همین ها هستند فقط در جهت عکس .

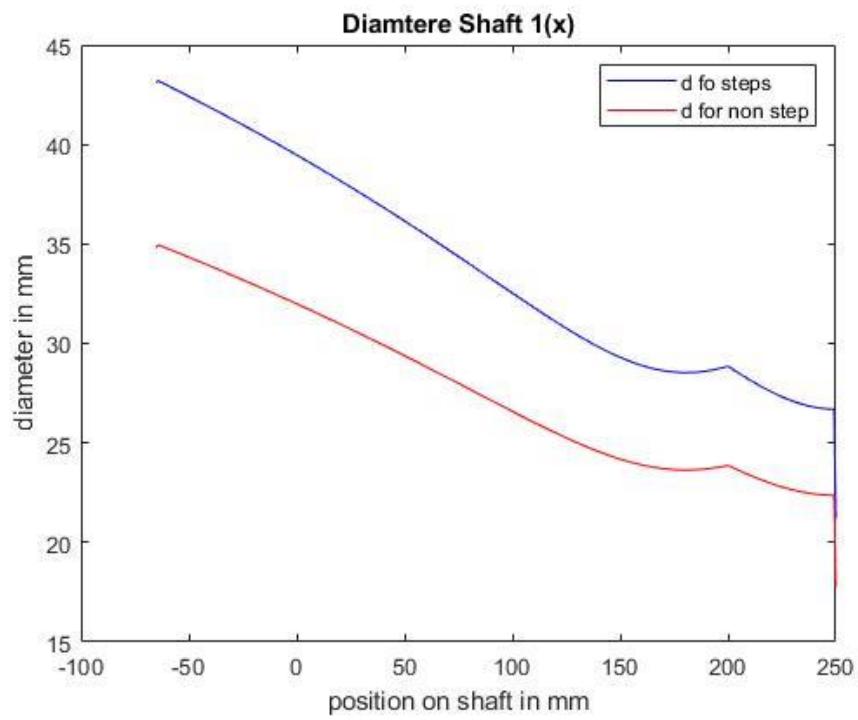
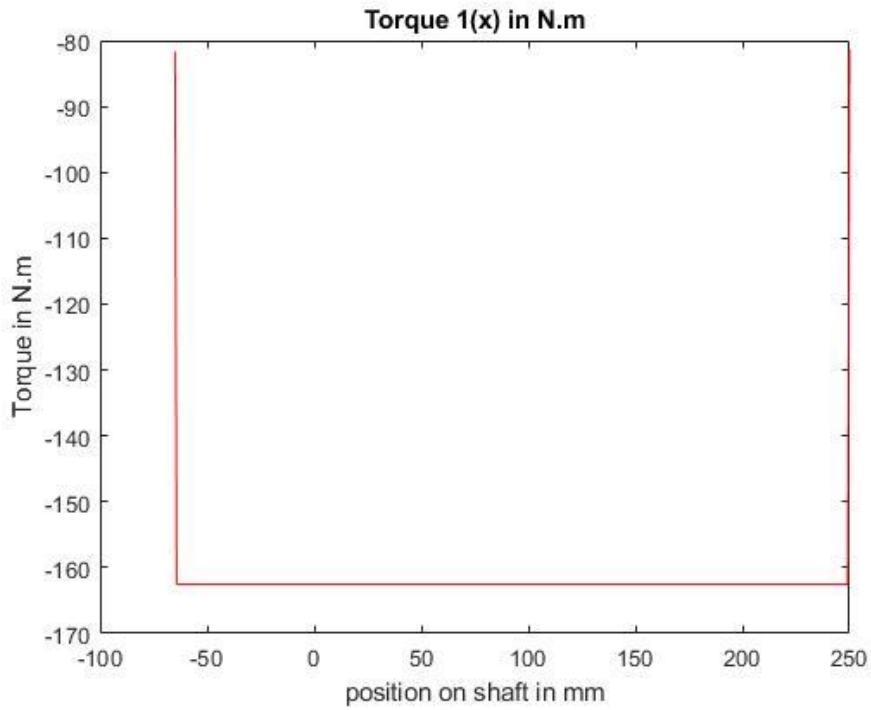
در اینجا برای یافتن دیاگرام های ممان و تورک در سرتاسر شفت ها و همچنین یافتن قطر شفت ها با وستینگ هاووس در نقاط مختلف و یافتن نیرو ها در تکیه گاه ها (بیرینگ ها) از کد متلب استفاده کرده ایم که کد آن همراه این فایل ضمیمه شده است .

نتایج این کد برای شفت ها به صورت زیر است :

### شфт 1

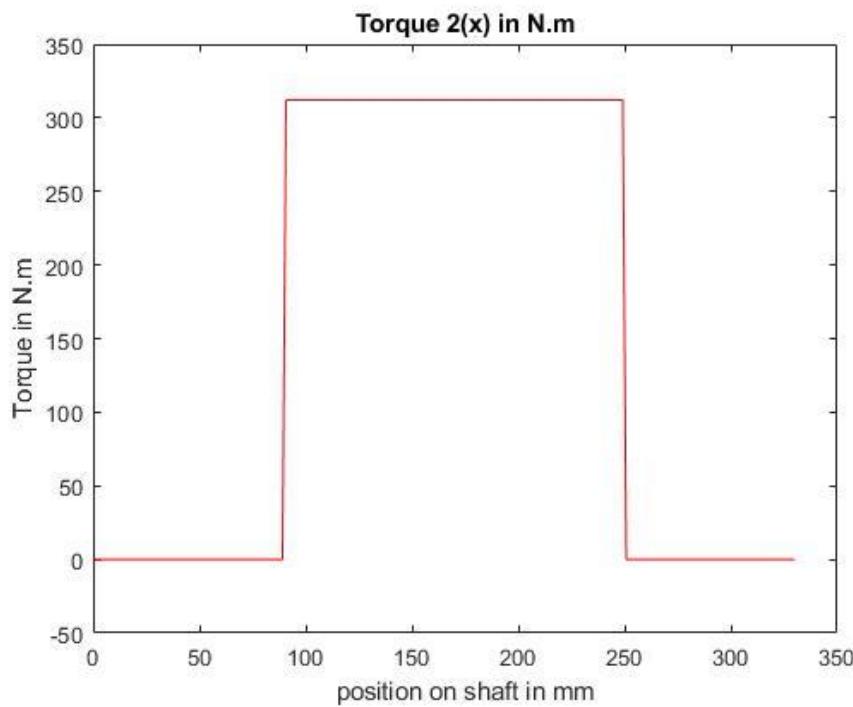
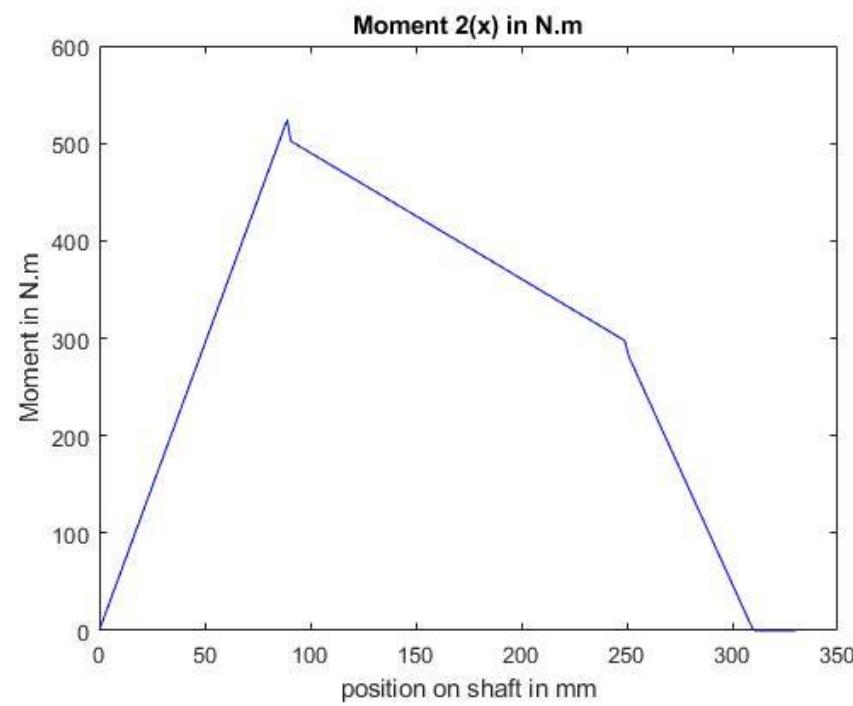
دیاگرام های ممان و تورک و قطر شفت در سرتاسر آن به صورت زیر است :

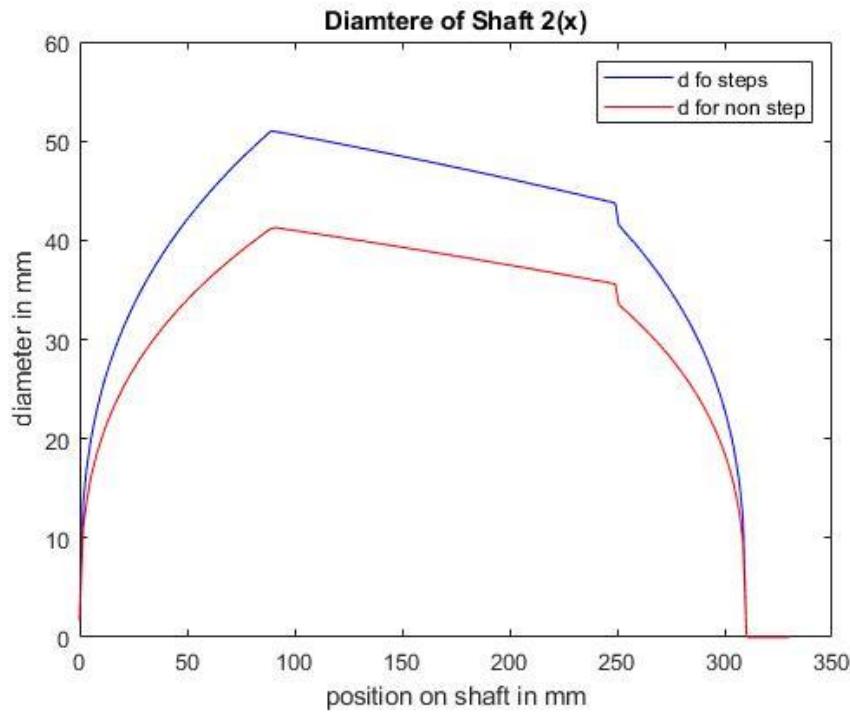




## شافت 2

دیاگرام ممان و تورک و قطر این شافت به صورت زیر است :

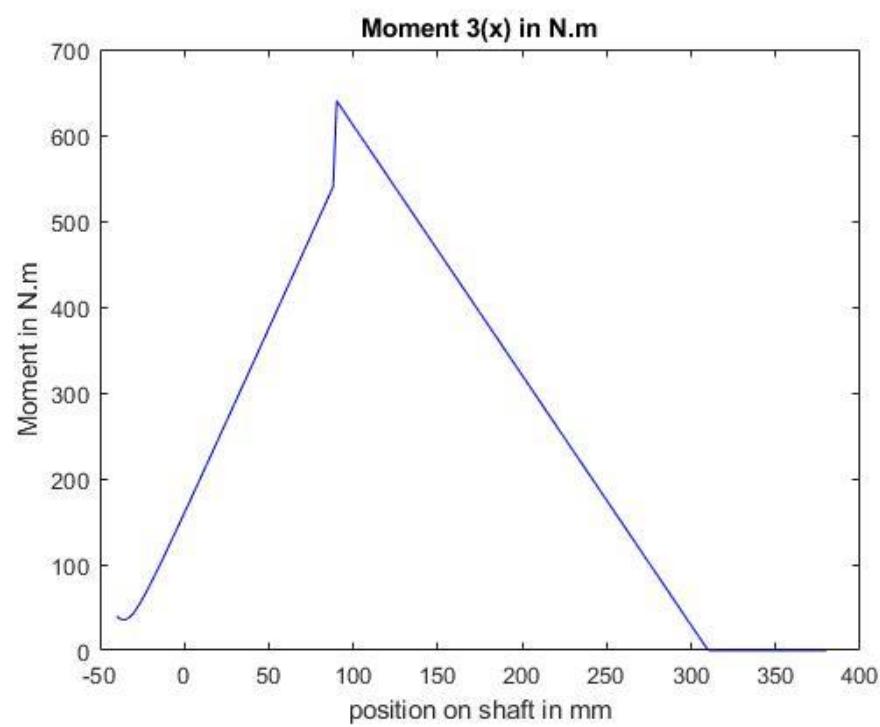
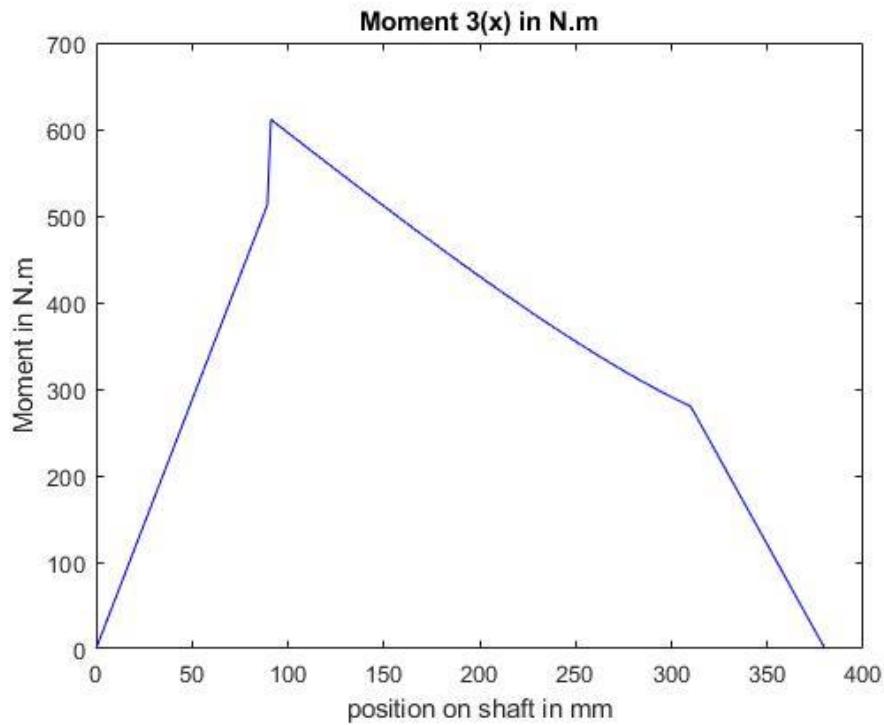




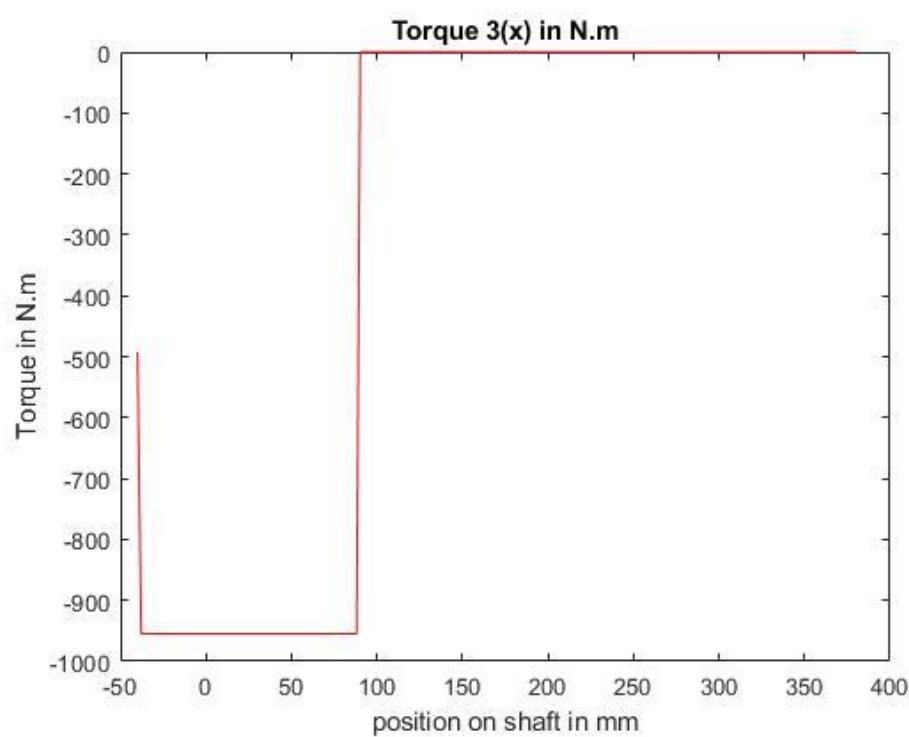
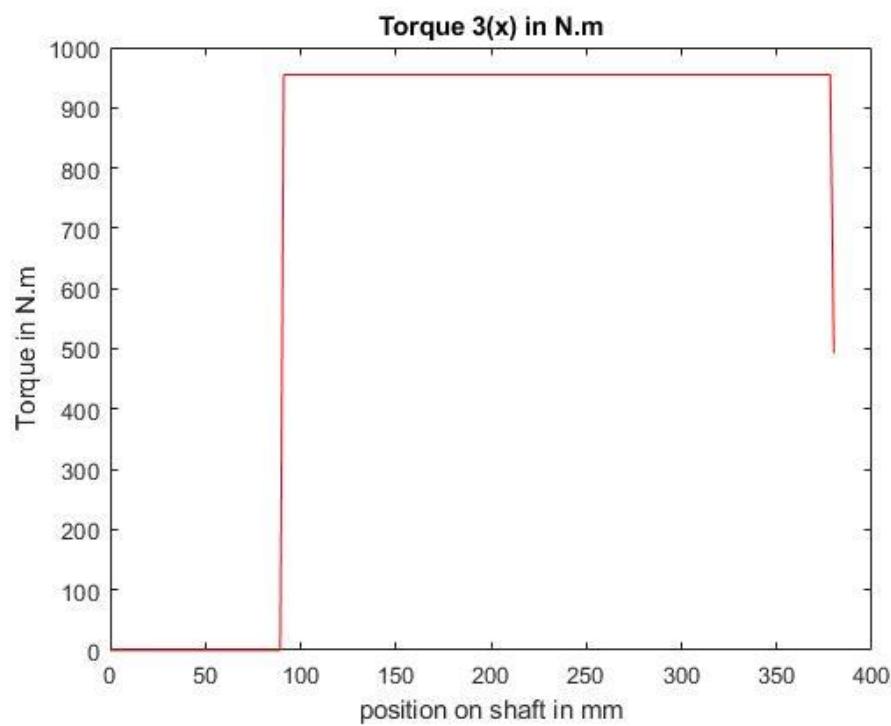
### شافت 3

برای این شافت دو فرض مختلف را در نظرمی گیریم . که در یک حالت کل بار واردہ به شفت روی یکی از چرخ زنجیر ها بیفتند و در حالت دیگر روی چرخ زنجیر دیگر که دو دیاگرام برای هر یک از نتایج ممان و تورک و قطر خواهد داد که به صورت زیرنند و در تصمیم گیری قطر شفت بدترین حالت در نظر گرفته خواهد شد :

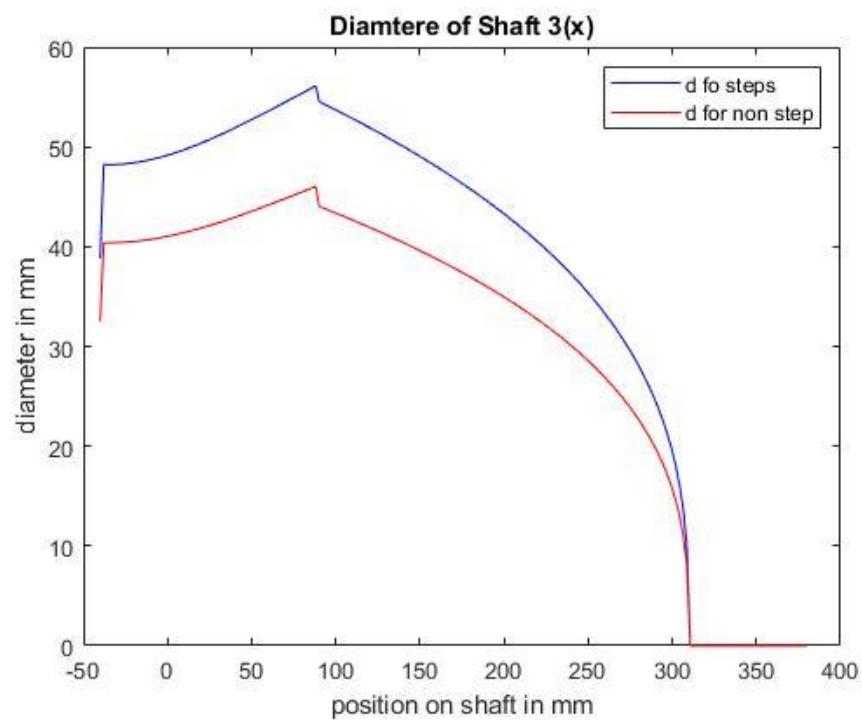
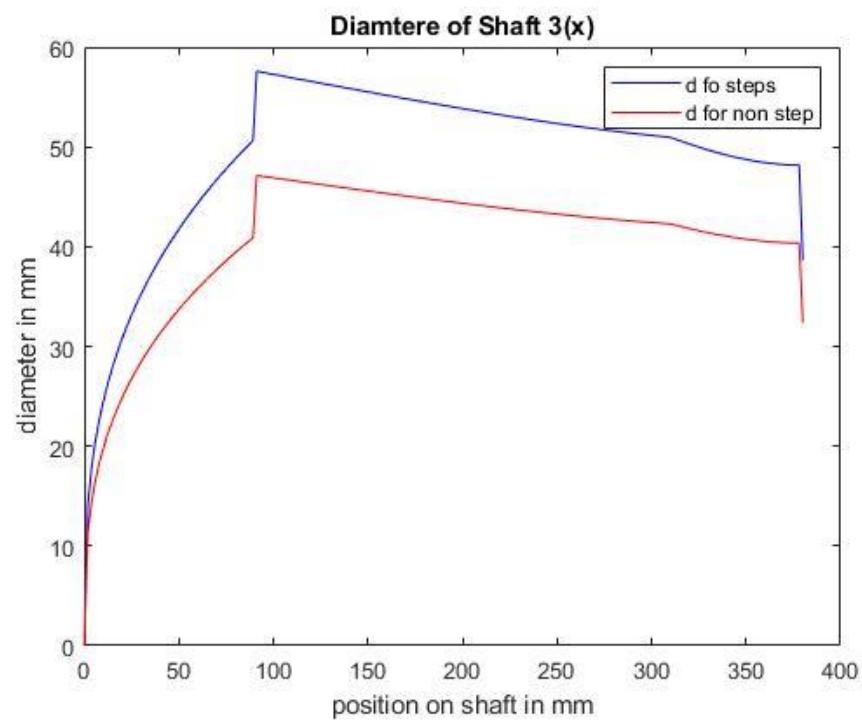
ممان ها :



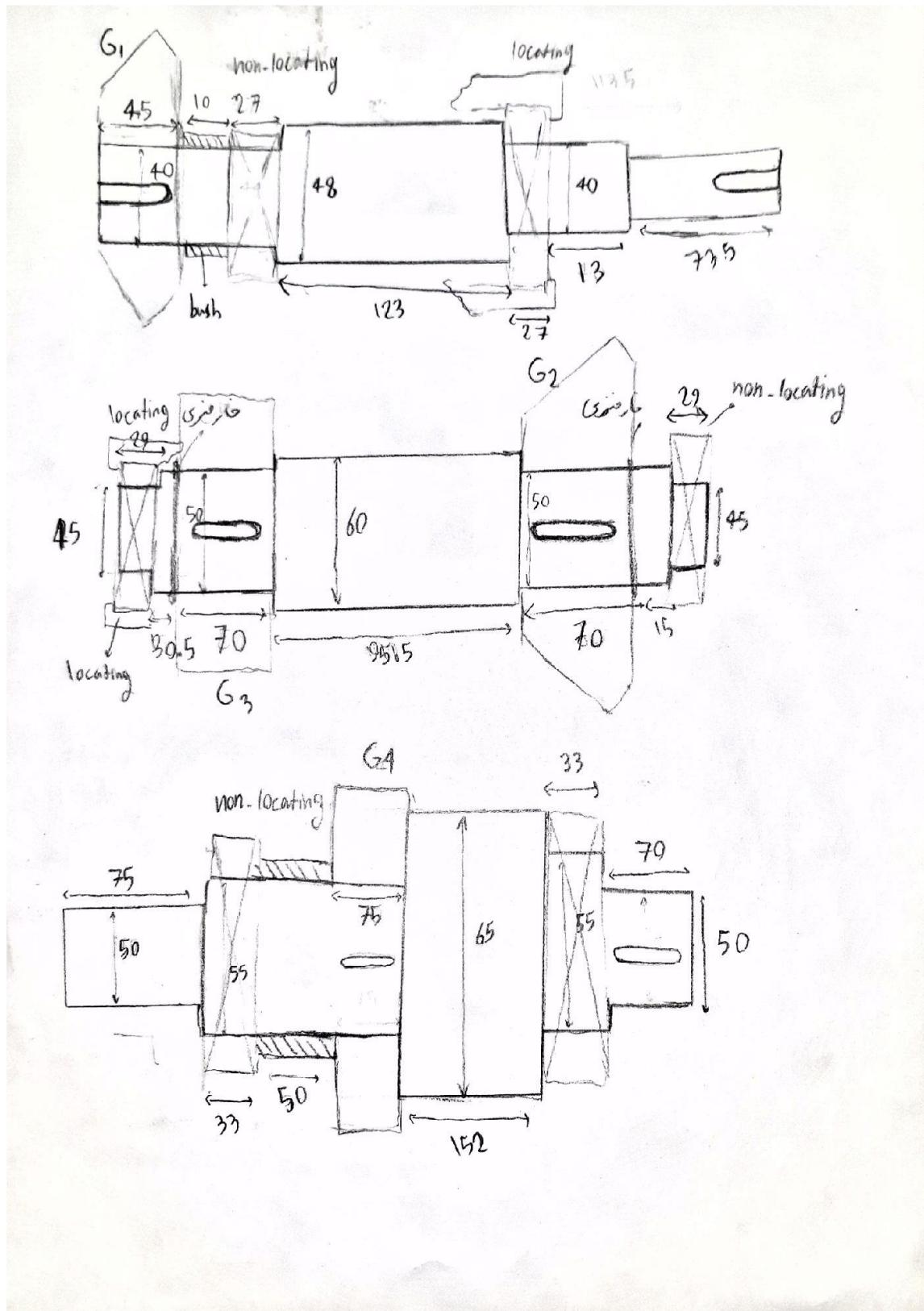
تورک ها :



و قطر ها :



شکل کلی شفت های گیربکس :



## محاسبات خارها و ملاحظات قطر سوراخ دنده‌ها :

رابطه طول خارها به صورت زیر است :

$$L = \frac{4T \cdot FS}{dhs_y}$$

ارتفاع خار  $h$  از جدول خارها بدست می‌آید که در آخر پروژه ضمیمه شده است. با محاسبه نورک‌ها و قطرها در مقاطع

مختلف طول خار را میابیم. زیرا داریم  $S_y = 370$  و با فرض میزان ضربات وارد  $FS = 2.5$

$$\text{pulley : } 10 * 8 \Rightarrow L = 16 < d = 35 \Rightarrow L = d = 35 \text{ mm}$$

$$\text{gear1 : } 12 * 8 \Rightarrow L = 14 \Rightarrow L = d = 40 \text{ mm}$$

$$\text{gear2 : } 14 * 9 \Rightarrow L = 19 \Rightarrow L = d = 50 \text{ mm}$$

$$\text{gear3 : } 14 * 9 \Rightarrow L = 19 \Rightarrow L = d = 50 \text{ mm}$$

$$\text{gear4 : } 16 * 10 \Rightarrow L = 47 \Rightarrow L = d = 55 \text{ mm}$$

$$\text{chain wheel : } 16 * 10 \Rightarrow L = 47 \Rightarrow L = d = 55 \text{ mm}$$

با قرار دادن تعداد دندانه و قطر گام چرخدنده‌ها در رابطه زیر حداکثر قطر سوراخ دنده‌ها نیز بدست می‌آید که مشاهده می‌شود قطر شفت‌های ما از این مقادیر تجاوز نکرده‌اند.

$$d = d_p (0.5 + 0.0344 \sqrt{N - 12}) \quad \text{if } N \leq 24$$

پس از محاسبه برای تمام دندنهای انتخاب ممکن این مقادیر برای هر شفت خواهیم داشت:

$$S1 : d_{max} = 61.4 \text{ mm}$$

$$S2 : d_{max} = 54.4 \text{ mm}$$

$$S3 : d_{max} = 176.3 \text{ mm}$$

که همانطور که ملاحظه می‌شود قطرهای ما در هر شفت از  $d_{max}$  کمترند. پس در گستره امنی قرار داریم.

شفت ها را از جنس معمول CK45 انتخاب می کنیم . ساخت شفت ها با تراشکاری است و سطح آنها سختکاری شده است ولی مغز آنها نرم باقی می ماند برای اینکه همزمان بهترین برخورد را با عوامل سطحی و همچنین تنش های داخلی داشته باشد .

دنده ها را از جنس AISI 8620 انتخاب شده اند که تا 350 بریلن سختکاری سطحی شده اند و ساخت دنده ها با هاب انجام شده است . ( دنده ی مخروطی با هاب دقیق تراشیده شده ) .

هوسینگ ساخته شده از ورق های استاندارد ST37 چهار میل به روش ورقکاری است . ( ورق ها را با قیچی یا گیوتین برش داده و با خم کاری و ورقکاری هوسینگ را شکل میدهیم ) . هوسینگ دو تکه است که دو قسمت آن با پیچ و مهره به هم بسته میشوند بیرینگ ها استاندارد بوده و مستقیماً خربیداری شده اند و با پرس روی شفت ها نصب شده اند . هنگام نصب از ابزار ها و بوش های مناسب استفاده شده تا آسیب اولیه ای به بیرینگ ها وارد نشود .

نشت بندی گیربکس از خارج با کاسه نمد و از داخل با خمیر آب بندی انجام شده است . همچنین روغن در کف مخزن گیربکس تا ارتفاع مشخصی پر می گردد تا با حرکت چرخدنده ها به اطراف پرتاپ شده و عملیات روغن رسانی به خودشان و به بیرینگ ها انجام شود . روغن مورد استفاده ISO VG 68 است .

#### تثبیت ها به این صورت انجام شده اند :

در شفت اول چرخدنده مخروطی بوسیله بوش با بیرینگ در تماس است و از سمت چپ نیز با مهره بسته شده و تثبیت محوری شده است . با خار تثبیت دورانی شده است . همه جا خار ها با فرز انگشتی زده شده اند . پولی از سمت چپ با پله و از راست با مهره تثبیت محوری شده و با خار تثبیت دورانی شده است .

در شفت دوم مخروطی از سمت چپ با پله و از راست با خار فنری تثبیت محوری شده . و هلیکال دقیقاً مانند مخروطی . هر دو با خار تثبیت دورانی شده اند .

در شفت سوم هلیکال بزرگ با بوش از سمت چپ تثبیت شده و روی بیرینگ چپ سوار است و از راست با پله . با خار تثبیت دورانی شده است . چرخ زنجیر ها نیز با خار تثبیت دورانی شده اند .

بیرینگ ها همه با پرس جا خورده و بیرینگ مقید پشت پله هوسینگ درگیر است . بیرینگ های نامقید یا رولر هستند که کنس داخلی شان ازاد است . یا ساده هستند که در هوسینگ تثبیت محوری نشده اند .

## انتخاب بیرینگ ها

### بیرینگ های شفت 1

ابتدا برای بیرینگ نزدیک به چرخدنده . در این نقطه قطر شفت 40 است و بار به صورت زیر است :

$$F_r = \sqrt{1.68^2 + 1.13^2} = 2.02 \text{ kN}$$

$$F_a = 0.58 \text{ kN}$$

روی شفت یک چرخدنده تجاری نصب شده که یعنی ضریب خشونت بار برای آن  $k = 1.3$  می گیریم . همچنین روی این شفت یک پولی داریم که یک ضریب اضافه 2 نیز می اندازد ( چون تسمه V شکل دارد ) پس ضریب خشونت کل :

$$K = 1.3 * 2 = 2.6$$

و برای عمر 10 سال کاری داریم :

$$L = 10 * 250 * 8 * 60 * 650 * 10^{-6} = 780 \text{ Mrev}$$

فرض بیرینگ 6408 ( بیرینگ های کلاس های باری سبک تر از 4 ستاره دار بودند یعنی explorer هستند )

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static $C_0$	$P_u$	Reference speed	Limiting speed	-
mm			kN		kN	r/min	kg	
40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84
	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95
55	72	9	9	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19
	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,39
	100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35
	140	33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35

Dimensions					Abutment and fillet dimensions			Calculation factors	
d	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	r <sub>1,2</sub> min.	d <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> max.	r <sub>a</sub> max.	k <sub>r</sub>	f <sub>0</sub>
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-	-
<b>40</b>	43,2 46,9 49,4 49,2	48,1 55,1 58,6 58,8	- - - 61,1	0,3 0,6 0,3 1	42 43,2 42 44,6	50 58,8 66 63,4	0,3 0,6 0,3 1	0,015 0,02 0,02 0,025	15 16 16 15
	52,6 52 56,1 62,8	67,4 68,8 73,8 87	69,8 1,1 77,7 -	1,1 1,1 1,5 2	47 47 49 53	73 73 81 97	1 1 1,5 2	0,025 0,025 0,03 0,035	14 13 13 12
<b>45</b>	49,1 52,4 55 54,7	53,9 60,6 65 65,3	- - - 67,8	0,3 0,6 0,6 1	47 48,2 48,2 50,8	56 64,8 71,8 69,2	0,3 0,6 0,6 1	0,015 0,02 0,02 0,025	17 16 14 15
	57,6 62,1 68,9	72,4 82,7 95,9	75,2 86,7 -	1,1 1,5 2	52 54 58	78 91 107	1 1,5 2	0,025 0,03 0,035	14 13 12
<b>50</b>	55,1 56,9 60 59,7	59,9 65,1 70 70,3	- - - 72,8	0,3 0,6 0,6 1	52 53,2 53,2 54,6	63 68,8 76,8 75,4	0,3 0,6 0,6 1	0,015 0,02 0,02 0,025	17 16 14 15
	62,5 68,7 75,4	77,4 91,1 105	81,7 95,2 -	1,1 2 2,1	57 61 64	83 99 116	1 2 2	0,025 0,03 0,035	14 13 12
<b>55</b>	60,6 63,2 67 66,3	66,4 71,8 78,1 78,7	- - - 81,5	0,3 1 0,6 1,1	57 59,6 58,2 61	70 75,4 86,8 84	0,3 1 0,6 1	0,015 0,02 0,02 0,025	17 16 14 15
	69 75,3 81,5	85,8 99,5 114	89,4 104 -	1,5 2 2,1	64 66 69	91 109 126	1,5 2 2	0,025 0,03 0,035	14 13 12

$$F_0 = 12 \quad , \quad D = 110 \text{ mm} \quad , \quad C = 63.7 \text{ kN} \quad , \quad C_0 = 36.5 \text{ kN} \quad , \quad P_u = 1.53 \text{ kN}$$

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = 0.191 \Rightarrow e = 0.19 \quad , \quad X = 0.56 \quad , \quad Y = 2.27 \quad \Rightarrow \frac{F_a}{F_r} = 0.29 > 0.19$$

$$\Rightarrow P = X F_r + Y F_a = 2.45 \text{ kN}$$

ضریب قابلیت اطمینان را برای 99 درصد می گیریم یعنی a1 = 0.21

شرایط روغن را روغن ISO VG 68 می گیریم و دمای متوسط داخل گیربکس را 70 درجه سانتی گراد در نتیجه :

$$dm = \frac{d + D}{2} = 75 \text{ mm} \quad , \quad v = 25 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \quad , \quad v_1 = 20 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \quad \Rightarrow \quad k = 1.25$$

$$\eta_c = 0.5 \quad \Rightarrow \quad \eta_c \frac{P_u}{P} = 0.31$$

از روی دو پارامتر اخر حساب شده از جدول a<sub>skf</sub> را می یابیم :

$$a_{skf} = 20 \Rightarrow L = a_{5kf} \cdot a_1 \cdot \left(\frac{c}{kP}\right)^3 = 4200 \text{ Mrev} > 780 \text{ Mrev}$$

در نتیجه این نوع بیرینگ برای اینجا خوب است. جداول استفاده شده:

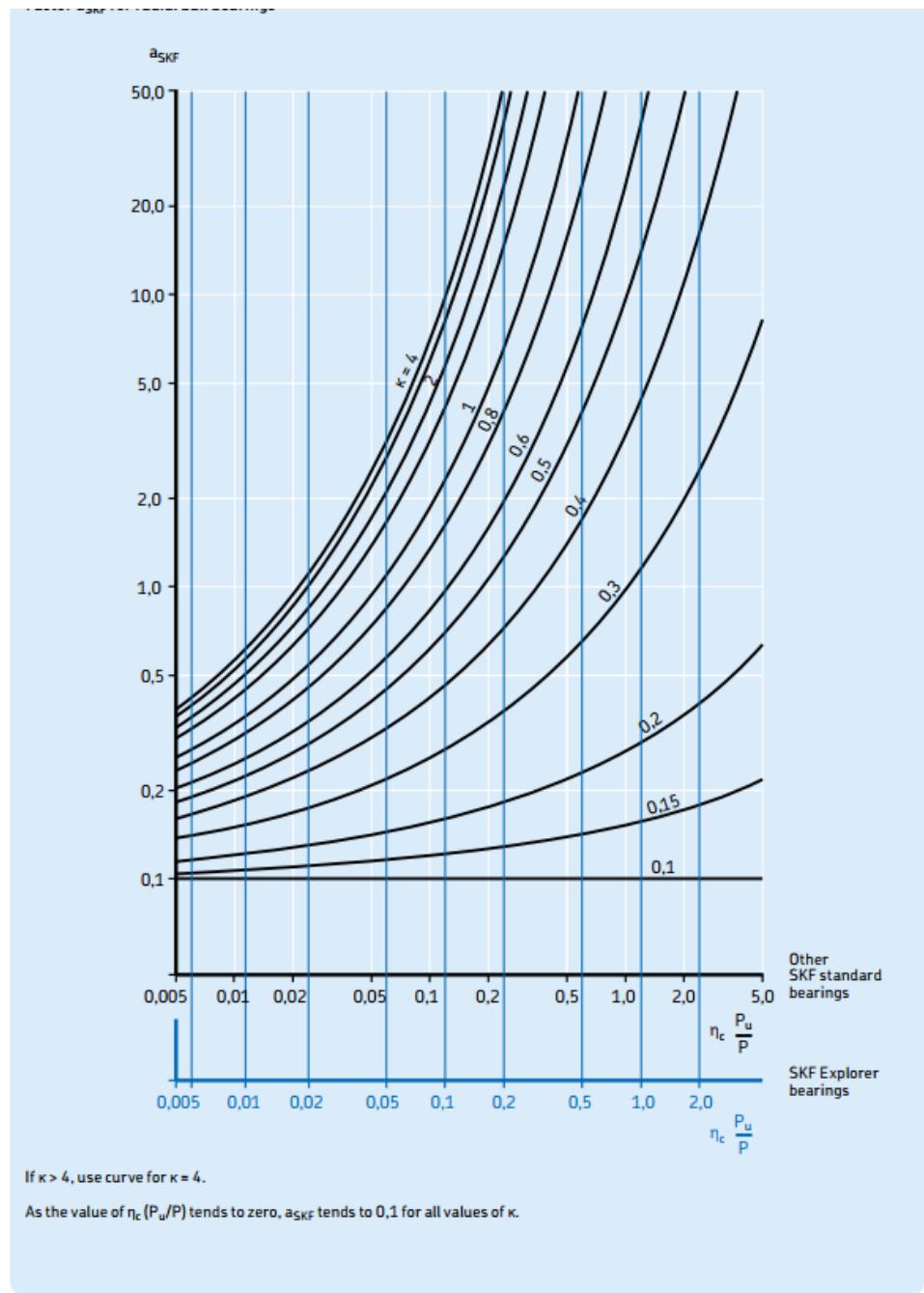
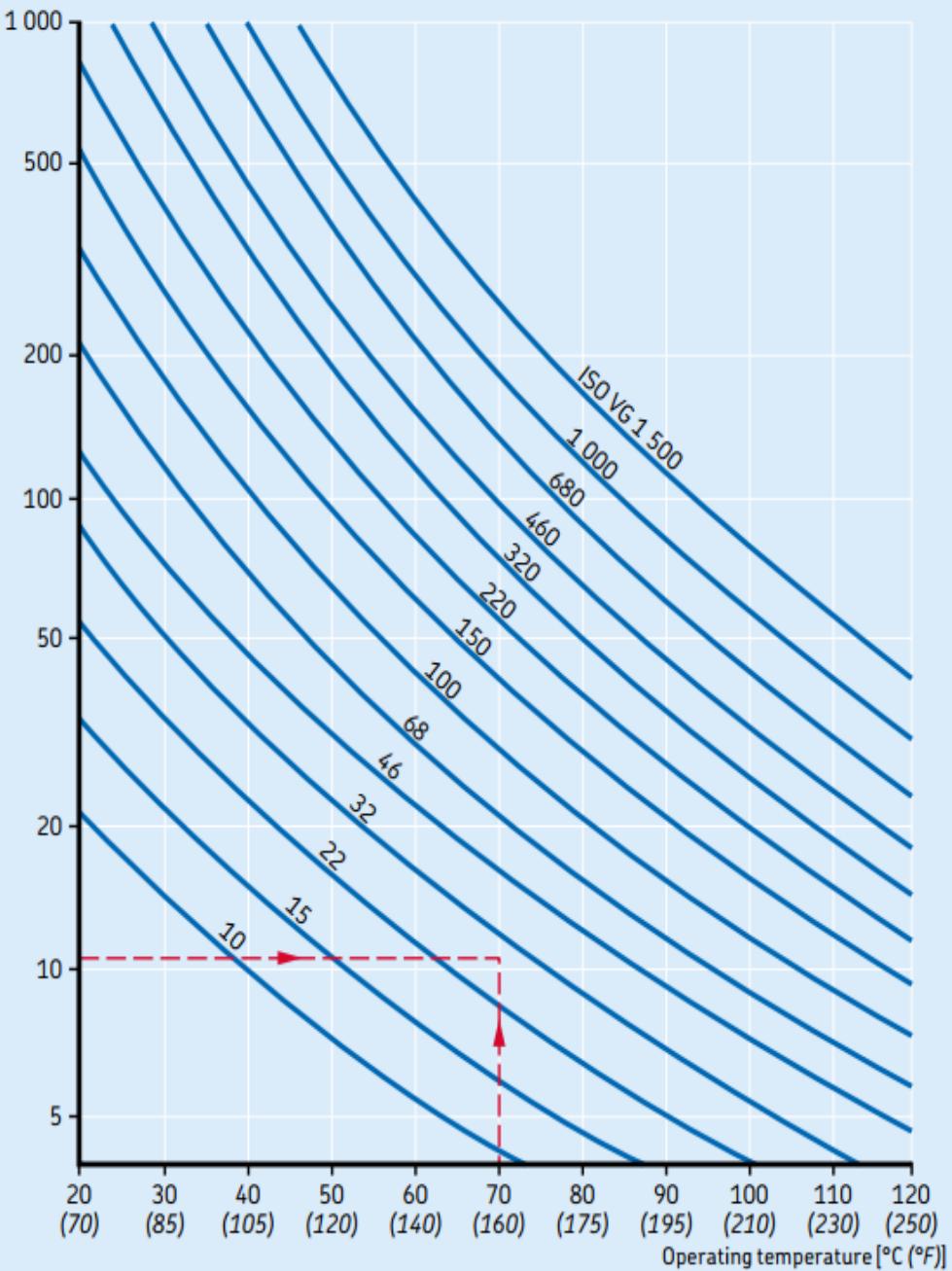


Diagram 6

Viscosity-temperature diagram for ISO viscosity grades  
(Mineral oils, viscosity index 95)

Viscosity [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]



**Estimation of the rated viscosity  $\nu_1$  at operating temperature**

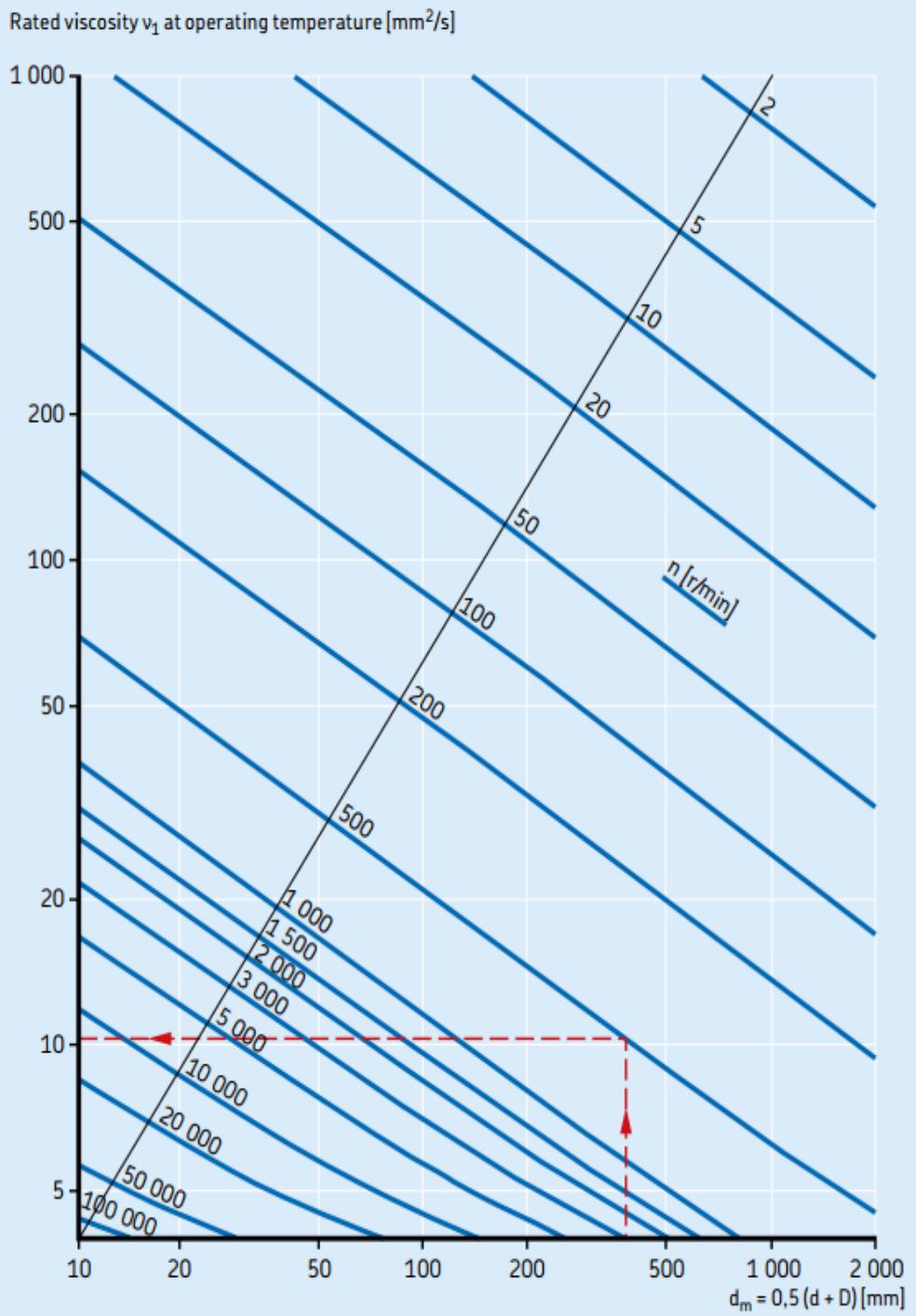


Table 4

Guideline values for factor  $\eta_c$  for different levels of contamination

Conditions	Factor $\eta_c^{1)}$ for bearings with mean diameter $d_m < 100 \text{ mm}$	Factor $\eta_c^{1)}$ for bearings with mean diameter $d_m \geq 100 \text{ mm}$
<b>Extreme cleanliness</b> • particle size approximately the same as the lubricant film thickness • laboratory conditions	1	1
<b>High cleanliness</b> • oil filtered through an extremely fine filter • typical conditions: sealed bearings that are greased for life	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Normal cleanliness</b> • oil filtered through a fine filter • typical conditions: shielded bearings that are greased for life	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Slight contamination</b> • typical conditions: bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and slight ingress of contaminants	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Typical contamination</b> • conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and ingress from surroundings	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Severe contamination</b> • typical conditions: high levels of contamination due to excessive wear and/or ineffective seals • bearing arrangement with ineffective or damaged seals	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Very severe contamination</b> • typical conditions: contamination levels so severe that values of $\eta_c$ are outside the scale, which significantly reduces the bearing life	0	0

<sup>1)</sup> The scale for  $\eta_c$  refers only to typical solid contaminants. Contaminants like water or other fluids detrimental to bearing life is not included. Due to strong abrasive wear in highly contaminated environments ( $\eta_c = 0$ ) the useful life of a bearing can be significantly shorter than the rated life.

برای بیرینگ نزدیک پولی که قرار است **none locate** باشد (چون بار محوری را بیرینگ 6408 تحمیل کرد) فرض **NU 408** را امتحان می کنیم:

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	Mass	Designations	
d	D	B	dynamic C	static $C_0$	$P_u$	Reference speed	Limiting speed	Bearing with standard cage	Alternative standard cage <sup>1)</sup>
			mm	kN	kN	r/min	kg	–	
40	90	33	129	120	15,3	8 000	9 500	0,94 * NU 2308 ECP	J, M, ML, PH
cont.	90	33	129	120	15,3	8 000	9 500	0,95 * NJ 2308 ECP	J, M, ML, PH
	90	33	129	120	15,3	8 000	9 500	0,98 * NUP 2308 ECP	J, M, ML, PH
→ 110	27	96,8	90	11,6	7 000	8 500	1,3	NU 408	MA
110	27	96,8	90	11,6	7 000	8 500	1,3	NJ 408	MA

$$C = 96.8 \quad , \quad D = 110 \text{ mm} \quad , \quad P_u = 11.6 \text{ kN}$$

برای رولبرینگ استوانه ای مقید نشده در دستور کار زیر داریم

#### 5 Cylindrical roller bearings

#### Loads

5

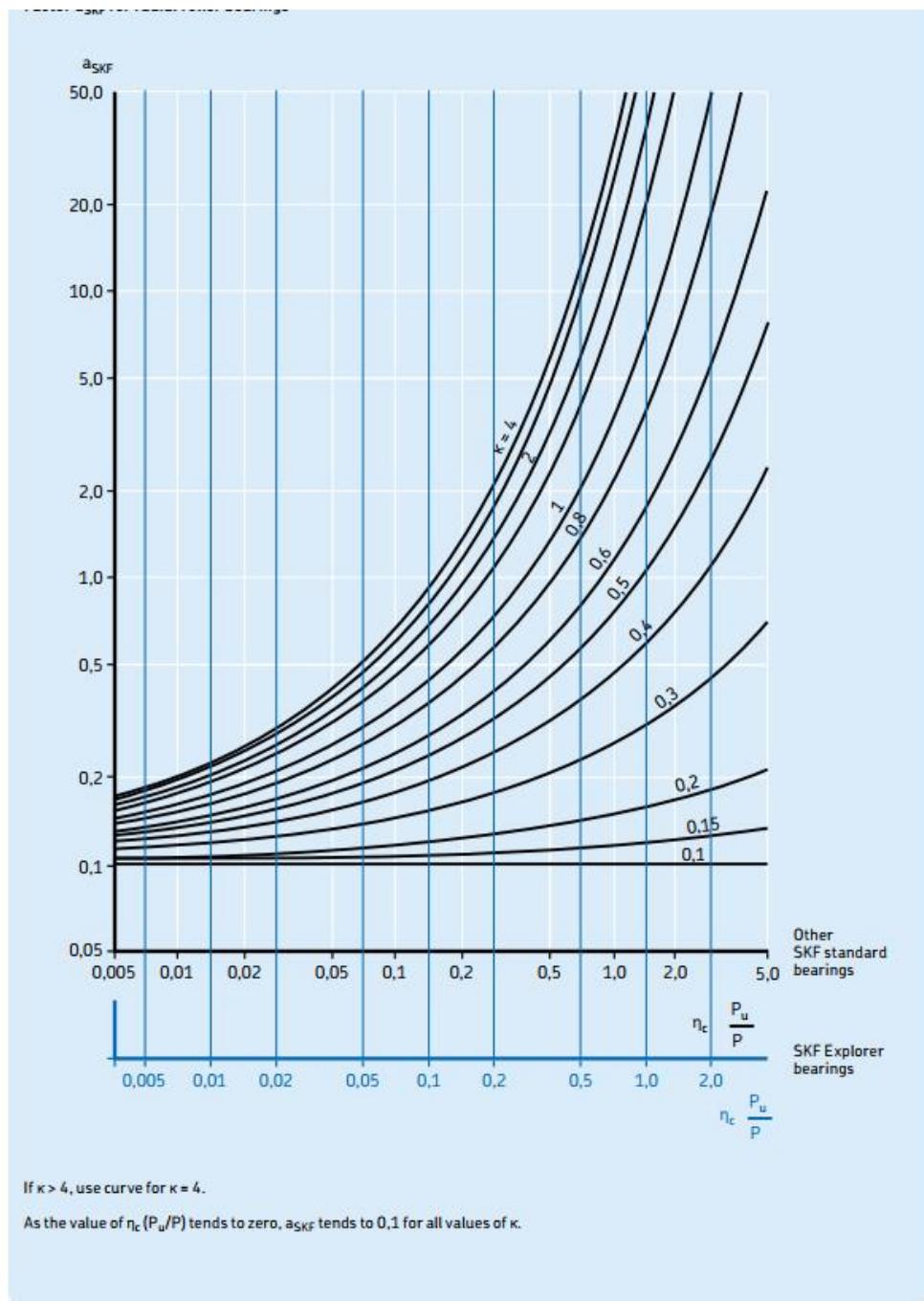
Loads	Single row cylindrical roller bearings	High-capacity cylindrical roller bearings	Single row full complement cylindrical roller bearings	Double row full complement cylindrical roller bearings	Symbols
Minimum load For additional information (→ page 86)	$F_{rm} = k_r \left( 6 + \frac{4 n}{n_r} \right) \left( \frac{d_m}{100} \right)^2$ The weight of the components supported by the bearing, together with external forces, generally exceed the requisite minimum load. If this is not the case, the bearing must be subjected to an additional radial load.				$d_m$ = bearing mean diameter [mm] $k_r$ = 0,5 (d + D) $e$ = limiting value (→ table 7, page 593) $F_a$ = axial load [kN] $F_r$ = radial load [kN] $F_{rm}$ = minimum radial load [kN]
Equivalent dynamic bearing load For additional information (→ page 85)	Non-locating bearings $P = F_r$ Locating bearings $F_a/F_r \leq e$ $\rightarrow P = F_r$ $F_a/F_r > e$ $\rightarrow P = 0,92 F_r + Y F_a$ $F_a$ must not exceed 0,5 $F_r$ .	$F_a/F_r \leq 0,3$ $\rightarrow P = F_r$ $F_a/F_r > 0,3$ $\rightarrow P = 0,92 F_r + 0,4 F_a$ $F_a$ must not exceed 0,5 $F_r$ .	$F_a/F_r \leq e$ $\rightarrow P = F_r$ $F_a/F_r > e$ $\rightarrow P = 0,92 F_r + Y F_a$ $F_a$ must not exceed 0,5 $F_r$ .	$F_a/F_r \leq 0,15$ $\rightarrow P = F_r$ $F_a/F_r > 0,15$ $\rightarrow P = 0,92 F_r + 0,4 F_a$ $F_a$ must not exceed 0,5 $F_r$ .	$k_r$ = minimum load factor (→ product tables and table 6, page 593) $n$ = rotational speed [r/min] $n_r$ = reference speed [r/min] (→ product tables) For sealed double row full complement bearings with seals removed and oil lubricated, multiply by 1,3 times the limiting speed $P$ = equivalent dynamic bearing load [kN] $P_0$ = equivalent static bearing load [kN] $Y$ = axial load factor (→ table 7, page 593)
Equivalent static bearing load For additional information (→ page 88)	$P_0 = F_r$				

$$P = F_r = 4.89 \text{ kN} , \quad k = 1.25 , \quad \eta_c = 0.5 \Rightarrow a_{skf} = 7$$

$$L = 1274 \text{ Mrev} > 780 \text{ Mrev}$$

پس این تایپ بیرینگ نیز برای اینجا خوب است. جدول ضریب  $skf$  برای رولبیرینگ در زیر آمده

در نتیجه بیرینگ 6408 برای سمت راست و NU 408 برای سمت چپ.



## بیرینگ های شفت 2

ابتدا بیرینگ سمت چپ را انتخاب می کنیم که بار محوری را تحمل کند. قطر شفت در این نقطه 45 است و نیروها:

$$F_r = \sqrt{2.27^2 + 5.43^2} = 5.89 \text{ kN} \quad , \quad F_a = 0.67 \text{ kN}$$

با حدس اولیه 6409 شروع می کنیم:

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic static		Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Mass	Designation
d	D	B	C	$C_0$	$P_u$	r/min	kg	-
			mm	kN	kN			
<b>40</b>	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032 <b>61808</b>
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12 <b>61908</b>
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13 * <b>16008</b>
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19 * <b>6008</b>
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37 * <b>6208</b>
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34 <b>6208 ETN9</b>
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63 * <b>6308</b>
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25 <b>6408</b>
<b>45</b>	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04 <b>61809</b>
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14 <b>61909</b>
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17 * <b>16009</b>
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24 * <b>6009</b>
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42 * <b>6209</b>
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84 * <b>6309</b>
→	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55 <b>6409</b>
<b>50</b>	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052 <b>61810</b>
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14 <b>61910</b>
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18 * <b>16010</b>
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26 * <b>6010</b>
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45 * <b>6210</b>
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1 * <b>6310</b>
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95 <b>6410</b>
<b>55</b>	72	9	9	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083 <b>61811</b>
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19 <b>61911</b>
	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27 * <b>16011</b>
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,39 * <b>6011</b>
	100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61 * <b>6211</b>
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35 * <b>6311</b>
	140	33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35 <b>6411</b>

$$D = 120 \text{ mm} \quad , \quad C = 76.1 \text{ kN} \quad , \quad C_0 = 45 \text{ kN} \quad , \quad P_u = 1.9 \text{ kN} \quad , \quad f_0 = 12$$

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = 0.178 \Rightarrow e = 0.19 \quad , \quad X = 0.56 \quad , \quad Y = 2.3$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.114 \Rightarrow 0.114 < 0.19 \Rightarrow P = Fr = 5.89 \text{ kN}$$

Dimensions					Abutment and fillet dimensions			Calculation factors	
d	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	r <sub>1,2</sub> min.	d <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> max.	r <sub>a</sub> max.	k <sub>f</sub>	f <sub>0</sub>
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-	-
40	43,2	48,1	-	0,3	42	50	0,3	0,015	15
	46,9	55,1	-	0,6	43,2	58,8	0,6	0,02	16
	49,4	58,6	-	0,3	42	66	0,3	0,02	16
	49,2	58,8	61,1	1	44,6	63,4	1	0,025	15
	52,6	67,4	69,8	1,1	47	73	1	0,025	14
	52	68,8	-	1,1	47	73	1	0,025	13
	56,1	73,8	77,7	1,5	49	81	1,5	0,03	13
	62,8	87	-	2	53	97	2	0,035	12
45	49,1	53,9	-	0,3	47	56	0,3	0,015	17
	52,4	60,6	-	0,6	48,2	64,8	0,6	0,02	16
	55	65	-	0,6	48,2	71,8	0,6	0,02	14
	54,7	65,3	67,8	1	50,8	69,2	1	0,025	15
	57,6	72,4	75,2	1,1	52	78	1	0,025	14
	62,1	82,7	86,7	1,5	54	91	1,5	0,03	13
	68,9	95,9	-	2	58	107	2	0,035	12
50	55,1	59,9	-	0,3	52	63	0,3	0,015	17
	56,9	65,1	-	0,6	53,2	68,8	0,6	0,02	16
	60	70	-	0,6	53,2	76,8	0,6	0,02	14
	59,7	70,3	72,8	1	54,6	75,4	1	0,025	15
	62,5	77,4	81,7	1,1	57	83	1	0,025	14
	68,7	91,1	95,2	2	61	99	2	0,03	13
	75,4	105	-	2,1	64	116	2	0,035	12
55	60,6	66,4	-	0,3	57	70	0,3	0,015	17
	63,2	71,8	-	1	59,6	75,4	1	0,02	16
	67	78,1	-	0,6	58,2	86,8	0,6	0,02	14
	66,3	78,7	81,5	1,1	61	84	1	0,025	15
	69	85,8	89,4	1,5	64	91	1,5	0,025	14
	75,3	99,5	104	2	66	109	2	0,03	13
	81,5	114	-	2,1	69	126	2	0,035	12

ابتدا محاسبه عمر پایه :

$$L_{10} = a_1 \cdot \left( \frac{c}{kP} \right)^3 \Rightarrow a_1 = 0.21 , K = 1.3 \Rightarrow L_{10} = 206 \text{ Mrev}$$

پس شرایط روغن کاری را تاثیر میدهیم تا به عمر مطلوب برسیم :

$$L = 10 * 250 * 8 * 60 * 337 * 10^{-6} = 404 \text{ Mrev}$$

از قبل داریم  $k = 1.25$  و ضریب تمیزی 0.5 پس از روی نمودار صفحه ی 31 داریم :

$$a_{skf} = 5 \Rightarrow L = 5 * 206 = 1030 \text{ Mrev} > 404 \text{ Mrev}$$

پس خوب است.

برای بیرینگ سمت راست که *none locate* است فرض رولر بیرینگ می کنیم . با NU 409 شروع می کنیم .

نیرو ها بصورت زیرند :

$$F_\gamma = \sqrt{4.75^2 + 0.33^2} = 4.76 \text{ kN} , \quad F_a = 0$$

<b>45</b>	75	16	44,6	52	6,3	11 000	11 000	0,25	NU 1009 ECP	PH
	75	16	44,6	52	6,3	11 000	11 000	0,26	NJ 1009 ECP	PH
	85	19	69,5	64	8,15	9 000	9 500	0,43	* NU 209 ECP	J, M, ML
	85	19	69,5	64	8,15	9 000	9 500	0,44	* NJ 209 ECP	J, M, ML
	85	19	69,5	64	8,15	9 000	9 500	0,45	* NUP 209 ECP	J, M, ML
	85	19	69,5	64	8,15	9 000	9 500	0,43	* N 209 ECP	M
	85	23	85	81,5	10,6	9 000	9 500	0,52	* NU 2209 ECP	J
	85	23	85	81,5	10,6	9 000	9 500	0,54	* NJ 2209 ECP	J
	85	23	85	81,5	10,6	9 000	9 500	0,55	* NUP 2209 ECP	J
	100	25	112	100	12,9	7 500	8 500	0,9	* NU 309 ECP	J, M, ML, PH
	100	25	112	100	12,9	7 500	8 500	0,89	* NJ 309 ECP	J, M, ML, PH
	100	25	112	100	12,9	7 500	8 500	0,93	* NUP 309 ECP	J, M, ML, PH
	100	25	112	100	12,9	7 500	8 500	0,88	* N 309 ECP	-
	100	36	160	153	20	7 500	8 500	1,3	* NU 2309 ECP	ML
	100	36	160	153	20	7 500	8 500	1,35	* NJ 2309 ECP	ML
	100	36	160	153	20	7 500	8 500	1,35	* NUP 2309 ECP	ML
→	120	29	106	102	13,4	6 700	7 500	1,65	NU 409	-
	120	29	106	102	13,4	6 700	7 500	1,65	NJ 409	-

$$D = 120 \text{ mm} , \quad C = 106 \text{ kN} , \quad C_0 = 102 \text{ kN} , \quad P_u = 13.4 \text{ kN}$$

$$dm = 82.5 \text{ mm} , \quad n = 337 \text{ rpm} \Rightarrow v_1 = 40 \Rightarrow k = 1.6 , \quad P = Fr$$

$$k = 1.6 , \quad \eta_c \frac{P_u}{P} = 1.4 \Rightarrow a_{skf} = 20 \text{ (page 36)}$$

$$\Rightarrow L = 20 * 0.21 * \left( \frac{106}{1.3 * 4.76} \right)^{3.33} = 53908 \text{ Mrev} \gg 404 \text{ Mrev}$$

اوپاع خیلی خوبی دارد حتی بدون روغن کاری مناسب . پس برای شفت دوم داریم :

بیرینگ 6409 برای چپ و رولر بیرینگ NU 409 برای راست .

### بیرینگ های شفت 3 :

نیروی محوری هلیکال به سمت راست است پس بیرینگ سمت راست مقید خواهد بود . ابتدا آن را انتخاب می کنیم .

قطر مقطع بیرینگ 55 است و نیروهای آن :

$$F_r = \sqrt{1.55^2 + 2.96^2} = 3.34 \text{ kN} , \quad F_a = 1.79 \text{ kN}$$

فرض اولیه 6411 می گیریم :

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic static		Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	B	C	$C_0$	$P_u$	r/min		kg	-
		mm		kN	kN				
<b>40</b>	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	* 6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408
<b>45</b>	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309
	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409
<b>50</b>	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	61910
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45	* 6210
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1	* 6310
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	6410
<b>55</b>	72	9	9	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083	61811
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19	61911
	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27	* 16011
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,39	* 6011
	100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61	* 6211
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35	* 6311
→	140	33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35	6411

$$D = 140 \text{ mm} , \quad C = 99.5 \text{ kN} , \quad C_0 = 62 \text{ kN} , \quad P_u = 2.6 \text{ kN} , \quad f_0 = 12$$

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = 0.346 \Rightarrow e = 0.22 , \quad X = 0.56 , \quad Y = 1.99$$

$$\frac{F_a}{F_\gamma} = 0.536 > e = 0.22 \Rightarrow P = 0.56 * 3.34 + 1.99 * 1.76 = 5.37 kN$$

علاوه بر ضریب خشونت 1.3 دو عدد چرخ زنجیر هم داریم که اگر آن را از لحاظ آزادی حرکت با تسمه تایم معادل بگیریم ضریب خشونت اضافی خواهد بود 1.3 پس :

$$k = 1.3 * 1.3 = 1.7 \Rightarrow L_{10} = 0.21 * \left( \frac{99.5}{1.7 * 5.37} \right)^3 = 272 Mrev$$

و عمری که باید به آن بررسیم :

$$L = 10 * 250 * 8 * 60 * 110 * 10^{-6} = 132 Mrev$$

$$\Rightarrow L_{10} > L$$

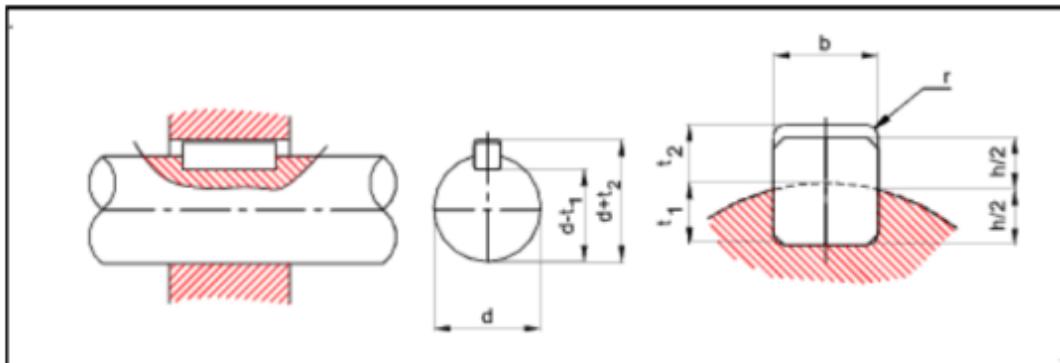
بدون روغن کاری مناسب جواب می دهد . پس نیازی به محاسبه حالت با روغن کاری ندارد و بیرینگ خوبی است .

از آنجا که در دو طرف زنجیر داریم و زنجیر ها نباید حتی کمی نامیزان شوند برای اطمینان بیشتر و تقارن بهتر بیرینگ طرف دیگر را نیز 6411 می گیریم و فقط آن را *none locate* می کنیم .

پس بیرینگ های انتخابی برای شفت سوم :

**دو عدد بیرینگ 6411 برای هر دو طرف**

جدول خار:



Nominal Dia d		Key b x h width x thck	KeyWay										Radius r		
			Width b					Depth							
			Nom	Tolerance Class				Shaft t <sub>1</sub>	Hub t <sub>2</sub>	Nom	Tol	Nom	Tol		
Over	Incl			Free	Normal		Close/Int						Max	min	
Shaft H9	Hub D10	Shaft N9	Hub Js9	Shaft/Hub P9											
6	8	2x2	2	+0,025	+0,06	-0,004	+0,012	-0,006	1,2	1,0	-	-	-	0,16	0,08
8	10	3x3	3	0	+0,02	-0,029	-0,012	-0,031	1,8	1,4	+0,1	+0,1	0	0,16	0,08
10	12	4x4	4	+0,03	+0,078	0	+0,015	-0,012	2,5	1,8	-	-	-	0,16	0,08
12	17	5x5	5	0	+0,030	-0,030	-0,015	-0,042	3,0	2,3	-	-	-	0,25	0,16
17	22	6x6	6	+0,03	+0,078	0	+0,015	-0,012	3,5	2,8	-	-	-	0,25	0,16
22	30	8x7	8	+0,036	+0,098	0	+0,018	-0,015	4,0	+0,2	3,3	+0,2	0	0,25	0,16
30	38	10x8	10	0	+0,040	-0,036	-0,018	-0,051	5,0	3,3	-	-	-	0,40	0,25
38	44	12x8	12	+0,043	+0,12	0	+0,021	-0,018	5,0	3,3	-	-	-	0,40	0,25
44	50	14x9	14	0	+0,050	-0,043	-0,021	-0,061	5,5	3,8	-	-	-	0,40	0,25
50	58	16x10	16	+0,052	+0,149	0	+0,026	-0,022	6,0	4,3	-	-	-	0,40	0,25
58	65	18x11	18	0	+0,065	-0,052	-0,026	-0,074	7,0	4,4	-	-	-	0,40	0,25
65	75	20x12	20	+0,052	+0,149	0	+0,026	-0,022	7,5	+0,2	4,9	+0,2	0	0,60	0,40
75	85	22x14	22	0	+0,065	-0,052	-0,026	-0,074	9,0	5,4	-	-	-	0,60	0,40
85	95	25x14	25	+0,052	+0,149	0	+0,026	-0,022	9,0	5,4	-	-	-	0,60	0,40
95	110	28x16	28	0	+0,065	-0,052	-0,026	-0,074	10,0	6,4	-	-	-	0,60	0,40
110	130	32x18	32	+0,062	+0,18	0	+0,031	-0,026	11,0	7,4	-	-	-	0,6	0,4
130	150	36x20	36	0	+0,080	-0,062	-0,031	-0,088	12,0	8,4	-	-	-	1,0	0,7
150	170	40x22	40	+0,062	+0,18	0	+0,031	-0,026	13,0	9,4	-	-	-	1,0	0,7
170	200	45x25	45	0	+0,080	-0,062	-0,031	-0,088	15,0	10,4	-	-	-	1,0	0,7
200	230	50x28	50	+0,062	+0,18	0	+0,031	-0,026	17,0	11,4	-	-	-	1,0	0,7
230	260	56x32	56	0	+0,080	-0,062	-0,031	-0,088	20,0	12,4	+0,3	0	12,4	1,6	1,2
260	290	63x32	63	+0,074	+0,220	0	+0,037	-0,032	20,0	12,4	-	-	-	1,6	1,2
290	330	70x36	70	0	+0,074	-0,074	-0,037	-0,106	22,0	14,4	-	-	-	1,6	1,2
330	380	80x40	80	+0,074	+0,220	0	+0,037	-0,032	25,0	15,4	-	-	-	2,5	2,0
380	440	90x45	90	0	+0,087	-0,087	-0,043	-0,124	28,0	17,4	-	-	-	2,5	2,0
440	500	100x50	100	+0,087	+0,260	0	+0,043	-0,037	31,0	19,5	-	-	-	2,5	2,0

## برآورد قیمت ها

قیمت یک جفت چرخ‌دنده مخروطی با نسبت تبدیل یک به دو با مدول ۵ و دندانه‌های ۱۶ و ۳۲ برابر با **847200** تومان است.

اگر بخواهیم خیلی سلده و فقط با نسبت گرفتن هزینه یک جفت چرخ‌دنده خودمان را پیدا کنیم خواهیم داشت:

$$847200 * \frac{8}{5} * \frac{14}{16} = 1186080 T = 1190000 T$$

از آنجا که این محصولات صنعتی تیراز بالا بوده و تولید انبوه هستند. در صورت سفارش محدود باید اضافه هزینه در نظر گرفت اضافه هزینه را مضرب ۲ فرض می‌کنیم. پس تقریباً خواهیم داشت:

$$1190000 * 2 = 2380000 T$$

همچنین قیمت یک چرخ‌دنده هلیکال مدول ۵ و ۲۰ دندانه **1631300** تومان است. داریم:

$$1631300 * \frac{18}{20} * 2 = 2936340 T \quad \text{و} \quad 1631300 * \frac{55}{20} * 2 = 8972150 T$$

بلبرینگ ساده بین **500000** و **100000** تومان و یا حتی بیشتر گستره تغییرات دارد. اگر فرض بگیریم **200000**

و رولبرینگ هم تقریباً **8000000** خواهد بود. از بلبرینگ ۴ عدد و از رولبرینگ ۲ عدد داریم پس:

$$16800000$$

اگر ابعاد هوسینگ را  $300 * 700 * 500$  بگیریم تقریباً مثل پروژه اول و به این مقدار ورق سیاه محاسبه کنیم خواهیم داشت:

ورق سیاه  $1.5 * 6$  چهار میل **23800** تومان قیمت دارد. با تقسیم سطح کل خواهیم داشت:

$$\frac{6 * 1.5}{1.42} = 6.34 \Rightarrow \frac{23800}{6.34} = 3754 T$$

در مقابل قیمت سایر قطعات ناچیز است.

شفت **ck45** قطر **55** قیمت **29500** به ازای هر کیلو دارد. با تقریب جرم هر سه شفت با هم داریم:

$$\pi * 0.055 * 0.055 * 0.3 * 3 * 7800 * 29500 = 1968042 = 2000000 T$$

پس در مجموع چیزی در حدود **33 میلیون تومان**.

منابع :

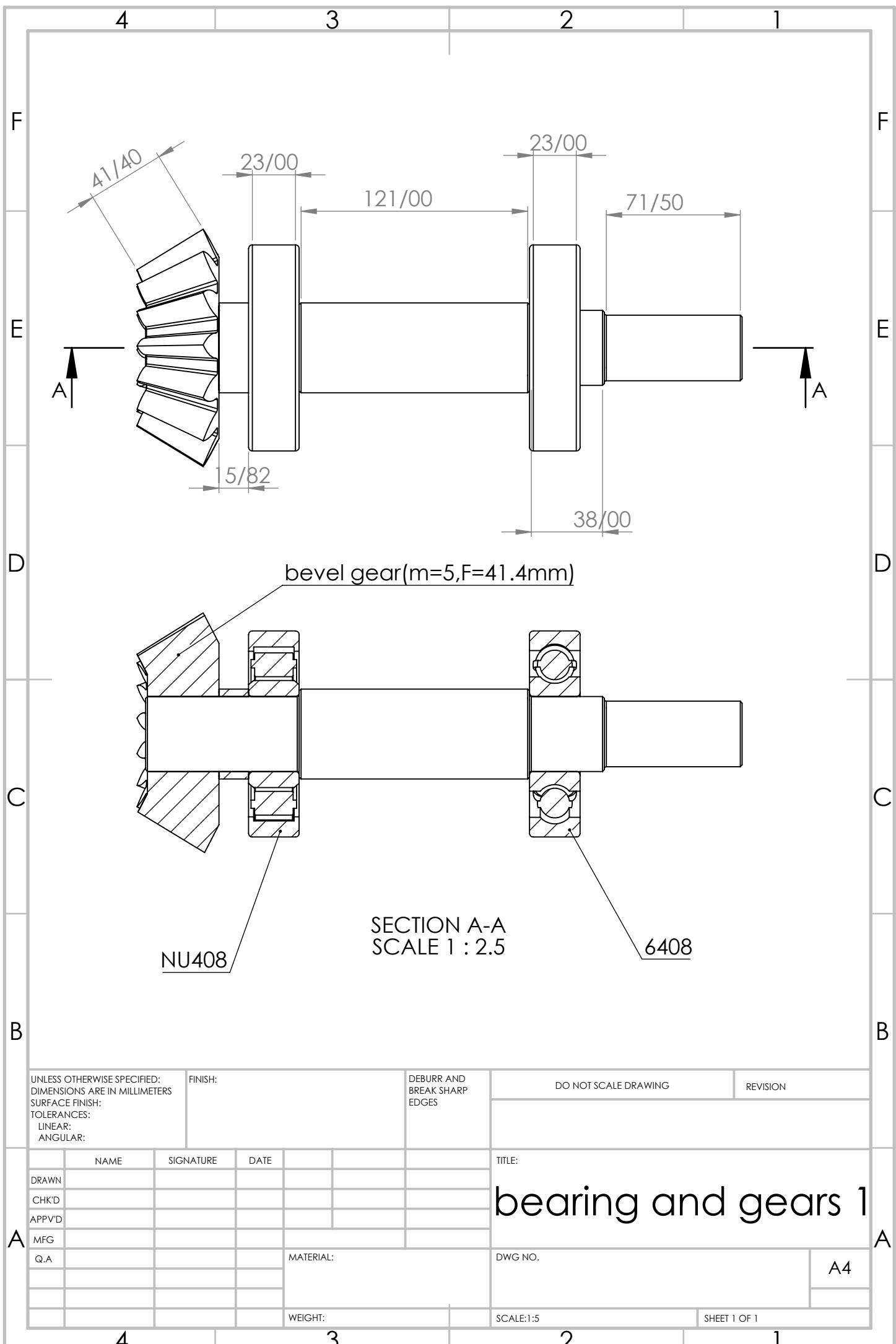
[www.sanatbazar.com](http://www.sanatbazar.com)

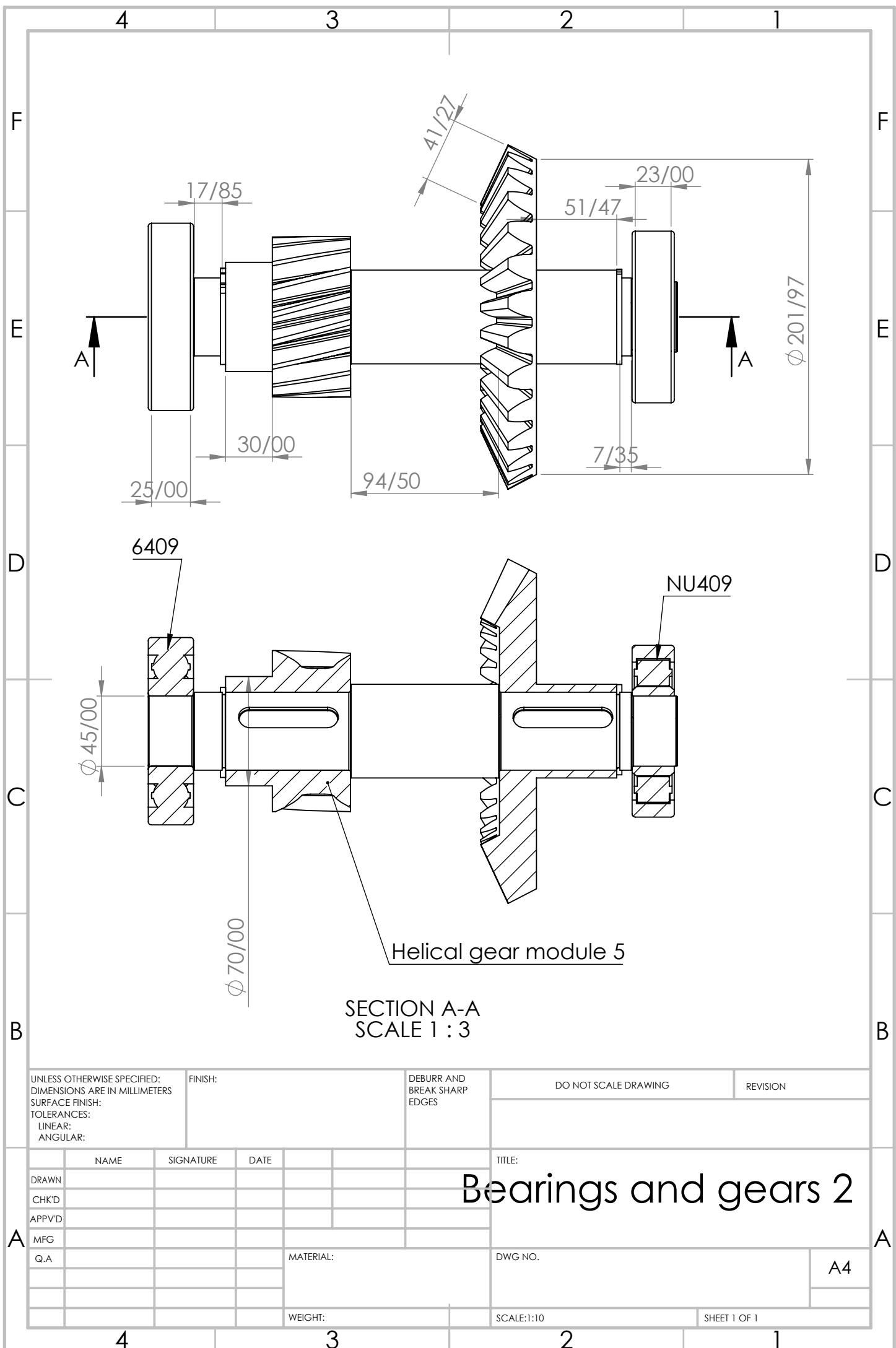
[www.fomcocorp.com](http://www.fomcocorp.com)

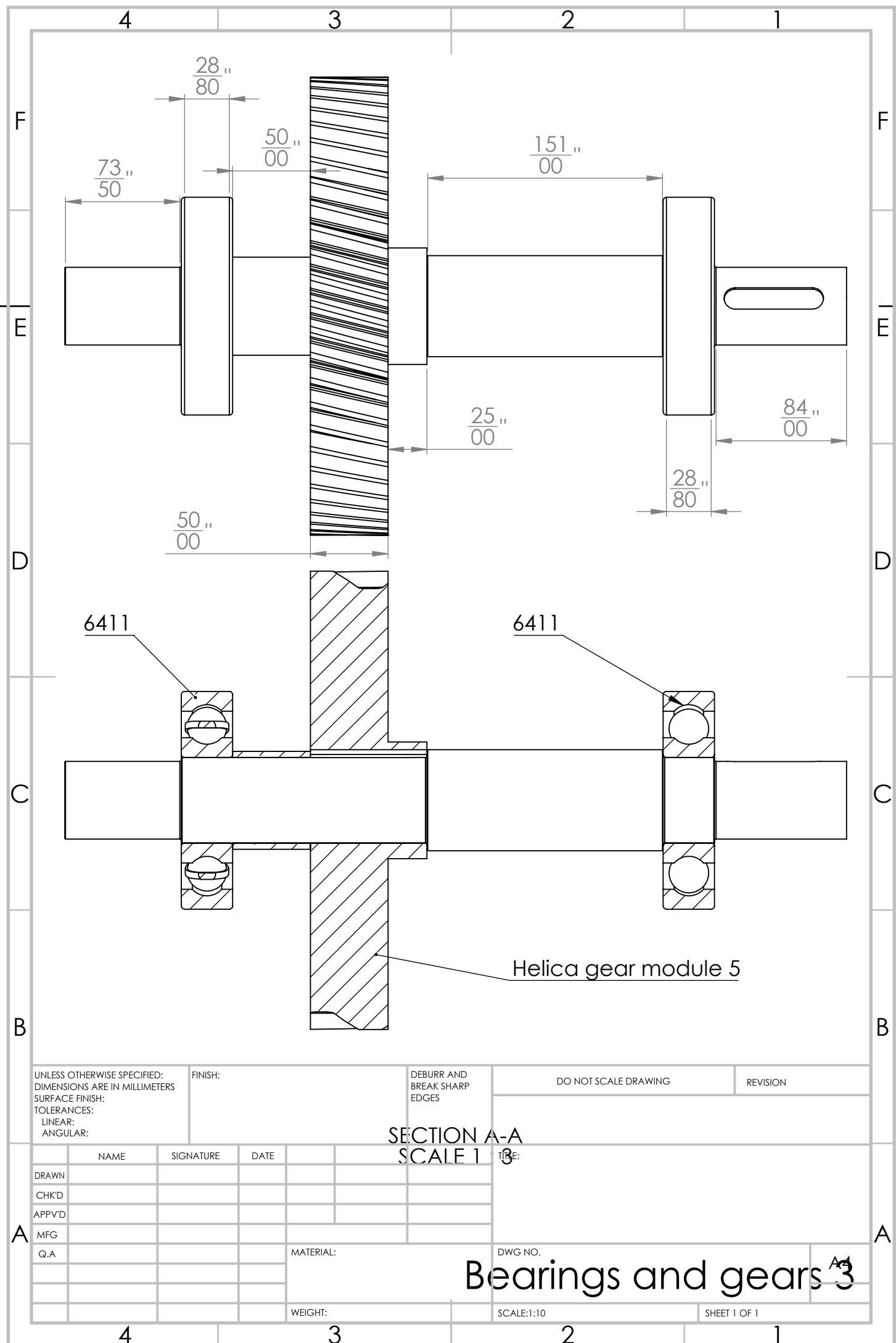
[www.ahantop.com](http://www.ahantop.com)

[www.ahanak.com](http://www.ahanak.com)

# نقشه های اجرایی







4

3

2

1

F

E

D

C

B

A

F

E

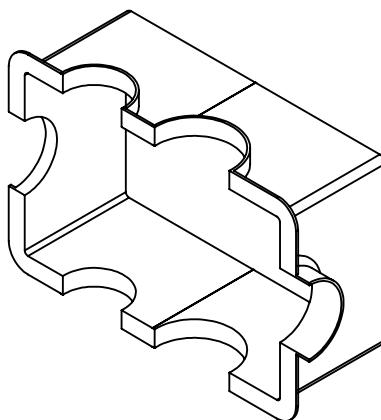
D

C

B

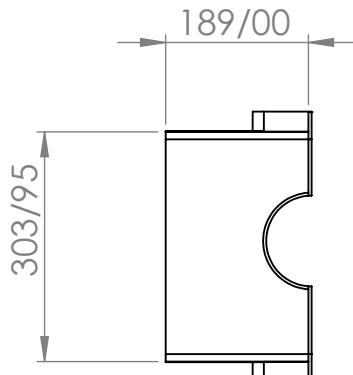
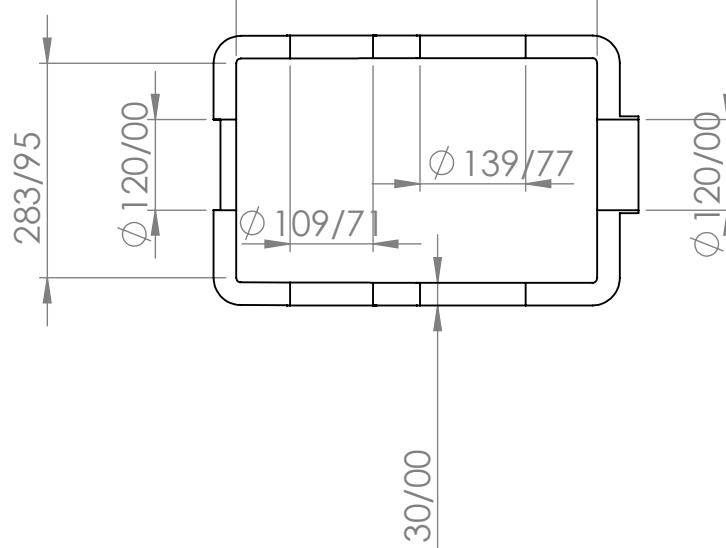
A

X 2



Sheet metal with 4mm thickness

477/00



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

DRAWN

NAME

SIGNATURE

DATE

TITLE:

CHK'D

APP'D

MFG

Q.A.

MATERIAL:

DWG NO.

4

3

2

1

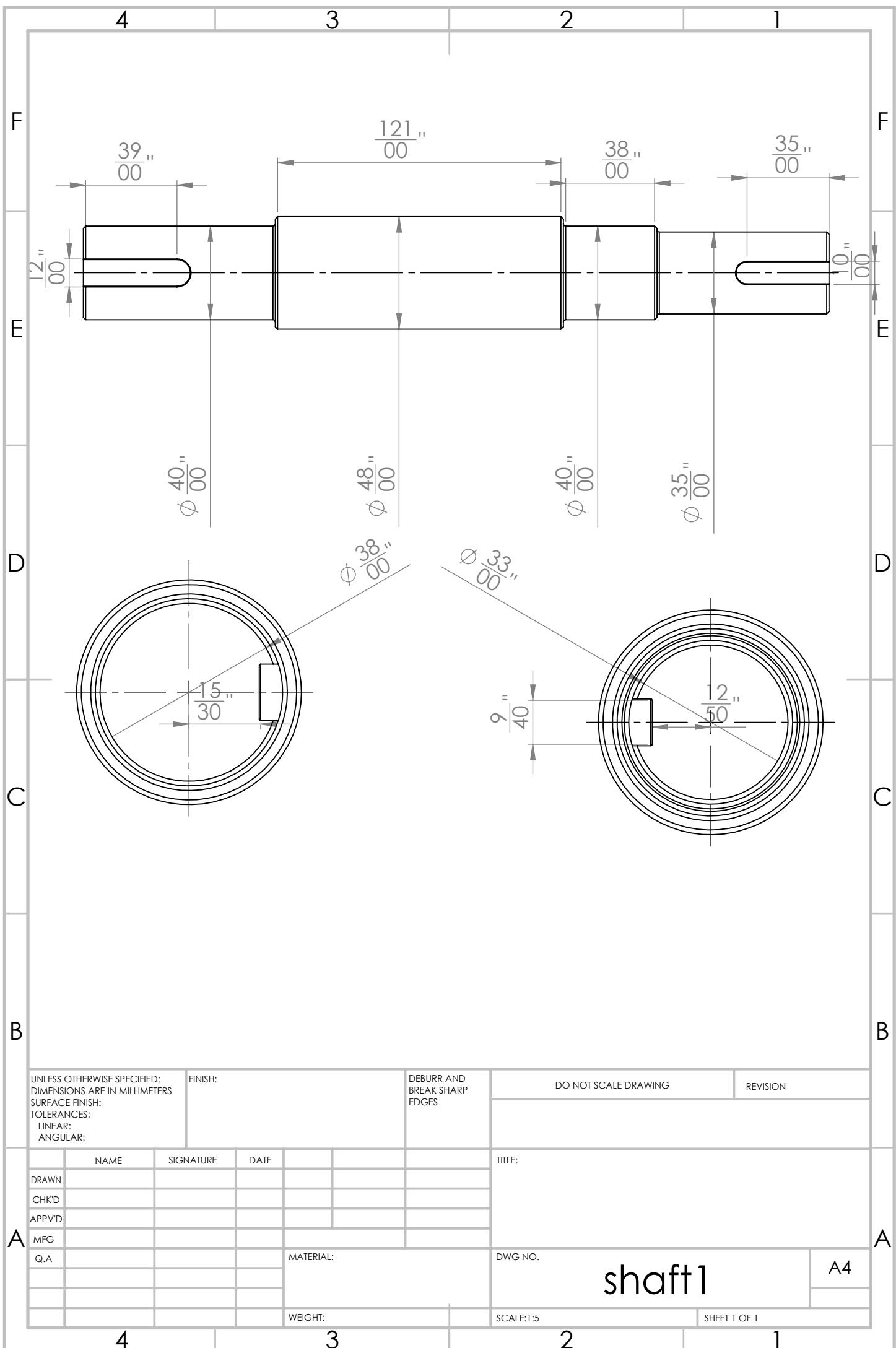
Box

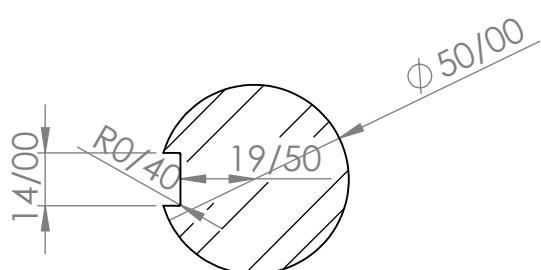
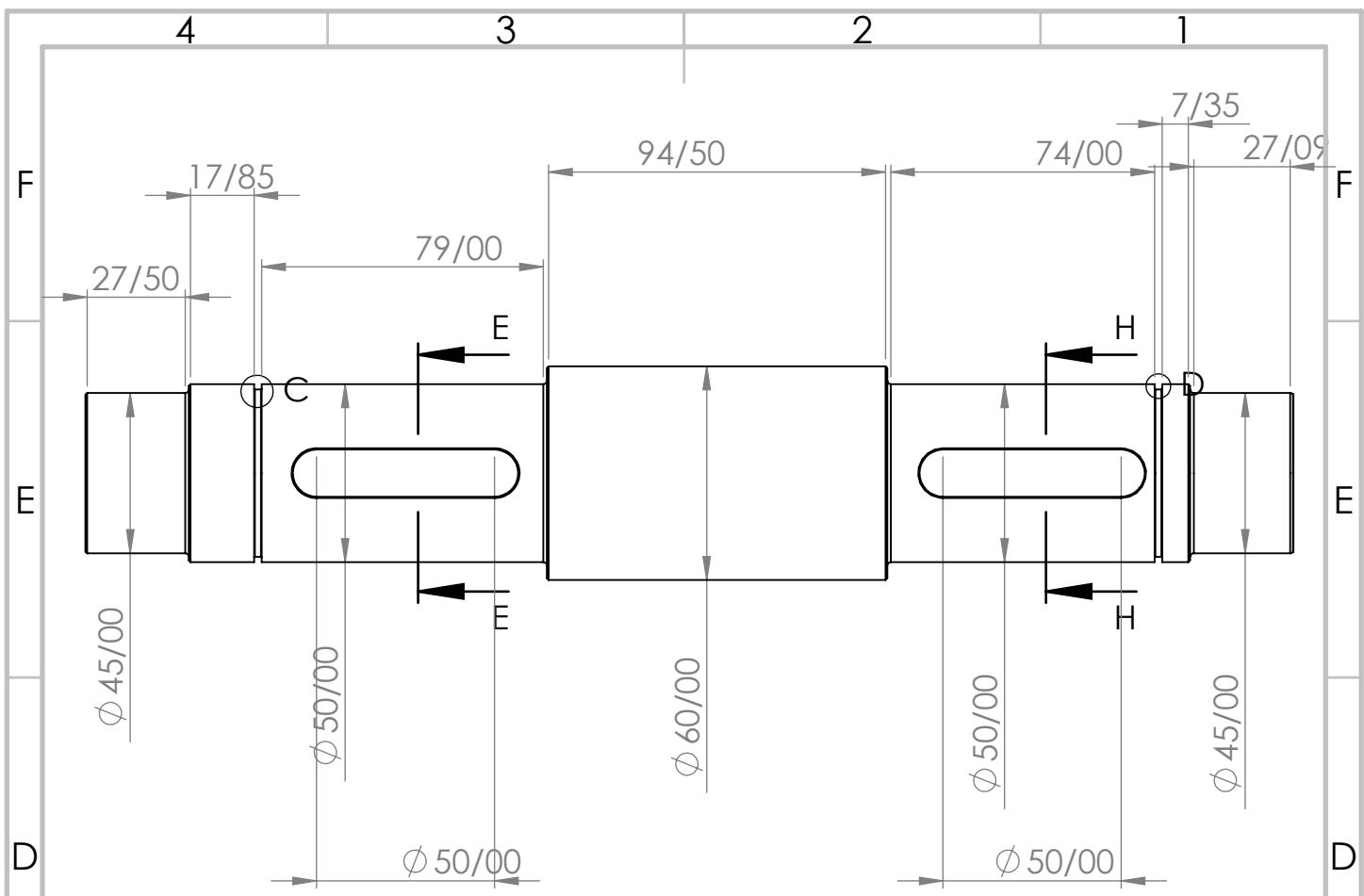
A4

WEIGHT:

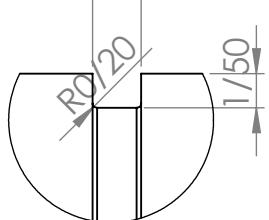
SCALE:1:10

SHEET 1 OF 1

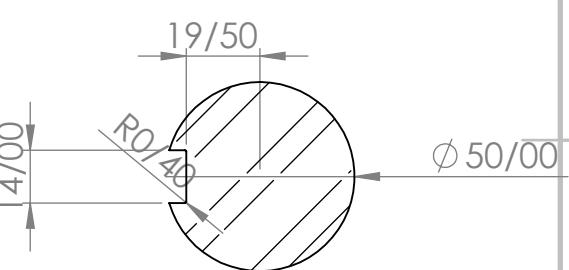




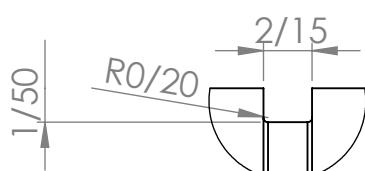
**SECTION E-E  
SCALE 1 : 2**



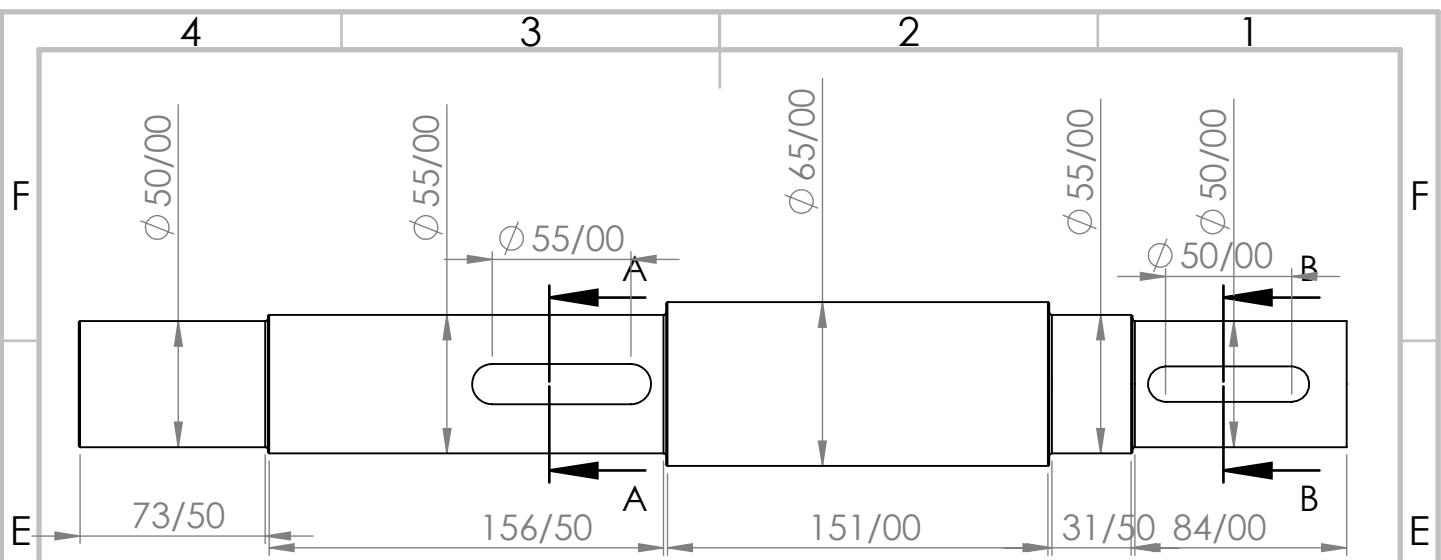
B DETAIL C  
SCALE 3 : 1



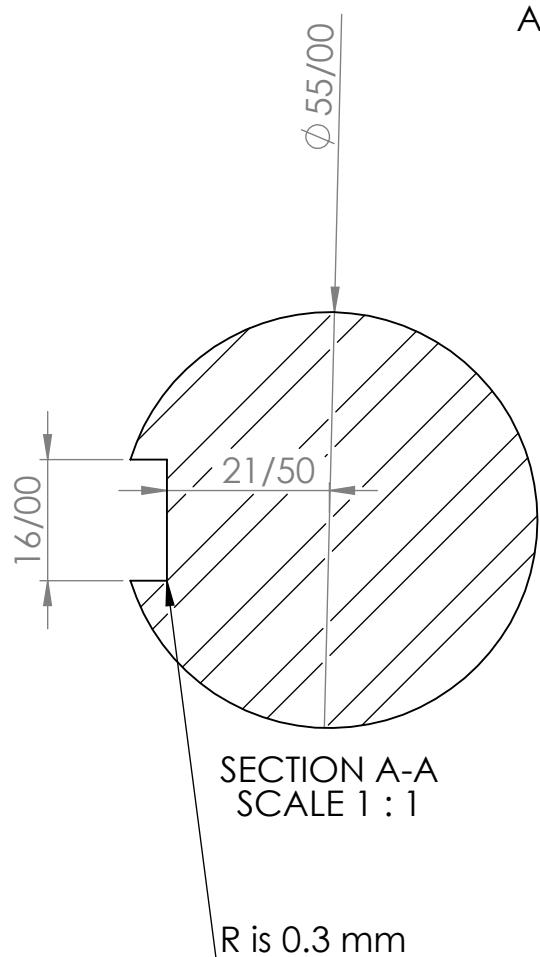
SECTION H-H  
SCALE 1 : 2



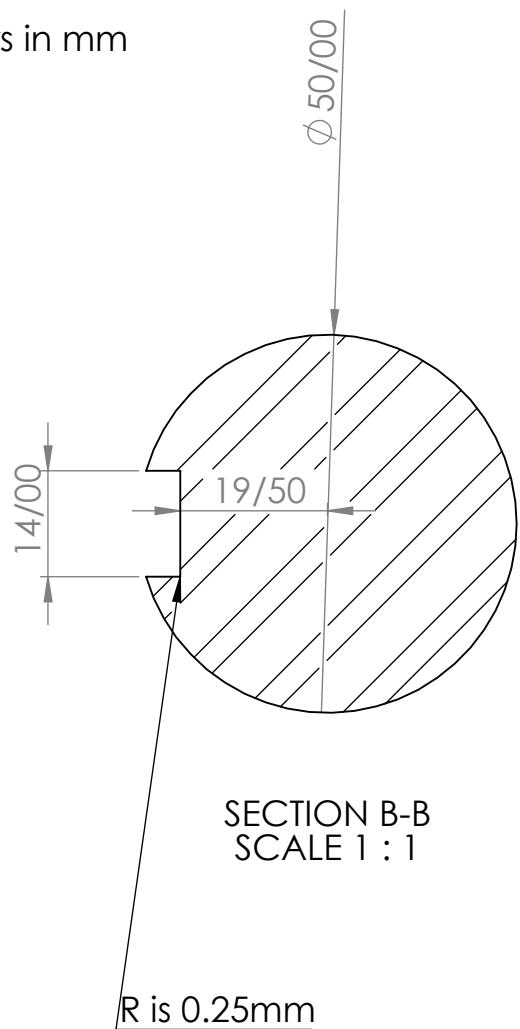
DETAIL D  
SCALE 3 : 1



All numbers in mm



SECTION A-A  
SCALE 1 : 1



SECTION B-B  
SCALE 1 : 1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE			
CHK'D						
APP'D						
MFG						
Q.A.						
				TITLE:		
				MATERIAL:		DWG NO.
				WEIGHT:		SCALE:1:5
						SHEET 1 OF 1

shaft3

A4

