

# EK-1- TAMAMLAYICI BİLGİLER

## E1.1- Evolvent (veya involüt) fonksiyonun değerleri (Çetvel E1.1)

$\alpha$	inv $\alpha$	Fark	$\alpha$	inv $\alpha$	Fark	$\alpha$	inv $\alpha$	Fark	$\alpha$	inv $\alpha$	Fark	$\alpha$	inv $\alpha$	Fark	$\alpha$	inv $\alpha$	Fark
0.0°	0.000000	0	10.0°	0.017941	548	20.0°	0.149044	2325	30.0°	0.537375	5844	40.0°	1.0893423	8589	50.0°	1.8195925	11686
0.1°	0.000000	0	10.1°	0.179419	559	20.1°	0.151369	2330	30.1°	0.543556	5889	40.1°	1.0920212	8659	50.1°	1.8258077	11731
0.2°	0.000000	0	10.2°	0.208838	571	20.2°	0.153719	2335	30.2°	0.549845	5936	40.2°	1.0947004	8733	50.2°	1.8320229	11776
0.3°	0.000000	0	10.3°	0.238257	582	20.3°	0.156094	2340	30.3°	0.556134	5983	40.3°	1.0973796	8807	50.3°	1.8382381	11821
0.4°	0.000001	1	10.4°	0.267676	594	20.4°	0.158495	2345	30.4°	0.562423	6030	40.4°	1.1000588	8881	50.4°	1.8444533	11866
0.5°	0.000002	2	10.5°	0.297095	605	20.5°	0.160922	2349	30.5°	0.568712	6077	40.5°	1.1027380	8955	50.5°	1.8506685	11911
0.6°	0.000004	2	10.6°	0.326514	617	20.6°	0.163375	2353	30.6°	0.575001	6124	40.6°	1.1054172	9029	50.6°	1.8568837	11956
0.7°	0.000006	3	10.7°	0.355933	629	20.7°	0.165854	2357	30.7°	0.581290	6171	40.7°	1.1080964	9103	50.7°	1.8630989	12001
0.8°	0.000009	3	10.8°	0.385352	642	20.8°	0.168359	2361	30.8°	0.587579	6218	40.8°	1.1107756	9177	50.8°	1.8693141	12046
0.9°	0.000013	5	10.9°	0.414771	653	20.9°	0.170891	2365	30.9°	0.593868	6265	40.9°	1.1134548	9251	50.9°	1.8755293	12091
1.0°	0.000018	6	11.0°	0.444190	665	21.0°	0.173449	2369	31.0°	0.600157	6312	41.0°	1.1161340	9325	51.0°	1.8817445	12136
1.1°	0.000024	6	11.1°	0.473609	678	21.1°	0.176034	2373	31.1°	0.606446	6359	41.1°	1.1188132	9399	51.1°	1.8879597	12181
1.2°	0.000031	8	11.2°	0.503028	690	21.2°	0.178646	2377	31.2°	0.612735	6406	41.2°	1.1214924	9473	51.2°	1.8941749	12226
1.3°	0.000039	10	11.3°	0.532447	703	21.3°	0.181286	2381	31.3°	0.619024	6453	41.3°	1.1241716	9547	51.3°	1.9003901	12271
1.4°	0.000049	11	11.4°	0.561866	716	21.4°	0.183953	2385	31.4°	0.625313	6500	41.4°	1.1268508	9621	51.4°	1.9066053	12316
1.5°	0.000060	13	11.5°	0.591285	729	21.5°	0.186647	2389	31.5°	0.631602	6547	41.5°	1.1295300	9695	51.5°	1.9128205	12361
1.6°	0.000073	14	11.6°	0.620704	742	21.6°	0.189369	2393	31.6°	0.637891	6594	41.6°	1.1322092	9769	51.6°	1.9190357	12406
1.7°	0.000087	16	11.7°	0.650123	755	21.7°	0.192119	2397	31.7°	0.644180	6641	41.7°	1.1348884	9843	51.7°	1.9252509	12451
1.8°	0.000103	16	11.8°	0.679542	769	21.8°	0.194899	2401	31.8°	0.650469	6688	41.8°	1.1375676	9917	51.8°	1.9314661	12496
1.9°	0.000122	19	11.9°	0.708961	782	21.9°	0.197709	2405	31.9°	0.656758	6735	41.9°	1.1402468	9991	51.9°	1.9376813	12541
2.0°	0.000142	20	12.0°	0.738380	795	22.0°	0.200549	2409	32.0°	0.663047	6782	42.0°	1.1429260	10065	52.0°	1.9438965	12586
2.1°	0.00164	25	12.1°	0.767800	809	22.1°	0.203419	2413	32.1°	0.669336	6829	42.1°	1.1456052	10139	52.1°	1.9501117	12631
2.2°	0.00189	29	12.2°	0.797219	823	22.2°	0.206319	2417	32.2°	0.675625	6876	42.2°	1.1482844	10213	52.2°	1.9563269	12676
2.3°	0.00216	29	12.3°	0.826638	836	22.3°	0.209249	2421	32.3°	0.681914	6923	42.3°	1.1509636	10287	52.3°	1.9625421	12721
2.4°	0.00245	32	12.4°	0.856057	850	22.4°	0.212209	2425	32.4°	0.688203	6970	42.4°	1.1536428	10361	52.4°	1.9687573	12766
2.5°	0.00277	35	12.5°	0.885476	865	22.5°	0.215199	2429	32.5°	0.694492	7017	42.5°	1.1563220	10435	52.5°	1.9749725	12811
2.6°	0.00312	37	12.6°	0.914895	879	22.6°	0.218219	2433	32.6°	0.700781	7064	42.6°	1.1590012	10509	52.6°	1.9811877	12856
2.7°	0.00349	40	12.7°	0.944314	894	22.7°	0.221259	2437	32.7°	0.707070	7111	42.7°	1.1616804	10583	52.7°	1.9874029	12901
2.8°	0.00389	44	12.8°	0.973733	908	22.8°	0.224319	2441	32.8°	0.713359	7158	42.8°	1.1643596	10657	52.8°	1.9936181	12946
2.9°	0.00433	46	12.9°	0.803152	923	22.9°	0.227399	2445	32.9°	0.719648	7205	42.9°	1.1670388	10731	52.9°	1.9998333	12991
3.0°	0.00479	50	13.0°	0.832571	938	23.0°	0.230499	2449	33.0°	0.725937	7252	43.0°	1.1697180	10805	53.0°	2.0060485	13036
3.1°	0.0529	52	13.1°	0.862000	952	23.1°	0.233619	2453	33.1°	0.732226	7300	43.1°	1.1723972	10879	53.1°	2.0122637	13081
3.2°	0.0581	57	13.2°	0.891419	968	23.2°	0.236859	2457	33.2°	0.738515	7347	43.2°	1.1750764	10953	53.2°	2.0184789	13126
3.3°	0.0638	60	13.3°	0.920838	983	23.3°	0.240119	2461	33.3°	0.744804	7394	43.3°	1.1777556	11027	53.3°	2.0246941	13171
3.4°	0.0698	63	13.4°	0.950257	998	23.4°	0.243499	2465	33.4°	0.751093	7441	43.4°	1.1804348	11101	53.4°	2.0309093	13216
3.5°	0.0761	67	13.5°	0.979676	1014	23.5°	0.246899	2469	33.5°	0.757382	7488	43.5°	1.1831140	11175	53.5°	2.0371245	13261
3.6°	0.0828	71	13.6°	1.009095	1029	23.6°	0.250319	2473	33.6°	0.763671	7535	43.6°	1.1857932	11249	53.6°	2.0433397	13306
3.7°	0.0899	75	13.7°	1.038514	1045	23.7°	0.253859	2477	33.7°	0.769960	7582	43.7°	1.1884724	11323	53.7°	2.0495549	13351
3.8°	0.0974	79	13.8°	1.067933	1061	23.8°	0.257419	2481	33.8°	0.776249	7629	43.8°	1.1911516	11397	53.8°	2.0557701	13396
3.9°	0.1053	83	13.9°	1.097352	1077	23.9°	0.261099	2485	33.9°	0.782538	7676	43.9°	1.1938308	11471	53.9°	2.0619853	13441
4.0°	0.001136	88	14.0°	1.126771	1093	24.0°	0.264799	2489	34.0°	0.788827	7723	44.0°	1.1965100	11545	54.0°	2.0682005	13486
4.1°	0.1224	92	14.1°	1.156190	1109	24.1°	0.268519	2493	34.1°	0.795116	7770	44.1°	1.1991892	11619	54.1°	2.0744157	13531
4.2°	0.1316	96	14.2°	1.185609	1126	24.2°	0.272259	2497	34.2°	0.801405	7817	44.2°	1.2018684	11693	54.2°	2.0806309	13576
4.3°	0.1412	101	14.3°	1.215028	1142	24.3°	0.276019	2501	34.3°	0.807694	7864	44.3°	1.2045476	11767	54.3°	2.0868461	13621
4.4°	0.1513	106	14.4°	1.244447	1159	24.4°	0.279799	2505	34.4°	0.813983	7911	44.4°	1.2072268	11841	54.4°	2.0930613	13666
4.5°	0.1619	110	14.5°	1.273866	1176	24.5°	0.283599	2509	34.5°	0.820272	7958	44.5°	1.2099060	11915	54.5°	2.0992765	13711
4.6°	0.1729	116	14.6°	1.303285	1193	24.6°	0.287419	2513	34.6°	0.826561	8005	44.6°	1.2125852	11989	54.6°	2.1054917	13756
4.7°	0.1845	120	14.7°	1.332704	1210	24.7°	0.291259	2517	34.7°	0.832850	8052	44.7°	1.2152644	12063	54.7°	2.1117069	13801
4.8°	0.1965	126	14.8°	1.362123	1227	24.8°	0.295119	2521	34.8°	0.839139	8100	44.8°	1.2179436	12137	54.8°	2.1179221	13846
4.9°	0.2091	131	14.9°	1.391542	1244	24.9°	0.299099	2525	34.9°	0.845428	8147	44.9°	1.2206228	12211	54.9°	2.1241373	13891
5.0°	0.02222	131	15.0°	1.420961	1261	25.0°	0.303099	2529	35.0°	0.851717	8194	45.0°	1.2233020	12285	55.0°	2.1303525	13936

Çetvel E1.1a - involüt Fonksiyon  $inv \alpha = tg \alpha - arc \alpha$  [ L.36 ]

1- Verilen :  $\alpha [^\circ]$  , aranan :  $\text{inv } \alpha$   
Kaide :  $\hat{\alpha} = \alpha \cdot \pi / 180^\circ$  dolayısıyla ,  $\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \hat{\alpha}$

2- Verilen :  $\text{inv } \alpha$  , aranan :  $\alpha [^\circ]$   
Kaide :  $\hat{\alpha}_{n+1} = \frac{-\text{tg } \alpha_n + \hat{\alpha}_n + \text{inv } \alpha}{\text{tg}^2 \alpha_n} + \hat{\alpha}_n$

• Hesap metodu

Adım 0

$$(0.1) \hat{\alpha}_0 = \sqrt[3]{3 \text{inv } \alpha}$$

$$(0.2) \text{tg } \alpha_0$$

$$\text{tg}^2 \alpha_0 \rightarrow \text{STO}$$

$$-\sqrt{\text{tg}^2 \alpha_0}$$

$$-\sqrt{\text{tg}^2 \alpha_0} + \hat{\alpha}_0 + \text{inv } \alpha = \delta$$

Kontrol :  $\delta = \text{inv } \alpha_0 - \text{inv } \alpha$   
 $< 10^{-4}$  ? Evet - Hayır

$$\frac{\delta}{\text{tg}^2 \alpha_0} + \hat{\alpha}_0 = \hat{\alpha}_1$$

Evet  $\rightarrow$  Son . Hayır  $\rightarrow$

(0.3) İterasyonun sonuna göre :  $\alpha^\circ = \hat{\alpha} \cdot 180^\circ / \pi$

$\alpha = 30^\circ$  ye kadar genellikle iki veya üç iterasyon adımı kafi:

Adım 1

$$(1.1) \hat{\alpha}_1$$

$$(1.2) \text{tg } \alpha_1$$

Kontrol :  $\delta < 10^{-4}$  ?

Evet - Hayır

$$\hat{\alpha}_2$$

Evet  $\rightarrow$  Son . Hayır  $\rightarrow$

Adım 2

$$(2.1)$$

Cetvel E1-1b -  $\alpha$  dan  $\text{inv } \alpha$  'nin ve  $\text{inv } \alpha$  dan  $\alpha$  'nın , mini hesap makinası yardımıyla elde edilmesi

Örnek :  $\text{inv } \alpha = 0,014904$  ,  $\alpha = ?$

$$\hat{\alpha}_0 = \sqrt[3]{3 \cdot \text{inv } \alpha} = \sqrt[3]{3 \cdot 0,014904} = 0,3549$$

$$\alpha_0 = \hat{\alpha}_0 \cdot \frac{180}{\pi} = 0,3549 \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\alpha_0 = 20,3359^\circ$$

Kontrol :  $\delta = \text{inv } \alpha_0 - \text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha_0 - \hat{\alpha}_0 - \text{inv } \alpha$

$$\delta = \text{tg } 20,3359 - 0,3549 - 0,014904 = 0,0008$$

$$\delta = 8 \cdot 10^{-4} > 10^{-4} \text{ Hayır}$$

$$\hat{\alpha}_1 = \frac{-\text{tg } \alpha_0 + \hat{\alpha}_0 + \text{inv } \alpha}{\text{tg}^2 \alpha_0} + \hat{\alpha}_0$$

$$\hat{\alpha}_1 = \frac{-\text{tg } 20,3359 + 0,3549 + 0,014904}{\text{tg}^2 20,3359} + 0,3549 = 0,3492$$

$$\alpha_1 = 0,3492 \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\alpha_1 = 20,0058^\circ (\cong 20^\circ)$$

Kontrol :  $\delta = \text{inv } \alpha_1 - \text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha_1 - \hat{\alpha}_1 - \text{inv } \alpha$

$$\delta = \text{tg } 20,0058 - 0,3492 - 0,014904$$

$$\delta = 1,4 \cdot 10^{-5} < 10^{-4} \text{ Evet}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

## E1.4 - Çok kullanılan dişli çark çelikleri (Çetvel E1.3)

Malzeme ve Isıl İşlem Durumu	DIN-Symbolü	Kullanıldığı yerler ve özellikleri
Sementasyon çelikleri DIN 17240 (Sementasyonla sertleştirilmiş)	16 Mn Cr 5	$\phi 250$ için standart çelik, $1,5 < m < 20$ ; $m < 2$ olması saf olmayan ve dövülmüş malzemelerde problem yaratabilir; $2 < m < 5$ halinde 15 Cr Ni 6 ile eş değerlidir.
	20 Mn Cr 5	Ölçüleri 16 Mn Cr 5 ile 15 Cr Ni 6 arasında, çekirdek mukavemeti yaklaşık olarak $1000 \text{ N/mm}^2$ .
	15 Cr Ni 6 17 Cr Ni Mo 6	$16 < m < 30$ için normal; darbeli işletmede $m > 5$ için uygun; $m < 2$ halinde 16 Mn Cr 5 yerine kullanılabilir. $\phi 250 \dots 800$ için 15 Cr Ni 6 tercih edilir. 17 Cr Ni Mo 6 daha yüksek çekirdek mukavemeti, daha büyük süneklik, daha yüksek zaman mukavemeti bununla beraber aşırı karbürizasyona karşı hassasiyet gösterir.
	10 Ni Cr Mo 14 20 Mo Cr 4, 25 Mo Cr 4	Çekirdek mukavemeti daha düşük ( $\sigma_B < 1000 \text{ N/mm}^2$ ) büyük dişli çarklar için uygun. Motorlu taşıt mekanizmaları için "klasik" direkt sertleştirme çelikleri.
İslah çelikleri DIN 17200 (Alev veya endüksiyonla sertleştirilmiş)	CK 45 V	$b < 20$ ve yaklaşık olarak $\phi 100$ 'e kadar döner sistemde sertleştirme mümkün.
	(CF 53 V)	Yaklaşık olarak $b = 100$ 'e kadar alevle döner sistemde sertleştirme mümkün, sertlik değeri yüksek, çatlığa karşı hassas.
	41 Cr 4 V, 46 Cr	Yaklaşık olarak $b = 100$ 'e kadar döner sistemde sertleştirme mümkün, sertlik değeri orta, fiyat uygun.
	30 Cr Ni Mo 8 V, 34 Cr Mo 4 V	Daha büyük çarklar için uygun, döner sistemde ve teker teker diş sertleştirme mümkün, problemsiz.
	42 Cr Mo 4 V	Döner sistemde ve teker teker diş sertleştirme mümkün, sertlik değeri yüksek fakat çatlığa karşı hassas.
	(50 Cr Mo 4 V, 50 Cr V 4 V)	Döner sistemde sertleştirme mümkün, sertlik değeri yüksek, çatlığa karşı hassas.
İslah ve Sementasyon çelikleri DIN 17200, 17210 (Gaz ile nitrürlenmiş)	42 Cr Mo 4 V	31 Cr Mo V 9 dan daha düşük üst yüzey sertliğine rağmen büyük çarklarda elverişli; güvenilir nitrasyon çeliği, uygun plastik şekillenebilme (taşıma şekli hatasının dengelenmesi); $\sigma_B > 800 \text{ N/mm}^2$ , $N_{ht} < 0,6 \text{ mm}$ . (nitrasyon sertlik derinliği), $m < 16$ .
	16 Mn Cr 5 V	Çekirdek mukavemeti düşük ( $\sigma_B > 700 \text{ N/mm}^2$ ); islah edilmeli, $N_{ht} < 0,6 \text{ mm}$ , $m < 10$ .
Nitrasyon çelikleri (Gaz ile nitrürlenmiş)	31 Cr Mo V 9 V 14 Cr Mo V 6.9 V	Standart çelik, $\sigma_B > 900 \text{ N/mm}^2$ . Nitrasyon derinliği $N_{ht} > 1 \text{ mm}$ olabilir, $\sigma_B > 900 \text{ N/mm}^2$ , pahalı.
	25 Cr Mo 4 V	iyi kaynak yapılabilir.
	16 Mn Cr 5 V 42 Cr Mo 4 V	Daha az çarpılma, daha uygun fiyat, $d < 300 \text{ mm}$ , $m < 6$ . C 45 N den daha yüksek çekirdek mukavemeti ve üst yüzey sertliği, $d < 600 \text{ mm}$ , $m < 10$ .
İslah ve Sementasyon çelikleri (Gaz ile veya banyoda nitrokarbürize yapılmış)	C 45 N 16 Mn Cr 5 V 42 Cr Mo 4 V	

Çetvel E1.3 - Dişli çark çeliklerinin kullanım alanları ve özellikleri



- Referans profili I : Azdırma veya form freze ile ve planyalama meto-  
duna göre diş açılmış. A diş tabanı, diş açmadan sonra ilave bir iş-  
lem görmeden meydana gelir

$$h_{a0I} = h_{frI} = 1,167 \cdot m$$

$$S_{rI} = 0,5 \cdot t \quad (\text{Diş kalınlığı})$$

$$h_{oI} \geq 2,367 \cdot m$$

- Referans profili II : Fellows yöntemi ile diş açılmış. Diş profili, diş  
açmadan sonra ilave bir işlem görmeyen dişliler için geçerlidir.

$$h_{a0II} = h_{frII} = 1,25 \cdot m$$

$$S_{rII} = 0,5 \cdot t$$

$$h_{oII} \geq 2,45 \cdot m$$

- Referans profili III : Diş açıldıktan sonra taşlama işlemi uygulanan  
dişliler için geçerlidir.

$$h_{a0III} = 1,25 \cdot m + 0,25 \cdot m^{1/3}$$

$$h_{frIII} = 1,25 \cdot m$$

$$S_{rIII} = 0,5 \cdot t + 0,25 \cdot m^{1/3} \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha_0 = 0,5 \cdot t + 0,182 \cdot m^{1/3}$$

$$q_{nIII} = 0,25 \cdot m^{1/3} \cdot \sin \alpha_0 = 0,0855 \cdot m^{1/3}$$

$$h_{oIII} \geq 2,45 \cdot m$$

- Referans profili IV : Diş açıldıktan sonra taşlama veya traşlama iş-  
lemi uygulanan dişliler için geçerlidir.

$$h_{a0IV} = 1,25 \cdot m + 0,6 \cdot m^{1/3}$$

$$h_{frIV} = 1,25 \cdot m$$

$$S_{rIV} = 0,5 \cdot t + 0,6 \cdot m^{1/3} \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha_0 = 0,5 \cdot t + 0,437 \cdot m^{1/3}$$

$$q_{nIV} = 0,6 \cdot m^{1/3} \cdot \sin \alpha_0 = 0,2052 \cdot m^{1/3}$$

$$h_{oIV} \geq 2,45 \cdot m$$

Modülü  $m=3,5$  olan II profili için gösterilme tarzı;

Takım referans profili II x 3,5 DIN 3972

### C) Özel - referans profili

c1) ISO 53 / 1974'e göre (Diş profilinin baş ve taban kısımları dü-  
zeltilmiş)

c2) Takım referans profili (kamburlu),  $q_n$  - işleme payı.

d) Evolvent münasebetleri,  $\alpha_y$  - Profil açısı (Y noktasında);

$\xi_y$  - Yuvarlanma açısı (U ile  $T_y$  arasında);  $\rho_y$  - Eğrilik yarıçapı  
(Y noktasında).

## E1.3 - Çok kullanılan dişli çark malzemelerinin mukavemet değerleri.

Nr.	Malzeme grubu	DIN - Sembol	Isıl işlem durumu	$\delta^d$ %	Sertlik (Tamamlanmış dişli çarkta) <sup>g</sup>	Pitting mukavemeti <sup>g</sup>	
						Sürekli $\sigma_{Hlim}$ N/mm <sup>2</sup>	Statik $\sigma_{HlimS}$ N/mm <sup>2</sup>
1	Kır veya pik döküm.	GG 20	lamel grafitli	-	180 HB	300	450
2	DIN 1691	GG 25		-	220 HB	360	520'ye kadar
3	Siyah temper döküm.	GTS 35	Ferritik	12	150 HB	320	
4	DIN 1692	GTS 65	Perlitik	3	220 HB	460	
5	Küresel grafitli döküm	GGG 40	Ferritik	10...15	180 HB	370	
6	(Sfero döküm).	GGG 60	Ferritik/Perlitik	3...6	250 HB	490	
7	DIN 1693	GGG 100	Ara kademe işlenmiş	4	350 HB	700 <sup>f</sup>	
8	Alaşsız çelik döküm	GS 52.1	-	18	160 HB	320 <sup>z</sup>	680
9	DIN 1681	GS 60.1	-	15	180 HB	380 <sup>z</sup>	800'e kadar
10	Genel yapı çelikleri DIN 17100	St 50	-	25	160 HB	370 <sup>z</sup>	
11		St 60	-	15	190 HB	430 <sup>z</sup>	
12		St 70	-	10	210 HB	460 <sup>z</sup>	
13	İslah çelikleri DIN 17100	Ck 45	Normalize edilmiş	16'	190 HV10	530 <sup>z</sup>	
14		34Cr Mo 4	İslah edilmiş	14'	270 HV10	530 <sup>z</sup>	750
15		42Cr Mo 4		11'	300 HV10	600 <sup>z</sup>	950'ye kadar
16		34Cr Ni Mo 6		10'	310 HV10	630 <sup>z</sup>	
					Sertlik		
					çekirdek HV10:	Yüzey HV10:	
17	İslah çelikleri DIN 17200, alev veya endüksiyonla sertleştirilmiş	Ck 45	Normalize edilmiş	190	560 <sup>g</sup>	1030 <sup>f</sup>	
18		34Cr Mo 4	İslah edilmiş	270	590	1070 <sup>f</sup>	
19		42Cr Mo 4		280	610	1170 <sup>f</sup>	
20		34Cr Ni Mo 6		250	590	1270 <sup>f</sup>	
					HV10:	HV1:	
21	İslah ve sementasyon çelikleri, nitrürleşmiş <sup>f</sup>	42Cr Mo 4	Talaş kaldırmadan önce islah edilmiş	180	550	1070 <sup>g,x</sup>	
22		16Mn Cr 5		280	550	1110 <sup>g</sup>	
23		31Cr Mo V 9		320	700	1230 <sup>g</sup>	
24		14Cr Mo V 6.9 <sup>g</sup>		360	770	1270 <sup>g</sup>	
25	Titan	Ti 6 Al 4 V	Titanyum işlemi uygulanmış	280	420	660	
26	İslah ve sementasyon çelikleri, nitrokarbürize edilmiş <sup>b</sup>	C 45	Normalize edilmiş	220	420	710 <sup>g,x</sup>	
27		16Mn Cr 5		230	560	770 <sup>g,x</sup>	
28		42Cr Mo 4		280	610	830 <sup>g,x</sup>	
29	Karbonitrürize edilmiş	34Cr 4 <sup>1</sup>	İslah edilmiş	450	650	1350 <sup>g,x</sup>	
30	Sementasyon çelikleri DIN 17210	16Mn Cr 5	Sementasyonla sertleştirilmiş	270	720	1470	
31		15Cr Ni 6		310	730	1490	~ 1900
32		17Cr Ni Mo 6		400	740	1510	2400'e kadar
33	Alüminyum alaşımı	AlZn Cu 0.5	-	160 HB	240 <sup>g</sup>		
34	Sinter Metal	Fe+%1.5Cu+%0.4C	-	80...100 HB	400		

Cetvel E1.2 - Dişli çark malzemelerinin pitting ve diş taban mukavemeti şartlarındaki <sup>g,c</sup> standart dişli çarkların <sup>g,c</sup> işletme deneylerinden değerleri (Malzeme ve ısıl işlem durumları için %1 hasar ihtiyacı) DIN 3990'a göre mukavemet alanları ve DIN-tavsiyeleri, endüstri için Şekil E1.2 de verilmiştir.

## (Çetvel E1.2)

Diş taban mukavemeti $\sigma_{P,x}$			
Sürekli $\sigma_{FE}^h$ N/mm <sup>2</sup>	Statik $\sigma_{FES}^h$ N/mm <sup>2</sup>		
80	320		
110	440		
330	520		
410	880		
370	590		
450	840		
520 <sup>j</sup>	1300		
280	690		
320	730		
320	560		
350	650		
410	710		
410	740		
520	1210		
570	1490		
610	1580		
Sertleştirme			
Diş tabanı			
k, s, s			
Dahil	Değil	Dahil	Değil
540	280	1400	740
860	350	1800	1210
720	380	1900	1490
760	420	2000	1580
770 <sup>a</sup>		1000 <sup>a</sup>	
810 <sup>a</sup>		1050 <sup>a</sup>	
840 <sup>a</sup>		1170 <sup>a</sup>	
860 <sup>a</sup>		1250 <sup>a</sup>	
340			
620 <sup>a</sup>		680 <sup>a</sup>	
650 <sup>a</sup>		710 <sup>a</sup>	
680 <sup>a</sup>		750 <sup>a</sup>	
900 <sup>a</sup>		1400 <sup>a</sup>	
860 <sup>a</sup>		2150 <sup>a</sup>	
920 <sup>a</sup>		2300 <sup>a</sup>	
1000 <sup>a</sup>		2800 <sup>a</sup>	
230		600	
500		950	

için, standart deney elde edilen ortalama maline göre) ve türbo mekanizmalar

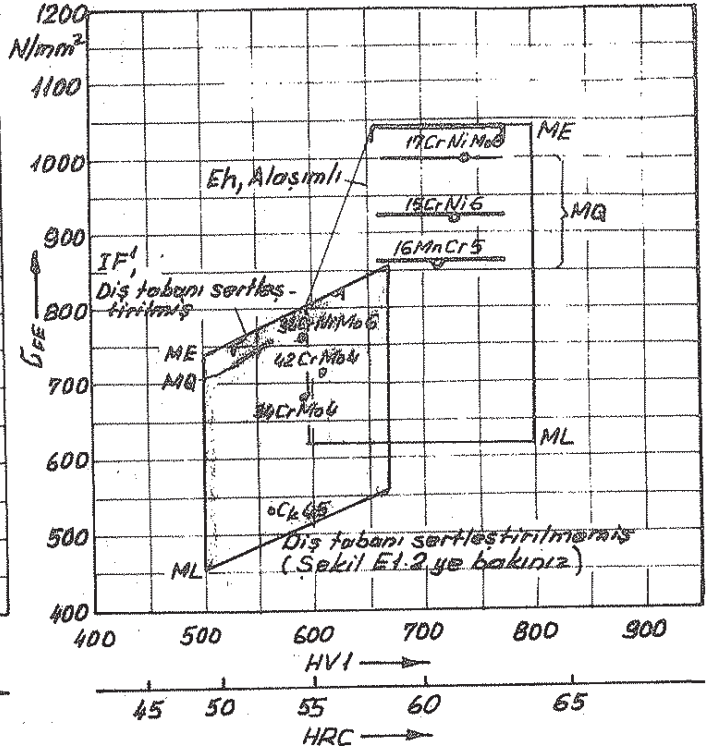
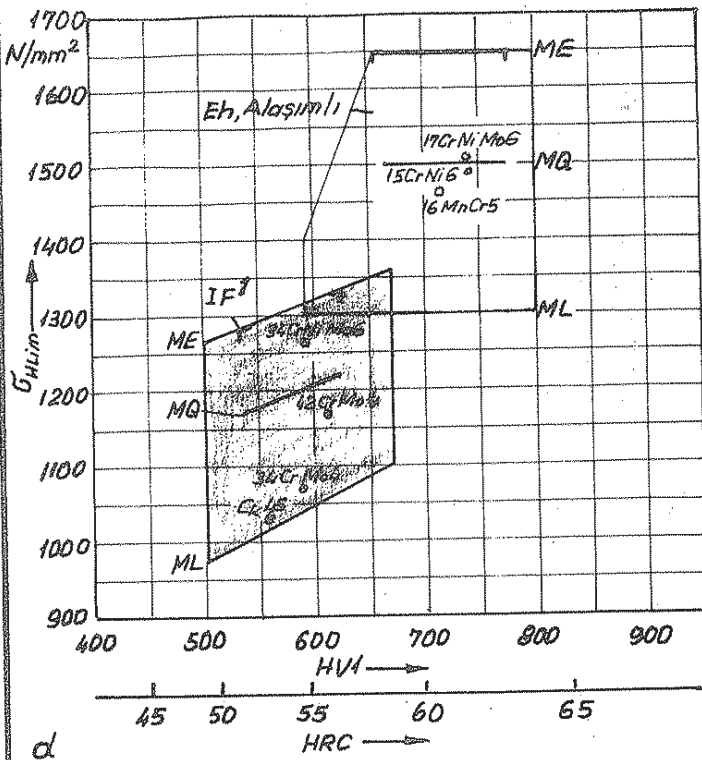
b) Gaz ile veya banyoda nitrokarbürize edilmiş.

c) Deney çarkları ve deney şartları:

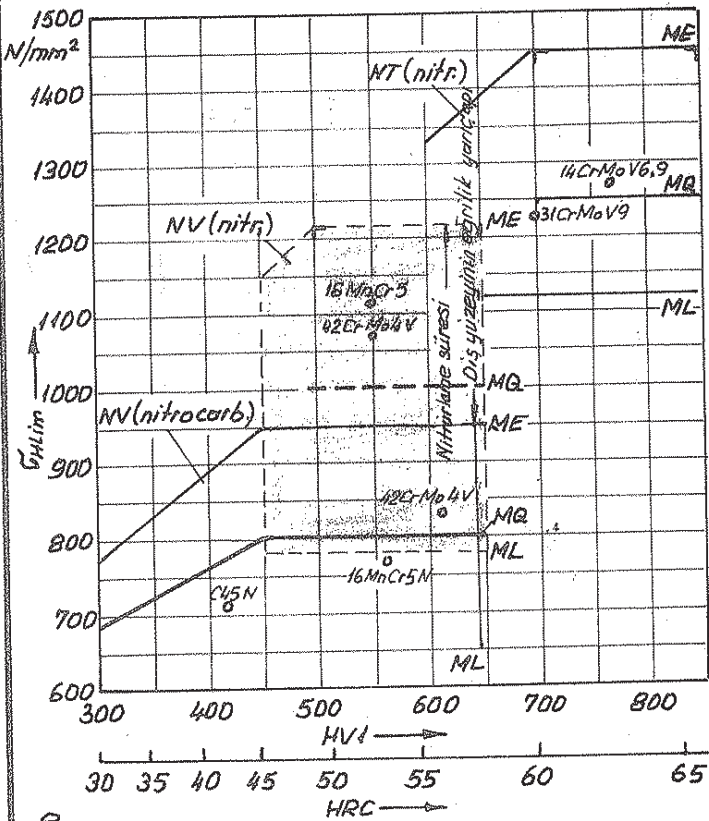
- 1- Pitting - taşıma kabiliyeti:  $\alpha = 94,5; 112,5; 125; 140; 200 \text{ mm}$ .  $v_t = 8,18 \text{ m/sn}$ ; madeni yağ  $v_{50} = 50 \dots 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ ; yağ püskürtme sıcaklığı  $50^\circ\text{C}$
- Düz eilin dişli çarklar:  $b = 10 \dots 20 \text{ mm}$ ;  $m = 2,25 \dots 8$ ;  $Z_1/Z_2 = 37/45 \dots 12/18$ ; referans profili DIN 867'ye göre; diş formu C (Şekil 11.3'e göre); DIN kalite 4...6; diş yüzeyi taşlanmış  $R_z = 3 \mu\text{m}$ , Wähler - eğrisi, 7...25 deney noktası ile tesbit edilmiş.
- 2- Diş tabanı - taşıma kabiliyeti: Deney şartları ve deney çarkları 1.deki gibi. ilave olarak: Gerilme düzeltme faktörü  $\gamma_{ST} = 2,0$ ; çentik parametresi  $q_s = q_n / (2 \rho_f) = 2,5$ ;  $R_z = 10 \mu\text{m}$ . Wähler - eğrisi, 15...50 deney noktası ile tesbit edilmiş.
- 3- Yenme - taşıma kabiliyeti (Sıcak yenme). Deney metodu: FZG - Test A/B, 3/90 DIN 51354'e göre.  $\alpha = 94,5 \text{ mm}$ ,  $v_t = 8,3 \text{ m/sn}$  (Gres için  $v_t = 2,76 \text{ m/sn}$ ); yağ sıcaklığı  $90^\circ\text{C}$  (test başlangıcında); daimi yağlama. Düz eilin dişli çarklar:  $b = 20 \text{ mm}$ ;  $m = 4,5$ ;  $Z_1/Z_2 = 16/24$ ; referans profili DIN 867'ye göre;  $X_1 = 0,8532$ ,  $X_2 = -0,5$  (Diş formu A Şekil 11.3'e göre) malzeme 16 Mn Cr 5 sementasyonla sertleştirilmiş; DIN - kalite 5;  $M_{avg}$  - çapraz taşlama  $R_a = 0,3 \dots 0,7 \mu\text{m}$ . Yenme kuvvet kademesine (yenme - döndürme momentine) kadar kademe kademe artırılmış yük her kuvvet kademesi için çalışma süresi yaklaşık 15 dak.
- d) Kopta uzaması aynı zamanda gevreklik için ölçü
- e) Yüzey düzgünlüğü  $R_z = 3 \mu\text{m}$  olan malzemeler (taşlanmış) için geçerli; 1,2,3, 11, 12, 13. ve 34 Nr. 11 malzemelerde  $R_z = 6 \mu\text{m}$  den, 4...8 Nr. 11 malzemelerde  $R_z = 6$  den  $7 \mu\text{m}$  ye kadar, 9, 10 Nr. 11 malzemelerde  $R_z = 4 \dots 5,5 \mu\text{m}$  den  $Z_2$  (Şekil 9.11) ile hesaplanmıştır.
- f) Malzeme ve sil işleme için optimal bir yaklaşım/b GGG 90 için  $\sigma_{Hlim} = 900$  (GGG 100 için  $\sigma_{Hlim} = 950 \text{ N/mm}^2$ ), GGG 100 için (ara kademe istahi yapılmış)  $\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ N/mm}^2$  değerlerine erişilebilir.
- g) Çelik - Demir malzeme yapıları B50 - 60'a göre
- h)  $\sigma_{FE} = \gamma_{ST} \cdot \sigma_{Hlim} = 2,0 \cdot \sigma_{Hlim}$ ;  $\sigma_{FES} = \gamma_{ST} \cdot \sigma_{HlimS} = 2,0 \cdot \sigma_{HlimS}$
- i)  $\phi 10 \dots 40 \text{ mm}$  için geçerli
- j)  $\sigma_{FE}$  (veya  $\sigma_{Hlim}$ ) bilye püskürtülmesinin kontroluna bağlı olarak 1,5 defa artırılabilir.
- k) Diş tabanı dahil olmak üzere dişler arası boşluklar teker teker veya dâner sistemde sertleştirilmiştir.
- l) Diş tabanı dahil olmayan üzere diş yüzeyi sertleştirilmiştir. Diş taban mukavemetinin azalması sertleştirilmiş bölgeden sertleştirilmemiş bölgeye geçmiştir (Metallurgik çentik)
- m) Hasar sınırı tahmin edilmiştir
- n) Niemann'a göre yuvarlanma mukavemeti  $k_0 = \frac{\sigma_{Hlim}^2}{(1,9 \cdot Z_E^2)}$ ;  $k_0 \text{ N/mm}^2$ ,  $\sigma_{Hlim} \text{ N/mm}^2$  ve S&S çifti için  $Z_E = 189,8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$  dolayısıyla  $\sigma_{Hlim} = 216 \sqrt{k_0}$ ,  $k_0 = 0,214 (\sigma_{Hlim} / 100)^2$
- o) Niemann'a göre diş taban mukavemeti: Sertleştirilmemiş malzemeler için  $\sigma_0 \approx 0,53 \sigma_{FE}$ , üst yüzeyi sertleştirilmiş malzemeler için  $\sigma_0 \approx 0,56 \sigma_{FE}$
- P) Diş taban yuvarlaklığına pürüz derinliği  $R_z = 10 \mu\text{m}$
- q) Zoraki kırılma
- r) Gaz ile nitrülenmiş
- s) Deney sonuçları yaklaşık olarak hatasız dişliler için geçerli (Bu sebeple  $k_A = k_V = k_{H\beta} = k_{H\alpha} = k_{F\alpha} = 1$ )
- x) Titrasyonlu zorlanma, alternatif zorlanma (mesala ara çarklar) için geçerli
- y) Diğer sertlik değerlerinde, Şekil E1.2'deki mukavemet alanlarından faydalanarak interpolasyon yapılır.
- z) Pinyonda sertlik çarkları (başar malzemedenden) 20...30 HV daha fazla. Çelisan karşılığında sertleştirilmiş, taşlanmış karşı çarklar:  $Z_{\beta}$  faktörü için Eşitlik 9/30'u bakınız. Yüksek değerler diş yüzeylerinin parlatılması ile mümkün (42CrMo4 için iyi bir değer:  $\sigma_{Hlim} = 710 \text{ N/mm}^2$ ); düşük değerler diş yüzeylerinin kaballığı ile mümkün. Alüminyum istah çelikleri için deneysel değerler Şekil E1.2'de verilmiştir.
- ç) Önceden döğülmüş malzeme için geçerli; çark kütükten imal edilmiş ise  $\sigma_{Hlim}$  yaklaşık olarak % 80'i; diş formu dövülerek elde edilmiş ise yaklaşık % 130'u
- ß) Nitrosyondan sonra taşlanmış ise yaklaşık olarak  $920 \text{ N/mm}^2$
- đ) İşletme - yağ viskozitesi (işletme sıcaklığındaki yağ viskozitesi)  $110 \text{ mm}^2/\text{sn}$  olması halinde değerler daha düşük
- ğ) İşletme edilmiş (sertleştirilmemiş) dişli çarkların kritik taban kesitindeki sürekli mukavemetinin yaklaşık olarak % 70'i
- ë) Diş genişliği  $> 100 \text{ mm}$  olması halinde yaklaşık olarak % 15 azalma görünür.
- ş) Sertlik derinliği yeterli kabul edilmiş
- η) Deney değerleri  $180 \dots 270 \text{ N/mm}^2$  den
- θ) Önemli sertlik
- ı) Kezaı deneyde, önemli daha yüksek değerlere erişilir
- 1) Değerler deney çarkları ( $m < 3$ ,  $E_{Ht} < 0,1 \text{ m}$ ) için



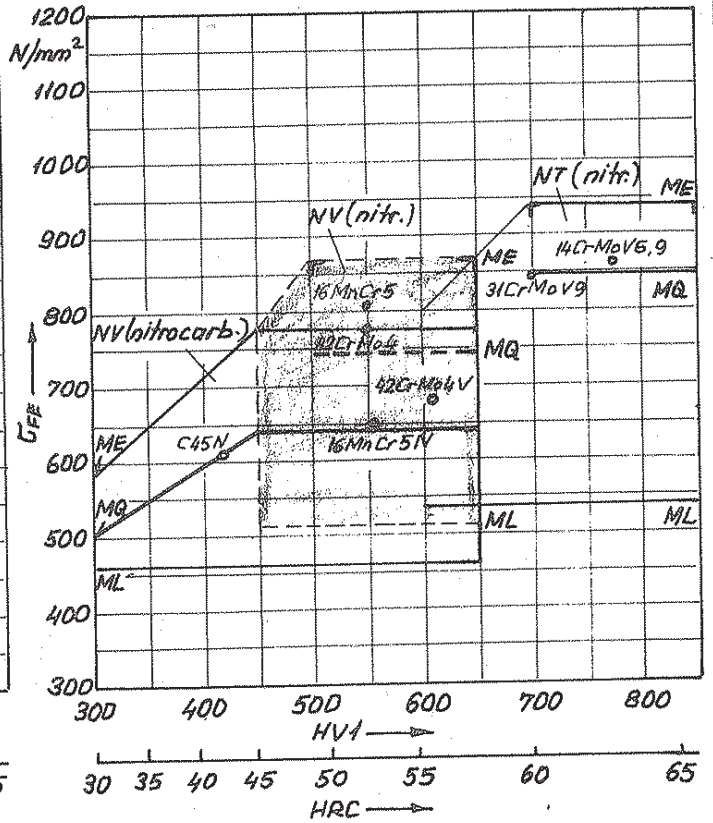




d



e



- Şekil Et.2 (Devamı) - a) İmalat çeligi, normal tavlanmış (St) ve çelik döküm (GS);  
 b) Kır veya pik döküm (GG), siyah temper döküm (GTS) ve küresel grafitli dökme demir (GGG); c) İslah çeligi : C- Miktarı  $> \% 0.32$  olan karbonlu çelik. Dövme çelik (V, N); çelik döküm (GS);  
 d) Yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş çelik, 1) Karbon miktarı  $> \% 0.32$ ; ve sementasyon çelikleri, sementasyonla sertleştirilmiş  
 e) Nitrürlenmiş çelikler (Alüminyum çeligi dışında)

## E1.6 - K- ve U- faktörleri (Cetvel E1.4)

Semboller / Güç kaynağı	Malzeme	Isıl işlem durumu		İşleme şekli		Sertlik
		Çelik (Başka bir bilgi verilmemiş ise);	Normalize edilmiş	f Frezelenmiş veya planyalanmış	B HB	
E-M Elektrik Motoru		N				C HRC
T Türbin		V				V HV
D-T Buhar türbini		Eh	Sementasyonla sertleştirilmiş	L		D Shore sertlik D
G-T Gaz türbini		NT	Nitürleşmiş	S		
D-M Diesel motor		NK	Nitrokarbürize yapılmış	g		
1, ... St/Gg 1, ... Kademe Nites		Ih	Endüksiyonla sertleştirilmiş			
Kullanma alanı		Pinyon		Çark		
Döndüren / Döndürülen		Malzeme, Isıl işlem, işleme	Sertlik	Malzeme, Isıl işlem, işleme	Sertlik	Açıklamalar
T / Pompa	Eksenler arası mesafe mm.	Çevre hızı U <sub>ç</sub> m/sn.				
T / Kompresör	320	48	S-NT	S-NT	C61/63	U-faktörü U
D-T / Generator	320	103	S-NT	S-NT	C60/63	K-faktörü K*
E-M / Kompresör	800	107	Eh-g	Eh-g	C > 58	N/mm <sup>2</sup>
E-M / Dökümhane vinci kaldırma düzeni	1450	125	V-g	V-g	B 265	71
E-M / Azdırma tezgahı	880	2,8	Eh-g	Eh-g	C 58	2,3
	1250	1,2	Eh-g	Eh-g	C 58	2,0
	165	22,0	Eh-g <sup>a</sup>	Eh-g <sup>a</sup>	C 59/62	2,9
	173	0,3	Eh-g <sup>b</sup>	Eh-g <sup>b</sup>	C 59/62	0,80
E-M / Hidro-Eksenel pistonlu pompa	104	4,5	Eh-g <sup>a</sup>	Eh-g <sup>a</sup>	C 59/62	1,87
E-M / Kağıt makinesi, Haalde	477	4,0	N-f <sup>j</sup>	N-f <sup>j</sup>	-	1,87
E-M / Plastik sıkıp çıkarıcı presi	450	14,2	Eh-g <sup>b</sup>	Eh-g <sup>b</sup>	C 56/60	2,9
	560	4,34	Eh-g <sup>b</sup>	Eh-g <sup>b</sup>	C 56/60	19,0
E-M / Üç pistonlu pompa	250	8,8	Eh-g <sup>b</sup>	Eh-g <sup>b</sup>	C 56/60	5,1
	360	4,1	Eh-g <sup>b</sup>	Eh-g <sup>b</sup>	C 56/60	0,5
E-M / Karıştırma düzeni	180	10	V-g <sup>i</sup>	V-g <sup>i</sup>	B 300	9,7
	180	3	Eh-g <sup>a</sup>	Eh-g <sup>a</sup>	C 56/60	4,0
	225	1,1	Eh-g <sup>c</sup>	Eh-g <sup>c</sup>	C 56/60	5,2
	320	0,4	Eh-g <sup>b</sup>	Eh-g <sup>b</sup>	C 56/60	4,3
	560	0,17	Eh-g <sup>d</sup>	Eh-g <sup>d</sup>	C 56/60	4,4
E-M / Çimento değirmeni (Çanak değirmen)	1200	7,9	Eh-g	Eh-g	C > 58	1,2
	1800	3,5	Eh-g	Eh-g	C > 58	4,9
	800	17,4	Eh-g	Eh-g	C > 58	7,5
	1000	7,5	Eh-g	Eh-g	C > 58	10,6
						11,1
						1,5
						4,6
						1,3
						1,6

Max. moment de (yık. taşık günde 2 saat),  
Süreklî moment =  
2/3 max. Moment.

24 saat süreklî yük  
Normal kullanma  
Sınırlı f. kısa süre  
li kullanma  
Dişli pompa içinde geçecek

E-M / Konverter	2875	0,27	V-f <sup>e</sup>	B 260	V-f <sup>f</sup>	B 175	1,3	24,2	Nominal işletmedeki max. moment de
E-M / Su çarkı	1475	0,49	Eh-g <sup>d</sup>	C 60	Eh-g <sup>d</sup>	C 60	3,7	50	
E-M / Havalandırma fırınbağı	110	1,0	Eh-g <sup>d</sup>	C 60	s-NT <sup>g</sup>	V 600	2,3	43	
E-M / Kaldirma düzeni	880	2,8	Eh-g <sup>d</sup>	C 57/60	V-f <sup>h</sup>	B 310	1,9	38	Max. kaldirma kuvvetinde
E-M / Kısaçlı kepçe kaldirma düzeni	1250	1,25	Eh-g <sup>d</sup>	C 57/60	V-f <sup>h</sup>	B 310	1,9	52	
E-M / 1.st kaldirma düzeni	545	12,3	Eh-g <sup>d</sup>	C 57/60	Eh-g <sup>d</sup>	C 57/60	6,8	103	Süreklili işletmedeki max. moment de
E-M / 2.st kaldirma düzeni	730	6,1	Eh-g <sup>d</sup>	C 57/60	Eh-g <sup>d</sup>	C 57/60	11	174	
E-M / 3.st kaldirma düzeni	925	2,8	Eh-g <sup>d</sup>	C 57/60	Eh-g <sup>d</sup>	C 57/60	15,3	217	
E-M / Yassı demir kutük makası	900	11	V-f <sup>g</sup>	V 230	V-f <sup>i</sup>	V 200	3,2	64	Max. kesiş kuvvetindeki max. moment de
E-M / 2.st makası	1200	6,4	V-f <sup>i</sup>	V 210	V-f <sup>i</sup>	V 190	3	93	2.st. yıl verme kademesi
E-M / 3.st makası	2144	2,3	f-1h, dışler arası baslık	C 52/54	V-f <sup>i</sup>	V 220	5,4	80	3. St. Acik, gres yağ- lı malı.
E-M / Döner yatacak	400...800	0,2...0,8	f-1h, dışler arası baslık	C > 55	V-f <sup>i</sup>	V 220	6,3	100	Normal işletmede
Endüstri (Tesis) mekanizması	~2500'e kadar	5...20	V-f	B 250	V-f	B 200	1,8	40	Keskin işletmede max. moment de, K <sup>2</sup> , K <sup>3</sup> , K <sup>4</sup> ve U <sup>1</sup> , U <sup>2</sup> , U <sup>3</sup>
D-M / LKW	~1500'e kadar	5...20	Eh-g	C 57/60	V-f	B 250	2,1	50	Nominal moment X işletme faktörü KA için
D-M / 1.Gg	125	0...8	Eh-s <sup>a</sup>	C 57/60	Eh-g	C 57/60	7	100	
D-M / 2.Gg	125	2...9	Eh-s <sup>a</sup>	C 58	Eh-s <sup>a</sup>	C 58	24	270	Max. motor momentinde
D-M / 3.Gg	125	3...13	Eh-s <sup>a</sup>	C 58	Eh-s <sup>a</sup>	C 58	13	200	Benzer M/Pkw için
D-M / 5.Gg	125	0...17	Eh-s <sup>a</sup>	C 58	Eh-s <sup>a</sup>	C 58	8	160	Benzer K ve L faktörleri kullanılır.
D-M / Sabit	125	5...20	Eh-s <sup>a</sup>	C 58	Eh-s <sup>a</sup>	C 58	7	112	
D-M / Pervane	910	11,5	Eh-g <sup>a</sup>	C 59/62	Eh-g <sup>a</sup>	C 59/62	4,3	91	
E-M / İbromafif	380	20	Eh-g <sup>a</sup>	C 59/62	Eh-g <sup>a</sup>	C 59/62	2,1	54	
E-M / 1.st Gaz türbini / Helikopter	100,4	81	Eh-g <sup>b</sup>	C 60	Eh-g <sup>b</sup>	C 60	6,4	125	
E-M / 2.st Gaz türbini / Helikopter	102,5	40	Eh-g <sup>b</sup>	C 60	Eh-g <sup>b</sup>	C 60	6,2	113	
E-M / Küçük endüstri mekanizması		<5	V-f	B 350	Sert dokulu		0,53		
E-M / Freze tezgahı mil başlığı	147	<5	V-f	B 350	PA		0,35		
E-M / Makaralı götürücü	124	22,4	Eh-g <sup>a</sup>	C 59/62	PA 12-f	75 D	0,7	17,3	
E-M / Küçük aletler (avadanlıklar)		2,0	PA 66		PA 66		0,09	1,4	
		<5	V-f	B 200	Şişko-basınçlı alümin		0,20	9	
		<3	V-f	B 200	Pirinç, Alüminyum		0,20		
		<3	Pirinç, Alüminyum		Pirinç, Alüminyum		0,10		

Cetvel Et-4 - Nominal güç için (başka bir bilgi verilmemiş ise), alın dışli çark mekanizmalarının K ve L faktörleri.

<sup>a</sup> 16 Mn Cr 5 <sup>c</sup> 20 Mn Cr 5 <sup>e</sup> 53 Mn Si 4 <sup>g</sup> 42 Cr Mo 4 <sup>i</sup> 34 Cr Mo 4 <sup>k</sup> GG 26 <sup>m</sup> Ekseriya özel malzeme lerde 28 Cr S 4 ,  
<sup>b</sup> 15 Cr Ni 6 <sup>d</sup> 17 Cr Ni Mo 6 <sup>f</sup> GS 60 <sup>h</sup> 34 Cr Ni Mo 6 <sup>j</sup> C 45 N <sup>l</sup> 50 Cr Mo S 4 <sup>n</sup> 20 Mo Cr 4 , 25 Mo Cr S 4 ; 59 ... 63 HRC  
aldugu gibi.

## E1.7- Tahrik eden ve edilen makinelerin çalışma şekilleri (işletme tarzları) için örnekler (Çetvel E1.5)

### a) Tahrik eden (döndüren) makinenin çalışma şekli için örnekler

Çalışma şekli	Tahrik eden makina
Düzensün (Üniform)	Elektrik motoru, düzensün işletme durumundaki (ortaya çıkan kalkınma momentinin seyrek ve önemsiz olması) buhar ve gaz türbinleri.
Hafif darbeleri	Buhar türbini, gaz türbini, elektrodrolitik motor (ortaya çıkan kalkınma momenti daha sık ve daha büyük)
Az darbeleri	Çok silindirdli içten yanmalı motor
Kuvvetli darbeleri	Tek silindirdli içten yanmalı motor

### b) Endüstri mekanizmaları ( $U_t \cdot Z_1 / 100 \cdot \sqrt{U^2 / (1+U^2)} < 10$ ve $n \leq 3600$ d/d. Tahrik edilen (döndürülen) makinenin çalışma şekli için örnekler

Çalışma şekli	Tahrik edilen makina
Düzensün (Üniform)	Jeneratörler; yükleme tarzı düzensün olan bantlı konveyörler; taşıma helikopterleri; hafif yük asansörleri; ambalajlama makineleri; takım tezgahlarının kızakları; aspiratörler; türbo vantilatörler; santrifüj pompaları; üniform yoğunluktaki sıvılar veya katılar için karıştırıcı ve yoğurucular; makaslar, presler, zimbalar <sup>1</sup> ; döndürme düzenleri, hareket düzenleri <sup>2</sup> .
Az darbeleri	Yükleme tarzı düzensün olmayan (mesela parçalı malzeme) bantlı konveyörleri; takım tezgahlarının ana tahrik mekanizmaları; ağır yük asansörleri; vinçlerin döndürücülere; endüstri ve maden ocağı vantilatörleri; santrifüj pompaları; üniform yoğunlukta olmayan viskoz sıvılar veya katılar için karıştırıcı ve yoğurucular; çok silindirdli pistonlu pompalar, besleme pompaları; ekstrüzyon (püskürtme) presleri (genel); cendereler; döner fırınlar; haddehane makineleri <sup>3</sup> (sürekli çinko şerit, alüminyum şerit aynı zamanda tel ve çubuk için hadde düzenleri)
Orta darbeleri	Lastik için ekstrüzyon presleri; lastik ve kauçuk için devamlı işletmeli yoğurucular; bilyalı değirmenler (hafif); ağaç işleme makineleri (hızlarlar, tornalar); kütük haddehaneleri <sup>3,4</sup> ; kaldırma düzenleri; tek silindirdli pistonlu pompalar.
Kuvvetli darbeleri	Ekskavatörler (keççeli yükleyiciler), zincirli kovalı yükleyiciler, elek hareket düzenleri, keççeli taraklar; bilyalı değirmenler (ağır); lastik yoğurucular; kırıcılar (taş, cevher); izabe makineleri; yüksek güçlü tevzi pompaları; döner sondaj makineleri; tuğla presleri; soyma makineleri; soğuk şerit haddehaneleri <sup>3,5</sup> ; birtket presleri; kırma makineleri (taş değirmenleri).

- 1) Nominal moment = Max kesme, presleme ve zimbalama momenti
- 2) Nominal moment = Max kalkınma momenti
- 3) Nominal moment = Max haddeleme momenti
- 4) Döndürme momenti malzeme akış sınırına göre
- 5) Sık sık şerit çatlamasından dolayı  $K_A = 2,0$ 'a kadar

### c) Yüksek devirli mekanizmalar ( $U_t \cdot Z_1 / 100 \cdot \sqrt{U^2 / (1+U^2)} > 10$ veya $n > 3600$ d/d. Tahrik edilen (döndürülen) makinenin çalışma şekli için örnekler:

Çalışma şekli	Tahrik edilen makina
Düzensün (Üniform)	Radyal kompresörler (klima tesisi için); jeneratör ve ikaz makineleri (esas olan yük veya sürekli yük için); kağıt makinelerinin ana tahrik mekanizmaları.
Az darbeleri	Santrifüj kompresörler (havanın hareketi radyal); türbo kompresörler (havanın hareketi aksenal); santrifüj vantilatörler; jeneratör ve ikaz makineleri (en yüksek yük için); santrifüj pompalar (bütün tipleri, özellikle aşağıda verilmişler dışındaki); rotatif pompalar (bütün tipleri); dişli pompalar; kağıt endüstrisi; Ufalama makineleri, kağıt makinelerinin yardımcı işletme düzenleri, kağıt hamuru dövücü düzenleri.
Orta darbeleri	Rotatif-eksantrik körükler; rotatif-eksantrik kompresörler; pistonlu kompresörler (3 veya daha çok silindirdli); endüstri ve maden ocağı vantilatörleri (büyük, sık sık devreye giren); Santrifüj-kazan besleme pompaları, rotatif eksantrik pompalar, pistonlu pompalar (3 ve daha çok silindirdli)
Kuvvetli darbeleri	Pistonlu kompresörler (2 silindirdli); santrifüj pompalar (su tankı ile); çamur pompaları; pistonlu pompalar (2 silindirdli).

Çetvel E1.5 - Tahrik eden ve edilen iş makineleri için, yük ifadesi ile çalışma şekilleri.

## E1.6 - Dişli çark malzemeleri (Cetvel E1.6)

Nr.	Malzeme ve ısıtım durumu	Gösterilişi	Yüzey sertliği <sup>1)</sup>	$\sigma_{Flim}$ <sup>2)</sup> N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{Hlim}$ <sup>2)</sup> N/mm <sup>2</sup>
1	Lamel grafitli dökme demir DIN 1691	GG-20	180 HB	40	300
2		GG-25	220 HB	55	330
3	Siyah temper döküm	GTS-35	150 HB	130	350
4	DIN 1692	GTS-65	220 HB	155	440
5	Küresel grafitli dökme demir DIN 1693	GGG-40	180 HB	140...190	390...470
6		GGG-60	250 HB	165...220	490...570
7	Özel döküm	GGG-100 <small>ara kaliteleme istahı yapılabilir</small>	350 HB	260	700
8	Alaşimsız çelik döküm	GS-52.1	160 HB	110	280
9	DIN 1681	GS-60.1	180 HB	120	310
10	Genel yapı çelikleri DIN 17100	S50	120 HB	125	320
11		S50	160 HB	140	360
12		S60	190 HB	150	380
13	İslah çelikleri DIN 17200 (GS halinde; $\sigma_{Hlim}$ yaklaşık 80, $\sigma_{Flim}$ yaklaşık 40 N/mm <sup>2</sup> daha düşüktür)	CK 45 N	190 HB	155...200	470...530
14		34CrMo4 V	270 HB	220...290	630...710
15		42CrMo4 V	300 HB	225...310	680...760
16		34CrNiMo6 V	310 HB	225...315	680...770
17		30CrNiMo8 V	320 HB	230...320	700...780
18		34NiCrMo12.8 V	350 HB	240...325	750...830
19	İslah çelikleri alev veya endüksiyonla sertleştirilmiş	CK 45 (Döner sistemde sertleştirilmiş b < 20mm)	50...55 HRC	Diş tabanı dahil sertleştirilmiş: 225...370	1000...1230
20		34CrMo4 (Döner sistemde veya teker teker diş sertleştirilmiş)			
21		42CrMo4 (Döner sistemde sertleştirilmiş)			
22		34CrNiMo6 (Teker teker diş sertleştirilmiş)			
23	İslah ve sementasyon çelikleri Uzun süre gaz ile nitrürlenmiş	42CrMo4 V (Nitrürlenmiş yüzeydeki sertlik derinliği < 0,6 mm, Rm > 800 N/mm <sup>2</sup> , m < 16 mm)	48...55 HRC	300...370	780...1000
24		16MnCr5 V (Nitrürlenmiş yüzeydeki sertlik derinliği < 0,6 mm, Rm > 700 N/mm <sup>2</sup> , m < 10 mm)			
25	Nitrasyon çelikleri Standart çelik	31CrMoV9 V (Nitrürlenmiş yüzeydeki sertlik derinliği < 0,6 mm, Rm > 900 N/mm <sup>2</sup> , m < 16 mm)	60...63 HRC	270...420	1000 (m < 10)
26		16CrMoV6.9 V (Nitrürlenmiş yüzeydeki sertlik derinliği > 0,6 mm, Rm > 900 N/mm <sup>2</sup> , m < 16 mm)			
27	İslah ve sementasyon çelikleri	CK 45 N	42...45 HRC	220...300	650...760
28		16MnCr5 N (d < 300 mm, m < 6 mm için)			
29	Kısa süre gaz ile veya banyoda nitrürlenmiş	42CrMo4 V (d < 600 mm, m < 10 mm için)	52...55 HRC	220...320	650...800
30		34Cr4 V (Motorlu taşıt mekanizmaları için)			
31	Sementasyon çelikleri DIN 17210 Sementasyonla sertleştirilmiş	16MnCr5 (Standart çelik m = 20 mm ye kadar)	58...62 HRC	315...500	1300...1500
32		15CrNi6			
33		17CrNiMo6 (Daha büyük ölçüler m > 16 mm)			

Cetvel E1.6 - Dişli çark malzemelerinin mukavemet değerleri [L.12].

1) HB - Brinell sertliği; HRC - Rockwell "C" sertliği

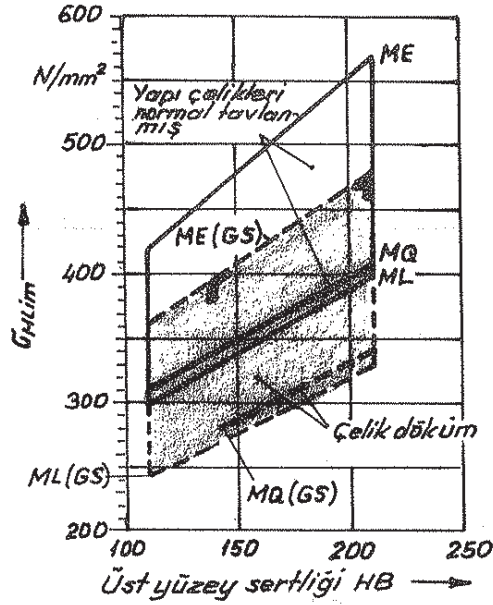
2) 1 den 18 Nr. ya kadar olan malzemeler için farklı sertlikte,  $\sigma_{Flim}$  ve  $\sigma_{Hlim}$  değerleri lineer interpolasyon ile bulunur. Dağılım alanının alt sınır değerlerine rahatlıkla, üst sınır değerlerine ise kontrol altında erişilebilir.

İslah çelikleri için Rm değerleri:

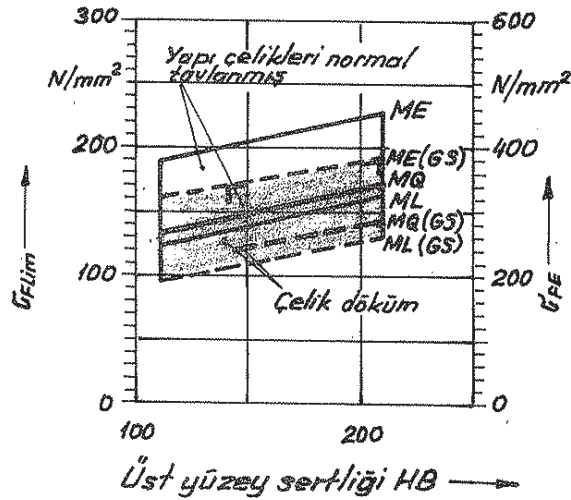
Rm [N/mm<sup>2</sup>] - çekme mukavemeti (=  $\sigma_B$ )

Çap	20	50	100	250	500	1000
Nr 13:	720	680	650	-	-	-
14:	980	880	800	700	-	-
15:	1080	960	870	740	-	-
16:	1130	1030	940	780	-	-
17:	-	1180	1050	880	1000	-
18:	-	-	-	1300	1280	1400

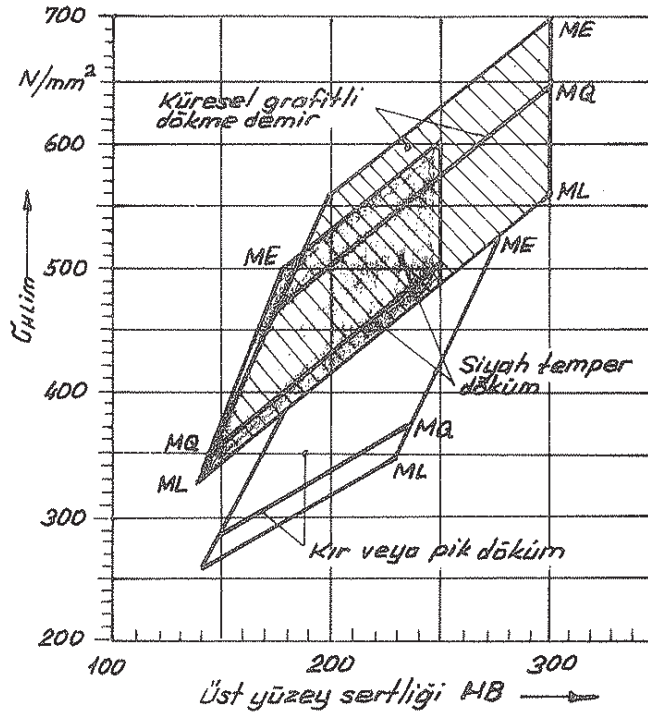
E1.9 - DIN 3990 Teil 5 [L.35]'e göre  $\sigma_{Hlim}$  ve  $\sigma_{Flim}$  veya  $\sigma_{FE}$  için diyagramlar (Şekil E1.3)



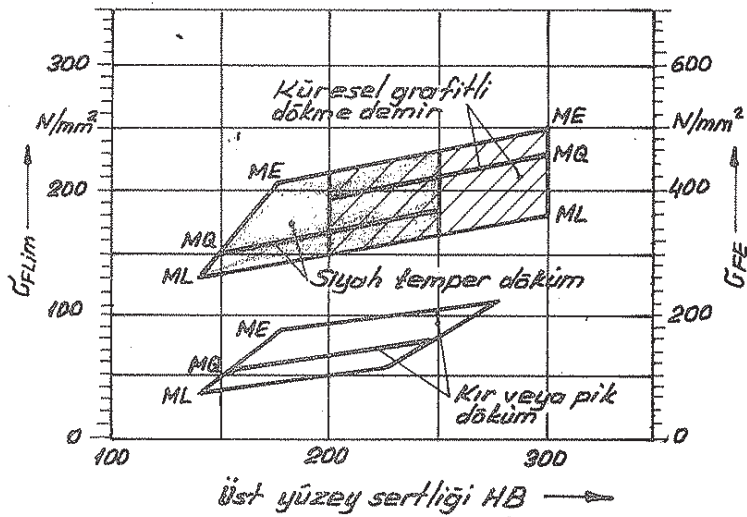
Şekil E1.3a - Yapı çelikleri, normal tavllanmış ve çelik döküm.  
Pitting - sürekli mukavemeti



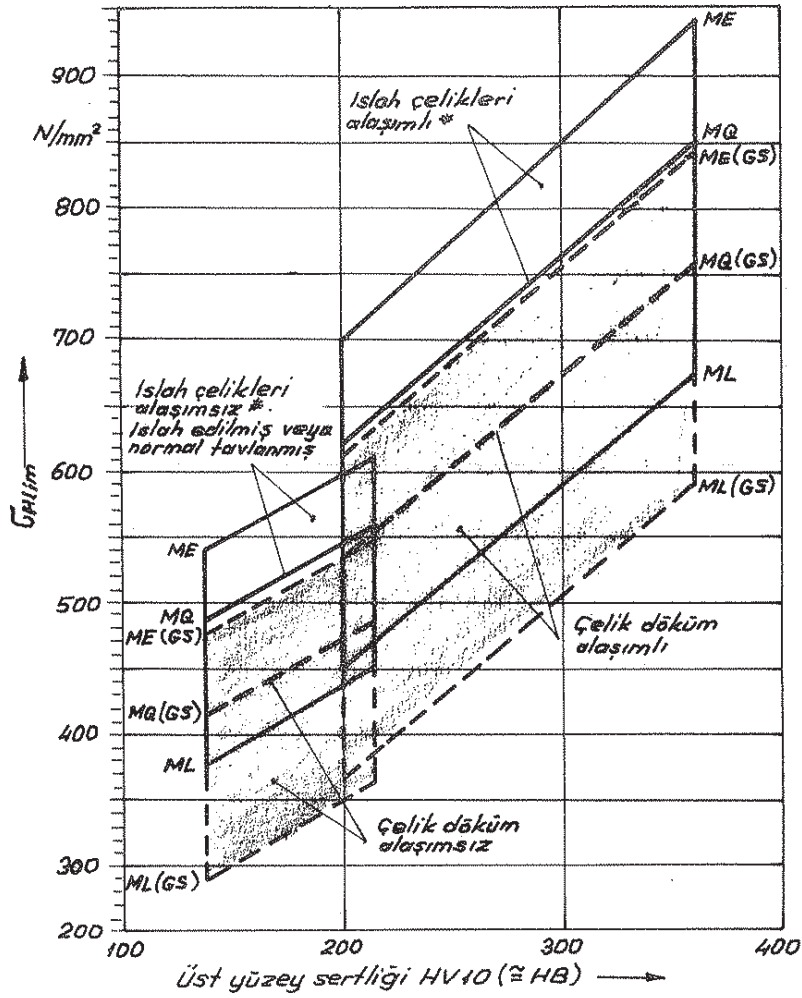
Şekil E1.3b - Yapı çelikleri, normal tavllanmış ve çelik döküm.  
Diş tabanı - sürekli mukavemeti



Şekil E1.3c - Dökme demirler. Pitting - sürekli mukavemeti

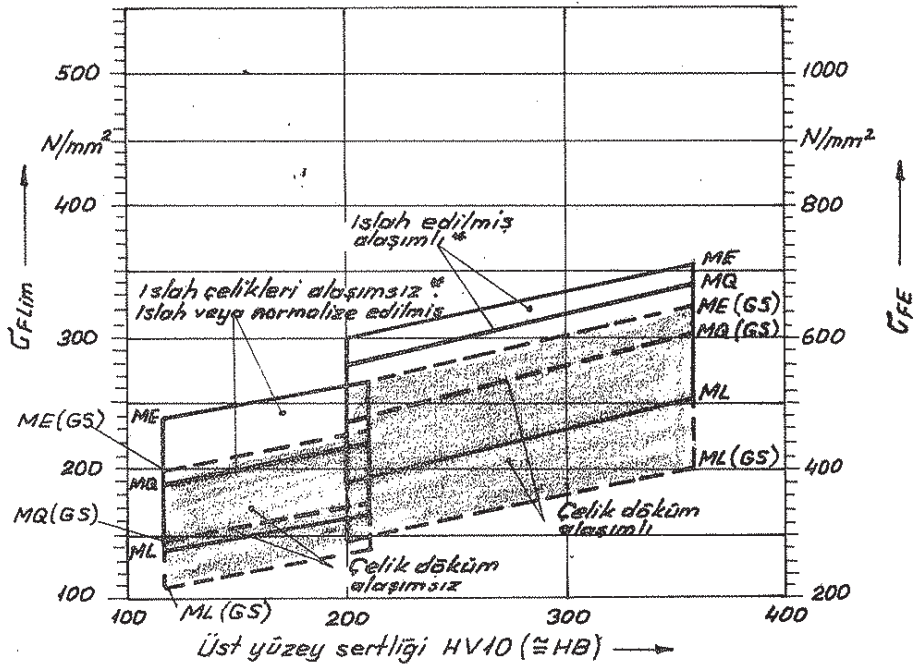


Şekil E1.3 d - Dökme demirler. Diş tabanı - sürekli mukavemeti



Şekil E1.3e - İslah çelikleri ve çelik döküm. Pitting - sürekli mukavemeti

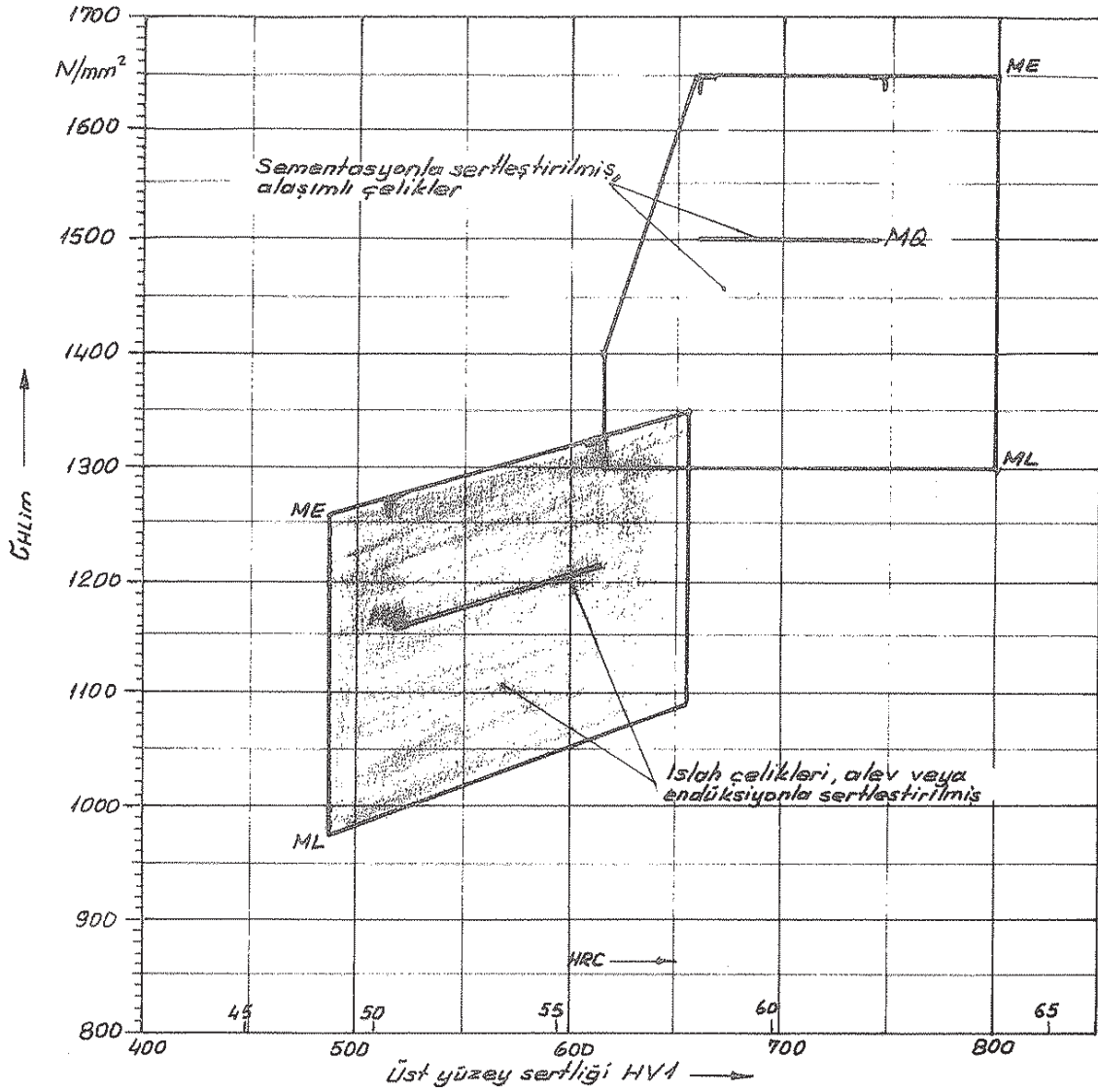
\* ) Karbon miktarı  $> \% 0,32$



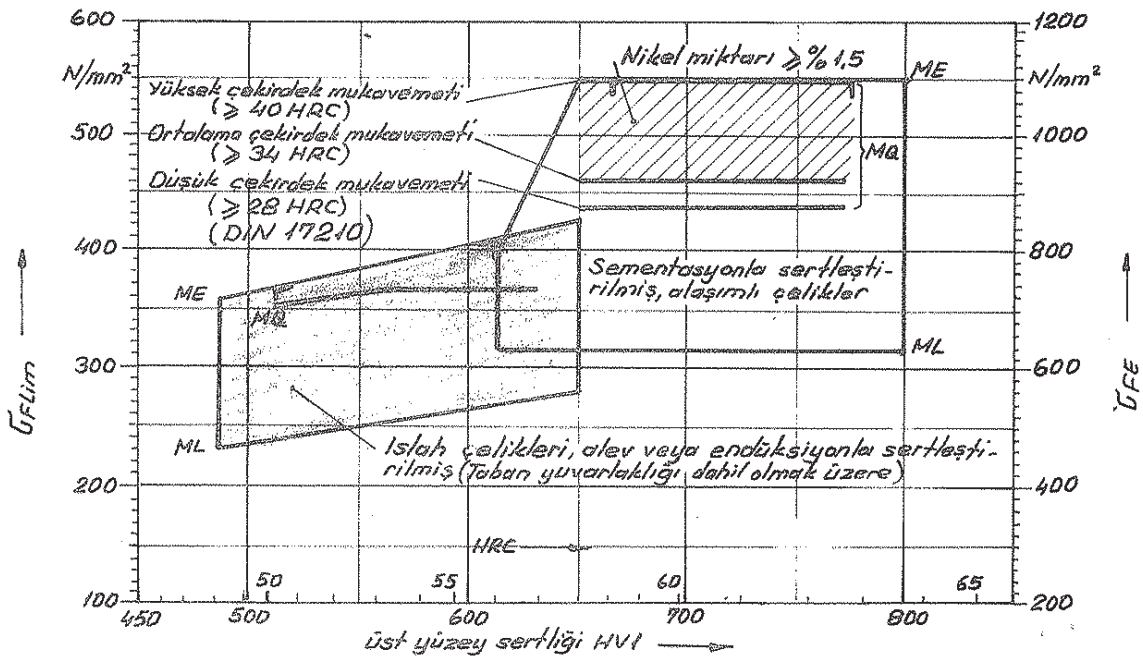
Şekil E1.3f - İslah çelikleri ve çelik döküm. Dış tabanı - sürekli mukavemeti

\* ) Karbon miktarı  $> \% 0,32$

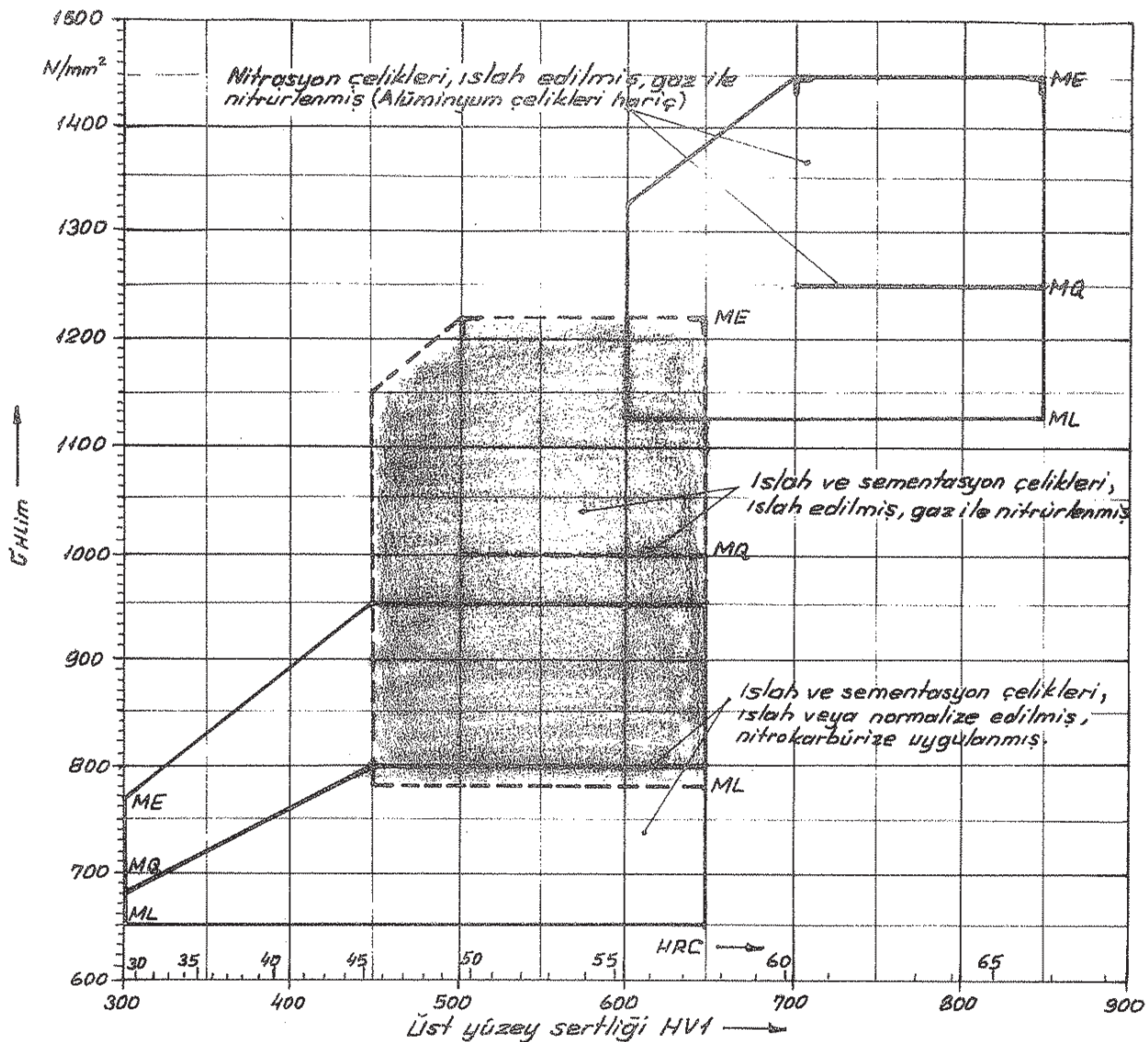




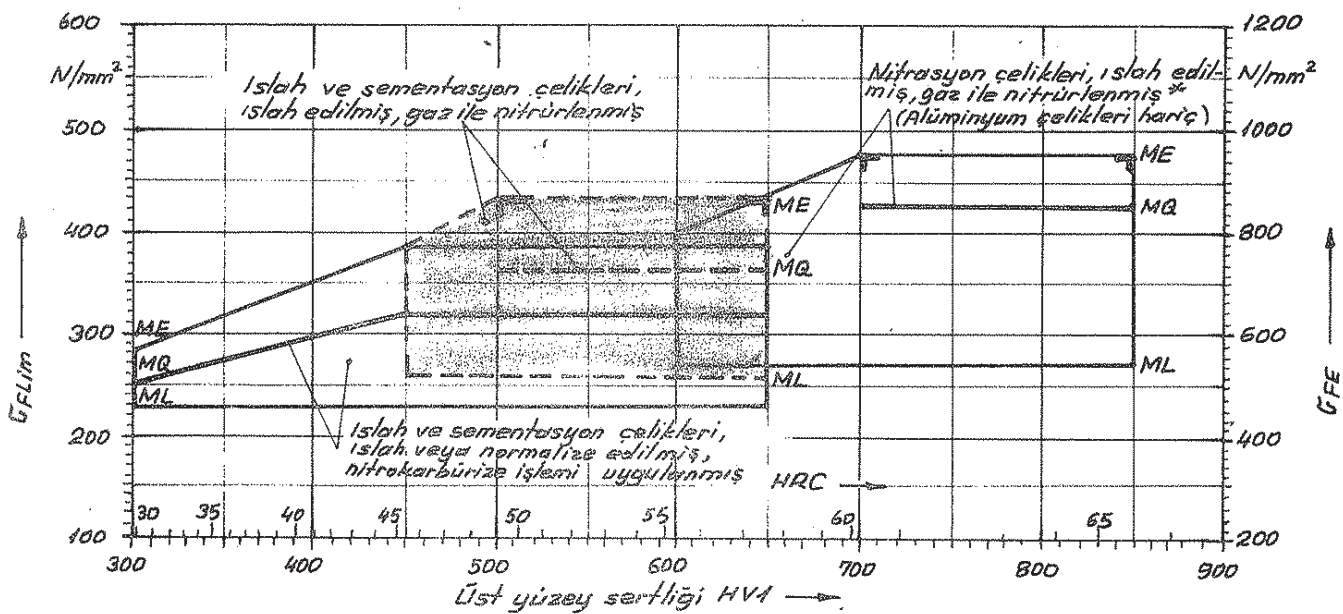
Şekil E1.3g - Sementasyonla sertleştirilmiş ve yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş çelikler. Pitting - Sürekli mukavemeti



Şekil E1.3h - Sementasyonla sertleştirilmiş ve yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş çelikler. Dış tabanı - Sürekli mukavemeti



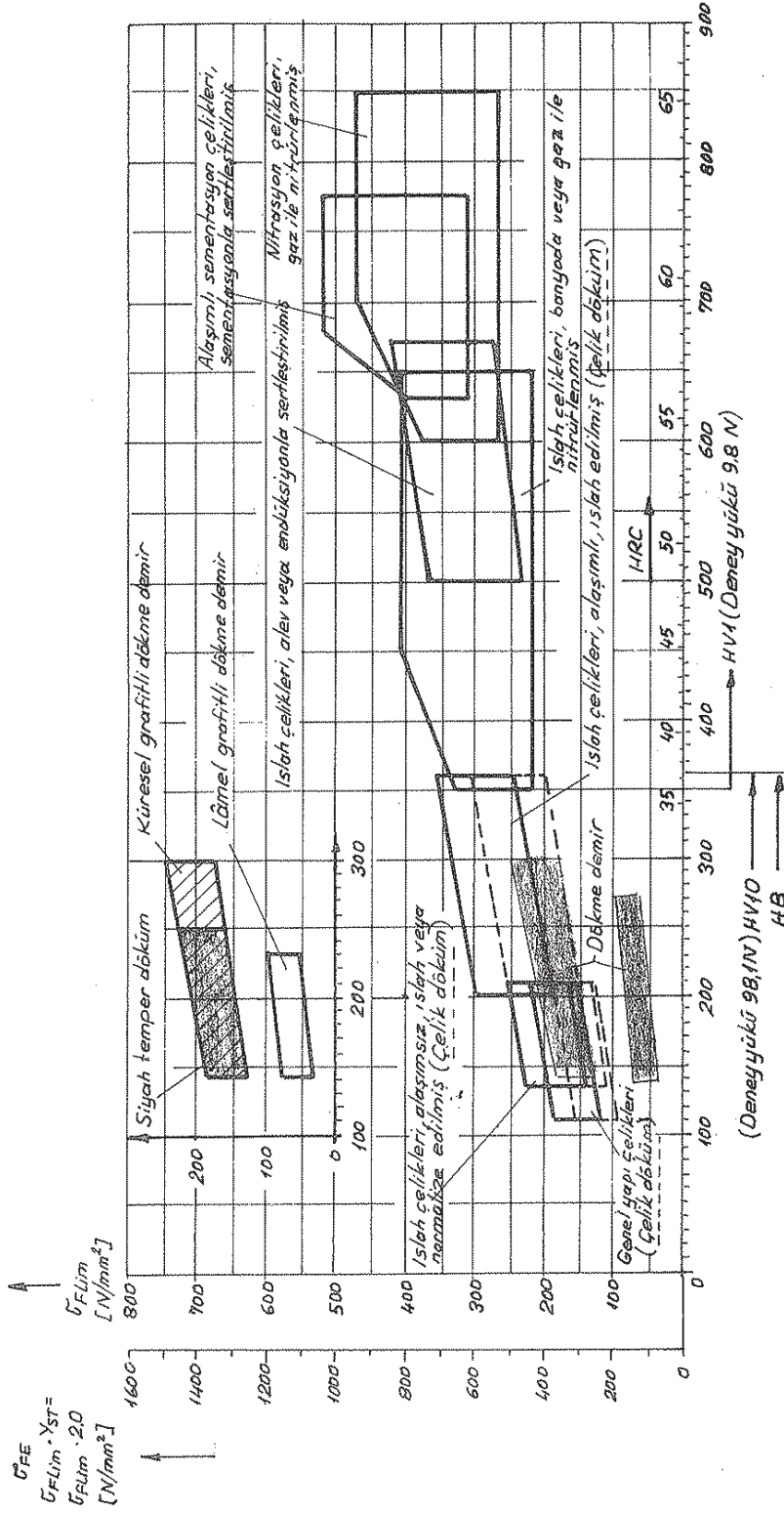
Sekil E1.3 i - Nitrülenmiş ve nitrokabürize edilmiş çelikler.  
Pitting - Sürekli mukavemeti



Sekil E1.3 k - Nitrülenmiş ve nitrokabürize edilmiş çelikler.

Dış tabanı - sürekli mukavemeti

\* Yüzey sertliği HV1 > 750 ve VS - Kalınlığı > 10 μm olması halinde gevrekleşmeden dolayı sürekli mukavemet düşer.



**Şekil E1.31 - DIN 3990 'a göre deney çarklarının dış taban zorlanması için sürekli mukavemet**

**değerleri (toplu olarak). HB - Brinell sertliği; HRC - Rockwell sertliği; HV4, HV10 -**

**Vickers sertliği. Deney çarkları :  $m = 3 \dots 5$  mm ;  $Rz = 10$   $\mu$ m ;  $v = 10$  m/sn ;  $b = 10 \dots 50$  mm ;**

**yüksek kaliteli düz dişliler ;  $\rho_{ST} = 2.5$  ;  $\beta = 0^\circ$  için geçerlidir**

**Normal durumlarda değerler, alan ortalamasından seçilir [L.12].**

## E1.10- Muhtelif sertlik birimlerinin mukayesesi (Cetvel E1.7)

Vickers P <sub>≥5</sub> kg HV kg/mm <sup>2</sup>	Brinell P=30 D <sup>2</sup> HB kg/mm <sup>2</sup>	Rockwell		Çekme mukavemeti σ <sub>B</sub>	Vickers P <sub>≥5</sub> kg HV kg/mm <sup>2</sup>	Brinell P=30 D <sup>2</sup> HB kg/mm <sup>2</sup>	Rockwell		Çekme mukavemeti σ <sub>B</sub>
		HRB	HRC				HRB	HRC	
80	80	36,4	—	28	350	350	—	36,0	120
85	85	42,4	—	30	360	359	—	37,0	123
90	90	47,4	—	32	370	368	—	38,0	126
95	95	52,0	—	33	380	376	—	38,9	129
100	100	56,4	—	35	390	385	—	39,8	132
105	105	60,0	—	37	400	392	—	40,7	135
110	110	63,4	—	39	410	400	—	41,5	138
115	115	66,4	—	40	420	408	—	42,4	141
120	120	69,4	—	42	430	415	—	43,2	144
125	125	72,0	—	43	440	423	—	44,0	146
130	130	74,4	—	45	450	430	—	44,8	149
135	135	76,4	—	47	460	—	—	45,6	—
140	140	78,4	—	48	470	—	—	46,3	—
145	145	80,4	—	50	480	—	—	47,0	—
150	150	82,2	—	51	490	—	—	47,7	—
155	155	83,8	—	53	500	—	—	48,3	—
160	160	85,4	—	55	510	—	—	49,1	—
165	165	86,8	—	56	520	—	—	49,7	—
170	170	88,2	—	58	530	—	—	50,4	—
175	175	89,6	—	60	540	—	—	51,0	—
180	180	90,8	—	62	550	—	—	51,6	—
185	185	91,8	—	63	560	—	—	52,2	—
190	190	93,0	—	65	570	—	—	52,8	—
195	195	94,0	—	67	580	—	—	53,3	—
200	200	95,0	—	68	590	—	—	53,9	—
205	205	95,8	—	70	600	—	—	54,4	—
210	210	96,6	—	72	610	—	—	55,0	—
215	215	97,6	—	73	620	—	—	55,5	—
220	220	98,2	—	75	630	—	—	56,0	—
225	225	99,0	—	77	640	—	—	56,5	—
230	230	—	19,2	78	650	—	—	57,0	—
235	235	—	20,2	80	660	—	—	57,5	—
240	240	—	21,2	82	670	—	—	58,0	—
245	245	—	22,1	84	680	—	—	58,5	—
250	250	—	23,0	85	690	—	—	59,0	—
255	255	—	23,8	87	700	—	—	59,5	—
260	260	—	24,6	89	720	—	—	60,4	—
265	265	—	25,4	90	740	—	—	61,2	—
270	270	—	26,2	92	760	—	—	62,0	—
275	275	—	26,9	94	780	—	—	62,8	—
280	280	—	27,6	96	800	—	—	63,6	—
285	285	—	28,3	97	820	—	—	64,3	—
290	290	—	29,0	99	840	—	—	65,0	—
295	295	—	29,6	101	860	—	—	65,7	—
300	300	—	30,3	103	880	—	—	66,3	—
310	310	—	31,5	106	900	—	—	66,9	—
320	320	—	32,7	110	920	—	—	67,5	—
330	330	—	33,8	113	940	—	—	68,0	—
340	340	—	34,9	117					

Not: Rockwell değerleri yuvarlatılmış yaklaşık değerlerdir.

Cetvel E1.7- Muhtelif sertlik birimleri için mukayese tablosu  
[L.39].

## E1.11- Yüzey pürüzlüğü $R_z$ (Cetvel E1.8)

İmal Usulü		$R_z$ elde edilebilir yüzey pürüzlüğü $\mu m$ olarak ( $1 \mu m = 0.001 mm$ )																						
Ana grup	Tarifi	0,04	0,06	0,1	0,16	0,25	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
Ön şekil verme	Kum döküm																							
	Kabuk kalıp dökümü																							
	Kökül döküm																							
	Basıncılı döküm																							
	Hassas döküm																							
Şekil değiştirme	Dövme																							
	Düz haddeleme																							
	Çekme																							
	Presleme																							
	Kalıpla şekil verme																							
	Şekilli haddeleme																							
Ayrma suretiyle şekillendirme	Yuvarlatma																							
	Kesme																							
	Boylam tornalama																							
	Alın tornalama																							
	Tornada kesme																							
	Planyalama																							
	Dik planyalama																							
	Raspalama																							
	Delmek (matkapla)																							
	Delik işlemek (kalemle)																							
	Havşalamak																							
	Raybalamak																							
	Çevresel frezeleme																							
	Alın frezeleme																							
	Başaltma (braş)																							
	Egeleme																							
	Silindirik boylam taşlama																							
	Silindirik alın taşlama																							
	Silindirik delma taşlama																							
	Çevresel düzlem taşlama																							
	Alın düzlem taşlama																							
	Polisaj																							
	Uzun kurslu honlama																							
	Kısa kurslu honlama																							
	Silindirik lepleme																							
Yüzey lepleme																								
Titreşimle lepleme																								
Parlatma leplemesi																								
Püskürtme ile kumlama																								
Dalepta kumlama																								
Yakararak kesme																								

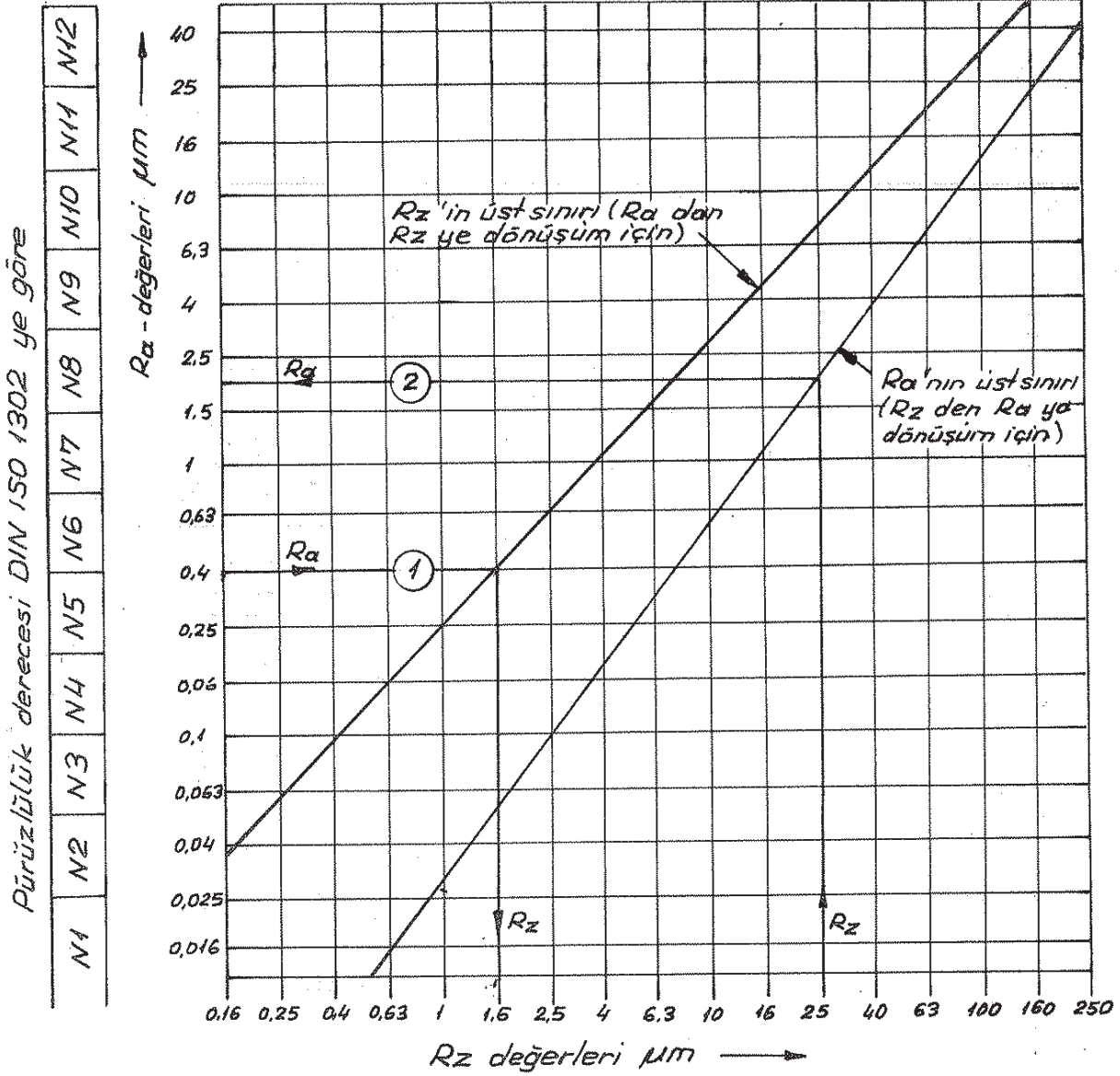
Cetvel E1.8- DIN 4766 T 1'e göre, imalat metotlarına bağlı olarak yüzey pürüzlüğü  $R_z$  için elde edilebilir değerler [L.12].

$R_z$  - Yüzey pürüzlüğü

$R_a$  - Ortalama pürüzlük derecesi (Pratik olarak

$R_a = (0,16 \dots 0,25) R_z$  dir).

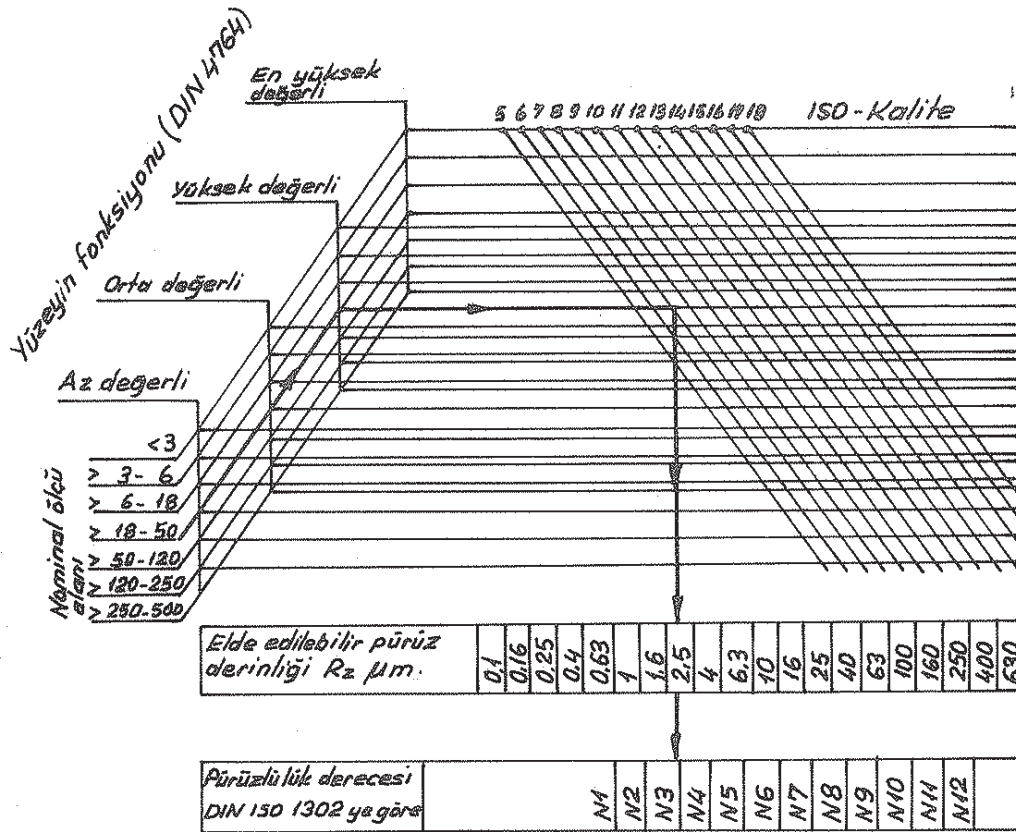
## E1.12 - $R_a$ ile $R_z$ arasındaki bağıntı (Şekil E1.4)



Şekil E1.4 - DIN 4768 T1'e göre,  $R_a$  ile  $R_z$  arasındaki dönüşümlerin yapılması için diyagram [L.12].

Örnek:  $R_a = 0,4 \mu m \rightarrow R_z = 1,6 \mu m$   
 $R_z = 25 \mu m \rightarrow R_a = 2 \mu m$  } bulunur.

## E1.13- Yüzey pürüzlüğünün tespiti (Şekil E1.5)



Şekil E1.5- Nominal ölçü , ISO- kalitesi ve yüzey fonksiyonuna bağlı olarak müsaade edilen elde edilebilir yüzey pürüzlüğünün tespiti [L.12].

Örnek: İş parçasının çapı  $d=40\text{mm}$ , verilmiş olan tolerans r7 (7.kalite) ve yüksek değerli yüzey fonksiyonu ile;

$R_z = 2,5 \mu\text{m} \rightarrow N_3 \dots N_4$  elde edilir.

Not:  $N \rightarrow R_z$  uygun değildir

## EK-2 - KALİTELER, HATALAR VE TOLERANSLAR

### E2.1 - Semboller ve birimleri

$a$	mm.	Eksenler arası mesafe
$a_d$	mm.	Sıfır-Eksenler arası mesafe (Sıfır mekanizmasında eksenler arası mesafe)
$a''$	mm.	Boşluksuz eksenler arası mesafe (Dişlerin her iki tarafı temasta Şekil E2.26)
$b$	mm.	Diş genişliği
$d$	mm.	Taksimat dairesi çapı
$f_f$	$\mu m.$	Profil-form hatası (Diş profilinin şekil hatası)
$f_i$	$\mu m.$	Tek taraflı yuvarlanma - Dişten dişe bileşik hata
$f_i''$	$\mu m.$	İki taraflı yuvarlanma - Dişten dişe bileşik hata
$f_p$	$\mu m.$	Bir dişe düşen taksimat hatası
$f_{pe}$	$\mu m.$	Kavrama taksimat hatası
$f_u$	$\mu m.$	Taksimat atlama
$f_{H\alpha}$	$\mu m.$	Profil-Yön hatası (Diş profilinin yön hatası)
$f_{HB}$	$\mu m.$	Yüzey doğrusu - Yön hatası (Diş yüzey doğrusunun yön hatası)
$f_{\beta f}$	$\mu m.$	Yüzey doğrusu - form hatası (Diş yüzey doğrusunun şekil hatası)
$f_{\beta w}$	$\mu m.$	Diş yüzey doğrusunun dalgalılığı
$f_{\Sigma \beta}$	$\mu m.$	Eksen çarpıklık hatası (Yatak açıklığı $L_G$ üzerinde)
$f_{\Sigma \delta}$	$\mu m.$	Eksen paralellik hatası (Yatak açıklığı $L_G$ üzerinde)
$J_t$	$\mu m.$	Teorik yan boşluk
$J_{tmax.}$	$\mu m.$	En büyük çevresel yan boşluk
$J_{tmin.}$	$\mu m.$	En küçük çevresel yan boşluk
$m, m_n, m_t$	mm.	Modül, normal modül, alın modülü
$S_n$	mm.	Normal diş kalınlığı (Normal kesitte, taksimat silindiri üzerindeki diş kalınlığı)
$S_t$	mm.	Alın diş kalınlığı (Alın kesitinde, taksimat silindiri üzerindeki diş kalınlığı)
$Z_1, Z_2$	—	Pinyon ve çarkın diş sayıları



$A_a$	$\mu m$	Eksenler arası mesafe toleransı
$A_{ae}$	$\mu m$	Eksenler arası mesafe toleransının üst sınırı
$A_{ai}$	$\mu m$	Eksenler arası mesafe toleransının alt sınırı
$A_{sne}$	$\mu m$	Diş kalınlığı toleransının üst sınırı (Normal kesitte)
$A_{sni}$	$\mu m$	Diş kalınlığı toleransının alt sınırı (Normal kesitte)
$C_b$	$\mu m$	Genişliği bombeli olan dişte, diş yüzey doğrusunun daraltılması
$C_e$	$\mu m$	Diş yüzey doğrusu - uç daraltması (Diş yüzey doğrusunun her iki uçtan daraltılması)
$F_f$	$\mu m$	Profil - Toplam hatası (Diş profilinin toplam hatası)
$F_i'$	$\mu m$	Tek taraflı - Yuvarlanma hatası
$F_i''$	$\mu m$	İki taraflı - Yuvarlanma hatası
$F_p$	$\mu m$	Taksimat - Toplam hatası (Toplam taksimat hatası)
$F_{pk}$	$\mu m$	Taksimat - Açıklık hatası ( $k$ taksimat üzerinde)
$F_{pz/b}$	$\mu m$	Taksimat - Açıklık hatası ( $1/8$ çark çevresi üzerinde)
$F_r$	$\mu m$	Radyal salgı
$F_{\beta}$	$\mu m$	Diş yüzey doğrusu - Toplam hatası (Diş yüzey doğrusunun toplam hatası)
$L_G$	$\mu m$	Bir milin ortalama yatak açıklığı
$R_s$	$\mu m$	Diş kalınlığındaki dalgalanma (diş kalınlığı değişmesi)
$T_{sn}$	$\mu m$	Diş kalınlığı toleransı (Normal kesitte)
$\alpha, \alpha_n, \alpha_t$	$^{\circ}$	Kavrama açısı, normal kavrama açısı, alın kavrama açısı
$\alpha_{wt}$	$^{\circ}$	İşletme kavrama açısı
$\alpha''$	$^{\circ}$	Kavrama açısı (iki taraflı yuvarlanmada master dişli çark ile)
$\beta$	$^{\circ}$	Helis açısı

## E2.2 - Dişli Çarkların Kaliteleri [L.4]

Gerek imalat ve gerekse montaj sırasında dişli çarklarda bir takım hatalar meydana gelmektedir. Bu hatalar:

- Özellikle yüksek hızlarda, dişlere ait kuvveti etkileyecek dinamik kuvvet denilen ek bir kuvvet oluşturmaktadır;

• Tüm dişli kutusu sisteminde titreşim ve bunun bir sonucu olan gürültü meydana gelmektedir.

Bu nedenle dişli çarkların daha iyi bir şekilde çalışması için hataların sınırlandırılması gerekir. Ölçme yolu ile belirlenen hatalar, aslında dişli çarkların doğruluğunu ifade etmektedir. Doğruluğun derecesi ise dişli çarkların kalitesini belirlemektedir. Şöyle ki, pratikte hataların sınırlandırılması, asıl olarak dişli çarkların kalite bakımından sınırlandırılması ile gerçekleştirilmiştir.

Türkiye'de halen bu konuda hiçbir standart bulunmadığından, burada DIN ve AGMA (American Gear Manufacturers Association - Amerikan dişli imalatçıları cemiyeti) standartlarına göre dişli çarkların kalite bakımından sınıflandırılma tarzları gösterilecektir.

1- DIN Standartı, 1 ile 12 arasındaki rakamlarla simgelenen 12 kalite sınıfı belirlenmiştir. 1. kalitenin doğruluk derecesi en yüksek ve buna karşılık gelen hatalar en küçük, 12. kalitenin doğruluk derecesi en kaba ve buna karşılık gelen hataların değeri en büyüktür. Şekil E2-1 de dişli çarkların kullanma alanlarına ( $\alpha$ ), çevre hızlarına ( $b$ ) ve imalat yöntemlerine karşılık gelen kaliteleri göstermiştir. Genellikle makina konstrüksiyonunda kullanılan dişliler 5. kaliteden daha düşük yani 6., 7. ve 8. kalitedendir. 5. kalitenin üstünde olan kaliteler (3, 4) aslında alet ve ölçme tertibatlarında kullanılan dişliler içindir.

Azdırma yoluyla 7. kalite ve Fellows yöntemiyle 6. kaliteye kadar dişliler imal edilebilir. Ancak genellikle 6. kalite dahil olmak üzere, 6. kalitenin üstündeki dişliler taşlanır. 11 ve 12. kaliteler döküm yolu ile elde edilen dişlilere karşılık gelir.

2- AGMA Standartında 1 den başlamak üzere, AGMA kalite sayısı denilen ve yine rakamlarla simgelenen normal çapsal taksimatlı (diametral pitch) dişliler için 15 ve ince taksimatlı (fine diametral pitch) dişliler için 16 doğruluk kalitesi vardır. Ancak burada 1. kalite en kaba doğruluk derecesine karşılık gelir. Ayrıca malzemenin cinsini ve uygulanan ısı işleminin tarzını gösteren AGMA malzeme sayısı mevcuttur; şöyle ki, bu iki sayı birlikte kullanıldığı takdirde, AGMA sınıf sayısı meydana gelmektedir. Örneğin 8-H-14 AGMA sınıf sayısı, sertliği 285 ile 325 HB değerleri arasında olan sertleştirilmiş ve temperlenmiş alaşımlı çelikten imal edilmiş 8. kalitede bir dişli çark gösterilmektedir.

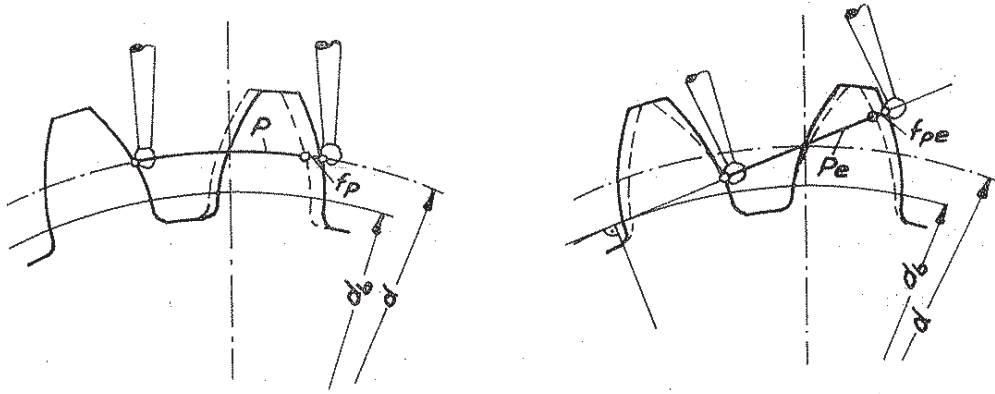
Amerikan tekniğinde bu sınıflandırmanın yanı sıra ticari, hassas ve çok hassas olmak üzere dişlileri üç kaliteye ayıran diğer bir sınıflandırma tarzı da vardır. Ticari kalitedeki dişliler oldukça kaba olup 3 ile 7 AGMA kalitelerine,



### a<sub>1</sub>) Tek tek ifade edilen hatalar

- Bir dişe düşen taksimat hatası  $f_p$

$f_p$ , bir dişte teorik taksimat ile ölçülen (gerçek) taksimat arasındaki cebirsel farktır (Şekil E2.2). Cetvel E2.1 de detaylı, Cetvel E2.2 de de toplam olarak müsaade edilen  $f_p$  değerleri verilmiştir.



Şekil E2.2 - Taksimat ve kavrama taksimat hataları

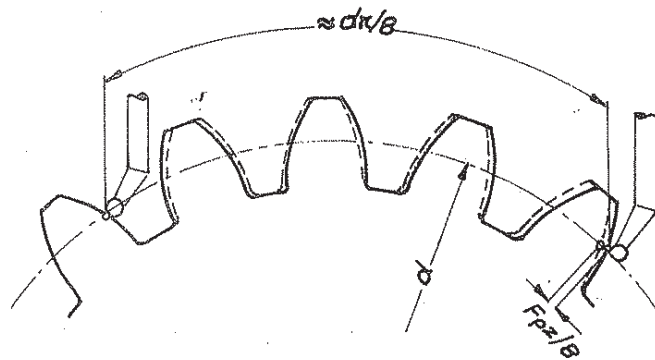
$f_p$  ile  $f_{pe}$  nin ölçülmesi

----- Olması gereken diş formu

——— Ölçülen (gerçek) diş formu

- Taksimat - açıklık hatası  $F_{pk}$

$F_{pk}$ , birbirini takip eden  $k$  sayıdaki teorik taksimat ölçüsü toplamı ile  $k$  sayıdaki gerçek taksimat ölçüsü toplamı arasındaki cebirsel farktır (Şekil E2.3). Ayrıca, taksimat - açıklık hatası için tolerans değerleri Şekil E2.4 den elde edilebilir.



Şekil E2.3 - Taksimat - açıklık hatalı dişli, yaklaşık olarak çevrenin  $1/8$ 'i üzerinde, dolayısıyla  $F_{pk} = F_{pz}/8$ .

----- Olması gereken diş formu

——— Ölçülen (gerçek) diş formu

$m_n = 1$  den 2 mm ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	1	2	3	4	5	6
$f_p$	1	1,5	2	3	4,5	6
$f_{H_{\alpha}}$	1	1,5	2	3	4	5
$F_f$	1,5	2	3	4	6	8

Dişli kalitesi	Hata																		
	$f_p, f_{p\alpha}$						$f_u$						$F_p$						
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
Taksimat dairesi çapı $d$ mm olarak	10'a kadar	1	1,5	2,5	3	4,5	6	1,5	2	3	4	5,5	8	2,5	4	5	7	10	14
10 dan 50 ye kadar	1	1,5	2,5	3,5	5	7	1,5	2	3	4,5	6	9	3,5	5	7	10	14	18	
50 den 125'e kadar	1,5	2	2,5	4	5	7	2	2,5	3	5	6	9	4,5	6	9	14	18	25	
125 den 280'e kadar	1,5	2	3	4	5,5	8	2	2,5	3,5	5	7	10	5	8	11	16	20	28	
280 den 560'a kadar	1,5	2	3	4,5	6	8	2	2,5	3,5	5,5	8	10	6	9	12	18	25	32	
560 dan 1000'e kadar	2	2,5	3,5	5	7	9	2,5	3	4	6	9	11	7	10	14	20	28	36	
1000 den 1600'e kadar	2	2,5	4	5	8	10	2,5	3	4,5	6	10	12	8	11	16	20	32	40	
1600 den 2500'e kadar	2	3	4	6	8	11	2,5	3,5	5	7	10	14	8	12	16	22	32	45	
2500 den 4000'e kadar	2,5	3,5	4,5	6	9	12	3	4	5	8	11	16	9	14	18	25	36	50	
4000 den 6300'e kadar	2,5	3,5	5	7	10	14	3	4,5	6	9	12	18	10	14	20	28	40	56	
6300 den 10000'e kadar	2,8	4,0	6	8	11	16	3,5	5	7	10	14	20	11	16	22	28	40	63	

Dişli kalitesi	Hata																		
	$F_p \geq 10$						$F_r$						$R_s$						
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
Taksimat dairesi çapı $d$ mm olarak	10'a kadar	1,5	2	3	4	6	8	2	3	3,5	5,5	8	11	1	1,5	2,5	3,5	4,5	7
10 dan 50 ye kadar	2	3	5	4	6	8	2,5	3,5	5	7	10	14	1,5	2	3	4,5	6	8	
50 den 125'e kadar	3	4	6	8	11	16	3	4	6	8	12	16	2	2,5	3,5	5	7	10	
125 den 280'e kadar	3	5	7	9	12	16	3,5	5	7	9	14	18	2	3	4,5	6	8	12	
280 den 560'a kadar	4	5,5	8	11	14	22	4	5,5	8	11	16	22	2,5	3,5	5	7	10	14	
560 dan 1000'e kadar	4,5	6	9	12	16	25	4,5	6	9	12	18	25	3	4	5,5	8	11	14	
1000 den 1600'e kadar	5	7	10	14	18	25	5	7	10	14	18	28	3	4,5	6	8	12	16	
1600 den 2500'e kadar	5	7	10	14	20	28	5	7	10	14	20	28	3,5	4,5	7	9	12	18	
2500 den 4000'e kadar	6	8	11	16	22	32	5,5	8	11	16	22	32	3,5	5	7	10	14	20	
4000 den 6300'e kadar	6	9	12	18	25	36	6	9	12	18	25	36	4	5	7	10	14	20	
6300 den 10000'e kadar	7	9	14	18	28	36	7	10	14	20	28	40	4	5,5	8	11	16	22	

Cetvel E2.1- DIN 3962 Teil 1'e göre, alın dişli çarkları için toleranslar (Tek tek ifade edilen hatalar için toleranslar). [L.41].

$m_n = 1$  den 2 mm ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	7	8	9	10	11	12
$f_f$	9	12	16	20	45	71
$f_{Hd}$	7	10	14	22	36	56
$f_f$	12	16	22	36	56	90

Dişli kalitesi	Hata																	
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
10'a kadar	9	12	18	28	45	71	11	16	22	36	56	90	20	25	36	56	90	160
10 dan 50 ye kadar	9	14	18	28	50	80	11	18	22	36	63	100	28	36	50	80	140	220
50 den 125'e kadar	10	14	20	32	50	80	12	18	25	40	63	100	32	50	63	110	180	280
125 den 280'e kadar	11	16	22	36	56	90	14	20	25	45	71	110	40	56	80	125	200	320
280 den 560'a kadar	12	16	22	36	56	100	16	20	25	45	71	125	45	63	90	140	220	360
560 dan 1000'e kadar	14	18	25	40	63	100	16	22	32	50	80	125	50	71	100	160	250	400
1000 den 1600'e kadar	14	20	28	45	71	110	18	25	36	56	90	140	56	80	110	180	280	450
1600 den 2500'e kadar	16	22	32	50	80	125	20	28	40	63	100	160	63	90	125	200	320	500
2500 den 4000'e kadar	18	25	36	56	90	140	22	32	45	71	100	180	71	100	140	220	360	560
4000 den 6300'e kadar	20	28	40	63	100	160	25	36	50	80	125	200	80	110	160	250	400	630
6300 den 10000'e kadar	22	32	45	71	110	180	28	40	56	90	140	220	80	125	180	280	450	710

Dişli kalitesi	Hata																	
	$F_{p2/B}$						$F_r$						$R_s$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
10'a kadar	12	16	22	36	63	90	16	22	32	45	63	80	9	12	18	25	36	50
10 dan 50 ye kadar	18	25	32	50	90	140	20	28	40	56	80	110	12	16	22	32	45	63
50 den 125'e kadar	22	32	40	71	110	180	22	32	45	63	90	125	14	20	28	40	56	80
125 den 280'e kadar	25	36	50	80	125	200	28	36	56	71	110	160	16	22	32	45	63	90
280 den 560'a kadar	28	40	56	90	140	220	32	45	63	90	125	180	18	25	36	50	71	100
560 dan 1000'e kadar	32	45	63	100	160	250	36	50	71	100	140	200	20	28	40	56	80	110
1000 den 1600'e kadar	36	50	71	110	180	280	36	56	80	110	160	220	22	32	45	63	90	125
1600 den 2500'e kadar	40	56	80	125	200	320	40	56	80	110	160	220	25	36	50	71	100	140
2500 den 4000'e kadar	45	63	90	140	220	360	45	63	90	125	180	250	28	40	56	80	110	140
4000 den 6300'e kadar	50	71	100	160	250	400	50	71	100	140	200	280	28	40	56	80	110	160
6300 den 10000'e kadar	50	71	100	180	280	450	56	80	110	160	220	320	32	45	63	90	125	180

Çetvel E2.1 (devamı)

$Mn = 2$  den  $3,55 \text{ mm}$  ye kadar

Toleranslar  $\mu\text{m}$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	1	2	3	4	5	6
$f_f$	1,5	2	3	4	6	8
$f_{Hd}$	1	1,5	2	3	4,5	6
$F_f$	2	3	4	5	7	10

Dişli kalitesi	Hata																		
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$						
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
Taksimat dairesi çapı $d$ mm olarak	10 dan 50 ye kadar	1	2	2,5	3,5	5	7	1,5	2,5	3	4,5	6	9	4	6	8	11	16	20
	50 den 125'e kadar	1,5	2	2,5	3,5	5	7	2	2,5	3	4,5	6	9	5	7	10	14	20	28
	125 den 280'e kadar	1,5	2	3	4	6	8	2	2,5	3,5	5	8	10	6	8	12	16	22	32
	280 den 560'a kadar	1,5	2	3	4	6	8	2	2,5	3,5	5	8	10	7	10	14	18	25	36
	560 dan 1000'e kadar	1,5	2,5	3,5	4,5	6	9	2	3	4,5	5,5	8	11	8	11	16	20	28	40
	1000 den 1600'e kadar	2	3	4	5	7	11	2,5	3,5	5	7	9	12	9	12	18	22	32	45
	1600 den 2500'e kadar	2	3	4,5	6	8	12	2,5	3,5	5,5	8	10	14	9	12	18	25	36	50
	2500 den 4000'e kadar	2,5	3,5	5	7	9	14	3	4	6	9	11	16	10	14	20	28	40	56
	4000 den 6300'e kadar	2,5	3,5	5	7	10	14	3	4,5	7	9	14	18	11	16	22	32	40	63
	6300 den 10000'e kadar	2,8	4	6	8	12	16	3,5	5,5	8	11	16	22	12	16	22	32	45	63

Dişli kalitesi	Hata																		
	$F_p z/9$						$F_r$						$R_s$						
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
Taksimat dairesi çapı $d$ mm olarak	10 dan 50 ye kadar	2,5	3,5	5	7	10	16	3	4	5,5	8	11	16	2	2,5	3,5	5	7	10
	50 den 125'e kadar	3	4	6	9	12	18	3,5	5	7	10	14	20	2	3	4,5	6	8	12
	125 den 280'e kadar	4	5	7	10	14	20	4	5,5	8	11	16	22	2,5	3,5	5	7	10	14
	280 den 560'a kadar	4,5	6	8	12	16	22	4,5	6	9	12	18	25	3	4	5,5	8	11	16
	560 dan 1000'e kadar	5	7	9	14	18	25	5	7	10	14	20	28	3	4,5	6	9	12	18
	1000 den 1600'e kadar	5	8	10	14	20	28	5,5	8	11	16	22	32	3,5	5	7	10	14	20
	1600 den 2500'e kadar	6	8	11	16	22	32	6	8	12	16	25	32	4	5,5	8	11	14	20
	2500 den 4000'e kadar	6	9	12	18	25	36	7	9	14	18	25	36	4,5	6	8	12	16	22
	4000 den 6300'e kadar	7	9	14	18	28	36	7	10	14	20	28	40	4,5	6	8	12	16	25
	6300 den 10000'e kadar	7	10	14	20	28	40	8	11	16	22	32	45	5	7	9	14	18	25

Çetvel E2.1 (devamı)

$m_n = 2$  den 3,55 mm ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	7	8	9	10	11	12
$f_f$	11	16	22	36	56	90
$f_{H\alpha}$	9	12	18	28	45	71
$F_f$	14	20	28	45	71	110

Dişli kalitesi	Hata																	
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
Taksimat dairesi çapı $d$ mm. olarak 10 dan 50 ye kadar	10	14	20	32	50	80	12	18	25	40	63	100	28	40	56	90	140	250
50 den 125'e kadar	10	14	20	32	50	80	12	18	25	40	63	100	36	50	71	125	180	320
125 den 280'e kadar	11	16	22	36	56	90	14	20	28	45	71	110	45	63	90	140	220	360
280 den 560'a kadar	12	16	22	36	56	90	16	20	28	45	71	110	50	71	100	160	250	400
560 dan 1000'e kadar	12	18	25	40	63	100	16	22	32	50	80	125	56	80	110	180	280	450
1000 den 1600'e kadar	14	22	28	45	71	125	18	25	36	56	90	160	63	90	125	200	320	500
1600 den 2500'e kadar	16	25	32	50	80	140	20	28	40	63	100	180	71	100	140	220	360	560
2500 den 4000'e kadar	18	25	36	56	90	140	22	32	45	71	110	180	80	110	160	250	400	630
4000 den 6300'e kadar	20	25	40	63	100	160	25	36	50	80	125	200	80	125	160	250	400	630
6300 den 10000'e kadar	28	32	45	71	110	180	28	40	63	100	160	250	90	125	180	280	450	710

Dişli kalitesi	Hata																	
	$F_p z/8$						$F_r$						$R_s$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
Taksimat dairesi çapı $d$ mm. olarak 10 dan 50 ye kadar	20	25	36	56	90	140	22	32	45	63	90	125	14	20	28	36	56	71
50 den 125'e kadar	25	32	45	71	125	180	28	40	56	80	110	160	16	22	32	45	63	90
125 den 280'e kadar	28	40	56	90	140	220	32	45	63	90	125	180	20	28	36	50	71	100
280 den 560'a kadar	32	45	63	100	160	250	36	50	71	100	140	180	22	32	40	56	80	110
560 dan 1000'e kadar	36	50	71	110	180	280	40	56	80	110	160	220	25	36	45	63	90	125
1000 den 1600'e kadar	40	56	80	125	200	320	45	63	90	125	180	250	28	36	50	71	100	140
1600 den 2500'e kadar	45	63	90	140	220	360	50	71	100	140	200	280	28	40	56	80	110	160
2500 den 4000'e kadar	50	71	90	160	250	400	50	71	100	140	200	280	32	45	63	90	125	180
4000 den 6300'e kadar	56	71	110	180	280	450	56	80	110	160	220	320	32	45	63	90	140	180
6300 den 10000'e kadar	56	80	110	180	280	450	63	90	125	180	250	360	36	50	71	100	140	200

Cetvel E2.1 (devamı)



$m_n = 3,55$  den 6 mm ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	1	2	3	4	5	6
$f_f$	2	3	4	5	7	10
$f_{Hw}$	1,5	2	3	4	5,5	7
$F_f$	2,5	3,5	5	7	9	12

Dişli kalitesi	Hata																		
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$						
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
Taksimat dairesi çapı d mm. olarak	10 dan 50 ye kadar	4,5	2	3	4	6	8	2	2,5	4	5	8	10	1	6	8	12	16	22
	50 den 125'e kadar	1,5	2	3	4	6	9	2	2,5	4	5	8	11	5	8	10	16	20	28
	125 den 280'e kadar	1,5	2,5	3,5	4,5	7	9	2	3	4	5,5	9	11	6	9	12	18	25	36
	280 den 560'a kadar	2	2,5	3,5	5	7	10	2,5	3	4,5	6	9	12	7	10	14	20	28	40
	560 dan 1000'e kadar	2	3	4	5,5	8	11	2,5	4	5	7	10	14	8	12	16	22	32	45
	1000 den 1600'e kadar	2	3	4	6	8	12	2,5	4	5	8	10	16	9	12	18	25	36	50
	1600 den 2500'e kadar	2,5	3	4,5	6	9	12	3	4	5,5	8	11	16	10	14	20	28	36	56
	2500 den 4000'e kadar	2,5	3,5	5	7	10	14	3	4,5	6	9	12	18	11	16	22	32	40	63
	4000 den 6300'e kadar	3	4	5,5	8	11	16	3,5	5	7	10	14	20	12	16	22	32	45	63
	6300 den 10000'e kadar	3,5	3,5	6	9	12	18	4	5,5	8	11	16	22	12	18	25	36	50	71

Dişli kalitesi	Hata																		
	$F_p z / \theta$						$F_r$						$R_s$						
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
Taksimat dairesi çapı d mm. olarak	10 dan 50 ye kadar	2,5	4	5	7	10	14	3	4,5	7	9	14	18	2	3	4	6	8	11
	50 den 125'e kadar	3	5	7	9	14	18	4	5,5	8	11	16	22	2,5	3,5	5	7	10	14
	125 den 280'e kadar	4	6	8	11	16	22	4,5	6	9	12	18	25	3	4	5,5	8	11	16
	280 den 560'a kadar	5	6	9	14	18	25	5	7	10	14	20	28	3	4,5	6	9	12	18
	560 dan 1000'e kadar	5	7	10	14	20	28	5,5	8	11	16	22	32	3,5	5	7	10	14	20
	1000 den 1600'e kadar	6	8	11	16	22	32	6	9	12	18	25	36	4	5,5	8	11	16	22
	1600 den 2500'e kadar	6	9	12	18	25	36	7	10	14	20	28	40	4,5	6	9	12	16	25
	2500 den 4000'e kadar	7	10	14	20	25	36	7	10	14	20	28	40	5	7	9	12	18	25
	4000 den 6300'e kadar	7	10	14	20	28	40	8	11	16	22	32	45	5	7	9	14	18	28
	6300 den 10000'e kadar	8	11	16	22	32	45	9	12	18	25	36	50	5	7	10	14	20	28

Çetvel E2-1 (devamı)

$m_n = 3,55$  den 6 mm'ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	7	8	9	10	11	12
$f_f$	14	20	28	45	71	125
$f_{H_d}$	10	14	20	32	50	80
$F_f$	18	25	36	56	90	140

Dişli kalitesi	Hata																	
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
10 dan 50'ye kadar	11	16	22	36	56	90	14	20	28	45	71	110	32	45	63	100	160	250
50 den 125'e kadar	12	16	25	40	63	100	16	20	32	50	80	125	40	56	80	125	200	320
125 den 280'e kadar	12	18	25	40	63	100	16	22	32	50	80	125	45	71	90	140	250	360
280 den 560'a kadar	14	20	28	45	71	110	18	25	36	56	90	140	56	80	110	180	280	450
560 dan 1000'e kadar	16	20	28	45	75	125	20	25	36	56	90	160	63	90	125	200	320	500
1000 den 1600'e kadar	16	22	32	50	80	125	20	28	40	63	100	160	71	100	140	220	360	560
1600 den 2500'e kadar	18	25	36	56	90	140	22	32	45	71	110	180	71	110	140	250	360	630
2500 den 4000'e kadar	20	28	40	63	100	160	25	36	50	80	125	200	80	125	160	250	400	630
4000 den 6300'e kadar	22	32	45	71	110	180	28	40	56	90	140	220	90	125	180	280	450	710
6300 den 10000'e kadar	25	36	50	80	125	200	32	45	63	100	160	250	100	140	200	320	500	800

Dişli kalitesi	Hata																	
	$F_p z/8$						$F_r$						$R_s$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
10 dan 50'ye kadar	20	28	40	63	100	160	25	36	50	71	100	140	16	22	32	45	63	90
50 den 125'e kadar	28	36	50	80	125	200	32	45	63	90	125	180	20	28	36	50	71	100
125 den 280'e kadar	36	45	56	100	160	250	36	50	71	100	140	200	22	32	45	63	80	110
280 den 560'a kadar	36	50	71	110	180	280	40	56	80	110	160	220	25	36	50	71	90	125
560 dan 1000'e kadar	40	56	80	125	200	320	45	63	90	125	180	250	28	36	56	80	100	140
1000 den 1600'e kadar	40	63	90	140	220	360	50	71	100	140	200	280	32	40	63	80	110	160
1600 den 2500'e kadar	45	63	90	140	250	400	56	80	110	160	220	320	32	45	63	90	125	180
2500 den 4000'e kadar	50	71	100	160	250	400	56	80	110	160	220	320	36	50	71	100	140	200
4000 den 6300'e kadar	56	80	110	180	280	450	63	90	125	180	250	360	36	56	71	110	160	220
6300 den 10000'e kadar	63	90	125	200	320	500	71	100	140	200	280	400	40	56	80	110	160	220

Cetvel E2.1 (devamı)

$m_n = 6$  dan 10mm ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	1	2	3	4	5	6
$f_f$	2,5	3,5	5	7	10	14
$f_{H_d}$	2	2,5	3,5	5	7	9
$F_f$	3	4	6	8	12	16

Dişli kalitesi	Hata																		
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$						
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
Taksimat dairesi çapı $d$ mm olarak	10 dan 50 ye kadar	2	2,5	3,5	5	7	10	2,5	3	4,5	6	9	12	4,5	6	9	14	18	25
	50 den 125'e kadar	2	2,5	3,5	5	7	10	2,5	3	4,5	6	9	12	6	8	11	16	22	32
	125 den 280'e kadar	2	2,5	4	5,5	8	11	2,5	3	5	7	10	14	7	10	14	20	25	36
	280 den 560'a kadar	2	3	4	6	8	11	2,5	3,5	5	8	10	14	8	11	16	22	28	40
	560 den 1000'e kadar	2,5	3	4,5	6	9	11	3	3,5	5,5	8	11	14	9	12	18	25	32	45
	1000 den 1600'e kadar	2,5	3,5	5	7	9	12	3	4,5	6	9	11	16	10	14	18	28	36	50
	1600 den 2500'e kadar	2,5	3,5	5	7	10	14	3	4,5	6	9	12	18	11	15	22	28	40	56
	2500 den 4000'e kadar	3	4	5,5	8	11	16	3,5	5	7	10	14	20	12	16	22	32	45	63
	4000 den 6300'e kadar	3	4,5	6	9	12	18	4	5,5	8	11	16	22	12	18	25	36	50	71
	6300 den 10000'e kadar	3,5	5	7	10	14	20	4,5	6	9	12	18	25	14	20	28	40	56	80

Dişli kalitesi	Hata																		
	$F_p z/8$						$F_r$						$R_s$						
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
Taksimat dairesi çapı $d$ mm olarak	10 dan 50 ye kadar	3	4	6	8	11	16	3,5	5,5	8	11	16	22	2,5	3,5	5	7	9	14
	50 den 125'e kadar	4	5	7	10	14	20	4,5	6	9	12	18	25	3	4	5,5	8	11	16
	125 den 280'e kadar	4,5	6	8	12	16	22	5	7	10	14	20	28	3,5	4,5	6	9	12	18
	280 den 560'a kadar	5	7	10	14	18	28	5,5	8	11	16	22	32	3,5	5	7	10	14	20
	560 den 1000'e kadar	6	8	11	16	20	28	6	9	12	18	25	36	4	5,5	8	11	16	22
	1000 den 1600'e kadar	6	9	12	18	22	32	7	10	14	20	28	40	4,5	6	9	12	18	25
	1600 den 2500'e kadar	7	9	14	20	25	36	8	11	16	22	32	45	5	7	10	14	18	25
	2500 den 4000'e kadar	7	10	14	20	28	40	8	12	16	22	32	45	5,5	7	10	14	20	28
	4000 den 6300'e kadar	8	11	16	22	32	45	9	12	18	25	36	50	5,5	7	11	14	22	28
	6300 den 10000'e kadar	9	12	18	25	32	50	10	14	20	28	40	56	6	8	12	16	22	32

Cetvel E2.1 (devamı)

$m_n = 6$  den 10 mm ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	7	8	9	10	11	12
$f_f$	20	28	40	63	100	160
$f_{H_d}$	12	18	25	40	63	100
$F_f$	22	32	45	71	110	180

Dişli kalitesi		Hata																	
		$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
		7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
Taksimat dairesi çapı $d$ mm. olarak	10 dan 50 ye kadar	12	18	25	40	63	110	16	22	32	50	80	140	32	45	71	110	180	280
	50 den 125'e kadar	14	20	28	45	71	110	18	25	36	56	90	140	45	63	90	140	220	360
	125 den 280'e kadar	14	20	28	45	71	125	18	25	36	56	90	160	56	71	100	160	250	400
	280 den 560'a kadar	16	22	32	50	80	125	20	28	40	63	100	160	63	80	110	180	280	450
	560 dan 1000'e kadar	16	25	32	56	90	140	20	28	40	71	110	180	71	90	125	200	320	500
	1000 den 1600'e kadar	18	25	36	56	90	140	22	32	45	71	110	180	71	100	140	220	360	560
	1600 den 2500'e kadar	20	28	40	63	100	160	25	36	50	80	125	200	80	110	160	250	400	630
	2500 den 4000'e kadar	22	32	45	71	110	180	28	36	50	80	140	220	90	125	180	280	450	710
	4000 den 6300'e kadar	25	32	50	80	125	200	32	45	63	100	160	250	100	140	200	320	500	800
	6300 den 10000'e kadar	28	36	56	90	140	220	32	50	71	110	180	280	110	160	220	360	560	900

Dişli kalitesi		Hata																	
		$F_p z/8$						$F_r$						$R_s$					
		7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
Taksimat dairesi çapı $d$ mm. olarak	10 dan 50 ye kadar	22	32	45	71	110	180	32	40	63	80	125	160	18	25	36	50	71	100
	50 den 125'e kadar	28	40	56	90	140	220	36	50	71	100	140	200	22	32	45	63	80	110
	125 den 280'e kadar	32	45	63	100	160	250	40	56	80	110	160	220	25	36	50	71	90	125
	280 den 560'a kadar	36	50	71	110	180	280	45	63	90	125	180	250	28	40	56	80	110	140
	560 dan 1000'e kadar	40	56	80	125	200	320	50	71	100	140	200	280	32	45	63	80	125	160
	1000 den 1600'e kadar	45	63	90	140	220	360	56	80	110	160	220	320	34	50	63	90	125	180
	1600 den 2500'e kadar	50	71	100	160	250	400	63	90	125	160	250	320	36	50	71	100	140	200
	2500 den 4000'e kadar	56	80	110	180	280	450	63	90	125	180	250	360	40	56	80	110	160	220
	4000 den 6300'e kadar	63	90	125	200	320	500	71	100	140	200	280	400	40	56	80	125	160	250
	6300 den 10000'e kadar	71	100	140	220	360	560	80	110	160	220	320	450	45	63	90	125	180	250

Cetvel E2-1 (devami)

$m_n = 10$  dan  $16$  mm ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	1	2	3	4	5	6
$f_f$	3	4,5	6	9	12	18
$f_{H\alpha}$	2	3	4	6	8	12
$F_f$	4	5,5	8	11	16	22

Dişli kalitesi		Hata																	
		$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Taksimat dairesi çapı $d$ mm. olarak	50 den 125'e kadar	2,5	3	4,5	6	9	12	3	4	5,5	8	11	16	6	9	12	18	25	32
	125 den 280'e kadar	2,5	3,5	4,5	6	9	12	3	4,5	5,5	8	11	16	7	10	14	20	28	40
	280 den 560'a kadar	2,5	3,5	5	7	10	14	3	4,5	6	9	12	18	8	12	16	22	32	45
	560 den 1000'e kadar	2,5	4	5	7	10	14	3	5	6	9	12	18	10	14	18	25	36	50
	1000 den 1600'e kadar	3	4	5,5	8	11	16	4	5	7	10	14	20	11	16	20	28	40	56
	1600 den 2500'e kadar	3	4	6	8	12	16	4	5	7	10	16	20	12	16	22	32	45	63
	2500 den 4000'e kadar	3,5	4,5	7	9	12	18	4,5	5,5	8	11	16	22	14	18	25	36	50	71
	4000 den 6300'e kadar	3,5	5	7	10	14	20	4,5	6	9	12	18	25	14	18	28	36	56	71
	6300 den 10000'e kadar	4	5,5	8	11	16	22	5	7	10	14	20	28	14	20	28	40	56	80

Dişli kalitesi		Hata																	
		$F_p z/8$						$F_r$						$R_s$					
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Taksimat dairesi çapı $d$ mm. olarak	50 den 125'e kadar	4	5	8	11	16	22	5	7	10	14	20	28	3	4,5	6	9	12	18
	125 den 280'e kadar	5	6	9	14	18	25	5,5	8	11	16	22	32	3,5	5	7	10	14	20
	280 den 560'a kadar	5	7	10	16	20	28	6	9	12	18	25	36	4	6	8	11	16	22
	560 den 1000'e kadar	6	8	12	18	22	32	7	10	14	20	28	40	4,5	6	9	12	18	25
	1000 den 1600'e kadar	7	9	14	18	25	36	8	11	16	22	32	45	5	7	10	14	20	28
	1600 den 2500'e kadar	7	10	14	20	28	40	8	12	16	25	32	45	5,5	8	11	14	20	28
	2500 den 4000'e kadar	8	11	16	22	32	45	9	12	18	25	36	50	6	8	12	16	22	32
	4000 den 6300'e kadar	8	12	16	25	32	45	10	14	20	28	40	56	6	8	12	16	22	32
	6300 den 10000'e kadar	9	12	18	25	36	50	11	16	22	32	45	63	6	9	12	18	25	36

Cetvel E2-1 (devamı)

$m_n = 10$  dan 16 mm'ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	7	8	9	10	11	12
$f_f$	25	36	50	80	125	200
$f_{H\alpha}$	16	22	32	50	80	125
$F_f$	28	40	56	90	140	250

Dişli kalitesi	Hata																	
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
50 den 125'e kadar	18	25	32	56	90	140	22	32	40	63	110	140	45	63	90	140	220	360
125 den 280'e kadar	18	25	36	56	90	140	22	32	45	71	110	180	56	80	110	180	280	450
280 den 560'a kadar	20	28	36	56	90	160	25	36	45	71	110	200	63	90	125	200	320	500
560 den 1000'e kadar	20	28	40	63	100	160	25	36	50	80	125	200	71	100	140	220	360	560
1000 den 1600'e kadar	22	32	40	63	110	180	28	36	50	80	140	220	80	110	160	250	400	630
1600 den 2500'e kadar	22	32	45	71	110	180	28	40	56	90	140	220	90	125	180	280	450	710
2500 den 4000'e kadar	25	36	50	80	125	200	32	45	63	100	160	250	100	140	180	320	500	800
4000 den 6300'e kadar	28	40	56	90	140	220	36	50	71	110	180	280	110	140	220	360	560	900
6300 den 10000'e kadar	28	40	63	100	160	250	36	56	80	125	200	320	110	160	220	360	560	900

Dişli kalitesi	Hata																	
	$F_p z/8$						$F_r$						$R_s$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
50 den 125'e kadar	28	40	56	90	140	250	40	56	80	110	160	220	25	36	50	71	100	140
125 den 280'e kadar	36	50	71	110	180	280	45	63	90	125	180	250	28	40	56	80	110	160
280 den 560'a kadar	40	56	80	125	200	320	50	71	100	140	200	280	32	45	63	90	125	160
560 den 1000'e kadar	45	63	90	140	220	360	56	80	110	160	220	320	36	50	71	100	140	180
1000 den 1600'e kadar	50	71	100	160	250	400	63	90	125	180	250	360	36	56	71	100	140	200
1600 den 2500'e kadar	56	80	110	180	280	450	71	90	140	180	280	360	40	56	80	110	160	220
2500 den 4000'e kadar	63	90	110	200	320	500	71	100	140	200	280	400	45	63	90	125	180	250
4000 den 6300'e kadar	63	90	140	220	320	500	80	110	160	220	320	450	45	63	90	125	180	250
6300 den 10000'e kadar	71	100	140	220	360	550	90	125	180	250	360	500	50	71	100	140	200	280

Çetvel E2.1 (devamı)

$m_n = 16$  dan 25 mm ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	1	2	3	4	5	6
$f_f$	4	6	8	12	16	22
$f_{Hd}$	3	4	5,5	8	11	16
$F_f$	5	7	10	14	20	28

Dişli kalitesi	Hata																	
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Takvimat dairesi çapı $d$ mm olarak 125 den 280'e kadar	3	4	6	8	11	16	4	5	8	10	14	20	8	11	16	22	32	40
280 den 560'a kadar	3	4,5	6	8	12	16	4	5,5	8	10	16	20	9	14	18	25	36	45
560 dan 1000'e kadar	3	4,5	6	9	12	18	4	5,5	8	11	16	22	10	14	20	28	40	56
1000 den 1600'e kadar	3,5	5	7	9	14	18	4,5	6	9	11	16	22	11	16	22	32	45	56
1600 den 2500'e kadar	3,5	5	7	10	14	20	4,5	6	9	12	18	25	12	18	25	36	50	63
2500 den 4000'e kadar	4	5,5	8	11	14	20	5	7	10	14	18	25	14	20	28	40	56	71
4000 den 6300'e kadar	4	5,5	8	11	16	22	5	7	10	14	20	28	14	20	28	40	56	80
6300 den 10000'e kadar	4,5	6	9	12	18	25	5,5	8	11	16	22	32	16	22	32	45	63	90

Dişli kalitesi	Hata																	
	$F_p z/8$						$F_r$						$R_s$					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Takvimat dairesi çapı $d$ mm olarak 125 den 280'e kadar	5	7	10	14	18	28	6	9	12	18	25	36	4	6	8	11	16	22
280 den 560'a kadar	6	8	11	16	22	32	7	10	14	20	28	40	4,5	7	9	12	18	25
560 dan 1000'e kadar	6	9	14	18	25	36	8	11	16	22	32	45	5	7	10	14	20	28
1000 den 1600'e kadar	7	10	14	20	28	36	9	12	18	25	36	50	5,5	8	11	16	22	32
1600 den 2500'e kadar	8	11	16	22	28	40	9	14	18	25	36	50	6	8	12	16	22	32
2500 den 4000'e kadar	8	12	18	25	32	45	10	14	20	28	40	56	7	9	12	18	25	36
4000 den 6300'e kadar	9	12	18	25	36	50	11	16	22	32	45	63	7	10	14	18	25	36
6300 den 10000'e kadar	10	14	20	28	40	56	12	16	25	32	50	71	7	10	14	20	28	40

Cetvel E2.1 (devamı)

$m_n = 16$  dan  $25\text{ mm}$ 'ye kadar

Toleranslar  $\mu\text{m}$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	7	8	9	10	11	12
$f_f$	32	45	63	110	160	250
$f_{H\alpha}$	22	28	40	71	110	180
$F_f$	40	56	80	125	200	320

Dişli kalitesi	Hata																		
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$						
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	
Taksimat dairesi çapı $d$ mm. olarak	125 den 280'e kadar	22	32	45	71	110	180	28	40	56	90	140	220	56	80	110	180	280	450
	280 den 560'a kadar	22	32	45	71	110	180	28	40	56	90	140	220	71	90	125	200	320	560
	560 dan 1000'e kadar	25	36	50	80	125	200	32	45	63	100	160	250	80	110	140	220	360	630
	1000 den 1600'e kadar	25	36	50	80	125	200	32	45	63	100	160	250	90	110	160	250	400	710
	1600 den 2500'e kadar	28	40	56	80	140	220	36	50	71	110	180	280	90	125	180	280	450	750
	2500 den 4000'e kadar	28	40	56	90	140	220	36	50	71	110	180	280	100	140	200	320	500	800
	4000 den 6300'e kadar	32	45	63	100	160	250	40	56	80	125	200	320	110	160	220	360	560	900
	6300 den 10000'e kadar	32	50	63	110	180	280	40	56	80	125	220	360	125	180	250	360	630	1000

Dişli kalitesi	Hata																		
	$F_p z/b$						$F_r$						$R_s$						
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	
Taksimat dairesi çapı $d$ mm. olarak	125 den 280'e kadar	36	50	71	110	180	280	50	71	100	140	200	280	32	45	63	90	125	160
	280 den 560'a kadar	40	63	80	140	220	320	56	80	110	160	220	320	36	50	71	100	140	180
	560 dan 1000'e kadar	50	71	90	140	250	360	63	90	125	180	250	360	40	56	80	110	140	200
	1000 den 1600'e kadar	56	71	100	160	250	400	71	100	140	200	280	400	40	56	80	110	160	220
	1600 den 2500'e kadar	56	80	110	180	280	450	71	100	140	200	280	400	45	63	90	125	180	250
	2500 den 4000'e kadar	63	90	125	200	320	500	80	110	160	220	320	450	50	71	100	140	180	280
	4000 den 6300'e kadar	71	100	140	220	360	560	90	125	180	250	360	500	50	71	100	140	200	280
	6300 den 10000'e kadar	80	110	140	250	400	630	100	140	200	280	360	560	56	80	110	160	200	280

Cetvel E2.1 (devamı)



$m_n = 25$  den 40mm. ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	1	2	3	4	5	6
ff	6	8	11	16	22	32
fH $\pm$	4	5,5	8	10	14	20
Ff	7	10	14	20	25	36

Dişli kalitesi	Hata																	
	fp, fpe						fu						Fp					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Taksimat daireesi: papı dmm. olarak 125 den 280'e kadar	4	5,5	8	11	15	22	5	7	10	14	20	28	8	12	16	22	32	45
280 den 560'a kadar	4	6	8	11	16	22	5	8	10	14	20	28	10	14	18	28	36	50
560 den 1000'e kadar	4	6	8	12	16	22	5	8	10	16	20	28	11	16	20	32	40	56
1000 den 1600'e kadar	4,5	6	9	12	18	25	5,5	8	11	16	22	32	12	18	25	32	45	63
1600 den 2500'e kadar	4,5	7	9	12	18	25	5,5	9	11	16	22	32	12	18	25	36	50	71
2500 den 4000'e kadar	5	7	10	14	20	25	6	9	12	16	25	32	14	20	28	40	56	80
4000 den 6300'e kadar	5	7	10	14	20	28	6	9	12	18	25	36	16	22	32	45	63	90
6300 den 10000'e kadar	5,5	7	11	14	20	28	7	9	14	18	25	36	16	22	32	45	63	90

Dişli kalitesi	Hata																	
	Fp z/B						Fr						Rs					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Taksimat daireesi: papı dmm. olarak 125 den 280'e kadar	5	7	10	14	20	28	7	10	14	20	28	40	4,5	7	9	12	18	25
280 den 560'a kadar	6	9	12	16	22	32	8	11	16	22	32	45	5	7	10	14	20	28
560 den 1000'e kadar	7	10	14	18	25	36	9	12	18	25	36	50	5,5	8	11	16	22	32
1000 den 1600'e kadar	8	11	16	20	28	40	10	14	20	28	40	56	6	9	12	18	25	32
1600 den 2500'e kadar	8	12	16	22	32	45	10	14	20	28	40	56	7	9	12	18	25	36
2500 den 4000'e kadar	9	12	18	25	36	50	11	16	22	32	45	63	7	10	14	20	28	40
4000 den 6300'e kadar	9	12	18	25	36	56	12	18	25	36	50	71	7	10	14	20	28	40
6300 den 10000'e kadar	10	14	20	28	40	56	14	18	25	36	50	71	8	12	16	22	32	45

Çetvel E2.1 (devamı)

$mn = 25$  den  $40$  mm. ye kadar.

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	7	8	9	10	11	12
$f_f$	45	63	80	140	220	360
$F_{H\alpha}$	28	40	56	90	140	220
$F_f$	56	71	100	160	250	400

Dişli kalitesi	Hata																		
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$						
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	
Taksimetre dairesi çapı $d$ mm. olarak	125 den 280'e kadar	28	40	56	90	140	250	36	50	71	110	180	320	63	90	125	200	320	500
	280 den 560'a kadar	32	45	63	100	160	250	40	56	80	125	200	320	71	100	140	220	360	560
	560 dan 1000'e kadar	32	45	63	100	160	250	40	56	80	125	200	320	80	110	160	250	400	630
	1000 den 1600'e kadar	32	45	63	100	160	280	40	56	80	125	200	360	90	125	180	280	450	750
	1600 den 2500'e kadar	36	50	71	110	180	280	45	63	90	140	220	360	100	140	200	320	500	800
	2500 den 4000'e kadar	36	50	71	110	180	280	45	63	90	140	220	360	110	160	220	360	560	850
	4000 den 6300'e kadar	40	56	71	125	200	320	50	71	100	160	250	400	125	180	220	360	560	1000
	6300 den 10000'e kadar	40	56	80	125	200	320	50	71	100	160	250	400	125	180	250	400	630	1000

Dişli kalitesi	Hata																		
	$F_p z/8$						$F_r$						$R_s$						
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	
Taksimat dairesi çapı $d$ mm. olarak	125 den 280'e kadar	40	56	80	125	200	320	56	80	110	160	220	320	36	50	71	100	140	200
	280 den 560'a kadar	45	63	90	140	220	360	63	90	125	180	250	360	40	56	80	110	160	220
	560 dan 1000'e kadar	50	71	100	160	250	400	71	100	140	200	280	400	45	63	80	125	160	220
	1000 den 1600'e kadar	56	80	110	180	280	450	80	110	160	220	320	450	45	63	90	125	180	250
	1600 den 2500'e kadar	63	90	125	200	320	500	80	110	160	220	320	450	50	71	100	140	200	280
	2500 den 4000'e kadar	71	100	140	220	360	560	90	125	180	250	360	500	56	80	110	140	200	280
	4000 den 6300'e kadar	71	100	140	220	360	630	100	140	200	280	400	560	56	80	110	160	220	280
	6300 den 10000'e kadar	80	110	160	250	400	630	100	140	200	280	400	560	63	90	110	160	220	320

Cetvel E2.1 (devamı)

$m_n = 40$  dan  $70$  mm. ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi	
	5	6
$f_f$	32	45
$f_{H\alpha}$	22	28
$F_f$	36	50

Dişli kalitesi	Hata																	
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Takvimat. alanesi $\mu m$ olarak 125 den 280'e kadar	6	8	12	16	22	32	7	10	14	20	28	40	9	12	18	25	36	50
280 den 560'a kadar	6	8	12	16	22	32	8	10	14	20	28	40	10	14	20	28	40	56
560 dan 1000'e kadar	6	8	12	16	22	32	8	10	14	20	28	40	12	16	22	32	45	63
1000 den 1600'e kadar	6	9	12	16	25	32	8	10	16	22	28	40	14	18	25	36	50	71
1600 den 2500'e kadar	6	9	12	18	25	36	8	12	16	22	32	45	14	20	28	40	56	80
2500 den 4000'e kadar	7	10	14	18	25	36	8	12	16	22	32	45	16	22	32	45	63	80
4000 den 6300'e kadar	7	10	14	20	25	36	9	12	18	25	32	45	18	25	36	45	63	90
6300 den 10000'e kadar	7	10	14	20	28	36	9	12	18	25	36	50	18	25	36	50	71	100

Dişli kalitesi	Hata																	
	$F_p z/B^*$						$F_r$						$R_s$					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Takvimat. alanesi $\mu m$ olarak 125 den 280'e kadar	6	8	12	16	22	32	8	12	16	25	32	50	6	7	10	14	20	28
280 den 560'a kadar	7	9	12	18	25	36	9	14	18	25	36	50	6	8	12	16	22	32
560 dan 1000'e kadar	7	10	14	20	28	40	10	14	20	28	40	56	6	9	12	18	22	32
1000 den 1600'e kadar	8	12	16	22	32	45	11	16	22	32	45	63	7	10	12	18	25	36
1600 den 2500'e kadar	9	12	18	25	36	50	12	16	22	32	45	63	7	10	14	20	28	36
2500 den 4000'e kadar	10	14	20	28	36	50	12	18	25	36	50	71	7	12	16	22	28	40
4000 den 6300'e kadar	10	14	20	28	40	56	14	20	28	40	56	80	8	12	16	22	32	45
6300 den 10000'e kadar	12	16	22	32	45	63	14	20	28	40	56	80	9	14	18	25	36	50

Cetvel E2.1 (devamı)

$mn = 40$  dan  $70$  mm. ye kadar

Toleranslar  $\mu m$  olarak

Hata	Dişli kalitesi					
	7	8	9	10	11	12
$f_f$	63	90	125	200	320	500
$f_{H\alpha}$	40	56	80	125	200	320
$f_f$	71	100	140	220	360	560

Dişli kalitesi	Hata																	
	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
Takvimat dairesi çapı $d$ mm. olarak 125 den 280'e kadar	45	63	80	140	220	360	56	80	110	180	280	450	71	100	125	200	360	560
280 den 560'a kadar	45	63	90	140	220	360	56	80	110	180	280	450	80	110	160	250	400	630
560 dan 1000'e kadar	45	63	90	140	220	360	56	80	110	180	280	450	90	125	180	280	450	710
1000 den 1600'e kadar	45	63	90	140	220	360	56	80	110	180	280	450	100	140	180	320	500	800
1600 den 2500'e kadar	50	63	90	140	250	400	63	80	125	180	320	500	110	140	200	320	560	850
2500 den 4000'e kadar	50	71	100	160	250	400	63	90	125	180	320	500	110	160	220	360	560	900
4000 den 6300'e kadar	50	71	100	160	250	400	63	90	125	220	320	500	125	180	250	400	630	1000
6300 den 10000'e kadar	56	80	110	180	280	450	71	100	140	220	360	560	140	200	280	450	710	1100

Dişli kalitesi	Hata																	
	$F_p$ z/B.						$F_r$						$R_s$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
Takvimat dairesi çapı $d$ mm. olarak 125 den 280'e kadar	45	63	80	140	220	360	71	90	140	180	280	360	40	56	80	110	160	200
280 den 560'a kadar	50	71	100	160	250	400	71	100	140	200	280	400	45	56	90	110	160	220
560 dan 1000'e kadar	56	80	110	180	280	450	80	110	160	220	320	450	45	63	90	125	180	250
1000 den 1600'e kadar	63	80	110	200	280	500	90	125	180	250	360	500	50	71	100	140	200	280
1600 den 2500'e kadar	71	90	125	220	320	560	90	125	180	250	360	500	56	80	100	140	200	280
2500 den 4000'e kadar	71	100	140	220	360	560	100	140	200	280	400	560	56	80	110	160	220	320
4000 den 6300'e kadar	80	110	160	250	400	630	110	160	220	320	450	630	63	90	125	180	250	360
6300 den 10000'e kadar	90	125	180	280	450	710	110	160	220	320	450	630	71	100	140	180	250	360

Cetvel E2-1 (devamı)

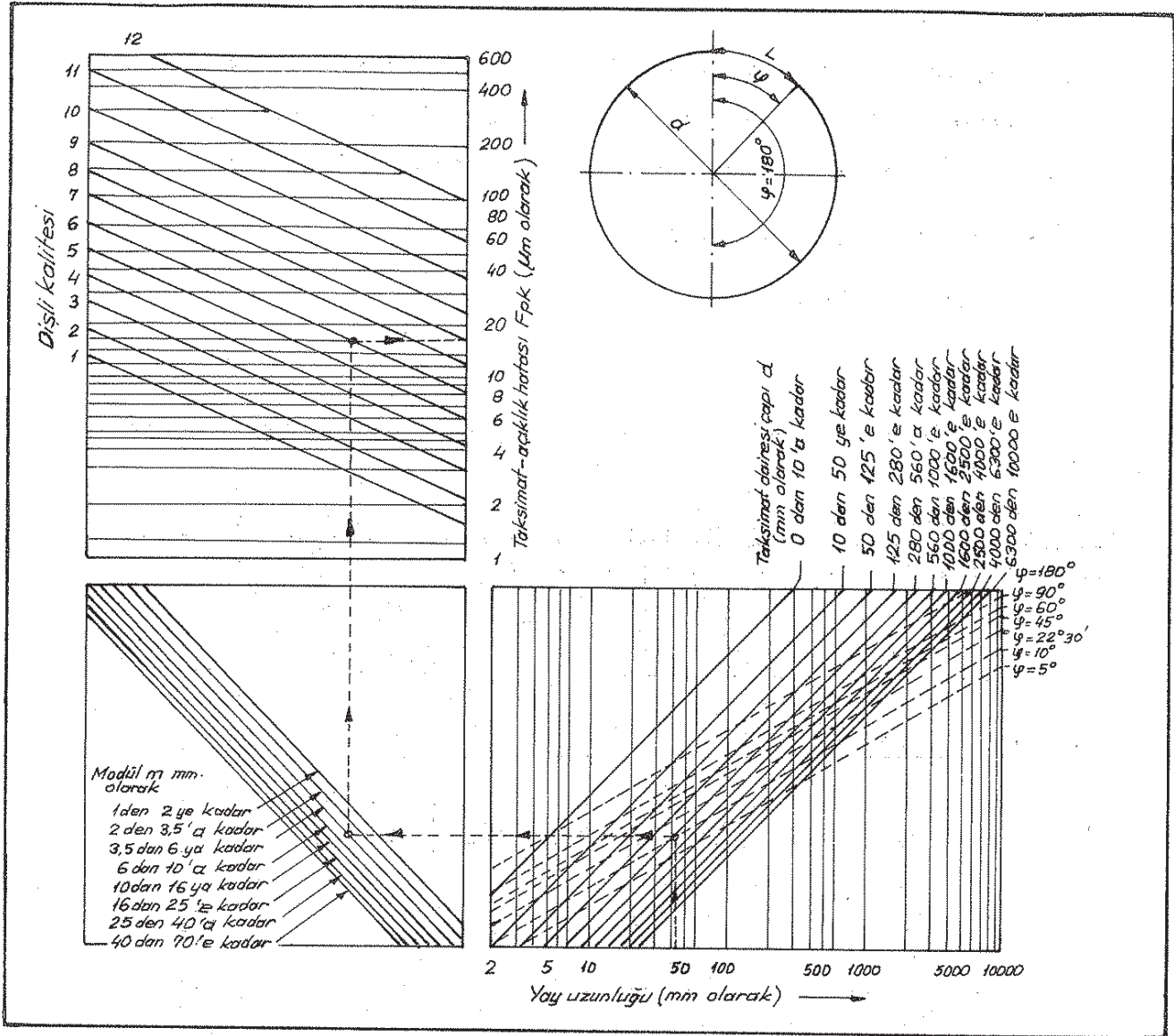
• Kavrama taksimat hatası  $f_{pe}$

$f_{pe}$ , kavrama doğrusunun teorik taksimatı ile ölçülen (gerçek) taksimatı arasındaki cebirsel farktır (Şekil E2.2). Cetvel E2.1 de detaylı Cetvel E2.2 de de toplu olarak müsaade edilen  $f_{pe}$  değerleri verilmiştir.

- Taksimat - toplam hatası  $F_p$   
 • Taksimat atlaması  $f_u$  } (Cetvel E2.1)

$d$ [mm]		$m_n$ [mm]		$f_p$ ve $f_{pe}$ $\mu\text{m}$ olarak Dişli Kalitesi								
'den	'ye kadar	'den	'ye kadar	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	10	1	2	3	4,5	6	9	12	18	28	45	71
10	50	1	2	3,5	5	7	9	14	18	28	50	80
		2	3,55	3,5	5	7	10	14	20	32	50	80
		3,55	6	4	6	8	11	16	22	36	56	90
		6	10	5	7	10	12	18	25	40	63	110
50	125	1	2	4	5	7	10	14	20	32	50	80
		2	3,55	3,5	5	7	10	14	20	32	50	80
		3,55	6	4	6	9	12	16	25	40	63	100
		6	10	5	7	10	14	20	28	45	71	110
125	280	10	16	6	9	12	18	25	32	56	90	140
		1	2	4	5,5	8	11	16	22	36	56	90
		2	3,55	4	6	8	11	16	22	36	56	90
		3,55	6	4,5	7	9	12	18	25	40	63	100
		6	10	5,5	8	11	14	20	28	45	71	125
		10	16	6	9	12	18	25	36	56	90	140
280	560	16	25	8	11	16	22	32	45	71	110	180
		25	40	11	15	22	28	40	56	90	140	250
		1	2	4,5	6	8	12	16	22	36	56	100
		2	3,55	4	6	8	12	16	22	36	56	90
		3,55	6	5	7	10	14	20	28	45	71	110
		6	10	6	8	11	16	22	32	50	80	125
560	1000	10	16	7	10	14	20	28	36	56	90	160
		16	25	8	12	16	22	32	45	71	110	180
		25	40	11	16	22	32	45	63	100	160	250
		2	3,55	4,5	6	9	12	18	25	40	63	100
		3,55	6	5,5	8	11	16	20	28	45	75	125
		6	10	6	9	11	16	25	32	56	90	140
1000	1600	10	16	7	10	14	20	28	40	63	100	160
		16	25	9	14	18	25	36	50	80	125	200
		25	40	12	18	25	32	45	63	100	160	280
		3,55	6	6	8	12	16	22	32	50	80	125
		6	10	7	9	12	18	25	36	56	90	140
		10	16	8	11	16	22	32	40	63	110	180
1600	2000	16	25	9	14	18	25	36	50	80	125	200
		25	40	12	18	25	32	45	63	100	160	280
		40	70	16	25	32	45	63	90	140	220	360
		3,55	6	6	9	12	18	25	36	56	90	140
		6	10	7	10	14	20	28	40	63	100	160
		10	16	8	12	16	22	32	45	71	110	180
1600	2000	16	25	10	14	20	28	40	56	80	140	220
		25	40	12	18	25	36	50	71	110	180	280
		40	70	18	25	36	50	63	90	140	250	400

Cetvel E2.2 - Dişli çarkların müsaade edilen taksimat ve kavrama taksimat hataları (DIN 3962 ye göre). [L.10].



Şekil E2.4 - DIN 3962 Teil 3'e göre alın dişli çarkları için toleranslar (Taksimat- açıklık hataları için toleranslar). [L.41]

Toleransın elde edilmesi :

$m_n$  [mm] - Normal modül

$d$  [mm] - Taksimat dairesi çapı

$\psi$  [°] - Merkez açısı ( $\psi = \frac{L}{\pi \cdot d} \cdot 360^\circ$ )

$L$  [mm] - Yay uzunluğu

Örnek :

$m_n = 4,5 \text{ mm}$  ,  $d = 360 \text{ mm}$  ,  $L = 42,5 \text{ mm} \cong 3 \text{ Taksimat}$

( $3 \cdot m_n \cdot \pi = 3 \cdot 4,5 \cdot \pi \cong 42,5 \text{ mm}$ ) ,

$\psi \cong 13,5^\circ$  ( $\psi = \frac{42,5}{\pi \cdot 360} \cdot 360 = 13,5^\circ$ ) ,

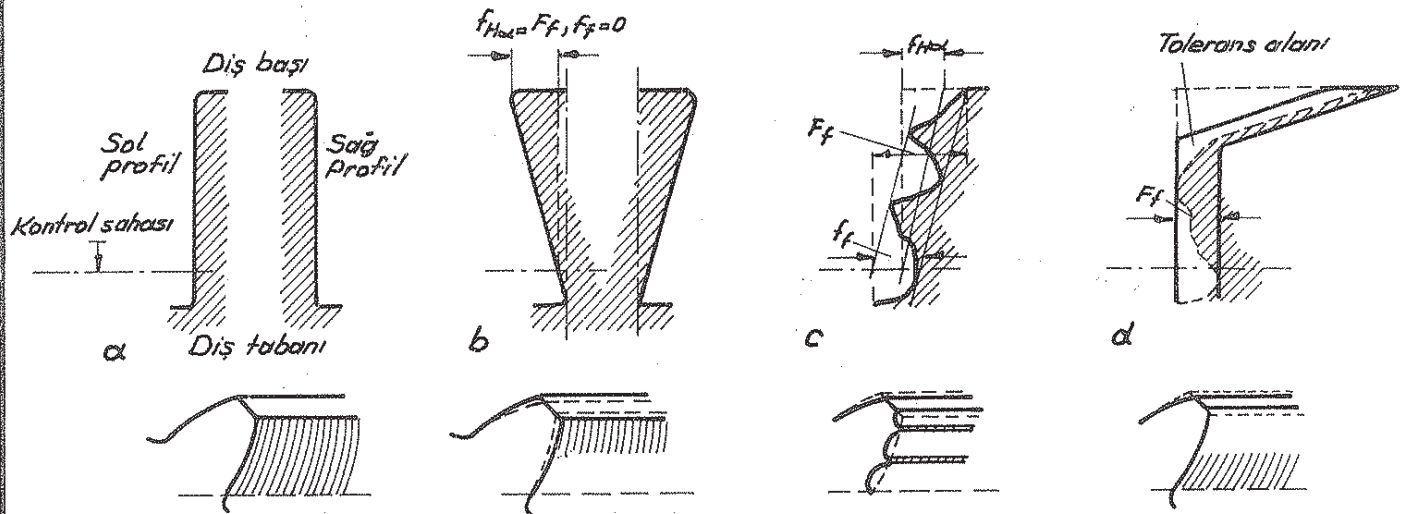
Dişli kalitesi = 6

Sonuç :  $F_{pk} \cong 16 \mu\text{m}$ .

• Profil hataları:

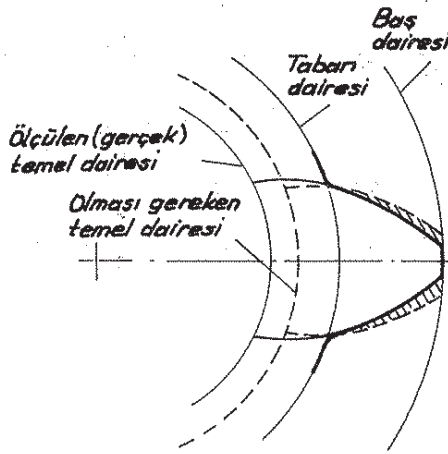
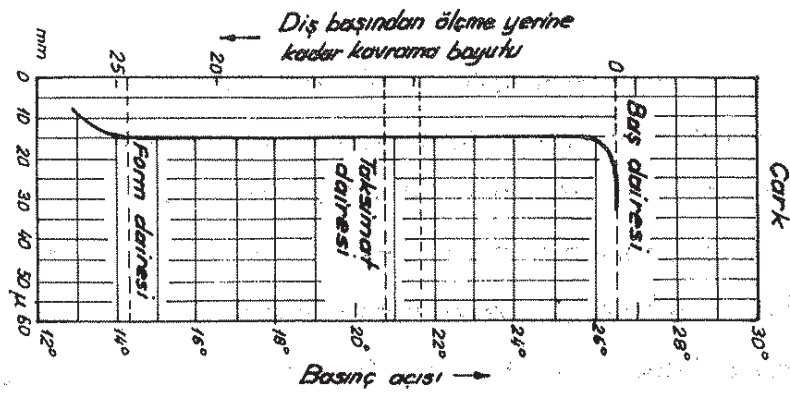
Kontrol diyagramında diş profilinin şekli (Şekil E2.5) kontrol edilerek belirlenir. Diş profilinin şekli, hataya ait ölçme cihazı tarafından milimetrik kağıt üzerine kayıt edilir. Bu şekilde elde edilen diyagrama "evolvent diyagramı" denir. Evolvent diyagramının milimetrik kağıt çizgilerine paralel olduğu durumda (Şekil E2.6 a) temel dairesinin doğru olduğunu, bu çizgilere göre eğik olduğu durumda (Şekil E2.6 b, c) temel dairesinin hatalı olduğunu gösterecektir. Eğimin şekli temel dairesindeki hata tarzını vermektedir. Evolvent diyagramının bir doğru olmayıp, zik zaklı olduğu durumda (Şekil E2.5 c), profilin şekline bağlı olan hataları gösterecektir. Evolvent diyagramı diş başında ve diş tabanında yapılan düzeltmelerin şeklini ve miktarını da gösterebilir. Evolvent kontrol cihazı esas olarak etkin yüzeyleri ölçer, yani ölçme form dairesinden başlar.

- Profil-yön hatası  $f_{H\alpha}$
  - Profil-form hatası  $f_f$
  - Profil-toplam hatası  $F_f$
- (Şekil E2.5; Cetvel E2.1)

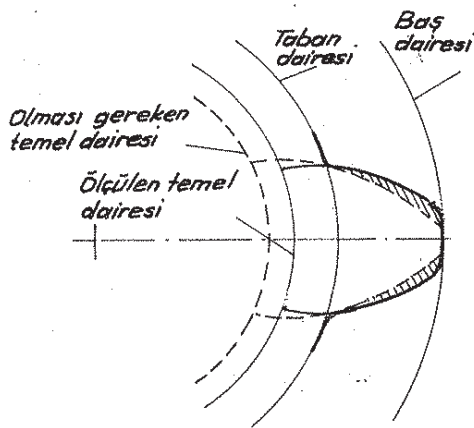
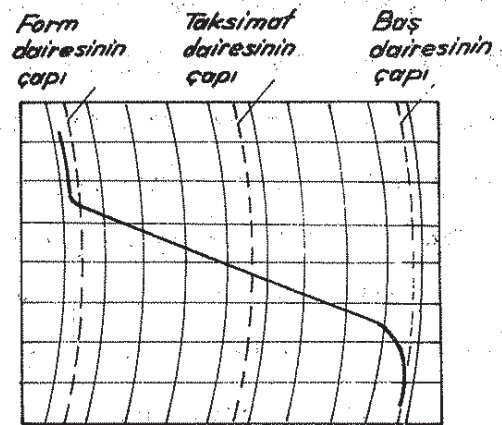


Şekil E2.5 - Kontrol diyagramında profil hataları ve taşıma şeklindeki tesirleri.

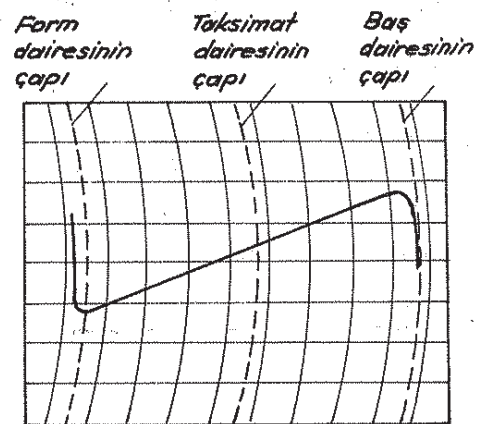
- a) Teorik evolvent profil;
- b) Diş başı dışa açılmış "Taşıyıcı diş başı";
- c) Diş başı içe kapanmış (geri alınmış), azdırmanın salgısından dolayı meydana gelen profil-form hatası  $f_f$  ("iki hatlı" dişli)
- d) Baş daraltmalı profil (diş başı daraltılmış profil) için tolerans alanı



Temel dairesi küçüktür



Temel dairesi büyüktür

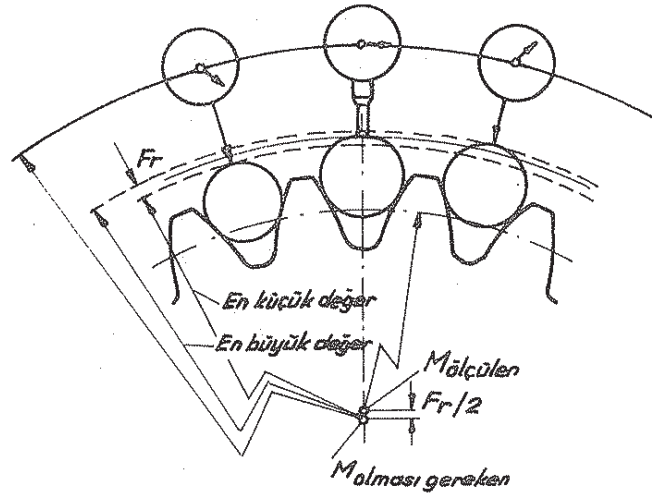


Şekil E2.6 - Evolvent diyagramı [L.4]

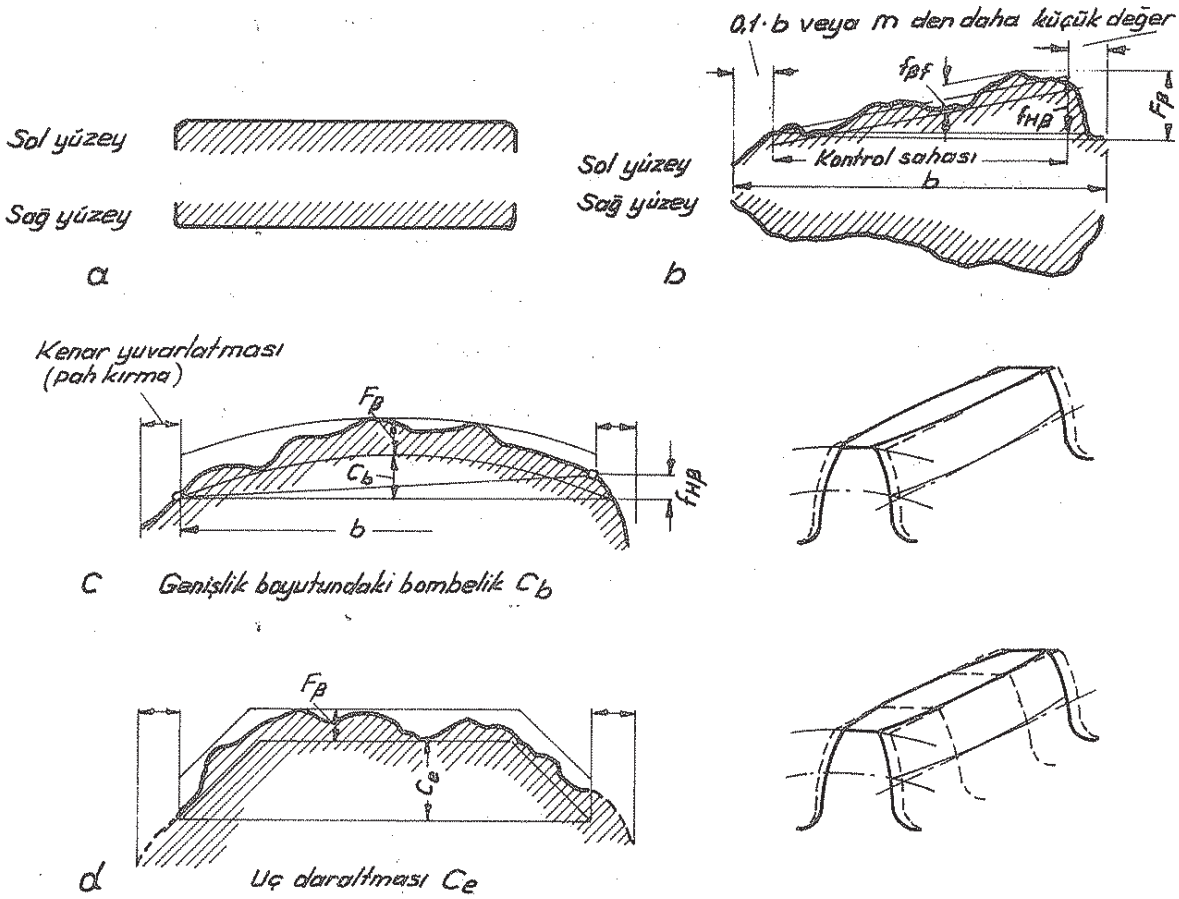
- Radyal salgı  $F_r$  (Şekil E2.7, Cetvel E2.1)
- Diş yüzey doğrusu hataları :  
 Şekil E2.8 de gösterilen bu hatalar ;  
 — Yüzey doğrusu - yön hatası (Diş yüzey doğrusunun yön hatası)  $F_{H\beta}$   
 — Yüzey doğrusu - form hatası (Diş yüzey doğrusunun şekil hatası)  $F_{\beta f}$   
 — Yüzey doğrusu - toplam hatası (Diş yüzey doğrusunun toplam hatası)  $F_{\beta}$   
 — Diş yüzey doğrusunun dalgalılığı  $f_{\beta w}$



dır. Ayrıca;  $f_{H\beta}$ ,  $f_{p\beta}$ ,  $F_{\beta}$  hataları için tolerans değerleri Cetvel E2.3 den alınabilir.



Şekil E2.7- Radyal salgı  $F_r$ . Çevre üzerine yapılan ölçme değerlerinin en büyük farkı.



Şekil E2.8- Kontrol diyagramında diş yüzey doğrusu hataları

- a) Teorik diş yüzey doğrusu
- b) Hataların tanımı
- c) Diş genişliği bombeli olan dişli
- d) Diş genişliği uç daraltmalı (diş yüzey doğrusu her iki uçtan daraltılmış) olan dişli

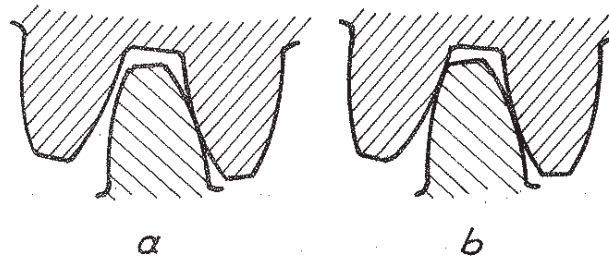
Toleranslar  $\mu\text{m}$  olarak

		Hata $F_B$ $f_{HB}$ $f_{BF}$											
Dişli kalitesi		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Dişli genişliği $b$ mm olarak	20 ye kadar	2,5	3,5	4,5	5,5	7	9	13	18	28	45	71	110
		2	2,5	3	4	6	8	11	16	25	36	56	90
		1,5	2,5	3	3,5	4,5	5,5	7	9	14	25	40	63
	20 den 40'a kadar	3	4	5	6	8	10	15	20	32	50	80	125
		2	2,5	3,5	4,5	6,5	9	13	18	28	40	63	100
	40 dan 100'e kadar	2	3	4	5	6	7	9	12	18	28	45	71
		4	5	6	8	10	12	18	25	40	63	100	160
	100 den 160'a kadar	2,5	3	4	5	7	10	14	20	28	45	71	110
		3	4	5	6	7	9	12	18	28	45	63	110
	160 dan sonra	5	6	8	10	12	16	22	32	50	80	125	200
		3	3,5	4,5	6	8	11	16	22	32	50	80	125
			4	5	7	8	9	12	16	25	40	63	100

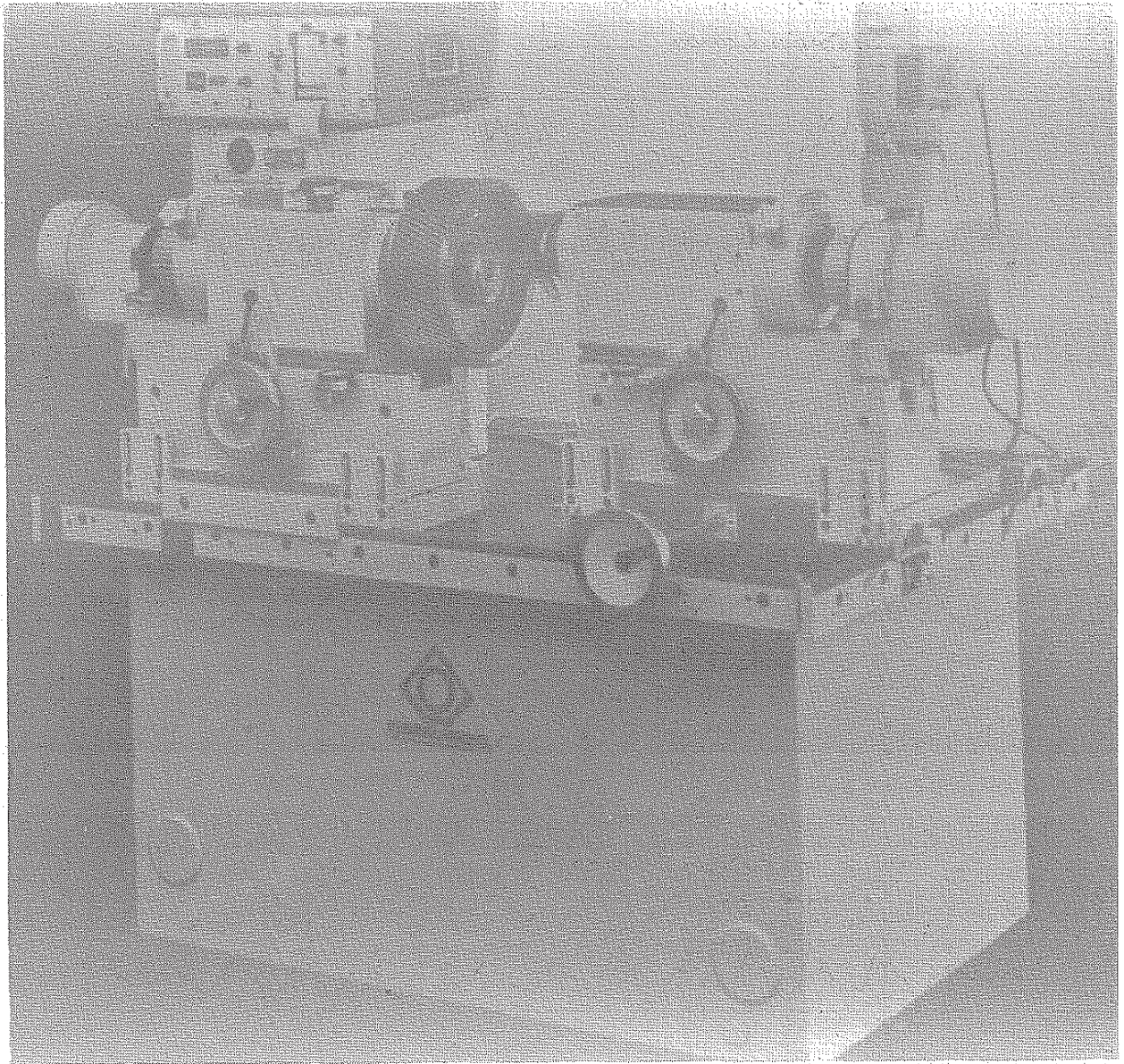
Cetvel E2.3 - DIN 3962 Teil 2 ye göre , alın dişli çarklar için toleranslar  
(Diş yüzey doğruluğu hataları için toleranslar). [L.41].

### a2) Tüm olarak ifade edilen hatalar

Tüm hatalar yönteminde , dişlilerdeki tek diş hatalarının bileşiminden meydana gelen "bileşik hatalar" ifade edilmektedir. Hataların bu şekilde ifade tarzı DIN standardına göre  $S$  ile simgelenir. Bileşik hatalar ölçme cihazında , iki dişlinin birbirleri üzerinde yuvarlanması ile belirlenir. "Yuvarlanma ölçme yöntemi" denilen bu sistemde dişlilerden biri çok iyi işlenmiş 1 ile 3. kaliteye karşılık gelen master dişlisi veya eş çalışan bir dişli olabilir. Dişliler tek taraflı temasta (Şekil E2.9a) , yani boşluklu veya her iki tarafı temasta yani boşluksuz (Şekil E2.9 b) olabilir. 1. yöntemde "tek taraflı yuvarlanma ölçme yöntemi" (Şekil E2.10) , 2. yöntemde de "iki taraflı yuvarlanma ölçme yöntemi" denir.



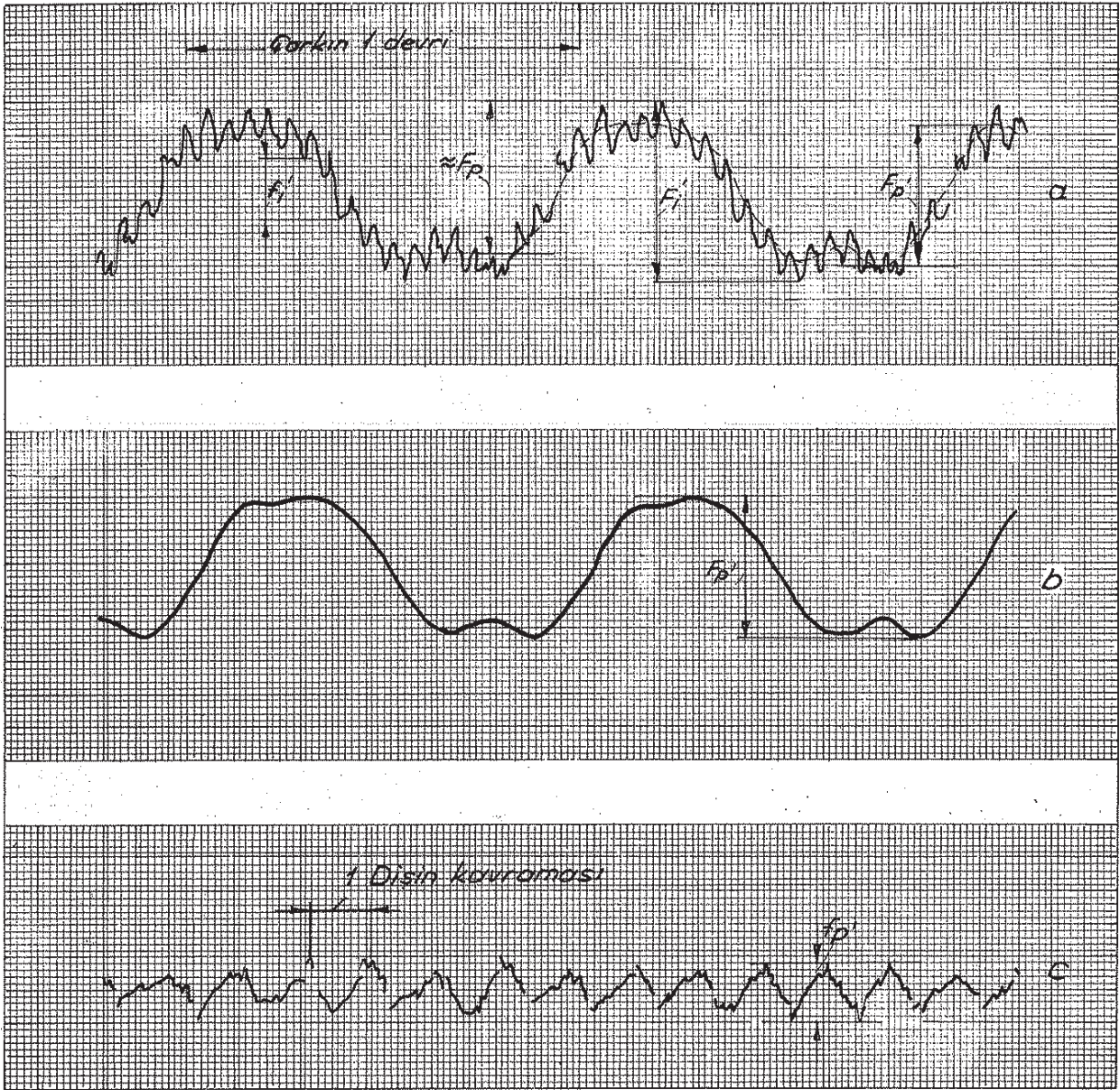
Şekil E2.9 - Tek taraflı (a) ve iki taraflı (b) temas [L.4].



Şekil E2-10 - Tek taraflı - yuvarlanma kontrol cihazı

(Alın ve konik dişli çarkları için KLINGELNBERG-PSKE 900)

Birleşik hatalar, ölçme cihazında milimetrik kağıt üzerine kaydedilerek «bileşik hatalar diyagramı» elde edilir (Şekil E2-11). Dişli çarkın bir devrine karşılık gelen bu diyagramda, hata eğrisinin maksimum ile minimum noktaları arasındaki farka «yuvarlanma hatası» veya «toplam bileşik hata» denir. Tek taraflı yuvarlanma ölçme yönteminde, bu hata  $F_1'$  ile iki taraflı yuvarlanma ölçme yönteminde ise  $F_1''$  ile simgelenir. Bir taksimata karşılık gelen ve birbirini takip eden maksimum ve minimum noktalar arasındaki farka «dişten diş bileşik hata» denir. Tek taraflı yuvarlanma ölçme yönteminde bu hata  $f_1'$  ile, iki taraflı yuvarlanma ölçme yönteminde ise  $f_1''$  ile simgelenir.  $S'$  bileşik hatalarının  $F_1'$ ,  $F_1''$ ,  $f_1'$ ,  $f_1''$  e ait müsaade edilen değerleri dişli çarkın kalitesine, taksimat dairesi ve modülüne bağlı olarak Cetvel E2-4 de verilmiştir.



Şekil E2-11 - DIN 3960 'a göre, tek taraflı yuvarlanma diyagramının değerlendirilmesi.

a) Bileşik hatalar diyagramı

$F_i$  - Tek taraflı yuvarlanma - toplam bileşik hata  
(Tek taraflı yuvarlanma hatası)

$f_i$  - Tek taraflı yuvarlanma - dişten dişe bileşik hata

$F_p$  - Yuvarlanma - toplam taksimat hatası

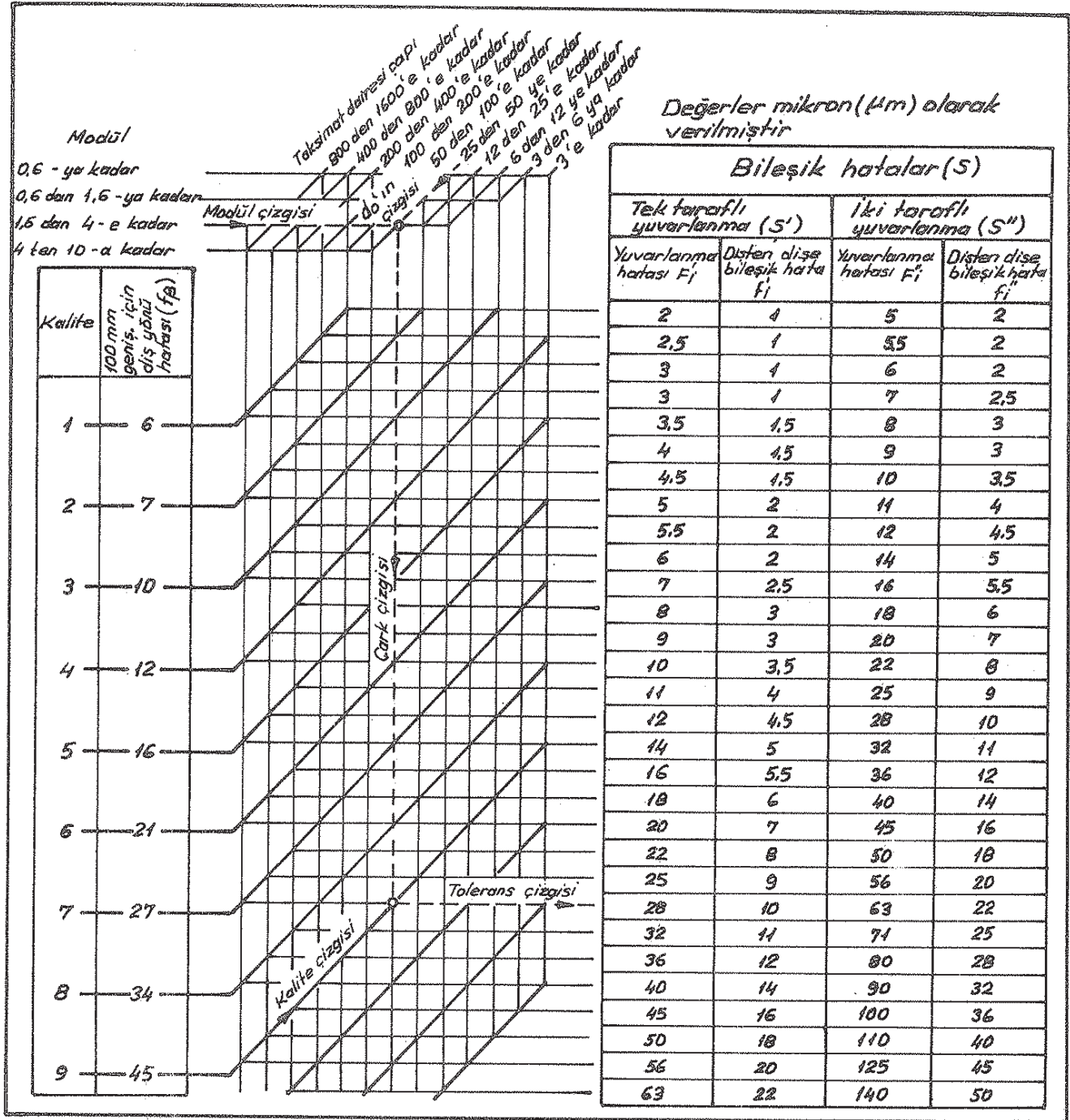
$f_p$  - Bir dişe düşen yuvarlanma hatası

$F_p$  - Toplam taksimat hatası

$f_p$  - Bir dişe düşen taksimat hatası

b) Diyagramın uzun dalgalı kısmı

c) Diyagramın kısa dalgalı kısmı



Cetvel E2.4 - DIN 3963 'e göre, bileşik hataların müsaade edilen değerleri [L.40]

### α<sub>3</sub>) Mekanizma kutusu ve montaj hataları

DIN 3964 'e göre, alın dişli çark mekanizmaları için mekanizma kutularının eksenler arası mesafesi ve eksen konumu toleransları aşağıda verilmiştir.

- Eksenler arası mesafe toleransları (Kısım E2.3b ye bakınız)
  - Eksen konum hataları
  - Eksen çarpıklık hatası  $f_{\Sigma\beta}$
  - Eksen paralellik hatası  $f_{\Sigma\delta}$
- (Şekil E2.12 ; Cetvel E2.5)

Yine DIN 3964'e göre;

$$\Delta f_{H\beta}(\beta) = \frac{b}{L_G} \cdot f_{\Sigma\beta} \cdot \cos \alpha_{wt} \quad (E2/1)$$

$$\Delta f_{H\beta}(\delta) = \frac{b}{L_G} \cdot f_{\Sigma\delta} \cdot \sin \alpha_{wt} \quad (E2/2)$$

eşitlikleri yazılabilir.

$\Delta f_{H\beta}(\beta)$  veya  $\Delta f_{H\beta}(\delta)$  - Eksen çarpıklığının veya eksen eğriliğinin tesirine bağlı olarak etkili diş yüzey doğrusu - yön hatasının ( $f_{H\beta}$ ) değişmesi.

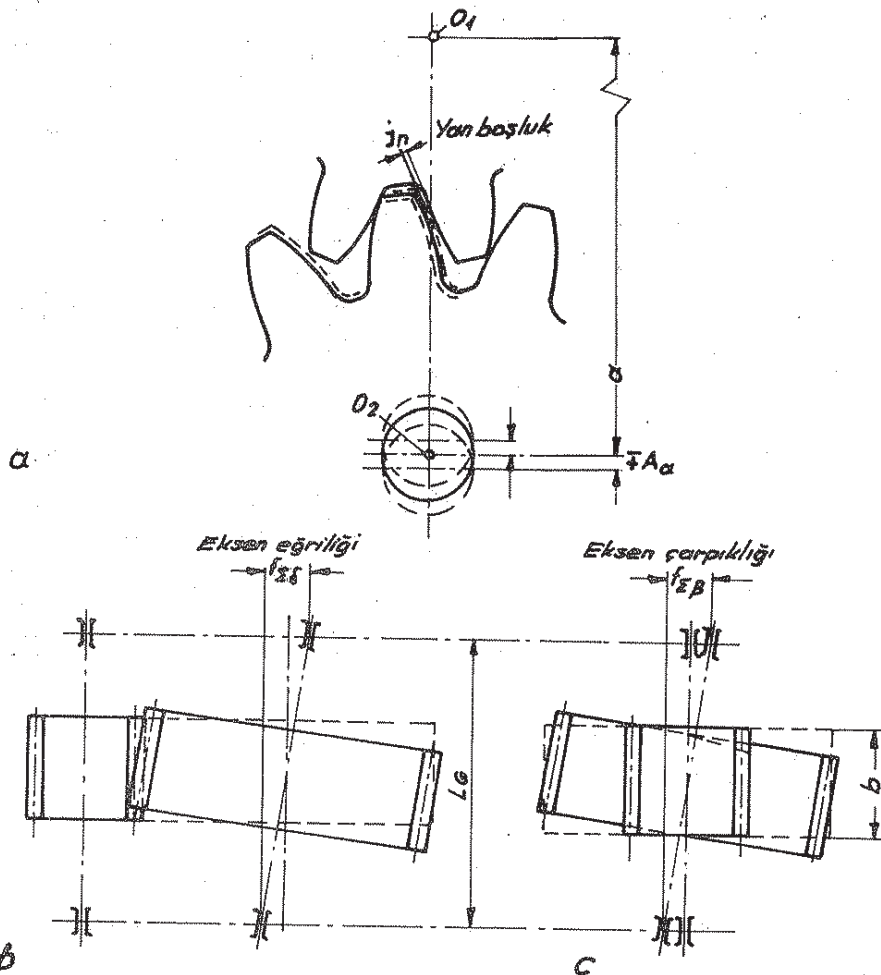
$b$  - Diş genişliği

$L_G$  - Ortalama yatak açıklığı

$f_{\Sigma\beta}$  - Eksen çarpıklık hatası

$f_{\Sigma\delta}$  - Eksen paralellik hatası

$\alpha_{wt}$  - İşletme kavrama açısı



Şekil E2.12 - Mekanizma kutusunda, eksen konum hataları

a) Eksenler arası mesafe toleransı  $A_a$  ;

b) Eksen paralellik hatası  $f_{\Sigma\delta}$

c) Eksen çarpıklık hatası  $f_{\Sigma\beta}$

Not . Ortalama yatak açıklığı 196 mm olan bir mekanizma kutusunda eksen konum toleranslarının resim üzerinde gösterilmesi (Şekil E2.13).

Eksen çarpıklık hatası :  $f_{z\beta} = 20\mu\text{m} = 0,02\text{ mm}$  (Eksen konumu-hassasiyet derecesi 5 için Cetvel E2.5)

Eksen paralellik hatası :  $f_{z\delta} = 32\mu\text{m} = 0,032\text{ mm}$  (Eksen konumu-hassasiyet derecesi 7 için Cetvel E2.5)

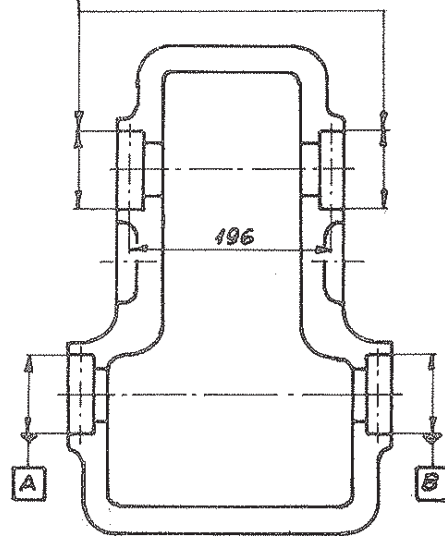
Referans uzunluk :  $L_G = 200\text{ mm}$ . (Ortalama yatak açıklığının yuvarlatılması olarak sayısal değeri)

Toleranslar  $\mu\text{m}$  olarak

		Eksen konumu-hassasiyet derecesi											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ortalama yatak açıklığı $L_G$ (Nominal ölçü) (mm olarak)	50 ye kadar	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63
	50 den 125'e kadar	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80
	125 den 250'e kadar	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
	250 den 560'a kadar	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
	560 dan 1000'e kadar	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160
	1000 den 1600'e kadar	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
	1600 den 2500'e kadar	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
	2500 den 3150'ye kadar	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320

Cetvel E2.5 - DIN 3964'e göre, eksen konum hataları  $f_{z\beta}$  ve  $f_{z\delta}$  için toleranslar [L.44].

$f_{z\beta} = 0,02/200$	AB
11 $f_{z\delta} = 0,032/200$	
DIN 3964'e göre	



Şekil E2.13- Eksen konum toleranslarının resim üzerinde gösterilmesi [L.44]

## b) Toleranslar

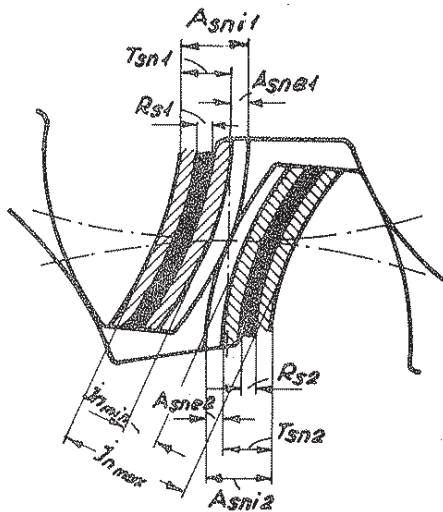
Dişli çarklarda toleranslar diş kalınlığı, dişler arasındaki uzunluk ve eksenler arası mesafe gibi boyutlara aittir. Aslında bu üç boyutun toleransları dişli çarkların çalışmasında önemli bir rol oynayan yan boşluğun değerini tayin etmek tedir.

### b<sub>1</sub>) Yan boşluk

Eş çalışan iki dişliden birinin dişi, diğer dişlinin dişleri arasındaki boşluğa tam olarak girerse bir kilitleme meydana gelir. Bu nedenle dişli çarklarda hareket iletimi olabilmesi için dişler arasında bir yan boşluk (Şekil E2.12 a) bırakılması gereklidir. Dişli çarkların çalışmasını önemli ölçüde etkileyen yan boşluk, diş yüzeyine dik ( $J_n$ ) yani kavrama doğrusu üzerinde (Şekil E2.14) veya çevresel yan boşluk ( $J_t$ ) olarak isimlendirilen, yuvarlanma daireleri üzerinde ölçülür. Bu iki ifadenin arasında

$$J_n = J_t \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta \quad (E2/3)$$

bağıntısı vardır. Yan boşluk, diş kalınlığını küçültmek veya eksenler arası mesafeyi büyütmek veyahut her iki yöntemi birden uygulayarak elde edilir. Ancak, pratikte en çok uygulanan birinci yöntemdir. Bu durumda  $\pi \cdot m_n / 2$  olan teorik diş kalınlığı, belirli bir değerde küçültülür. Pratik bakımından bu küçültme kesici takım vasıtasıyla yapılır; söyle ki, mekanizmayı oluşturan dişli çarklar  $(d_1 + d_2) / 2$  bağıntısı ile hesaplanan eksenler arası mesafesine göre monte edildiği halde, yan boşluk kendiliğinden meydana gelir.



Şekil E2.14 - Yan boşluk  $J_n$  (Boşluğu değiştiren tesirler olmaksızın).

Diş kalınlığı ölçüsü  $A_{sn}$ , diş kalınlığı toleransı  $T_{sn}$  ve diş kalınlığı değişme miktarı  $R_s$ .



Yan boşluk, dişlerin kalınlığına bağlı bir faktördür. Ancak dişlerin kalınlığı toleranslı bir boyut olduğundan (Şekil E2.14), bu toleranslara bağlı olarak yan boşluk minimum veya maksimum değerler arasında değişmektedir. Burada önemli olan, yan boşluğun imalatından sonraki değeridir. Boşluğun büyük seçilmesi halinde dişli çarklarda gürültü ve sık sık yön değiştiren mekanizmalarda darbeler meydana gelir. Boşluğun küçük seçilmesi halinde ise, sıcaklığın etkisi halinde ve özellikle yüksek hızlarda boşluk daha da küçülür, hatta tamamen ortadan kalkarak kilitlemeye yol açar.

Pratikte yan boşluk, dişlerin kalınlığı ve eksenler arası mesafe toleranslarına bağlı olarak tesbit edilir. Yan boşluk, imalatından sonra diş kalınlıklarını ölçmek suretiyle de kontrol edilir.

Teorik çevresel yan boşluk (alın kesitinde);

$$j_t = [(A_{sn1} + A_{sn2}) + A_a \operatorname{tg} \alpha_n] / \cos \beta \quad (E2/4)$$

ve

Çevresel yan boşluğun minimum değeri;

$$j_{t_{\min}} = -(A_{sne1} + A_{sne2}) / \cos \beta + A_{ai} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta \quad (E2/5)$$

Çevresel yan boşluğun maksimum değeri;

$$j_{t_{\max}} = -(A_{sni1} + A_{sni2}) / \cos \beta + A_{ae} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta \quad (E2/6)$$

şeklinde yazılır.

$A_{sne1}$  – Normal kesitte, 1. dişliye ait diş kalınlığı toleransının üst sınırı (Cetvel E2.6a ; E2.7)

$A_{sne2}$  – Normal kesitte, 2. dişliye ait diş kalınlığı toleransının üst sınırı (Cetvel E2.6a ; E2.7)

$A_{sni1}$  – Normal kesitte, 1. dişliye ait diş kalınlığı toleransının alt sınırı

$$A_{sni1} = A_{sne1} + T_{sn1} \quad (\text{Şekil E2.14}) \quad (E2/7)$$

$T_{sn1}$  – Normal kesitte, diş kalınlığı toleransı (Cetvel E2.6b ; E2.7)

$A_{sni2}$  – Normal kesitte, 2. dişliye ait diş kalınlığı toleransının alt sınırı

$$A_{sni2} = A_{sne2} + T_{sn2} \quad (\text{Şekil E2.14}) \quad (E2/8)$$

$T_{sn2}$  – Normal kesitte, diş kalınlığı toleransı (Cetvel E2.6b ; E2.7)

$A_{ae}$  – Eksenler arası mesafe toleransının üst sınırı } (Cetvel E2.7 ; E2.8)

$A_{ai}$  – Eksenler arası mesafe toleransının alt sınırı }

Toleranslar  $\mu\text{m}$  olarak

Taksimat dairesi çapı d [mm]		Tolerans alanı										
... den	... 'e kadar	$\alpha$	ab	b	bc	c	cd	d	e	f	g	h
-	10	-100	-85	-70	-58	-48	-40	-33	-22	-10	-5	0
10	50	-135	-110	-95	-75	-65	-54	-44	-30	-14	-7	0
50	125	-180	-150	-125	-105	-85	-70	-60	-40	-19	-9	0
125	280	-250	-200	-170	-140	-115	-95	-80	-56	-26	-12	0
280	560	-330	-280	-230	-190	-155	-130	-110	-75	-35	-17	0
560	1000	-450	-370	-310	-260	-210	-175	-145	-100	-48	-22	0
1000	1600	-600	-500	-420	-340	-280	-240	-200	-135	-64	-30	0
1600	2500	-820	-680	-560	-460	-390	-320	-270	-180	-85	-41	0
2500	4000	-1100	-920	-760	-620	-520	-430	-360	-250	-115	-56	0
4000	6300	-1500	-1250	-1020	-840	-700	-580	-480	-330	-155	-75	0
6300	10000	-2000	-1650	-1350	-1150	-940	-780	-640	-450	-210	-100	0

Taksimat dairesi çapı d [mm]		Tolerans alanı										
... den	... 'e kadar	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
-	10	3	5	8	12	20	30	50	80	130	200	
10	50	5	8	12	20	30	50	80	130	200	300	
50	125	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	
125	280	8	12	20	30	50	80	130	200	300	500	
280	560	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	
560	1000	12	20	30	50	80	130	200	300	500	800	
1000	1600	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	
1600	2500	20	30	50	80	130	200	300	500	800	1300	
2500	4000	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	
4000	6300	30	50	80	130	200	300	500	800	1300	2000	
6300	10000	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2400	

Cetvel E2.6 - DIN 3967 ye göre ;

a) Diş kalınlığı toleranslarının üst sınırı  $Asne$

b) Diş kalınlığı toleransları  $Tsn$ . [L.10].

Aslında dişler arasındaki yan boşluk, iki eleman arasında bir geçme durumunu ifade etmektedir. Dolayısıyla diş kalınlığına ve dişler arasındaki uzunluğa bağlı olan toleransların nominal değere göre uzaklıkları  $\alpha, b, \dots, h$  gibi küçük harflerle gösterilmektedir; şöyle ki  $h$  en küçük boşluğa karşılık gelmekte ve  $g, f, e$ 'ye doğru boşluk gittikçe artmaktadır (Şekil E2.15). Bu ilkeye bağlı olarak diş kalınlığı toleransları Cetvel E2.6a ve E2.7 de verilmiştir.

Diş kalınlığı ve eksenter arası mesafe toleransları bilinirse, (E2/5) ve (E2/6) denklemleri ile çevresel yan boşluk hesaplanabilir.

Kontrol :

$$(1) : |Tsn| > 2Rs \quad (E2/9)$$

$$(2) : |Asne1| \geq |Aai| ; |Asne2| \geq |Aai| \quad (E2/10)$$

olmalıdır.

Nr	Kullanma alanı	Mekanizma - Geçme sistem		
		Asne Tolerans alanı	Tsn Tolerans alanı	Aa İs'e göre
1	Döner vinç için dökme döner yataklar DIN > 12	2a	29 (30)	10
2	Döner vinç için döner yataklar (normal boşluklu)	a	28	9
3	Döner vinç için döner yataklar, konverterler (dar boşluklu)	bc	26	9 (8)
4	Türbo mekanizmalar ( $\Delta U \approx 70 K$ )	ab	25	6
5	Plastik makineleri	c...cd	25	7
6	Lokomotif tahrik mekanizmaları	cd	25	7
7	Genel ve ağır makina konstrüksiyonları, geri dönüşsüz mekanizmalar	b	26	7
8	Genel ve ağır makina konstrüksiyonları, geri dönüşlü mekanizmalar, makaslar, hareket düzenleri	c...e	25...24	7...6
9	Motorlu taşıt mekanizmaları	d	26	7
10	Traktörler, biçer döverler	e	27...28	8
11	Takım tezgahları	f	24...25	6
12	Presler (hadd mekanizmaları)	f...g	24	6
13	Ölçme aletleri $\Delta U \approx 20 K$ (50K)	g(f)	22	5

Cetvel E2.7 - Diş kalınlığı toleranslarının üst sınırı Asne ve diş kalınlığı toleransları Tsn için DIN 3967 ye göre; eksenler arası mesafe toleransları Aa için de DIN 3964'e göre tavsiye edilen değerler.

$\Delta U$  - Dişli çarklar ile mekanizma kutusu arasındaki sıcaklık farkı

$$\left. \begin{array}{l} T_{sn} > 2 R_s \\ |Asne| \geq |A_{ai}| \end{array} \right\} \text{ olmalıdır.}$$

$R_s$  - Diş kalınlığı değişmesi (Cetvel E2.1)

$$R_s = S_{max} - S_{min} \quad (E2/11)$$

(3): Daha büyük diş kalınlığı toleranslarında dişlerin zayıflaması yük taşıma kabiliyeti hesabında dikkate alınmalıdır, hiç olmazsa  $Asne > 0.05 m_n$  olduğu zaman.

**Örnek** - Bir vinç yürütme mekanizması için verilen değerler:  $\alpha = 560 \text{ mm}$ ,  $m_n = 13$ ,  $d_1 = 221 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 870 \text{ mm}$ ,  $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $\beta = 7.5^\circ$ ; dişli kalitesi 6. Çevresel yan boşluğun hesaplanması istenmektedir.

• Seçilen değerler;

Cetvel E2.7, Nr 8 : Geçme sistem DIN 3967 c 25, eksenler arası mesafe toleransı DIN 3964: Tolerans alanı İs 6, eksen konumu, hassasiyet derecesi 5

• Hesap;

- Diş kalınlığı toleransının üst sınırı;

Toleranslar  $\mu\text{m}$  olarak

		Eksen konumu-Hassasiyet derecesi 1'den 3'e kadar		Eksen konumu-Hassasiyet derecesi 4'den 6'ya kadar		Eksen konumu-Hassasiyet derecesi 7'den 9'a kadar		Eksen konumu-Hassasiyet derecesi 10'den 12'ye kadar	
		ISO - Tolerans alanı							
		Js							
		5	6	7	8	9	10	11	
Eksenler arası mesafesi $\alpha$ (Nominal ölçü) (mm. olarak)	10 dan	+ 4	+ 5,5	+ 9	+ 13,5	+ 21,5	+ 35	+ 55	
	18'e kadar	- 4	- 5,5	- 9	- 13,5	- 21,5	- 35	- 55	
	18 dan	+ 4,5	+ 6,5	+ 10,5	+ 16,5	+ 26	+ 42	+ 65	
	30'a kadar	- 4,5	- 6,5	- 10,5	- 16,5	- 26	- 42	- 65	
	30 dan	+ 5,5	+ 8	+ 12,5	+ 19,5	+ 31	+ 50	+ 80	
	50'ye kadar	- 5,5	- 8	- 12,5	- 19,5	- 31	- 50	- 80	
	50 den	+ 6,5	+ 9,5	+ 15	+ 23	+ 37	+ 60	+ 95	
	80'e kadar	- 6,5	- 9,5	- 15	- 23	- 37	- 60	- 95	
	80 den	+ 7,5	+ 11	+ 17,5	+ 27	+ 43,5	+ 70	+ 110	
	120'ye kadar	- 7,5	- 11	- 17,5	- 27	- 43,5	- 70	- 110	
	120 den	+ 9	+ 12,5	+ 20	+ 31,5	+ 50	+ 80	+ 125	
	180'e kadar	- 9	- 12,5	- 20	- 31,5	- 50	- 80	- 125	
	180 den	+ 10	+ 14,5	+ 23	+ 36	+ 57,5	+ 92,5	+ 145	
	250'ye kadar	- 10	- 14,5	- 23	- 36	- 57,5	- 92,5	- 145	
	250 den	+ 11,5	+ 16	+ 26	+ 40,5	+ 65	+ 105	+ 160	
	315'e kadar	- 11,5	- 16	- 26	- 40,5	- 65	- 105	- 160	
	315 den	+ 12,5	+ 18	+ 28,5	+ 44,5	+ 70	+ 115	+ 180	
	400'e kadar	- 12,5	- 18	- 28,5	- 44,5	- 70	- 115	- 180	
	400 den	+ 13,5	+ 20	+ 31,5	+ 48,5	+ 77,5	+ 125	+ 200	
	500'e kadar	- 13,5	- 20	- 31,5	- 48,5	- 77,5	- 125	- 200	
	500 den	+ 14	+ 22	+ 35	+ 55	+ 87	+ 140	+ 220	
	630'a kadar	- 14	- 22	- 35	- 55	- 87	- 140	- 220	
	630 den	+ 16	+ 25	+ 40	+ 62	+ 100	+ 160	+ 250	
	800'e kadar	- 16	- 25	- 40	- 62	- 100	- 160	- 250	
	800 den	+ 18	+ 28	+ 45	+ 70	+ 115	+ 180	+ 280	
	1000'e kadar	- 18	- 28	- 45	- 70	- 115	- 180	- 280	
	1000 den	+ 21	+ 33	+ 52	+ 82	+ 130	+ 210	+ 330	
	1250'ye kadar	- 21	- 33	- 52	- 82	- 130	- 210	- 330	
	1250 den	+ 25	+ 39	+ 62	+ 97	+ 155	+ 250	+ 390	
	1600'e kadar	- 25	- 39	- 62	- 97	- 155	- 250	- 390	
1600 den	+ 30	+ 46	+ 75	+ 115	+ 185	+ 300	+ 460		
2000'e kadar	- 30	- 46	- 75	- 115	- 185	- 300	- 460		
2000 den	+ 35	+ 55	+ 87	+ 140	+ 220	+ 350	+ 550		
2500'e kadar	- 35	- 55	- 87	- 140	- 220	- 350	- 550		
2500 den	+ 43	+ 67	+ 105	+ 165	+ 270	+ 430	+ 675		
3150'ye kadar	- 43	- 67	- 105	- 165	- 270	- 430	- 675		

Cetvel E2.8 - DIN 3964 (Alın dişli çark mekanizmaları için mekanizma kutularının eksenler arası mesafesi ve eksen konumu toleransları)'e göre eksenler arası mesafe toleransları  $A_{\alpha e}$  ve  $A_{\alpha i}$  [L.44].

Pinyon için,

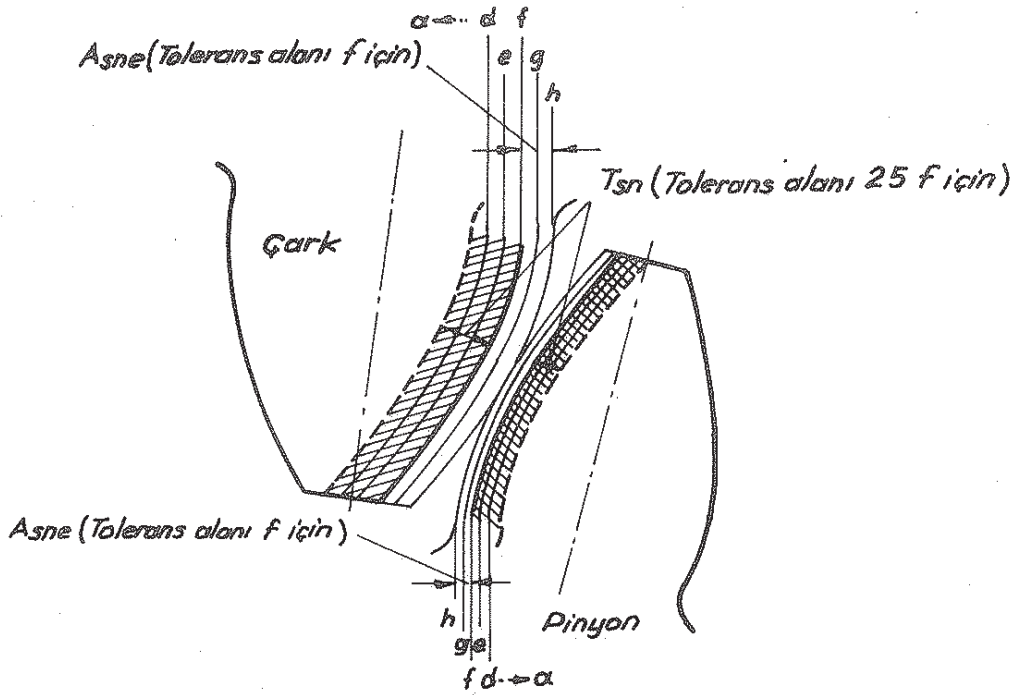
$$d_1 = 221 \text{ mm.}$$

$$\text{Asne tolerans alanı} = C$$

Çark için,

$$\|A_{sne1} = -115 \mu\text{m (Cetvel E2.6a)}$$

$$\left. \begin{array}{l} d_2 = 870 \text{ mm.} \\ \text{Asne tolerans alanı} = C \end{array} \right\} \left| \underline{Asne2} = -210 \mu\text{m} \text{ (Cetvel E2.6a)} \right.$$



Şekil E2.15 - DIN 3967 ye göre, tolerans alanı  $h \dots a$  ya karşılık gelen diş kalınlığı toleransının üst sınırı ( $Asne$ ) ile tolerans alanı  $21 \dots 30$ 'a karşılık gelen diş kalınlığı toleransının ( $Tsn$ ) gösterilmesi. Örnek:  $25 f$  ( $Tsn = 25 \mu\text{m}$  ve toleransın nominal değere uzaklığı  $f$ )

- Diş kalınlığı toleransı;

Pinyon için,

$$\left. \begin{array}{l} d_1 = 221 \text{ mm.} \\ Tsn \text{ tolerans alanı} = 25 \end{array} \right\} \left| \underline{Tsn1} = -50 \mu\text{m. (Cetvel E2.6b)} \right.$$

Çark için,

$$\left. \begin{array}{l} d_2 = 870 \text{ mm.} \\ Tsn \text{ tolerans alanı} = 25 \end{array} \right\} \left| \underline{Tsn2} = -80 \mu\text{m. (Cetvel E2.6b)} \right.$$

- Diş kalınlığı toleransının alt sınırı ;

Pinyon için,

$$Asn1 = Asne1 + Tsn1 \text{ (Eşitlik E2/7)}$$

$$Asn1 = -115 - 50$$

$$\left| \underline{Asn1} = -165 \mu\text{m} \right.$$

Çark için,

$$A_{sni2} = A_{sne2} + T_{sn2} \quad (\text{Eşitlik E2/8})$$

$$A_{sni2} = -210 - 80$$

$$\|A_{sni2}\| = -290 \mu\text{m}$$

- Eksenler arası mesafe toleransının sınır değerleri ;

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 560 \text{ mm} \\ \text{ISO Tolerans alanı} = \text{Js6} \end{array} \right\} \begin{array}{l} A_{ae} = +22 \mu\text{m} \\ A_{ai} = -22 \mu\text{m} \end{array} \quad (\text{Çetvel E2.B})$$

- Diş kalınlığı değişmesi ;

Pinyon için,

$$m_n = 13$$

$$d_1 = 221 \text{ mm}$$

$$\text{Dişli kalitesi} = 6$$

$$\left. \begin{array}{l} m_n = 13 \\ d_1 = 221 \text{ mm} \\ \text{Dişli kalitesi} = 6 \end{array} \right\} \|R_{s1}\| = 20 \mu\text{m} \quad (\text{Çetvel E2.1})$$

Çark için,

$$m_n = 13$$

$$d_2 = 870 \text{ mm}$$

$$\text{Dişli kalitesi} = 6$$

$$\left. \begin{array}{l} m_n = 13 \\ d_2 = 870 \text{ mm} \\ \text{Dişli kalitesi} = 6 \end{array} \right\} \|R_{s2}\| = 25 \mu\text{m} \quad (\text{Çetvel E2.1})$$

Çevresel yan boşluk ;

$$j_{tmin.} = -(A_{sne1} + A_{sne2}) / \cos\beta + A_{ai} \cdot \tan\alpha_n / \cos\beta \quad (\text{Eşitlik E2/5})$$

$$j_{tmin.} = -(-115 - 210) / \cos 7,5 + 22 \cdot \tan 20 / \cos 7,5$$

$$\|j_{tmin.}\| = 320 \mu\text{m}$$

$$j_{tmax.} = -(A_{sni1} + A_{sni2}) / \cos\beta + A_{ae} \cdot \tan\alpha_n / \cos\beta \quad (\text{Eşitlik E2/6})$$

$$j_{tmax.} = -(165 - 290) / \cos 7,5 + 22 \cdot \tan 20 / \cos 7,5$$

$$\|j_{tmax.}\| = 467 \mu\text{m}$$

• Kontrol ;

$$(1) : |T_{sn}| > 2 R_s \quad (\text{Eşitlik E2/9})$$

$$\left. \begin{array}{l} |T_{sn1}| > 2 R_{s1}, 50 > (2 \cdot 20) \\ |T_{sn2}| > 2 R_{s2}, 80 > (2 \cdot 25) \end{array} \right\} \text{uygun}$$

$$(2) : |A_{sne1}| \geq |A_{ai}| ; |A_{sne2}| \geq |A_{ai}| \quad (\text{Eşitlik E2/10})$$

$$115 > 22 ; 210 > 22 \quad \text{uygun}$$

$$(3) : |A_{sni2}| / m_n = 0,290 / 13 = 0,022 < 0,05 ; \text{dolayısıyla dişlerin zayıflaması, yük taşıma kabiliyeti hesabında göz önüne alınmayabilir.}$$

## E2.4 - Diş Kalınlığını Ölçme Yöntemleri

Diş kalınlığı dişler arasında yan başluğu tayin eden önemli bir faktördür. Diğer taraftan ölçme cihazlarının basitliği nedeniyle diş kalınlığının ölçme işlemi, diş acaan tezgahların yanında işçi tarafından yapıldığı düşünülürse, diş açma sırasında ölçülen diş kalınlığının değeri, tezgahın ayarlanmasında önemli bir rol oynamaktadır. Bu nedenle diş kalınlığının değeri, dişli çarkların gerek konstrüksiyon ve gerekse imalat ve kontrol bakımından büyük önem taşımaktadır.

Taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı Cetvel 2.4 gereğince ;

	<u>Alın kesitinde</u>	<u>Normal kesitte</u>
Sıfır dişlilerde	$S_t = m_t \cdot \frac{\pi}{2} + A_s$	$S_n = S_t \cdot \cos \beta$
Profil kaydırmalı dişlilerde :	$S_t = m_t \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right) + A_s$	$S_n = S_t \cdot \cos \beta$

şeklindedir.

$A_s$  - Alın kesitinde, diş kalınlığı toleransının sınırı ( $A_s = A_n / \cos \beta$  olup  $A_n$  değerleri için Cetvel E2.6 a ve E2.7 ye bakınız).

Bu denklemlerle ifade edilen diş kalınlıkları doğrudan doğruya ölçülemez.

Pratikte diş kalınlıklarını ölçmek için şu yöntemler kullanılmaktadır.

- Taksimat dairelerinin üzerindeki yay girişinin uzunluğunu ölçmek,
- Dişler arasındaki uzunluğu ölçmek
- Dişlerin arasına silindirik makaralar veya bilyalar koyarak, makara üstünlük karşı makaraya kadar olan mesafeyi ölçmek,
- Özel ölçme tertibatı kullanarak boşluksuz eksenler arası mesafesini ölçmek.

### a) Taksimat dairesi üzerindeki yay girişi

Ölçme, Şekil E2.16 da gösterilen özel sürmeli diş kumpası ile yapılır.

Yay girişinin uzunluğu  $\bar{S}$  nin ölçülmesinde, kumpasın ayarlanması için  $\bar{h}_a$  yüksekliğinin de bilinmesi gerekir.

Şekil E2.16 ya göre, yay girişinin uzunluğu ;

a) Düz dişli alın çarklar için,

$$\bar{S} = d \cdot \sin \psi \quad (E2/12)$$

$$\left. \begin{array}{l} 2S \cdot Z = \pi \cdot d \\ 4\psi \cdot Z = 360^\circ \end{array} \right\} \frac{4\psi \cdot Z}{2 \cdot S \cdot Z} = \frac{360^\circ}{\pi \cdot d}$$

veya

$$\psi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{S}{d} = \frac{180^\circ}{\pi \cdot d} \cdot m \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)$$

$$\psi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{S}{d} = \frac{90^\circ}{Z} \left( 1 + \frac{4 \operatorname{tg} \alpha}{\pi} \cdot x \right) \quad (E2/13)$$

değeri ile

$$\bar{S} = d \cdot \sin \left[ \frac{90^\circ}{Z} \left( 1 + \frac{4 \operatorname{tg} \alpha}{\pi} \cdot x \right) \right] \quad (E2/14)$$

şeklinde ifade edilir.

Yay kirişine karşılık gelen  $\bar{h}_\alpha$  yüksekliği, baş dairesinin çapı  $d_\alpha$  ya bağlı olarak,

$$\bar{h}_\alpha = \frac{d_\alpha}{2} - \frac{d}{2} \cos \psi$$

$$\bar{h}_\alpha = \frac{d_\alpha}{2} - \frac{d}{2} \cos \left[ \frac{90^\circ}{Z} \left( 1 + \frac{4 \operatorname{tg} \alpha}{\pi} \cdot x \right) \right] \quad (E2/15)$$

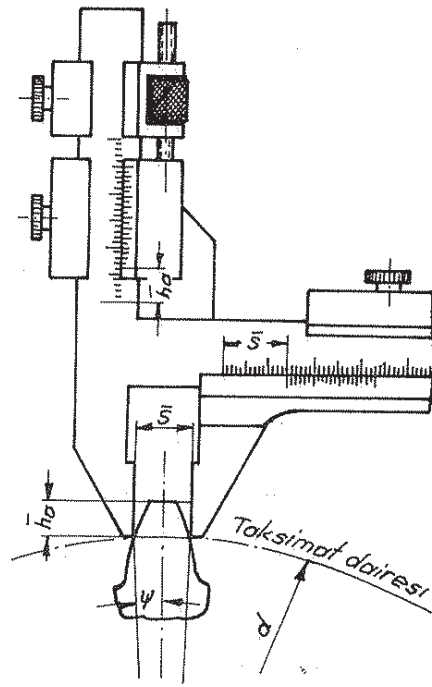
tarzında bulunur.

Diğer taraftan Dudley / Winter [L.40]'a göre, yaklaşık olarak

$$\bar{S} \cong S - \frac{S^3}{6 \cdot d^2} \quad (E2/16)$$

$$\bar{h}_\alpha \cong h_\alpha + \frac{S^2}{4 \cdot d} \quad (E2/17)$$

eşitliklerini yazmak mümkündür.



Şekil E2.16 - Sürgülü diş kumpası ile, diş kalınlığının yay kirişi  $\bar{S}$  in ölçülmesi.

Taksimat dairesinde :

$$\bar{S}_n = d_n \cdot \sin \psi_n, \text{ Cetvel 2.1'e göre } d_n = d / \cos^2 \beta.$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{S}_n &= d \cdot \sin (\psi \cdot \cos^3 \beta) / \cos^2 \beta \\ \bar{h}_\alpha &\cong h_\alpha + d \cdot \psi^2 \cos^4 \beta / 4 \end{aligned} \right\} \psi = S_t / d = S_n / (d \cdot \cos \beta)$$



$\alpha_2$ ) Helisel dişli alın çarklar için,

Alın kesitinde,

$$\bar{S}_t = \bar{S}_n / \cos \beta \quad (E2/18)$$

değerinde bir diş kalınlığı, dolaylı olarak normal kesitteki  $\bar{S}_n$  diş kalınlığının ölçülmesi ile elde edilebilir. Şöyle ki, düz dişliler için verilmiş olan ifadeler helisel dişlilerin normal kesiti için geçerlidir. Buna göre helisel dişliler için E2/14 eşitliği

$$\bar{S}_n = m_n \cdot Z_n \cdot \sin \left[ \frac{90^\circ}{Z_n} \left( 1 + \frac{4 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot x}{\pi} \right) \right] \quad (E2/19)$$

şeklinde yazılır.

$Z_n$  - Eşdeğer dişli çarkin diş sayısı

$$Z_n \approx Z / \cos^3 \beta \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

Yay kirisine karşılık gelen  $\bar{h}_\alpha$  yüksekliği (yay kirisinin diş yüksekliği),

$$\bar{h}_\alpha = h_\alpha + \frac{d_n}{2} (1 - \cos \psi_n) \quad (E2/20)$$

bağıntısından hesaplanır. Burada ;

$$\psi_n = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{S_n}{d_n} \quad (E2/21)$$

$$d_n = d / \cos^2 \beta \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

şeklindedir.

Yaklaşık olarak,

$$\bar{S}_n = S_n - \frac{S_n^3}{6 \cdot d_n^2} = S_n - \frac{S_n^3}{6 \cdot (d / \cos^2 \beta)^2}$$

$$\bar{S}_n = S_n - \frac{S_n^3}{6 \cdot d^2} \cos^4 \beta \quad (E2/22)$$

ve

$$\bar{h}_\alpha = h_\alpha + \frac{S_n^2}{4 \cdot d_n} = h_\alpha + \frac{S_n^2}{4 \cdot (d / \cos^2 \beta)}$$

$$\bar{h}_\alpha = h_\alpha + \frac{S_n^2}{4 \cdot d} \cos^2 \beta \quad (E2/23)$$

denklemleri yazılabilir.

Şekil E2.16 da verilen

$$\bar{S}_n = d \cdot \sin(\psi \cdot \cos^3 \beta) / \cos^2 \beta$$

ifadesini ele alalım.

$$\bar{S}_n = d \cdot \sin(\psi \cdot \cos^3 \beta) / \cos^2 \beta = \frac{d}{\cos^2 \beta} \cdot \sin \left( \frac{S_n}{d \cdot \cos \beta} \cdot \cos^3 \beta \right)$$

$$\bar{S}_n = \frac{d}{\cos^2 \beta} \cdot \sin \left( \frac{S_n}{d} \cdot \cos^3 \beta \right)$$

$$\sin x = x - \frac{x^3}{3!} + \frac{x^5}{5!} - \frac{x^7}{7!} \dots + (-1)^{n-1} \frac{x^{2n-1}}{(2n-1)!}$$

$$\sin \left( \frac{S_n}{d} \cos^3 \beta \right) = \frac{S_n}{d} \cos^3 \beta - \frac{S_n^3}{d^3} \cos^6 \beta \cdot \frac{1}{6}$$

$$\bar{S}_n = \frac{d}{\cos^2 \beta} \left( \frac{S_n}{d} \cos^2 \beta - \frac{S_n^3 \cdot \cos^6 \beta}{6 \cdot d^3} \right)$$

$$\bar{S}_n = S_n - \frac{S_n^3}{6 \cdot d^2} \cos^4 \beta$$

elde edilir ki buda bize  $\psi = S_n / (d \cdot \cos \beta)$  dönüşümü ile

$$\bar{S}_n = d \cdot \sin(\psi \cdot \cos^3 \beta) / \cos^2 \beta \approx S_n - \frac{S_n^3}{6 \cdot d^2} \cos^4 \beta$$

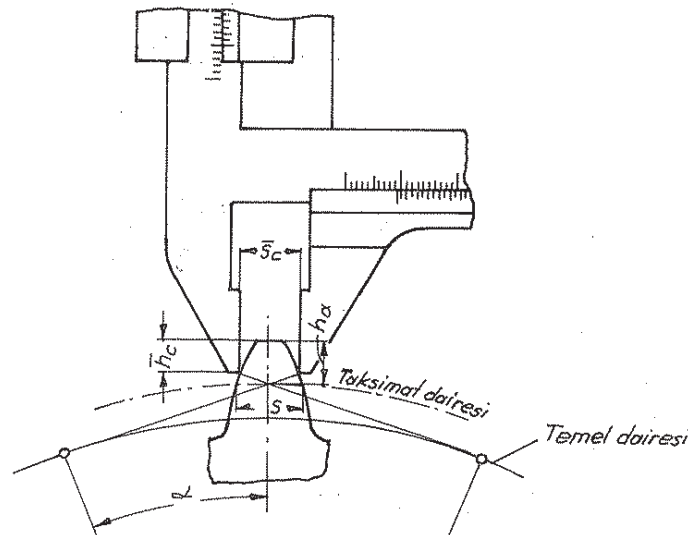
bağıntısının yazılabileceğini gösterir:

Hesap yoluyla belirlenen  $\bar{S}_n$ , resim üzerindeki cetvelde toleranslı olarak verilir (Şekil E3.19 ve E3.20). Toleranslar Kısım E2.3b de verilen ilkelere göre Cetvel E2.6a ve E2.7 den seçilir. Ölçülen  $\bar{S}_n$  in değeri,

$$\left. \begin{aligned} \bar{S}_{n \min.} &= \bar{S}_n - A_{sni} \\ \text{ve} \\ \bar{S}_{n \max.} &= \bar{S}_n - A_{sne} \end{aligned} \right\} \quad (E2/24)$$

değerlerinin arasında bulunması gerekir.

Diş kalınlığının yay kirişi ölçülürken, kumpasın ayarlanması için yay kirişine karşılık gelen yüksekliğin de (yay kirişinin diş yüksekliği) bilinmesi gerekir demiştik. Acaba sabit yay kirişine ( $\bar{S}_c$ ) karşılık gelen diş yüksekliği ( $\bar{h}_c$ ) nasıl ölçülür diye aklımıza bir soru gelirse cevabını Şekil E2.17 de bulmak mümkündür.

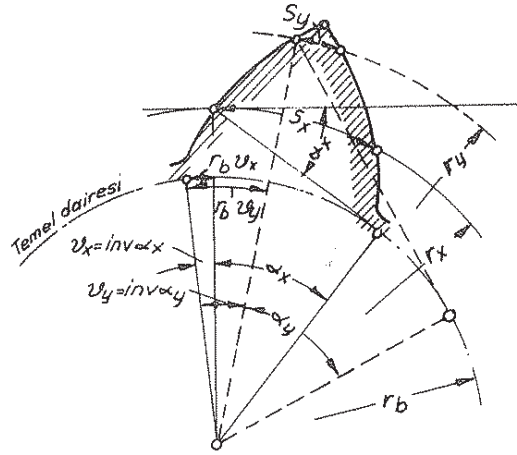


Şekil E2.17- Sürgülü diş kumpası ile sabit yay kirişine ( $\bar{S}_c$ ) karşılık gelen diş yüksekliğinin ( $\bar{h}_c$ ) ölçülmesi.

$$\bar{S}_c = S \cdot \cos^2 \alpha,$$

$$\bar{h}_c = h_a - \frac{1}{2} S \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha$$

Not 1 - Çapı  $d_y = 2 r_y$  olan herhangi bir daireye karşılık gelen  $S_y$  diş kalınlığının hesaplanması (Şekil E2.18)



Şekil E2.18 - Her hangi bir yarı çaptaki diş kalınlığının hesaplanması

$r_x$  yarıçapına karşılık gelen diş kalınlığı  $S_x$  olsun ( $r_x$  ve  $S_x$  değerlerinin taksimat dairesi üzerinden alınması hesabı kolaylaştırır). Her hangi bir  $r_y$  yarıçapındaki diş kalınlığı ,

$$\left. \begin{aligned} \cos \alpha_x &= d_b / d_x \\ \cos \alpha_y &= d_b / d_y \end{aligned} \right\} \quad (E2/25)$$

eşitlikleri ile

$$S_y = d_y \left( \frac{S_x}{d_x} + \text{inv} \alpha_x - \text{inv} \alpha_y \right) \quad (E2/26)$$

şeklinde ifade edilir ( $\text{inv} \alpha$  fonksiyonu için Cetvel E1.1'e bakınız).

Sivri tepeye ait basınç açısı, E2/26 denkleminde  $S_y = 0$  yapmak suretiyle

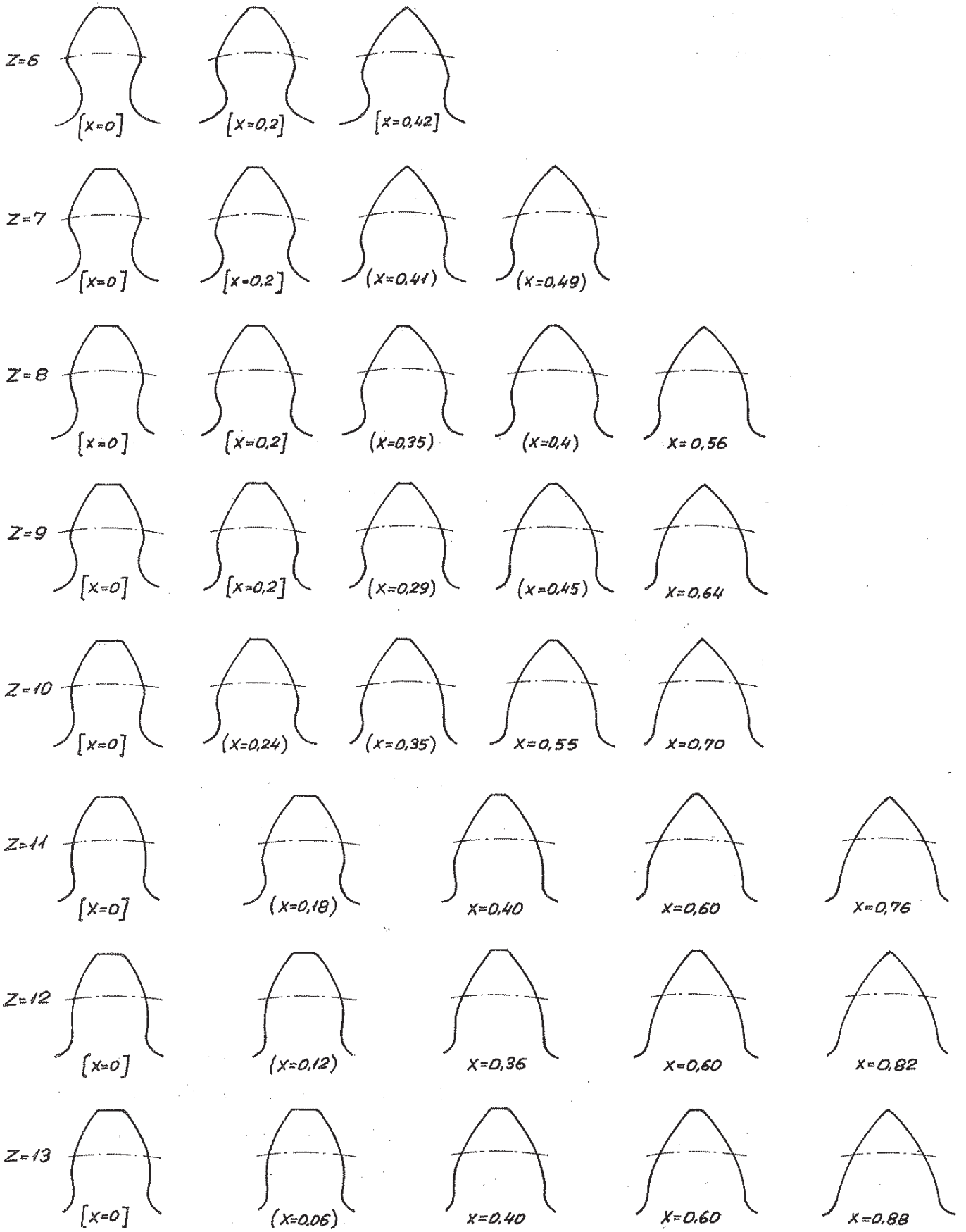
$$\text{inv} \alpha_y' = \frac{S_x}{d_x} + \text{inv} \alpha_x \quad (E2/27)$$

olarak hesaplanır. Sivri tepenin meydana geldiği baş dairesinin çapı E2/25 denkleminde

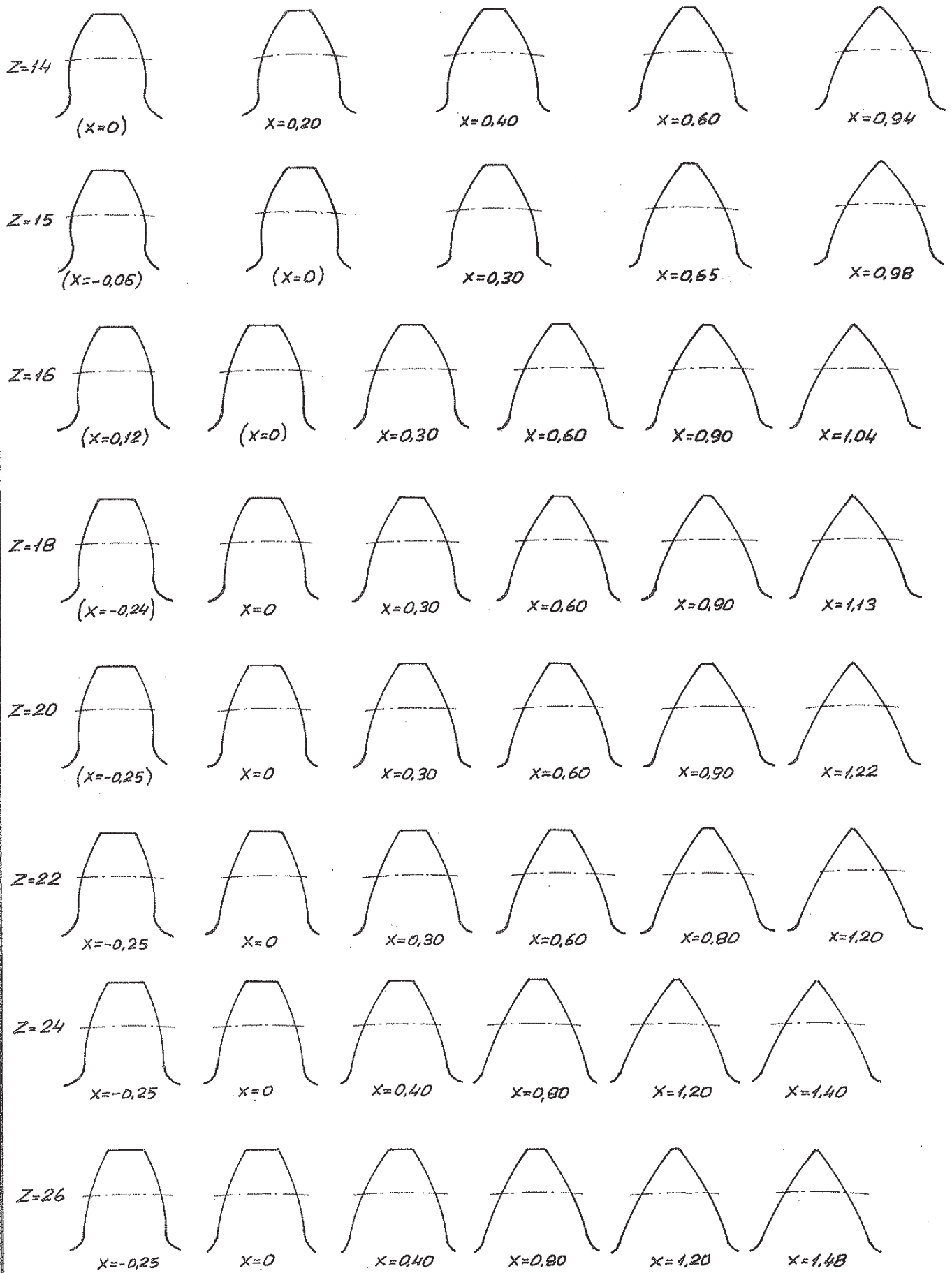
$$d_y' = \frac{d_b}{\cos \alpha_y'} = d_x \cdot \frac{\cos \alpha_x}{\cos \alpha_y'} \quad (E2/28)$$

şeklinde bulunur:

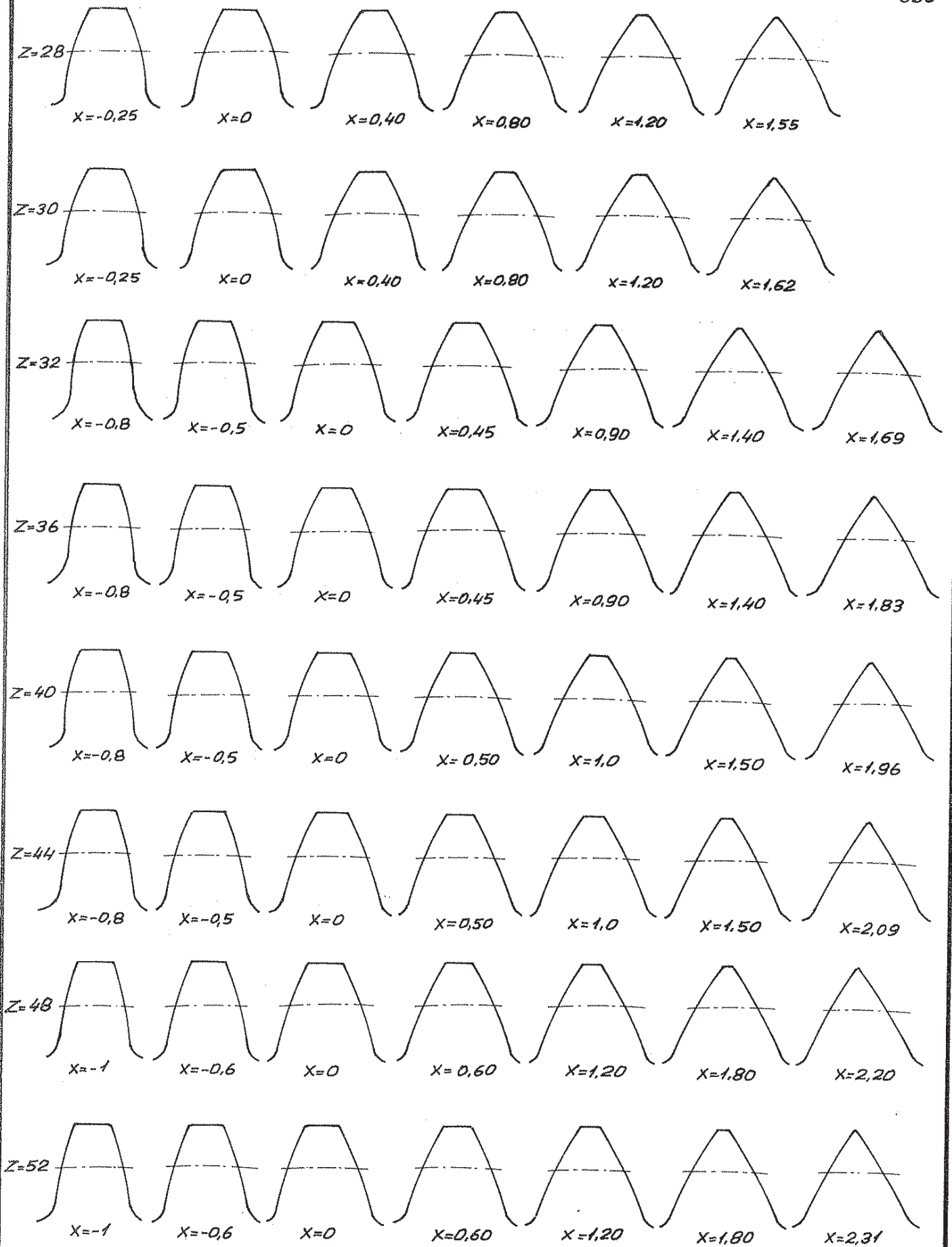
Pratikte dişler tam sivri olarak yapılamaz. En az 0,25·m (küçük modüller için 0,4·m) değerinde bir kalınlık bırakılır. Sivri tepe olayını yaratan profil kaydırma (tashih) faktörünün büyüklük ve işaretinin diş formu üzerindeki kuvvetli etkisi Şekil E2.19'deki profil tablolarından görülmektedir. Bu şekillerden genel olarak artı profil kaydırımda  $x$  büyüdükçe diş formu kuvvetlenmekte, diş tepesi sivrilmektedir.  $Z = 6 \dots 60$ 'a kadar verilen profil tabloları yardımı ile en uygun kaydırma faktörleri hakkında bir fikir sahibi olmak mümkündür.



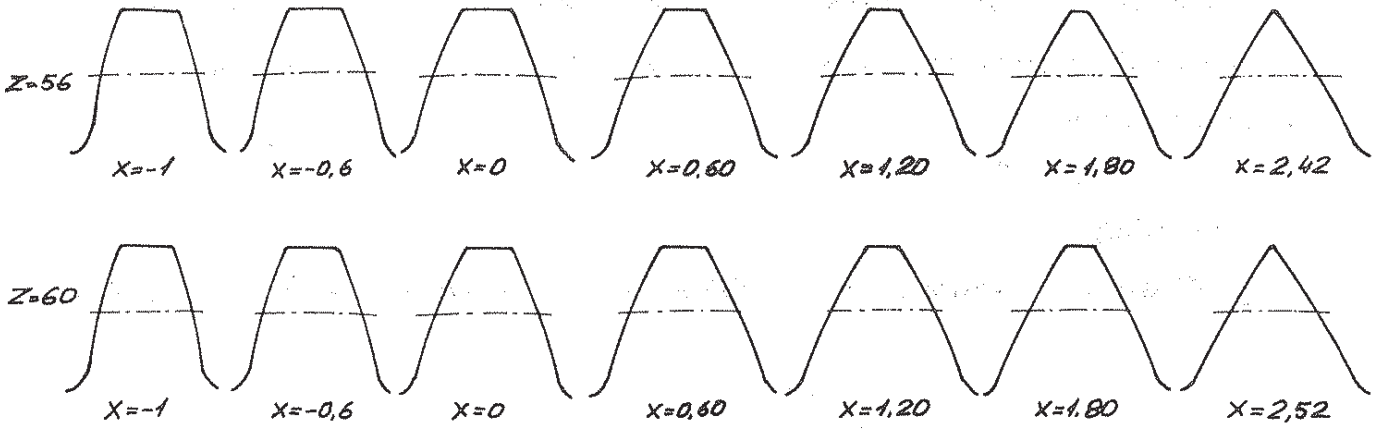
Şekil E2.19 - Profil kaydırma faktörünün diş formu üzerindeki etkisi [L.45].



Şekil E2.19 (devamı)



Şekil E2.19 (devamı)



Şekil E2-19 (devamı)

Dışlinin  $p$  taksimatı, taksimat dairesine göre tarif edilmiştir. Her hangi bir  $r_x$  yarıçapına karşılık gelen  $p_x$  dış taksimatı

$$p_x \cdot z = 2\pi \cdot r_x \quad \text{ve} \quad p \cdot z = 2\pi \cdot r$$

bağıntılarından

$$p_x = p \cdot \frac{r_x}{r}$$

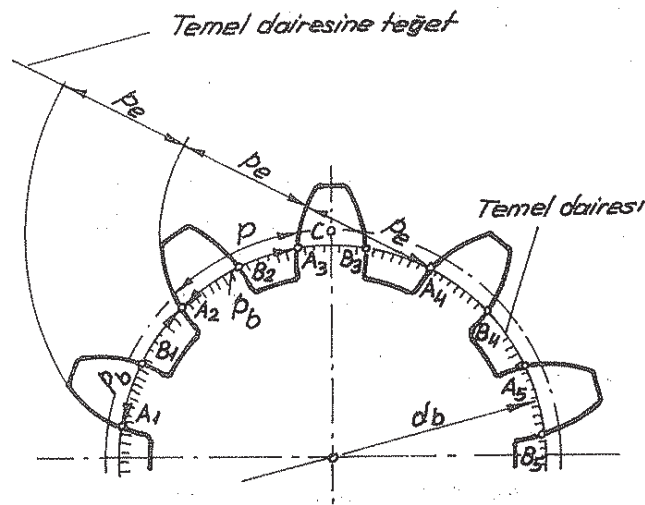
veya E2-25 denklemine göre

$$p_x = p \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_x} \quad (E2/29)$$

olarak bulunur. Temel dairesine karşılık gelen taksimat,  $r_x = r_b$  ve  $\alpha_b = 0$  değerleri ile

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha \quad (E2/30)$$

şeklinde elde edilir.



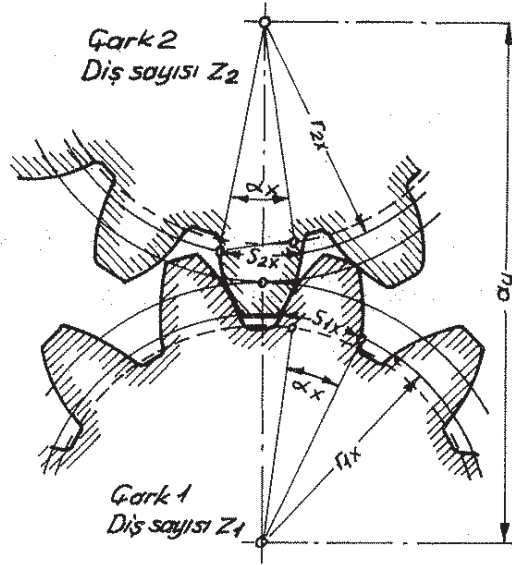
Şekil E2-20 - Temel dairesi ve kavrama taksimatı [L-46].

Şekil E2.20 göz önünde tutulursa, evolvent profillerde temel dairesinin  $p_b$  taksimatı, kavrama doğrusunun  $p_e$  taksimatına eşittir. Şöyle ki, E2/30 denkleminde göre

$$p_e = p_b = p \cdot \cos \alpha \quad (E2/31)$$

olarak yazılabilir.

**Not 2 - Boşluksuz eksenler arası mesafesinin hesaplanması (Şekil E2.21)**



Şekil E2.21- Diş kalınlıklarına bağlı olarak boşluksuz eksenler arası mesafesinin hesaplanması

$$\alpha_x = r_{1x} + r_{2x} \quad (E2/32)$$

$$\text{inv } \alpha_y = \text{inv } \alpha_x + [Z_1 (s_{1x} + s_{2x}) - 2\pi r_{1x}] / [2r_{1x} (Z_1 + Z_2)] \quad (E2/33)$$

eşitlikleri ile boşluksuz eksenler arası mesafe,

$$\alpha_y = \alpha_x \cdot \cos \alpha_x / \cos \alpha_y \quad (E2/34)$$

şeklinde ifade edilir.

$s_{1x}, s_{2x}$  - Diş kalınlıkları } (Bu değerlerin taksimat daireleri üzerinden alınması hesabı kolaylaştırır)

$r_{1x}, r_{2x}$  - Yarı çaplar

$\alpha_x$  -  $r_{1x}$  ve  $r_{2x}$  üzerindeki kavrama açısı

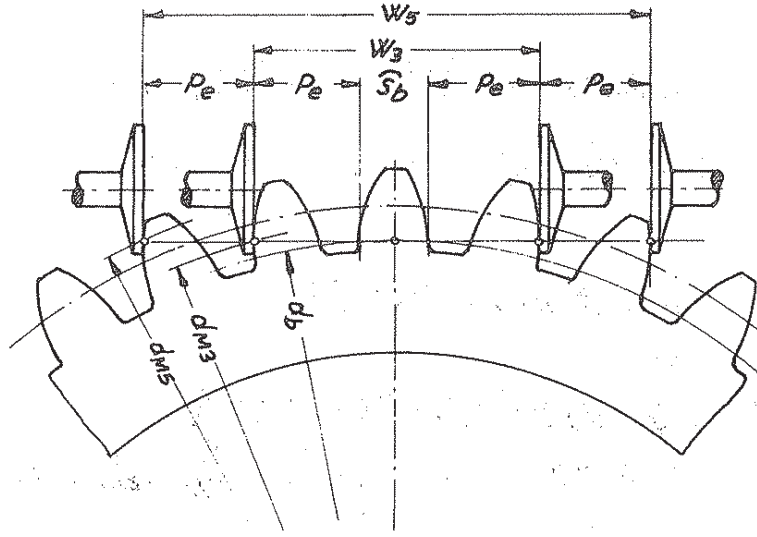
### b) Dişler arasındaki uzunluk

b1) Düz dişli alın çarklar için,

Şekil E2.22 de görüldüğü gibi,  $k$  diş sayısını içine alan ve iki paralel yüzey arasında ölçülen bir uzunluktur. Paralel yüzeylerin, profilleriyle temas ettiği noktalar arasındaki doğru temel dairesine teğettir; şöyle ki, bu doğrunun uzunluğu

$$W_k = (k-1) \cdot p_e + s_b \quad (E2/35)$$





Şekil E2.22 - 3 veya 5 diş sayısını içine alan dişler arasındaki uzunluğun ( $W$ ) ölçülmesi (DIN 3960).

$d_M$  - Dişler arasındaki uzunluk için ölçme dairesi çapı

olarak yazılır. Temel dairesindeki diş kalınlığı,  $d_b = d \cdot \cos \alpha$  değeri ile ve temel dairesi için  $\alpha_b = 0$  ve dolayısıyla  $\text{inv} \alpha_b = 0$  olduğundan, E2/26 denkleminde

$$S_y = d_y \left( \frac{S_x}{d_x} + \text{inv} \alpha_x - \text{inv} \alpha_y \right)$$

$$S_b = d_b \left( \frac{S}{d} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_b \right)$$

$$S_b = \cos \alpha (S + d \cdot \text{inv} \alpha) \quad (\text{E2/36})$$

olarak bulunur. Diğer taraftan  $p_e$  değerini veren E2/34 denklemini göz önüne alınırsa, E2/35 bağıntısı

$$W_k = (k-1)p \cdot \cos \alpha + \cos \alpha (S + d \cdot \text{inv} \alpha)$$

$$W_k = \cos \alpha \cdot [(k-1)\pi \cdot m + S + d \cdot \text{inv} \alpha] \quad (\text{E2/37})$$

şeklini alır:

Sıfır dişlileri ( $x=0$ ) için ;

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2} \text{ ve } d = m \cdot Z$$

değerleri ile

$$W_k = m \cdot \cos \alpha [(k-0.5)\pi + Z \cdot \text{inv} \alpha] \quad (\text{E2/38})$$

veya

Profil kaydırmalı dişliler için ;

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha \text{ ve } d = m \cdot Z$$

ifadeleri ile

$$W_k = \text{Cos} \alpha \left[ (k-1) \pi \cdot m + \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x m \text{tg} \alpha + m \cdot z \cdot \text{inv} \alpha \right]$$

$$W_k = m \cdot \text{Cos} \alpha \left[ (k-0.5) \pi + z \cdot \text{inv} \alpha + 2x \text{tg} \alpha \right] \quad (\text{E2/39})$$

olarak bulunur.

Ölçülen diş sayısı  $k$  yı bulmak için ;

• Sıfır dişlilerde ,

$$\text{Diş kalınlığı } (s) = \text{Diş boşluğu } (e) = \frac{p}{2}$$

ifadesi esas alınır. Şekil E2-22 ye göre ölçülen  $W_k$  uzunluğundaki  $k$  diş sayısına,  $(k-1)$  diş boşluğu karşılık geldiğinden

$$AB = s + p(k-1) = \frac{p}{2} + p(k-1) = \frac{p}{2}(2k-1)$$

veya

$$AB = \frac{\pi \cdot m}{2} (2k-1)$$

olarak bulunur. Diğer taraftan

$$AB = 2 \cdot \varnothing \cdot r = d \cdot \varnothing = d \cdot \frac{\alpha}{180^\circ} \cdot \pi = m \cdot z \cdot \frac{\alpha}{180^\circ} \cdot \pi$$

şeklinde yazılırsa, bu iki bağıntının eşitliğinden

$$\frac{\pi \cdot m}{2} (2k-1) = m \cdot \pi \cdot z \cdot \frac{\alpha}{180^\circ}$$

$$k = z \cdot \frac{\alpha}{180^\circ} + 0.5 \geq 2 \quad (\text{E2/40})$$

elde edilir. Bu bağıntı  $\alpha = 20^\circ$  için

$$k = \frac{z}{9} + 0.5 \quad (\text{E2/41})$$

tarzında yazılır.

• Profil kaydırmalı dişlilerde,

Özellikle profil kaydırma faktörü  $|x| > 0.4$  olduğu durumlarda  $k$  yı bulmak için, paralel yüzeylerin profiller ile temas ettiği noktaların taksimat dairesi üzerinde değil,

$$r_x = r + x \cdot m$$

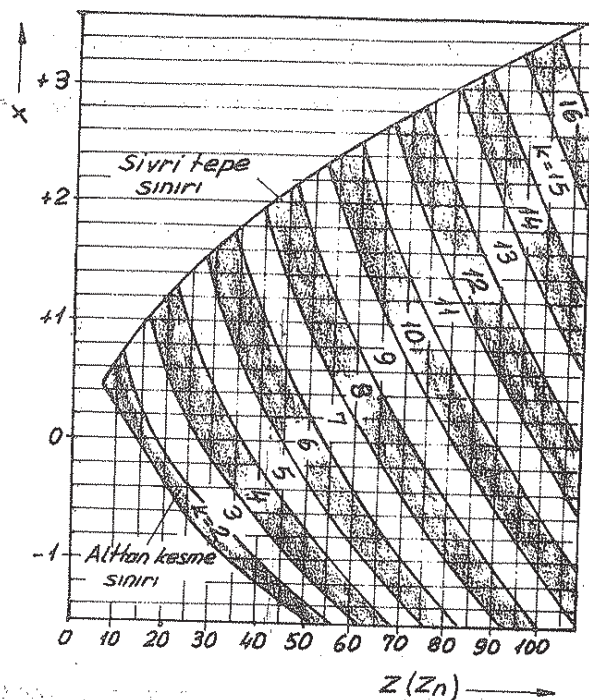
yarı çapındaki bir daire üzerinde bulunması koşulu esas alınır. Bu durumda

$$k = \frac{z}{\pi} \left( \text{tg} \alpha_x - 2 \frac{x}{z} \text{tg} \alpha - \text{inv} \alpha \right) + 0.5 \quad (\text{E2/42})$$

olarak bulunur. Burada  $r_x$  yarıçapındaki daireye karşılık gelen kavrama açısı

$$\text{Cos} \alpha_x = \text{Cos} \alpha \cdot \frac{z}{z+2x} \quad (\text{E2/43})$$

bağıntısı ile hesaplanır. Pratikte profil kaydırmalı dişlilerde  $k$  diş sayısı  $\alpha = 20^\circ$  için Şekil E2-23 deki diyagramdan seçilir.



Şekil E2-23 - DIN 3960 'a göre alın dişli çarklar için, profil kaydırma faktörü  $x$  ve diş sayısı  $Z$  (veya  $Z_n$ )'e bağlı olarak  $k$  diş sayısının seçilmesi [L.12].

Hesaplanan  $W_k$  nin değeri resim üzerinde toleranslı olarak verilir (Şekil E3-18, E3-19 ve Şekil E3-20). Toleranslar Kısım E2-3b de verilen ilkelere göre Cetvel E2-9 dan seçilir. Ölçülen  $W_k$  nin değeri,

$$\left. \begin{aligned} W_{k \min.} &= W_k - A_{wi} \\ \text{ve} \quad W_{k \max.} &= W_k - A_{we} \end{aligned} \right\} \quad (E2/44)$$

değerlerinin arasında bulunması gerekir.

b2) Helisel dişli alın çarklar için,

Düz dişliler için verilmiş olan ifadeler helisel dişlilerin normal kesiti için de geçerlidir. Buna göre normal kesitte;

Sıfır dişliler ( $x=0$ ) için, E2/38 denklemi gereğince

$$W_k = m_n \cdot \cos \alpha_n \left[ (k-0.5) \cdot \pi + Z \cdot \text{inv} \alpha_t \right] \quad (E2/45)$$

ve

Profil kaydırmalı dişliler için, E2/39 denklemine göre

$$W_k = m_n \cdot \cos \alpha_n \left[ (k-0.5) \cdot \pi + Z \cdot \text{inv} \alpha_t + 2x \cdot \text{tg} \alpha_n \right] \quad (E2/46)$$

şeklindedir.  $\alpha_t$  açısının değeri

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \operatorname{Cos} \beta \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

bağıntısı ile tayin edilir:

Dişler arasındaki uzunluğun toleransları Cetvel E2.9 dan seçilebilir. Ancak bu toleranslar ( $A_w$ ) alın kesitinde geçerli olduğundan normal kesitteki tolerans sınırları

$$\left. \begin{aligned} A_{wne} &= A_{we} \cdot \operatorname{Cos} \beta \\ A_{wni} &= A_{wi} \cdot \operatorname{Cos} \beta \end{aligned} \right\} \quad (\text{E2/47})$$

şeklinde ifade edilir:

Ölçülen diş sayısı  $k$  yı bulmak için,

$$k \cong Z_n \cdot \frac{\alpha_n}{180^\circ} + 0,5 \quad (\text{E2/48})$$

bağıntısı kullanılabilir:

$Z_n$  - Eş değer diş sayısı

$$Z_n \cong Z / \operatorname{Cos}^3 \beta \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

Helisel dişlilerde, dişler arasındaki uzunluğun ölçülmesi Şekil E2.24 de gösterildiği gibi yapılır. Buna göre dişli çarkın genişliği,

$$b > b_{\min.} = W_k \cdot \operatorname{Sin} \beta_b \quad (\text{E2/49})$$

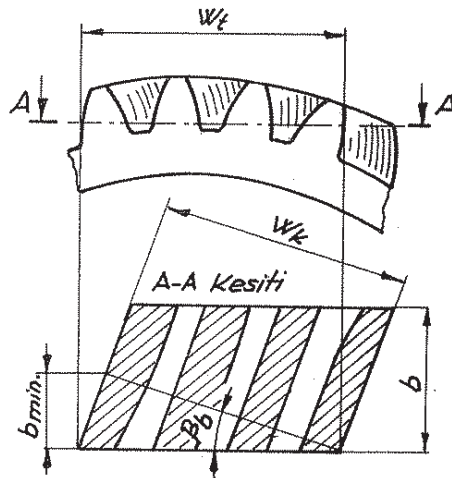
veya

$$\operatorname{Sin} \beta_b = \operatorname{Sin} \beta \cdot \operatorname{Cos} \alpha_n \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

değeri ile

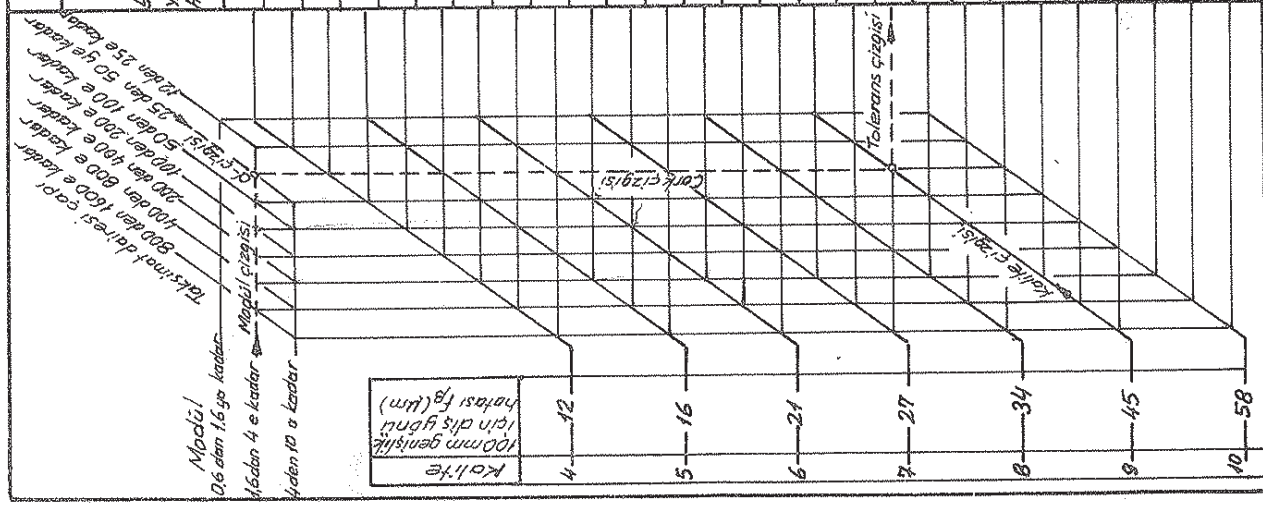
$$b > b_{\min.} = W_k \cdot \operatorname{Sin} \beta \cdot \operatorname{Cos} \alpha_n \quad (\text{E2/50})$$

olması gerekir.



Şekil E2.24 - Alın ve normal kesitte, dişler arasındaki uzunluk [L.46]

Değerler mikron (µm) olarak verilmiştir (1 µm = 1/1000 mm)																				
Bileşik hatalar (S)					Diş kalınlığı toleransları					Dişler arasındaki uzunluk toleransları										
Tek taraflı Yuvarlanma (S)		İki taraflı Yuvarlanma (S)		Dişten dışa Yuvarlanma Bileşik hatası	Dişten içe Yuvarlanma Bileşik hatası	Ase - Toleransın üst sınırı					Awi - Toleransın alt sınırı									
F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>			h	g	f	e	d	c	b	a	h	g	f	e	d	c	b
4	1,5	9	3	0	7	-3,5	-14	-7	10	17	10	13	0	6,5	-10	13	20	26	33	39
4,5	1,5	10	3,5	0	7	-3,5	-14	-7	10	17	10	13	0	6,5	-10	13	20	26	33	39
5	2	11	4	0	8	-4	-16	-8	12	18	12	15	0	7,5	-11	15	23	30	38	45
5,5	2	12	4,5	0	8	-4,5	-17	-9	13	19	13	16	0	8,5	-12	16	25	34	42	51
6	2	14	5	0	10	-5	-20	-10	15	22	15	19	0	10	-14	19	28	38	48	58
7	2,5	16	5,5	0	11	-5,5	-22	-11	16	24	16	21	0	11	-15	21	31	41	52	62
8	3	18	6	0	12	-6	-24	-12	18	26	18	23	0	12	-16	23	34	45	56	66
9	3	20	7	0	14	-7	-28	-14	21	30	21	27	0	14	-18	27	39	51	63	75
10	3,5	22	8	0	16	-8	-32	-16	24	34	24	30	0	16	-20	30	43	55	68	80
11	4	25	9	0	18	-9	-36	-18	27	38	27	33	0	18	-22	33	47	59	72	85
12	4,5	28	10	0	20	-10	-40	-20	30	42	30	37	0	20	-24	37	51	63	76	90
14	5	32	11	0	22	-11	-44	-22	33	48	33	41	0	22	-26	41	55	68	82	96
16	5,5	36	12	0	25	-12	-50	-25	37	54	37	45	0	25	-28	45	60	75	90	105
18	6	40	14	0	28	-14	-56	-28	42	60	42	51	0	28	-30	51	66	81	96	111
20	7	45	16	0	32	-16	-64	-32	48	68	48	58	0	32	-32	58	74	90	106	122
22	8	50	18	0	36	-18	-72	-36	54	78	54	63	0	36	-34	63	80	97	114	131
25	9	56	20	0	40	-20	-80	-40	60	84	60	70	0	40	-36	70	87	105	123	141
28	10	63	22	0	45	-22	-90	-45	67	96	67	78	0	45	-38	78	95	114	133	152
32	11	71	25	0	50	-25	-100	-50	75	108	75	87	0	50	-40	87	105	125	145	165
36	12	80	28	0	56	-28	-112	-56	84	120	84	97	0	56	-42	97	117	138	159	180
40	14	90	32	0	63	-32	-126	-63	95	138	95	109	0	63	-44	109	130	152	174	196
45	16	100	36	0	71	-36	-144	-71	107	150	107	123	0	71	-46	123	145	168	191	214
50	18	110	40	0	80	-40	-160	-80	120	168	120	138	0	80	-48	138	161	185	209	233
56	20	125	45	0	90	-45	-180	-90	135	180	135	153	0	90	-50	153	177	202	227	252
63	22	140	50	0	100	-50	-200	-100	150	200	150	170	0	100	-52	170	195	221	247	273
71	25	160	56	0	110	-55	-220	-110	165	220	165	186	0	110	-54	186	211	238	265	292
80	28	180	63	0	125	-63	-250	-125	188	250	188	210	0	125	-56	210	237	265	293	321



Cetvel E. 9 - TGL-3963 ve 0-3967 ye göre; müsaade edilen bileşik hatalar, dış kalınlığı ve dişler arasındaki uzunluğa ait toleranslar (Alın kesitinde). [L. 46].

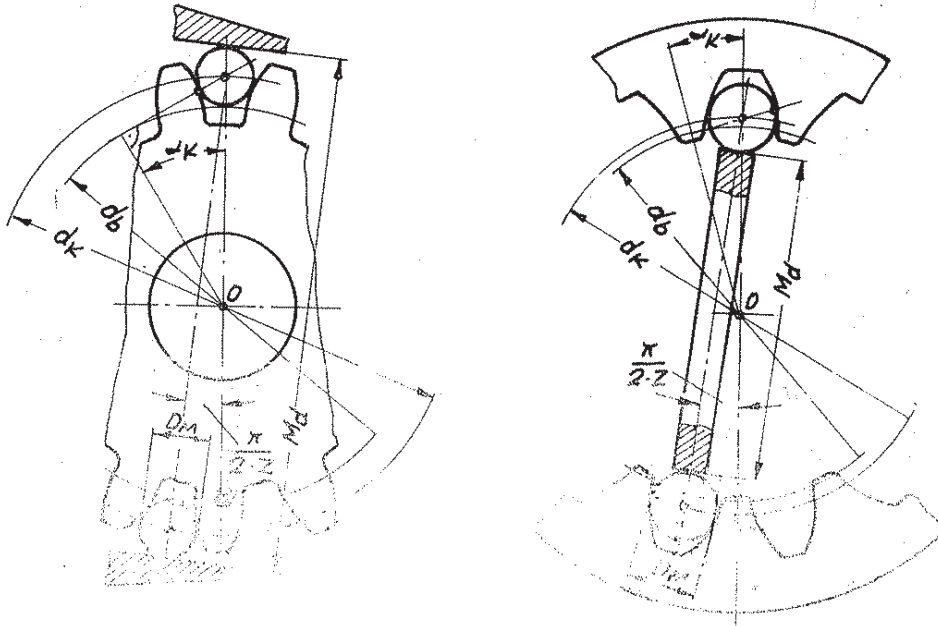
Roloff / Matek [L.12] bu bağıntıyı,

$$\left. \begin{aligned} b > b_{min.} &= W_k \cdot \sin \beta_b + b_m \cdot \cos \beta_b \\ b_m &> 1.2 + 0.01B \cdot W_k \end{aligned} \right\} \quad (E2/51)$$

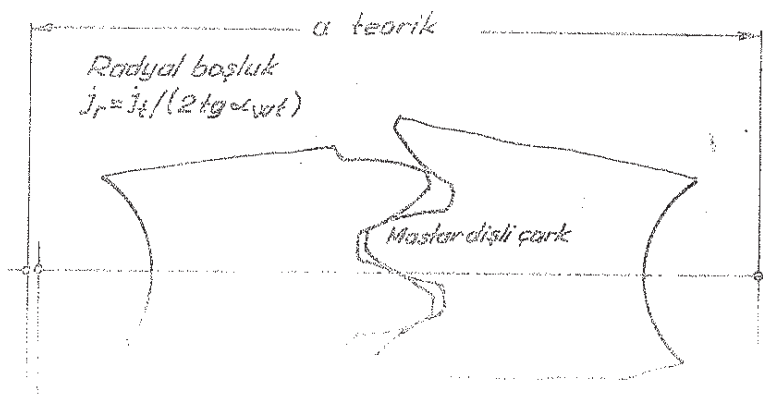
şeklinde vermiştir:

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_t \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

Artık, diş kalınlığını ölçmek için pratikte en çok kullanılan ilk iki yöntem incelenmiş bulunmaktadır. Diğer yöntemlerin ise sadece, ölçme şekillerinin verilmesi ile yetinilecektir.



Şekil E2.25 - İki bilya arasındaki mesafenin ( $M_d$ ) ölçülmesi (DIN 3560)



bu ölçümde master dişli çark ile boşlukta ve aksentörün olması ölçümün doğruluğu için büyük önem taşımaktadır. İş kalınlığı toleransının elde edilmesinde bu ölçümün büyük önemi vardır.

Örnek [L.46] - Helisel alın dişli çark çiftinden oluşan bir V-Mekanizması için, diş kalınlığı ve dişler arasındaki uzunluk toleransları ile yan boşluk değerlerinin hesaplanması istenmektedir.

Verilen değerler:

Diş sayıları	: $Z_1 = 22$ ; $Z_2 = 39$
Normal modül	: $m_n = 2,5$ mm.
Normal kavrama açısı	: $\alpha_n = 20^\circ$
Helis açısı	: $\beta = 15^\circ$
Alın kavrama açısı	: $\alpha_t = 20^\circ 38' 49''$
Pinyonun helis yönü	: Sağ
Çarkın helis yönü	: Sol
Diş genişliği	: $b = 18$ mm.
Nominal-Eksenler arası mesafe	: $a = 80$ mm.
Sıfır-Eksenler arası mesafe	: $a_d = 78,940$ mm.
Taksimat dairesi çapları	: $d_1 = 56,940$ mm. ; $d_2 = 100,940$ mm.
Profil kaydırma faktörleri	: $X_1 = 0,300$ ; $X_2 = 0,144$

Çözüm :

1- Kalite ve tolerans alanı

6efS"

2- Eşdeğer diş sayıları

$$Z_n \approx Z / \cos^3 \beta \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$Z_{n1} = 22 / \cos^3 15 \quad \underline{\underline{\| Z_{n1} = 24,41}}$$

$$Z_{n2} = 39 / \cos^3 15 \quad \underline{\underline{\| Z_{n2} = 43,27}}$$

3- Ölçülen diş sayıları

Şekil E2.23'e göre ;

$$\left. \begin{array}{l} X_1 = 0,3 \\ Z_{n1} = 24,41 \end{array} \right\} \underline{\underline{\| k_1 = 4}}$$

$$\left. \begin{array}{l} X_2 = 0,144 \\ Z_{n2} = 43,27 \end{array} \right\} \underline{\underline{\| k_2 = 5}}$$

4- Dişler arasındaki uzunluk

$$W_k = m_n \cdot \cos \alpha_n \left[ (k-0,5) \cdot \pi + Z \cdot \text{inv} \alpha_t + 2x \cdot \text{tg} \alpha_n \right] \quad (\text{Eşitlik E2/46})$$

• Pinyon için.

$$W_{k1} = 2,5 \cdot \cos 20^\circ \left[ (4-0,5) \cdot \pi + 22 \cdot \text{inv} 20^\circ 38' 49'' + 2 \cdot 0,3 \cdot \text{tg} 20^\circ \right]$$

$$W_{k1} = 2,5 \cdot 0,9397 \left[ 3,5 \pi + 22 \cdot 0,016453 + 2 \cdot 0,3 \cdot 0,3640 \right]$$

$$\|W_{k1} = 27,195 \text{ mm.}$$

• Çark için,

$$W_{k2} = 2,5 \cdot \cos 20^\circ [(5-0,5)\pi + 39 \operatorname{inv} 20^\circ 38'49'' + 2 \cdot 0,144 \cdot \tan 20^\circ]$$

$$W_{k2} = 2,5 \cdot 0,9397 [4,5 \cdot \pi + 39 \cdot 0,016453 + 2 \cdot 0,144 \cdot 0,3640]$$

$$\|W_{k2} = 34,966 \text{ mm.}$$

5- Dişler arasındaki uzunluğun ölçülmesi için gerekli olan en küçük diş genişliği

$$b_{\min.1} = W_{k1} \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha_n \quad (\text{Eşitlik E2/50})$$

$$b_{\min.1} = 27,195 \cdot \sin 15^\circ \cdot \cos 20^\circ$$

$$\|b_{\min.1} \approx 6,6 \text{ mm.}$$

$$b_{\min.2} = 34,966 \cdot \sin 15^\circ \cdot \cos 20^\circ$$

$$\|b_{\min.2} = 8,5 \text{ mm.}$$

$b = 18 \text{ mm} > b_{\min.}$  dolayısıyla dişler arasındaki uzunluk ölçülebilecek.

6- Diş kalınlığı ve dişler arasındaki uzunluk toleransları

• Pinyon için,

$m_n = 2,5 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 56,94 \text{ mm}$  ve tolerans alanı 6 ef. Bu durumda Cetvel E2.9'a göre;

- Diş kalınlığı toleransları:

$$\text{Toleransın üst sınırı : } A_{se1} = -0,018 \text{ mm.}$$

$$\text{Toleransın alt sınırı : } A_{si1} = -0,045 \text{ mm.}$$

Diş kalınlığı toleransı:  $T_s = 0,018 \text{ mm}$  (0,018 mm ile 0,045 mm sınır değerleri arasında bulunabilir)

- Dişler arasındaki uzunluk toleransları:

$$\text{Toleransın üst sınırı : } A_{we1} = -0,017 \text{ mm.}$$

$$\text{Toleransın alt sınırı : } A_{wi1} = -0,042 \text{ mm.}$$

$$\text{Dişler arasındaki uzunluk toleransı : } T_w = 0,017 \text{ mm.}$$

Eşitlik E2/47 ye göre normal kesitte, dişler arasındaki uzunluk toleransının sınır değerleri,

$$A_{wne1} = A_{we1} \cdot \cos \beta = -0,017 \cdot \cos 15^\circ$$

$$\|A_{wne1} = -0,016 \text{ mm.}$$

$$A_{wni1} = A_{wi1} \cdot \cos \beta = -0,042 \cdot \cos 15^\circ$$

$$\|A_{wni1} = -0,041 \text{ mm.}$$

Normal kesitte, dişler arasındaki uzunluk toleransı,

$$T_{wn} = T_w \cdot \cos \beta = 0,017 \cdot \cos 15^\circ$$



$\parallel T_{wn} = 0,016 \text{ mm}$  (0,016 mm ile 0,041 mm sınır değerleri arasında bulunabilir).

• Çark için ,

$m_n = 2,5 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 100,940 \text{ mm}$  ve tolerans alanı 6 ef. Benzer işlemler yapılarak

Diş kalınlığı toleransının sınır değerleri:  $A_{se2} = -0,020 \text{ mm}$ ,  $A_{si2} = -0,050 \text{ mm}$ .

Diş kalınlığı toleransı :  $T_s = 0,020 \text{ mm}$  (0,020 mm ile 0,050 mm sınır değerleri arasında bulunabilir).

Dişler arasındaki uzunluk toleransının sınır değerleri:  $A_{we2} = -0,019 \text{ mm}$ ,  $A_{wi2} = -0,047 \text{ mm}$ .

Dişler arasındaki uzunluk toleransı :  $T_w = 0,019 \text{ mm}$

Normal kesitte, dişler arasındaki uzunluk toleransının sınır değerleri ,

$$A_{wne2} = A_{we2} \cdot \cos \beta = -0,019 \cdot \cos 15$$

$$\parallel A_{wne2} = -0,018 \text{ mm.}$$

$$A_{wni2} = A_{wi2} \cdot \cos \beta = -0,047 \cdot \cos 15$$

$$\parallel A_{wni2} = -0,045 \text{ mm}$$

Normal kesitte, dişler arasındaki uzunluk toleransı ,

$$T_{wn} = T_w \cdot \cos \beta = 0,019 \cdot \cos 15$$

$\parallel T_{wn} = 0,018 \text{ mm}$  (0,018 mm ile 0,045 mm sınır değerleri arasında bulunabilir).

elde edilir.

7- Dişler arasındaki uzunluklar

Pinyonda  $k=4$  için dişler arasındaki uzunluk

$$\parallel W_{k1} = 27,195 \begin{matrix} -0,016 \\ -0,041 \end{matrix} \text{ mm.}$$

ve

Çarkta  $k=5$  için dişler arasındaki uzunluk ,

$$\parallel W_{k2} = 34,966 \begin{matrix} -0,018 \\ -0,045 \end{matrix} \text{ mm.}$$

olur.

8- Kavrama açısı (Yuvarlanma silindirinde) veya işletme kavrama açısı

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{\alpha_d}{\alpha} \cos \alpha_t \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{78,94}{80} \cos 20^\circ 38' 49'' = 0,9234$$

$$\parallel \alpha_{wt} = 22^\circ 34' 33''$$

9- Alın kesitinde, işletme kavrama açısı  $\alpha_{wt}$  için dönüşüm faktörü

$$L = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}} \quad (\text{Cetvel E2-10})$$

$$L = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} 22^\circ 34' 33''}$$

$$\| L = 0,8754$$

Düz alın dişli çark mekanizmaları	Formüller	Açıklamalar
Sıfır- Mekanizmaları ( $20^\circ$ den farklı kavrama açısı $\alpha$ ile)	$L = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} \alpha}$	—
V- Mekanizmaları (işletme kavrama açısı $\alpha_w$ ile)	$L = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} \alpha_w}$	$\operatorname{Cos} \alpha_w = \frac{d_d}{\alpha} \operatorname{Cos} \alpha$
Helisel alın dişli çark mekanizmaları	Formüller	Açıklamalar
Sıfır- Mekanizmaları (Alın kavrama açısı $\alpha_t$ ile)	$L = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} \alpha_t}$	—
V- Mekanizmaları (işletme kavrama açısı $\alpha_{wt}$ ile)	$L = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}$	$\operatorname{Cos} \alpha_{wt} = \frac{\alpha_d}{\alpha} \operatorname{Cos} \alpha_t$

Cetvel E2-10 - İki taraflı yuvarlanma - yuvarlanma hatası ve dışten dişe bileşik hata için aynı zamanda eksenler arası mesafe toleransı için dönüşüm faktörü  $L$  [L.46].

10- Müsaade edilen iki taraflı yuvarlanma hatası

Cetvel E2-9'a göre;

$$F_{f1}'' = 0,025 \cdot L = 0,025 \cdot 0,8754$$

$$\| F_{f1}'' = 0,022 \text{ mm.}$$

$$F_{f2}'' = 0,028 \cdot L = 0,028 \cdot 0,8754$$

$$\| F_{f2}'' = 0,025 \text{ mm.}$$

11- Müsaade edilen iki taraflı yuvarlanma - dışten dişe bileşik hata

Cetvel E2-9'a göre;

$$f_{f1}'' = 0,009 \cdot L = 0,009 \cdot 0,8754$$

$$\| f_{f1}'' = 0,008 \text{ mm.}$$

$$f_{f2}'' = 0,010 \cdot L = 0,010 \cdot 0,8754$$

$$\| f_{f2}'' = 0,009 \text{ mm.}$$

12- Diş genişliği için, müsaade edilen diş yönü hatası

Cetvel E2-9'a göre, kalite 6 ya karşılık gelen 100 mm diş genişliği için

diş yönü hatası

$$\| f_{\beta} = 0,021 \text{ mm}$$

18 mm diş genişliği için

$$f_{\beta 18} = \frac{f_{\beta}}{100} \cdot 18 = \frac{0.021}{100} \cdot 18$$

$$\| \underline{f_{\beta 18} \approx 0.004 \text{ mm.}}$$

13- Eksenler arası mesafe toleransı

Cetvel E2-11'e göre ; nominal ölçü 80 mm, kalite 6 ve tolerans alanı j için eksenler arası mesafe toleransı

$$A_{\alpha} = \pm 0.020 \cdot L = \pm 0.020 \cdot 0.8754$$

$$\| \underline{A_{\alpha} = \pm 0.018 \text{ mm.}}$$

Eksenler arası mesafe (nominal ölçü) mm. olarak

6,3 ten 16 dan 40 dan 100 den 250 den 630 dan  
16 ya kadar 40'a kadar 100'e kadar 250'ye kadar 630'a kadar 1600 kadar

Kalite	Eksenler arası mesafe toleransları $A_{\alpha}$ ( $\mu\text{m}$ ( $1\mu\text{m} = 0,001\text{mm}$ ))	
	j	K
4	$\pm 6$	$\pm 12$
5	$\pm 8$	$\pm 16$
6	$\pm 9$	$\pm 18$
7	$\pm 10$	$\pm 20$
8	$\pm 11$	$\pm 22$
9	$\pm 12$	$\pm 24$
10	$\pm 14$	$\pm 28$
	$\pm 16$	$\pm 32$
	$\pm 18$	$\pm 36$
	$\pm 20$	$\pm 40$
	$\pm 22$	$\pm 45$
	$\pm 25$	$\pm 50$
	$\pm 28$	$\pm 56$
	$\pm 32$	$\pm 63$
	$\pm 36$	$\pm 71$
	$\pm 40$	$\pm 80$
	$\pm 45$	$\pm 90$
	$\pm 50$	$\pm 100$
	$\pm 56$	$\pm 110$
	$\pm 63$	$\pm 125$
	$\pm 71$	$\pm 140$
	$\pm 80$	$\pm 160$
	$\pm 90$	$\pm 180$
	$\pm 100$	$\pm 200$
	$\pm 110$	$\pm 225$
	$\pm 125$	$\pm 250$
	$\pm 160$	$\pm 320$

Kalite çizgisi

Tolerans çizgisi

Eksenler arası mesafe çizgisi

Cetvel E2-11- Eksenler arası mesafe toleransları

(TGL D-3964). [L.46].

14 - Yan boşluk (kavrama doğrusu üzerinde)

$$j_{nmin.} = -(A_{se1} + A_{se2}) \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta + 2 A_{di} \cdot \sin \alpha_{wn} \quad (E2/52)$$

$$j_{nmax.} = -(A_{si1} + A_{si2}) \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta + A_{de} \cdot \sin \alpha_{wn} \quad (E2/53)$$

$\alpha_{wn}$  - İşletme kavrama açısı (normal kesitte)

$$\operatorname{tg} \alpha_{wn} \cong \operatorname{tg} \alpha_{wt} \cdot \cos \beta \quad (E2/54)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{wn} = \operatorname{tg} 22^\circ 34' 33'' \cdot \cos 15^\circ = 0,4016$$

$$\| \alpha_{wn} \cong 21^\circ 53'$$

$$j_{nmin} = -(-0,018 - 0,020) \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos 15^\circ - 2 \cdot 0,018 \cdot \sin 21^\circ 53'$$

$$\| j_{nmin} = 0,021 \text{ mm.}$$

$$j_{nmax.} = -(-0,045 - 0,050) \cos 20^\circ \cdot \cos 15^\circ + 2 \cdot 0,018 \cdot \sin 21^\circ 53'$$

$$\| j_{nmax.} \cong 0,1 \text{ mm.}$$

Örnek [L.12] - Helisel alın dişli çark çiftinden oluşan bir V-Mekanizması için,

a) Taksimat dairesi çapları  $d_1, d_2$  ve baş dairesi çapları  $d_{a1}, d_{a2}$

b) Eksenler arası mesafe  $a$

c) Normal diş kalınlıklarının nominal ölçüsü  $s_{n1}, s_{n2}$

d) Teorik yan boşluk  $j_{tmin.}$  ve  $j_{tmax.}$

değerlerinin hesaplanması istenmektedir.

Verilen değerler :

Normal modül :  $m_n = 5 \text{ mm.}$

Diş sayıları :  $Z_1 = 20 ; Z_2 = 97$

Profil kaydırma faktörleri :  $x_1 = 0,4 ; x_2 = 0,2389$

Çark genişliği :  $b = 70 \text{ mm.}$

Helis açısı :  $\beta = 9,8969^\circ$

Dişli kalitesi ve diş kalınlığı toleransı : Pinyon için 6cd27 } (DIN 3967)  
Çark için 7cd26

Eksenlerarası mesafe toleransı :  $j_s 7$  (DIN 3964)

Çözüm :

a) Taksimat dairesi çapları,

$$d = Z \cdot m_n / \cos \beta \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$d_1 = 20 \cdot 5 / \cos 9,8969 \quad \left\{ \quad d_2 = 97 \cdot 5 / \cos 9,8969 \right.$$

$$\| d_1 = 101,512 \text{ mm.} \quad \left\| \quad d_2 = 492,326 \text{ mm.}$$

Baş dairesi çapları,

$$d_a = d + 2mn(1+x) \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$\left. \begin{aligned} d_{a1} &= 101,512 + 2 \cdot 5(1+0,4) \\ d_{a1} &= 115,512 \text{ mm} \end{aligned} \right\} \left. \begin{aligned} d_{a2} &= 492,326 + 2 \cdot 5(1+0,2389) \\ d_{a2} &= 504,715 \text{ mm.} \end{aligned} \right.$$

b) V- Mekanizması için eksenler arası mesafe

$$a = a_d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

• Sıfır- Eksenler arası mesafe

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$a_d = \frac{101,512 + 492,326}{2}$$

$$\| a_d = 296,919 \text{ mm.}$$

• Alın kavrama açısı

$$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$\tan \alpha_t = \tan 20 / \cos 9,8969 = 0,3695$$

$$\| \alpha_t = 20,2776^\circ$$

• Alın kesitinde, işletme kavrama açısı

$$\text{inv} \alpha_{wt} = 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_n + \text{inv} \alpha_t \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$\text{inv} \alpha_t = \tan \alpha_t - \frac{\alpha_t \cdot \pi}{180} \quad (\text{Çetvel E1.1})$$

$$\text{inv} 20,2776 = \tan 20,2776 - \frac{20,2776 \cdot \pi}{180} = 0,01556$$

$$\text{inv} \alpha_{wt} = 2 \frac{0,4 + 0,2389}{20 + 97} \cdot \tan 20^\circ + 0,01556$$

$$\| \text{inv} \alpha_{wt} = 0,019535$$

Çetvel E1.1'e göre  $\alpha_{wt}$  açısını hesaplayalım.

$$\mathcal{Q}_0 = \sqrt[3]{3 \cdot \text{inv} \alpha} = \sqrt[3]{3 \cdot 0,019535} = 0,388429$$

$$\mathcal{Q}_0 = \mathcal{Q}_0 \cdot \frac{180}{\pi} = 0,388429 \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\alpha_0 = 22,2553^\circ$$

Kontrol:  $\delta = \text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha = \tan \alpha_0 - \mathcal{Q}_0 - \text{inv} \alpha < 10^{-4}$

$$\delta = \tan 22,2553 - 0,388429 - 0,019535$$

$$\delta = 13 \cdot 10^{-4} > 10^{-4} \text{ uygun değil}$$

$$\widehat{\alpha}_{n+1} = \frac{-\operatorname{tg} \alpha_n + \widehat{\alpha}_n + \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg}^2 \alpha_n} + \widehat{\alpha}_n$$

$$\widehat{\alpha}_1 = \frac{-\operatorname{tg} \alpha_0 + \widehat{\alpha}_0 + \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg}^2 \alpha_0} + \widehat{\alpha}_0$$

$$\widehat{\alpha}_1 = \frac{-\operatorname{tg} 22,2553 + 0,388429 + 0,019535}{(\operatorname{tg} 22,2553)^2} + 0,388429$$

$$\widehat{\alpha}_1 = 0,3809 \quad \alpha_1 = 0,3809 \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\alpha_1 = 21,8260^\circ$$

$$\text{Kontrol: } \delta = \operatorname{tg} \alpha_1 - \widehat{\alpha}_1 - \operatorname{inv} \alpha < 10^{-4}$$

$$\delta = \operatorname{tg} 21,8260 - 0,3809 - 0,019535$$

$$\delta = 6,3 \cdot 10^{-5} < 10^{-4} \text{ uygun}$$

$$\|\alpha_{\text{wt}} = 21,8260^\circ$$

$$\alpha = 296,919 \frac{\cos 20,2776}{\cos 21,8260} = 300,02$$

$$\|\alpha = 300 \text{ mm.}$$

c) Pinyon ve çark için normal diş kalınlıklarının nominal ölçüsü

$$S_n = m_n \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$S_{n1} = 5 \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,4 \cdot \operatorname{tg} 20 \right) \quad \left\{ \quad S_{n2} = 5 \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,2389 \cdot \operatorname{tg} 20 \right) \right.$$

$$\| S_{n1} = 9,3099 \text{ mm.} \quad \left\{ \quad \| S_{n2} = 8,7235 \text{ mm} \right.$$

d) Max. ve minimum teorik yan boşluk

• Müsaade edilen diş kalınlığı değişmesi

Pinyon için,

$$\left. \begin{array}{l} m_n = 5 \text{ mm} \\ d_1 = 101,512 \text{ mm} \\ \text{Dişli kalitesi} = 6 \end{array} \right\} \| R_{s1} = 14 \mu\text{m} \quad (\text{Çetvel E2.1})$$

Çark için,

$$\left. \begin{array}{l} m_n = 5 \text{ mm} \\ d_2 = 492,326 \text{ mm} \\ \text{Dişli kalitesi} = 7 \end{array} \right\} \| R_{s2} = 25 \mu\text{m} \quad (\text{Çetvel E2.1})$$

• Dişli kalınlığı toleransının üst sınırı

Pinyon için,

$$\left. \begin{array}{l} d_1 = 101,512 \text{ mm} \\ \text{Tolerans alanı} = C d \end{array} \right\} \| A_{snet} = -70 \mu\text{m.} \quad (\text{Çetvel E2.6 a})$$

Çark için,

$$\left. \begin{array}{l} d_2 = 492,326 \text{ mm.} \\ \text{Tolerans alanı} = c_d \end{array} \right\} \| \underline{A_{sne2}} = -130 \mu\text{m.} \text{ (Cetvel E2.6a)}$$

• Diş kalınlığı toleransı,

Pinyon için,

$$\left. \begin{array}{l} d_1 = 101,512 \text{ mm.} \\ \text{Tolerans alanı} = 27 \end{array} \right\} \| \underline{T_{sn1}} = -100 \mu\text{m} \text{ (Cetvel E2.6b)}$$

Çark için,

$$\left. \begin{array}{l} d_2 = 492,326 \text{ mm.} \\ \text{Tolerans alanı} = 26 \end{array} \right\} \| \underline{T_{sn2}} = -100 \mu\text{m} \text{ (Cetvel E2.6b)}$$

Kontrol:  $|T_{sn}| > 2 R_s$  (Eşitlik E2/9)

$$\left. \begin{array}{l} |T_{sn1}| > 2 R_{s1}, \quad 100 > (2 \cdot 14) \\ |T_{sn2}| > 2 R_{s2}, \quad 100 > (2 \cdot 25) \end{array} \right\} \text{ Uygun}$$

• Diş kalınlığı toleransının alt sınırı

Pinyon için,

$$A_{sni1} = A_{sne1} + T_{sn1} \text{ (Eşitlik E2/7)}$$

$$A_{sni1} = -70 - 100$$

$$\| \underline{A_{sni1}} = -170 \mu\text{m.}$$

Çark için,

$$A_{sni2} = A_{sne2} + T_{sn2} \text{ (Eşitlik E2/8)}$$

$$A_{sni2} = -130 - 100$$

$$\| \underline{A_{sni2}} = -230 \mu\text{m.}$$

• Toleranslı normal diş kalınlığı

Pinyon için,

$$S_{n1} = 9,3099 \begin{array}{l} -0,07 \\ -0,17 \end{array} \text{ mm.}$$

$$\| \underline{S_{n1max.}} = 9,2399 \text{ mm.} \quad \| \underline{S_{n1min.}} = 9,1399 \text{ mm.}$$

Çark için,

$$S_{n2} = 8,7235 \begin{array}{l} -0,13 \\ -0,23 \end{array} \text{ mm.}$$

$$\| \underline{S_{n2max.}} = 8,5935 \text{ mm.} \quad \| \underline{S_{n2min.}} = 8,4935 \text{ mm}$$

• Eksenler arası mesafe toleransının sınır değerleri

$$\alpha = 300 \text{ mm.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{ISO tolerans alanı } j_s7 \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} \underline{A_{ae}} = +26 \mu\text{m} \\ \underline{A_{ai}} = -26 \mu\text{m} \end{array} \right\} \text{ (Cetvel E2.8)}$$

Kontrol:  $|Asne| \geq |Aai|$  ;  $|Asne| \geq |Aai|$  (Eşitlik E2/10)

$$\left. \begin{array}{l} 70 > 26 \\ 130 > 26 \end{array} \right\} \text{Uygun.}$$

• Toplam dış kalınlığı toleransları

$$\Sigma Asne = (-70) + (-130) = -200 \mu m$$

$$\Sigma Asni = -(170) + (-230) = -400 \mu m$$

Alın kesitinde,

$$\Sigma Aste = \frac{\Sigma Asne}{\cos \beta} = \frac{-200}{\cos 9,8969} = -203 \mu m$$

$$\Sigma Asti = \frac{\Sigma Asni}{\cos \beta} = \frac{-400}{\cos 9,8969} = -406 \mu m$$

• Başlık değişimi (Eksenler arası mesafe toleransına bağlı olarak)

$$\Delta J_{\alpha} \approx 2 \cdot A_{\alpha} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (E2/55)$$

$$\Delta J_{ae} = 2 A_{ae} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = 2 \cdot 26 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 9,8969} = 19 \mu m$$

$$\Delta J_{ai} = 2 A_{ai} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = -2 \cdot 26 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 9,8969} = -19 \mu m$$

Max. ve minimum teorik yan boşluk

$$\left. \begin{array}{l} J_{tmax.} = -\Sigma Asti + \Delta J_{ae} = -\frac{\Sigma Asni}{\cos \beta} + \Delta J_{ae} \\ J_{tmin.} = -\Sigma Aste + \Delta J_{ai} = -\frac{\Sigma Asne}{\cos \beta} + \Delta J_{ai} \end{array} \right\} \quad (E2/56)$$

$$J_{tmax.} = -(-406) + 19$$

$$\| \underline{J_{tmax.} = 425 \mu m}$$

$$J_{tmin.} = -(-203) - 19$$

$$\| \underline{J_{tmin.} = 184 \mu m}$$



## EK-3-ALIN DIŞLİ ÇARK MEKANİZMALARININ ŞEKİLLENDİRİLMESİ

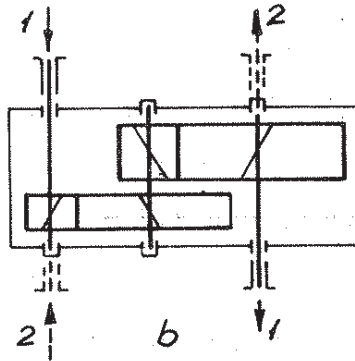
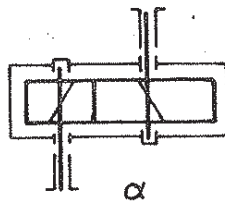
### E3.1- Mekanizmaların konstrüktif şekilleri ve dişli çarkların tertiplenme tarzları

Öncelikle millerin yatay olması ve kutunun bölünme yüzeyinin mil düzleminde bulunması tercih edilir (Şekil E3.6 ve E3.12). Küçük ve orta boy dişli kutuları tek parça olarak da yapılır. Montaj ve demontaj için yan taraflara flânslı büyük kapaklar konulabilir (Şekil E3.5).

Mekanizma ölçüsü büyüdükçe çok yollu sisteme gidilerek gücün dağıtılması daha avantajlıdır. Örneğin, dönme momentinin pinyon dişlisinden birkaç dişliye aktarılıp buradan direkt olarak veya başka bir pinyon dişlisi aracılığı ile büyük çıkış dişlisine iletilmesi (Şekil E3.4b,c). Burada gücün eşit olarak dağıtılması (diş kuvvetlerinin dengelenmesi) elastik ara parçalar yardımıyla veya pinyon dişlisinin kendi kendini ayarlayabilecek şekilde yapılmasıyla garantiye alınmalıdır. Özellikle plânet dişli mekanizmalar (birden fazla ara dişliler) daha hafif ve daha küçük ölçüde yapılabilirler (Şekil E3.4c).

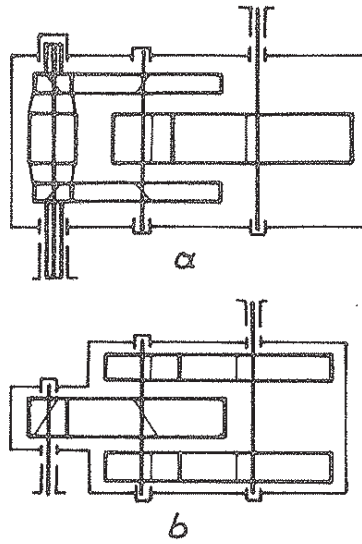
Çok kademeli (birden fazla çevrim oranı  $i$ ) mekanizmalarda giriş-çıkış millerinin aynı eksen üzerinde mi olacağı (eksenler arası mesafe  $a_1 = a_2$ , Şekil E3.12), dişli kademelerinin yan yana mı (mil eksenleri yönünde) yoksa arka arkaya mı konulacağı bir karara bağlanmalıdır. Bu nedenele, dişli çarkların tertiplenme tarzları ile ilgili bazı bilgiler aşağıda verilmiştir:

- Giriş-çıkış milleri her iki yanda ve birbirine paralel olan mekanizmalar (Şekil E3.1, E3.2, E3.3 ve E3.11)
- Giriş-çıkış milleri aynı eksen üzerinde olan (eş eksenli) mekanizmalar (Şekil E3.4, E3.12)
- Güç dağıtımı yapılan mekanizmalar (Şekil E3.4 b,c)
- Planet mekanizmaları (Şekil E3.4 c)



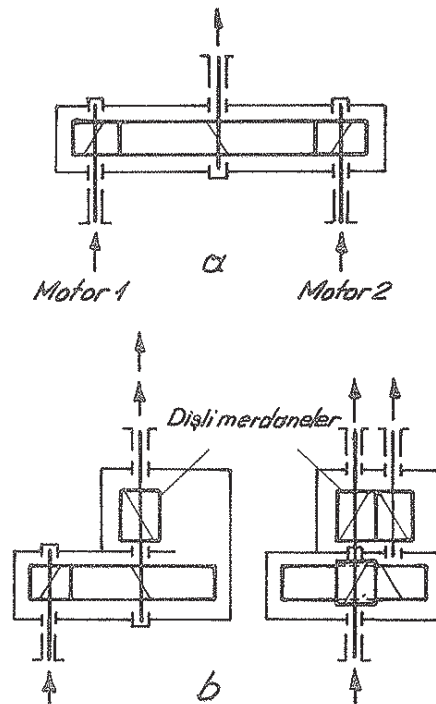
*Şekil E3.1 - Giriş - çıkış milleri her iki yanda ve birbirine paralel olan mekanizmaların normal konstrüktif şekli.*

- a) • Bir kademede  $i < 6$  ( $\theta$ ) çevrim oranı gerçekleştirilebilir;
- Büyük güçlere ve devir sayılarına uygulamak mümkündür;
  - Eksenler arası mesafesi küçük olan ve simetrik yataklanmış dişlileri kullanmak uygundur;
  - Pinyon için şekil değiştirme (deformasyon) azdır;
  - En çok, yüksek devirli mekanizmalar ve bahriye mekanizmalarında kullanılır.
- b) • İki kademede  $6 < i < 25$  (35) } Çevrim oranları gerçekleştirilebilir;  
 Üç kademede  $25 < i < 160$  }
- Miller üzerinde çarkların asimetrik dizilmesinden dolayı tek taraflı aşırı yüklenme tehlikesi ortaya çıkabilir, bunun önlenmesi için:
    - Kuvvet akışı 1-1 seçilir (burulma ve eğilme tesiri, pinyon mili ve çıkış milinde ters)
    - Eğilmeye karşı rijit olan pinyon mili tavsiye edilir. Örneğin, mil ile tekparça (yekpare) pinyon (Şekil 7.1 ve E3.14) gibi;
    - Mil üzerinde iki helisel dişli çark bulunduğu zaman, bu dişlilerin diş yönleri a. şekilde olmalıdır, ki aksenal kuvvetler aksi yönde tesir etsin. Bunun için her iki dişlinin diş yönleri aynı alınmalıdır (Şekil E3.14)

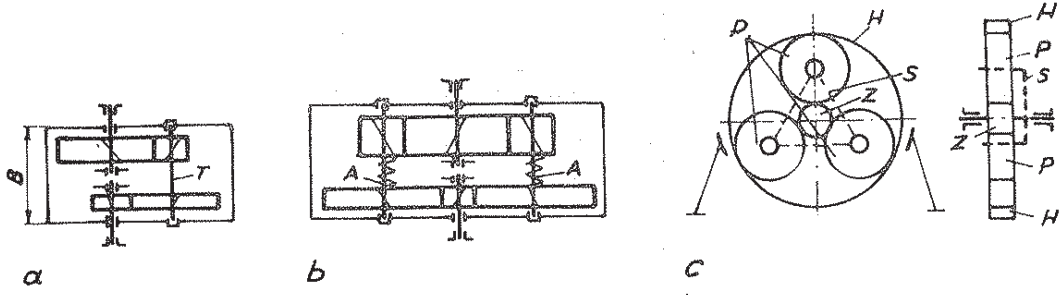


Şekil E3.2 - Dişli çarkların tertiplenme tarzları simetrik ve giriş-çıkış milleri her iki yanda birbirine paralel olan mekanizmalar. Diş genişliğinin, ok dişlinin her iki yarısına bölünmesinden dolayı daha küçük çaplar gerçekleştirilebilir, sadece büyük mekanizmalarda ekonomik olmaktadır.

- a) Basit bir mekanizma kutusu; ortada ve yataklar arasındaki ikinci kademe aşırı yüklenmiş, dolayısıyla pinyon milinin ve orta milin rijit olması gereklidir.
- b) Karmaşık bir mekanizma kutusu; kısa pinyon milinin rijit yataklanması, orta ve alçak devirli milin de rijit olması gereklidir.



Şekil E3.3 -



Şekil E3.4- Giriş-çıkış milleri aynı eksen üzerinde (eş eksenli) olan mekanizmalar.

a) Güç dağıtımını yapılmamış mekanizmalar (C- mekanizmaları)

- Basit bir konstrüksiyon,
- Mekanizma kutusunda giriş ve çıkış milleri tek taraflı,
- Kutunun aksenal uzunluğu (B) büyük (giriş ve çıkış millerinin içerde, birbiri ardındaki iki yatak ile yataklanması),
- Uzun ara milinde (T) kuvvetli deformasyon,
- 1. ve 2. kademelerin aksenler arası mesafeleri eşit.

b) Güç dağıtımını yapılmış mekanizmalar

- Çok yollu (iki veya daha çok) kuvvet dağıtımını yapılmış,
- Gücün eşit olarak dağıtılması (diş kuvvetlerinin dengelenmesi) için elâstik ara parçalar (A) kullanılmış (pinyonun kendi kendini kuvvet durumuna göre ayarlayabilmesi ile de mümkün)

c) Güç dağıtımını yapılmış mekanizmalar (Planet mekanizmaları)

S- Plânet taşıyıcı kol

P- Plânetler

H- Dış güneş dişlisi

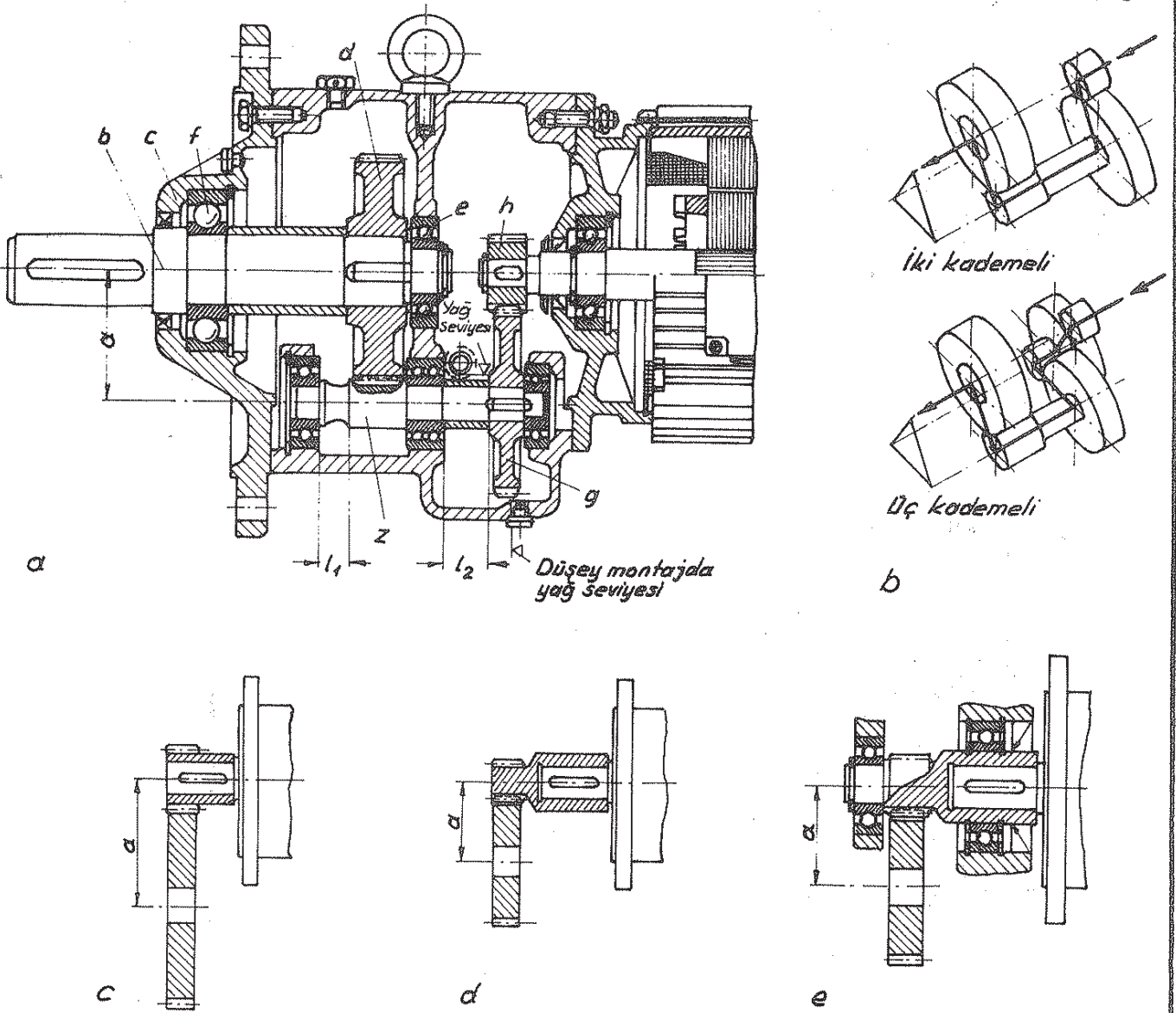
Z- İç güneş dişlisi

Şekil E3.3- Giriş-çıkış milleri her iki yanda birbirine paralel olan taşıyıcı ve dağıtıcı mekanizmalar.

a) İki motor ile tahrik edilen mekanizmalar. Örneğin, gemi ve silindirik değirmen mekanizmaları.

- İtinai bir şekilde ayarlanmış motorlar ve yol vericilerde, her bir diş kavraması için yaklaşık olarak gücün 1/2 si düşünülür.
- Resimdeki kuvvet akışının ters yönde olması hali, dağıtıcı mekanizmaya tekabül eder.

b) Hodde mekanizmaları (Şekil E3.10). bir giriş (döndüren) iki çıkış (döndürülen) mili mevcut olup güç dağıtımı 50/50, muhtemelen 60/40, dolayısıyla dişli merdanelerin dişlileri gücün yaklaşık % 60'ına göre dizayn edilmiştir.



Şekil E3.5 - a) Elektrik motoru için flânşlı mekanizma (SEW).

$P=4 \text{ kW}$ ;  $n_1=1450 \text{ d/d}$ ;  $i=22,7$ ;  $\alpha=95 \text{ mm}$ .

b- Çıkış mili; c- Flânş; d- Çark 2; e, f- Tek sıra bilyalı yatak;

g- Çark 1; h- Pinyon 1; Z- Pinyon 2.

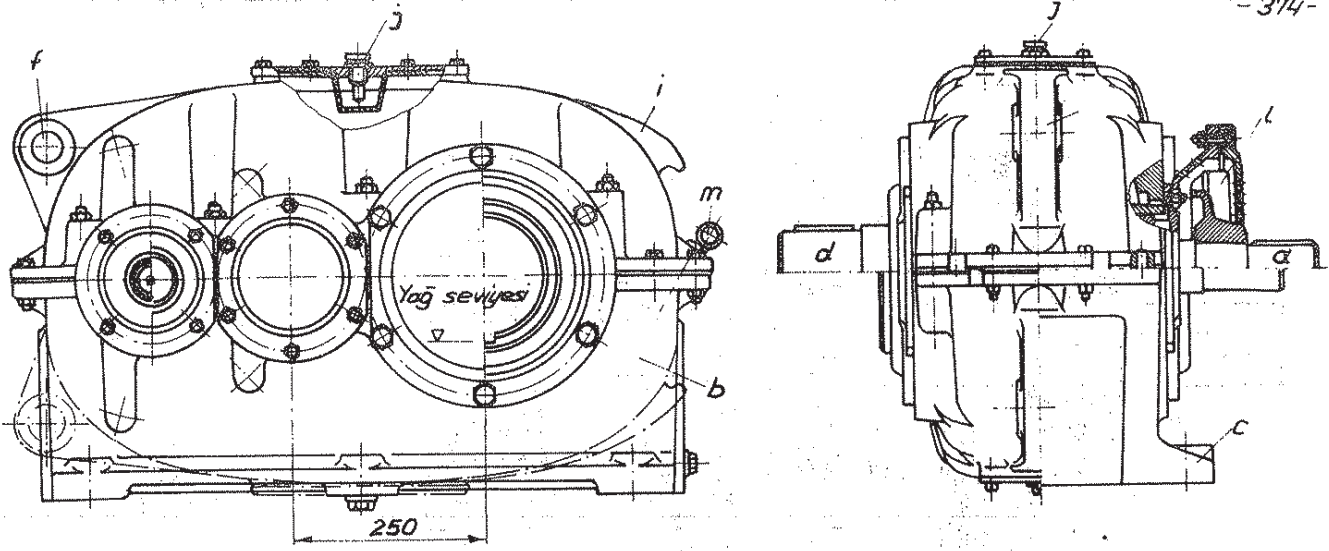
b) iki ve üç kademeli mekanizmalar

c, d, e) Mil çapı standart olan bir elektrik motorunun montajı için çeşitli şekiller.

c) Takma pinyon. Büyük çevrim oranında büyük eksenler arası mesafe meydana gelir, pinyonun et kalınlığı en küçüktür.

d) Küçük takma pinyon. Konstrüksiyon uzunluğu ve devirme momenti ortar

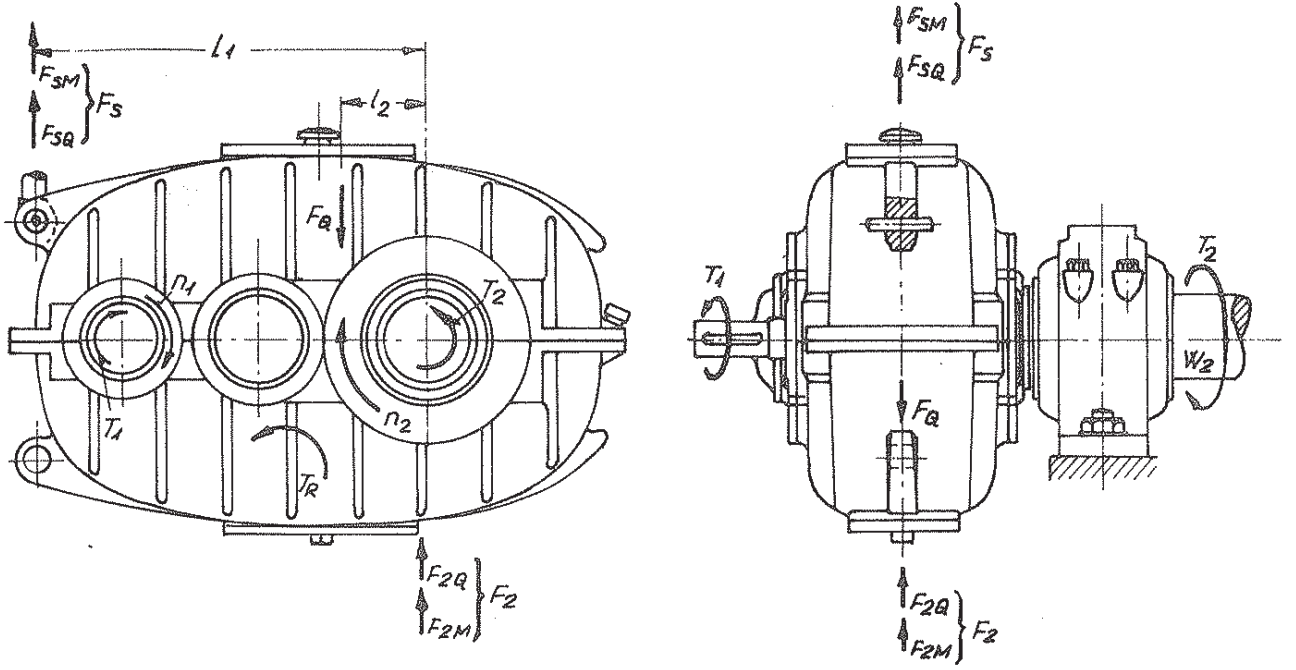
e) Pinyon, mekanizma kutusunda yataklanmış. Konstrüksiyon uzunluğunun artmasına karşın kapalı bir mekanizma elde edilir; pahalıdır.



Şekil E3.6 - Endüstri mekanizması (Flender, Bocholt).

$i = 7,1$  (giriş milinin sağ yarısı için),  $i = 20$  (giriş milinin sol yarısı için);  
 $P = 140 \dots 400$  kw.

- a - Giriş mili
- b - Mekanizma kutusu (noktalı çizgiler, sağ veya sol konstrüksiyon alternatifleri için)
- c - Teban kuşağı
- d - Çıkış mili
- d<sub>H</sub> - Çıkış mili (içi boş mil: İş makinasının giriş mili ile alan çeşitli bağlantıları Şekil E3.8 de gösterilmiştir).
- e - Konik makaralı yatak
- f - Askı halkası (döndürme momenti tepkisi için. Tepki kuvvetleri Şekil E3.7 de, döndürme momenti tepkisini üzerine alan bağlantılar Şekil E3.9 da gösterilmiştir)
- g - Paralel kama kanalı
- h - Silindirik makaralı yatak
- i - Kaldirma çenesi
- j - Delikli havalandırma borusu, yağ doldurma tapası ve sac perde (sıçrayan yağ toplayıcı sac)
- k - Kapak (çıkış mili tek taraflı olan mekanizma için)
- l - Ventilâtör
- m - Yağ seviyesi kontrol çubuğu



Şekil E3.7 - Takma mekanizma ve kuvvetlerinin durumu.

$F_{SQ}$  - Ağırliktan dolayı meydana gelen tepki kuvveti

$F_{SM}$  - Tepki momenti  $T_R$  den dolayı meydana gelen tepki kuvveti

$F_Q$  - Ağırlık kuvveti

$F_{2Q}$  - Ağırliktan dolayı meydana gelen çapraz kuvvet

$F_{2M}$  - Tepki momenti  $T_R$  den dolayı meydana gelen çapraz kuvvet

$T_1$  - Giriş momenti

$T_2$  - Çıkış momenti

$W_2$  - İş makinasının giriş mili

- Yüklenmemiş mekanizmadaki kuvvetler (Giriş milinde çapraz kuvvet yok):

$$\left. \begin{aligned} F_{SQ} + F_{2Q} - F_Q &= 0 \\ F_{SQ} \cdot L_1 - F_Q \cdot L_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} F_{SQ} \text{ tepki kuvveti ile } F_{2Q} \text{ çapraz kuvveti} \\ \text{elde edilir.} \end{array}$$

- Yüklenmiş mekanizmadaki kuvvetler:

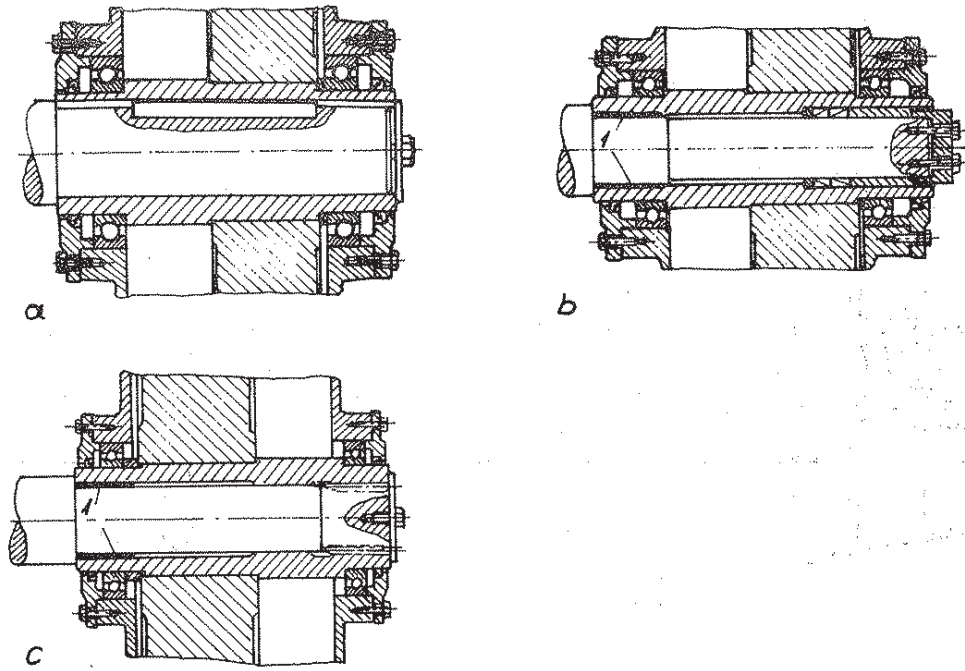
$$\left. \begin{aligned} T_R &= T_2 - T_1 \\ F_{SM} \cdot L_1 - T_R &= 0 \\ F_{SM} + F_{2M} &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} F_{SM} \text{ tepki kuvveti ile } F_{2M} \text{ çapraz kuvveti} \\ \text{elde edilir.} \end{array}$$

Dolayısıyla kuvvetlerin toplamı ;

$$\text{Tepki kuvveti } F_S = F_{SQ} + F_{SM} = F_Q \cdot L_2 / L_1 + (T_2 - T_1) / L_1$$

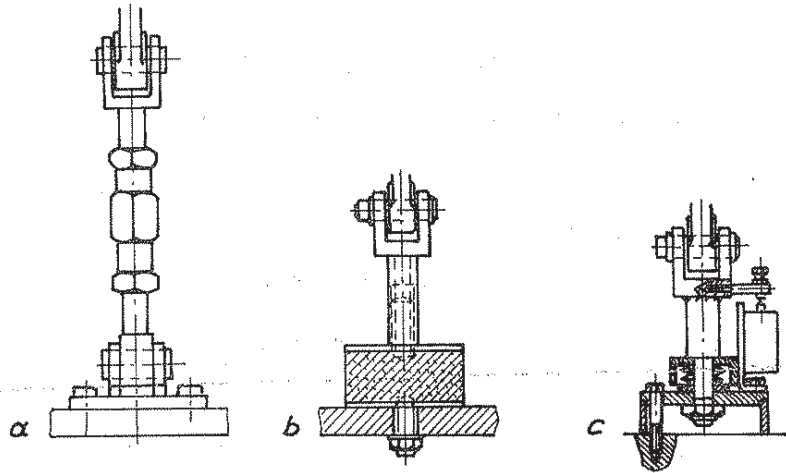
$$\text{Çapraz kuvvet } F_2 = F_{2Q} + F_{2M} = F_Q \cdot (1 - L_2 / L_1) - (T_2 - T_1) / L_1$$

şeklinde yazılır.



Şekil E3.8- Mekanizma çıkış milinin (içi boş mil) iş makinasının giriş mili ile olan bağlantı şekilleri

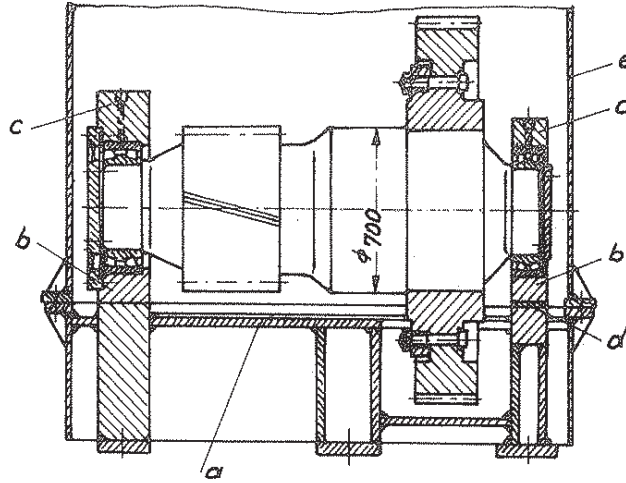
- a) Paralel kama (küçük mekanizmalar ve tek yönlü burulma momentleri için)
- b) Bilezik yay - gerilme elemanı -  
1- Bronz burç
- c) Evolvent - kısa dişli  
1- Bronz burç



Şekil E3.9- Döndürme momenti tepkisini üzerine alan bağlantılar.

- a) Rijit (ara civata ile ayar yapılabilir)
- b) Elâstik (kauçuk yay titreşimi absorbe eder)
- c) Elâstik (ayarlı bağlayıcı eleman aşırı yükler için uygundur)





Şekil E3.10- Haddde mekanizmasından bir kesit

- a) Rijitleştirilmiş kaide
- b) Yatak mesnedi (alt parça)
- c) Yatak mesnedi (üst parça)
- d) Ayar sacı
- e) Sac muhafaza

### E3.2 – Helisel alın dişli çark mekanizmalarına ait çeşitli konstrüksiyon örnekleri

#### Örnek 1 [L.46] – Bir kademeli alın dişli çark mekanizması (Şekil E3.11)

Verilen değerler:

Nominal güç :  $P = 3 \text{ kW}$

Pinyon devir sayısı :  $n_1 = 1000 \text{ d/d.}$

Çevrim oranı :  $i = z_2/z_1 = 48/21 = 2,28$

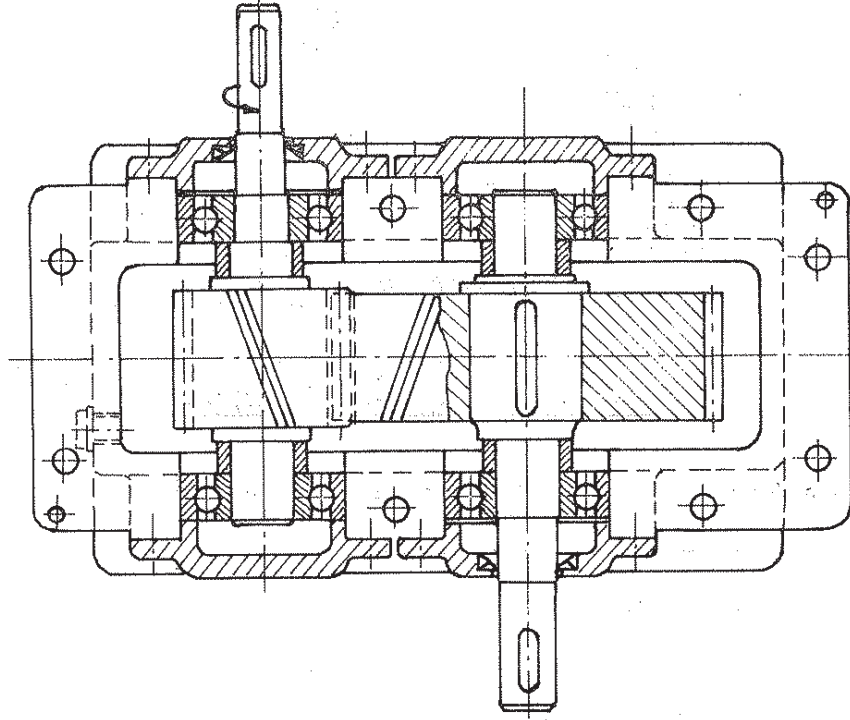
Modül :  $m_n = 2,25 \text{ mm.}$

Öngörülen malzeme : Pinyon ; 37 Mn Si 5 ıslah edilmiş

Çark ; C 45 ıslah edilmiş

Mekanizma kutusu ; GG 20

Yağlama şekli : Dalma yağlama



Şekil E3.11- Bir kademeli alın dişli çark mekanizması

**Örnek 2 [L.46]** - İki kademeli eş eksenli alın dişli çark mekanizması (Şekil E3.12).

Verilen değerler:

Tahrik gücü :  $P = 4,5 \text{ kW}$

Döndüren milin devir sayısı :  $n_1 = 1430 \text{ d/d}$ .

1. Kademe ; Çevrim oranı :  $i_1 = Z_2/Z_1 = 89/21 = 4,24$

Modül :  $m_n = 2 \text{ mm}$

2. Kademe ; Çevrim oranı :  $i_2 = Z_4/Z_3 = 68/20 = 3,4$

Modül :  $m_n = 2,5 \text{ mm}$ .

Malzeme : Pinyon 1 ; 37 Mn Si 5 ıslah edilmiş

Çark 2 ; C 45 ıslah edilmiş

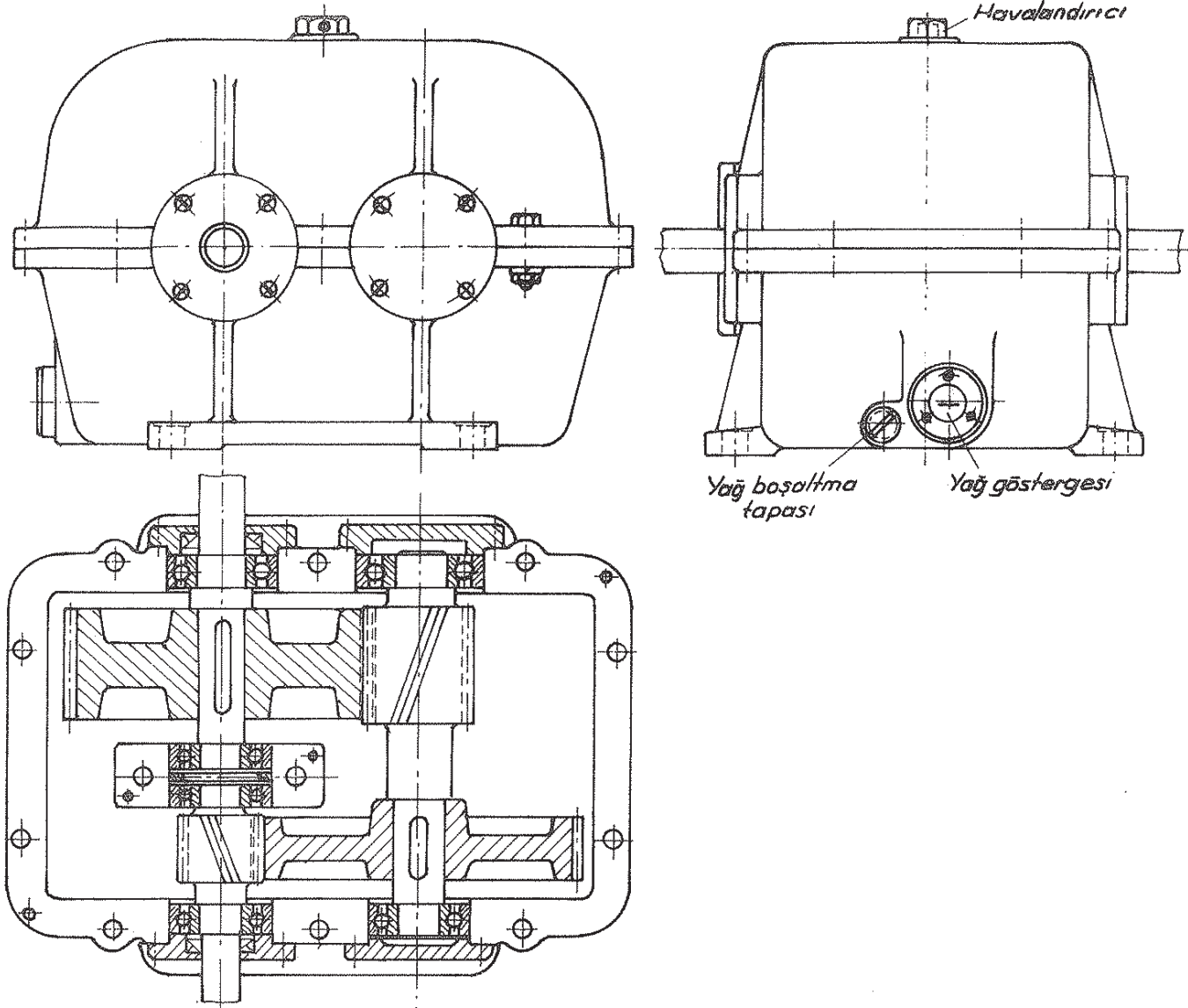
Pinyon 3 ; 37 Mn Si 5 ıslah edilmiş

Çark 4 ; C 45 ıslah edilmiş

Mekanizma kutusu ; GG 20

Toplam çevrim oranı :  $i = i_1 \cdot i_2 = 4,24 \cdot 3,4 = 14,4$

Yağlama şekli : Dalma yağlama



Şekil E3-12 - İki kademeli eş eksenli alın dişli çark mekanizması

Örnek 3 [L.46] - Üç kademeli alın dişli çark mekanizması (Şekil E3-13)

Verilen değerler:

Tahrik gücü :  $P = 10 \text{ kw}$

Döndüren milin devir sayısı :  $n_1 = 900 \text{ d/d.}$

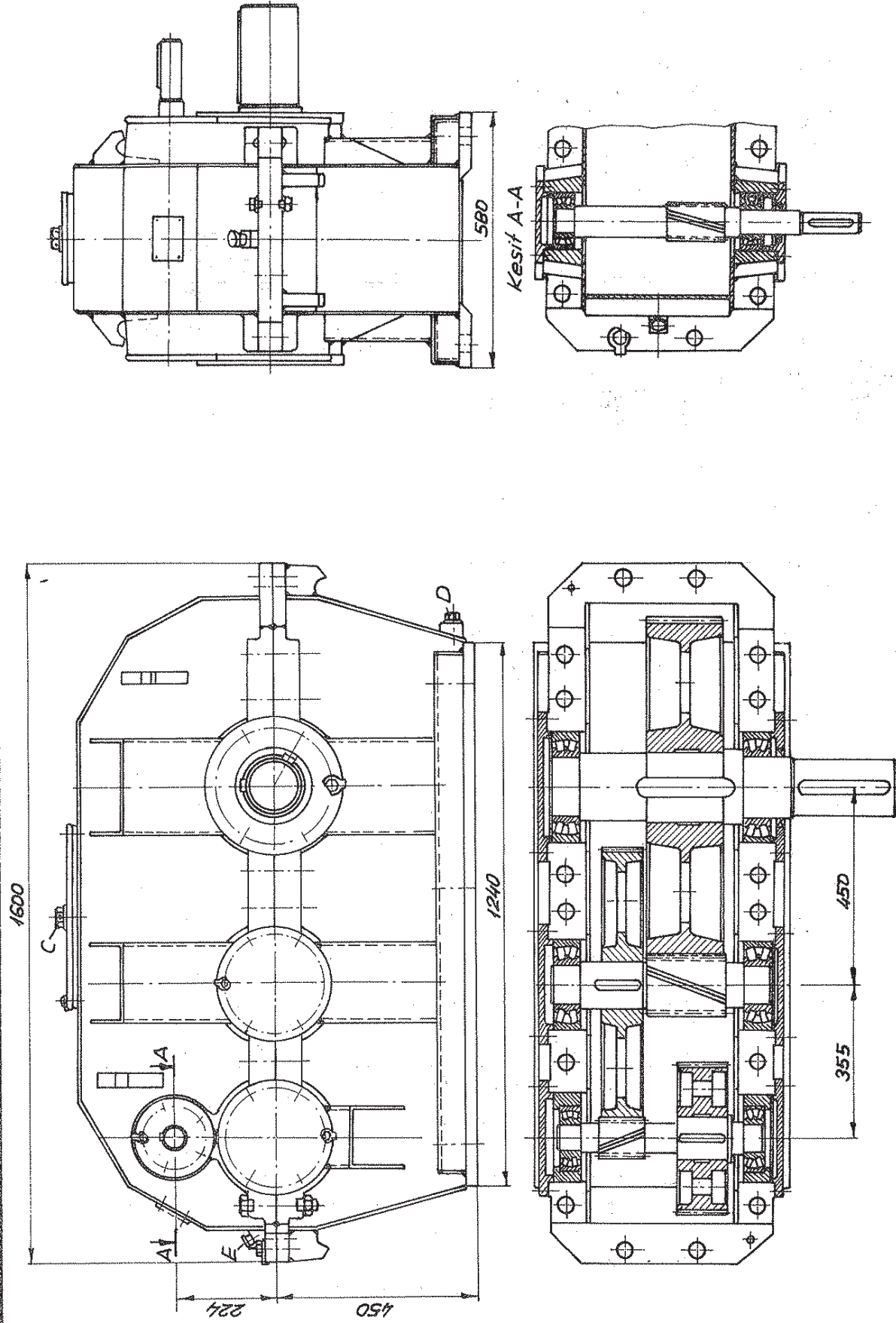
Helisel alın dişli çarkların, çevrim oranları, diş sayıları ve malzemeleri

Kademe	Modül	Çarkların diş sayıları	Malzeme	Çevrim oranı
1. Kademe	$m_n = 3 \text{ mm.}$	$Z_1 = 24$	37MnSi5 ıslah edilmiş	$i_1 = Z_2/Z_1 = 121/24 = 5,04$
		$Z_2 = 121$	C 45 " "	
2. Kademe	$m_n = 4 \text{ mm.}$	$Z_3 = 19$	37MnSi5 " "	$i_2 = Z_4/Z_3 = 150/19 = 7,9$
		$Z_4 = 150$	C 45 " "	
3. Kademe	$m_n = 7 \text{ mm.}$	$Z_5 = 17$	42CrMo4 " "	$i_3 = Z_6/Z_5 = 108/17 = 6,35$
		$Z_6 = 108$	C 45 " "	

Toplam çevrim oranı :  $i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$   
 $i = 5,04 \cdot 7,9 \cdot 6,35 = 252,8$

Mekanizma kutusu : Kaynak konstrüksiyon

Yağlama şekli : Dalma yağlama



*Sekil E3.13 - Üç kademeli alın dişli çark mekanizması*

*C- Havalandırma tertibatı*

*E- Yağ seviyesini kontrol çubuğu*

*D- Yağ boşaltma tapası*

### Örnek 4 [L.1] - Kompresör mekanizması (Şekil E3.14)

Verilen değerler:

Nominal güç :  $P = 5500 \text{ kw}$ .

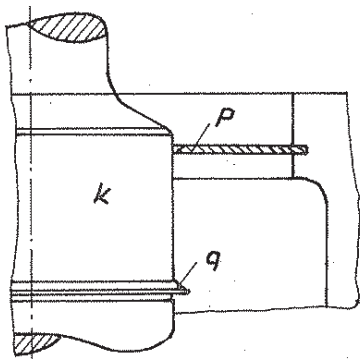
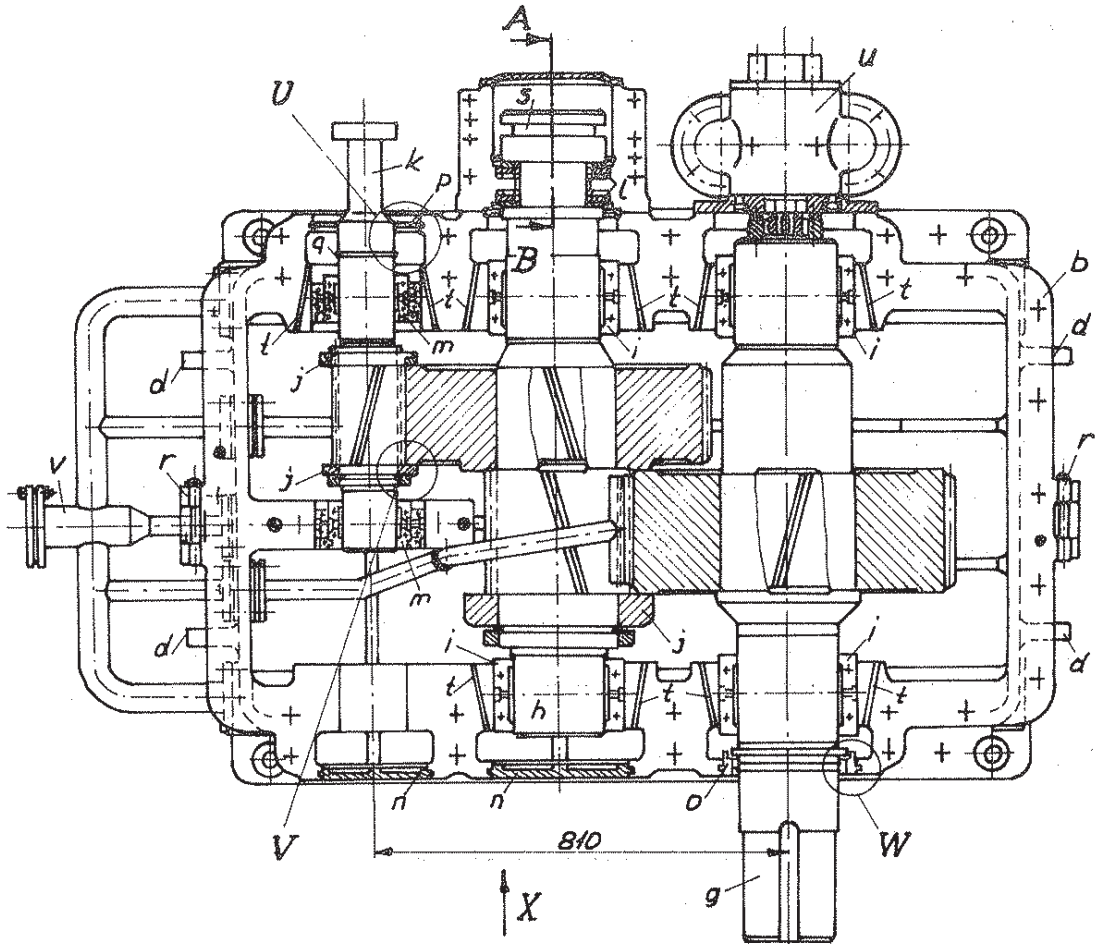
Çevrim oranı :  $i = 1490/17700 \text{ d/d.}$  (Hız artırıcı mekanizma)

### E3.3 - Dişli çarkların konstrüktif şekillendirilmesi

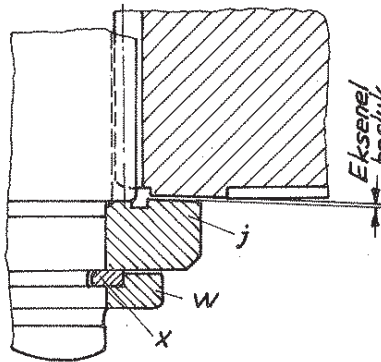
Dişli çarklar, büyüklüklerine göre, haddelenmiş çubuklardan kesme, dövme, döküm ve kaynak yoluyla elde edilir. Kesin kurallar olmamakla beraber, çark gövdesi için; konstrüksiyon şeklinin seçimi Cetvel E3.1 de, konstrüksiyon boyutları da Şekil E3.15 de verilmiştir.

$d_a$ [mm]	$b$ [mm]	İmal metodu , Konstrüktif şekil
$< 500$	$< 150$	Tek diskli çarklar ve pinyon mili (mil ile tek parça - yekpare - pinyon) kalıpta dövülmüş ; Şekil E3.16
$< 700$	$< 150$	Tek diskli çarklar ve pinyon mili dövülmüş yuvarlak malzemeden tornalanmış (Eğer kaynak ve serbest dövme mümkün değil ise); diskli veya dolu gövdeli çarklar; Şekil E3.16.
700... 1200	$> 150$ $\leq 25 \cdot m$	Tek diskli çarklar, serbest dövülmüş (ve küçük savurma momentinde çevresi tornalanmış); Şekil E3.16.
$> 700$	$> 80$	Tek veya çok diskli çarklar kaynak konstrüksiyon : $b = 600$ 'e kadar helisel dişliler ( $\beta < 10^\circ$ ), bunun üzerindeki değerlerde çift helisel dişliler; Şekil E3.21.
En küçükten en büyük boyuta kadar		Tek veya çok diskli çarklar, döküm konstrüksiyon , GGL, GGG, GS, GTS (küçük boyutlar için)
$> 700$	$> 150$	Dişli çemberi sıkı geçme olarak takılmış çarklar.
$> 1000$	$> 150$	Dişli çemberi civatalar ile tespit edilmiş çarklar.

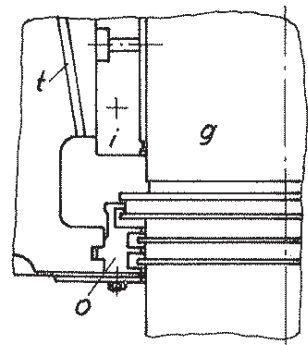
Cetvel E3.1 - Çark gövdesi - konstrüksiyon şeklinin seçimi için kriterler.



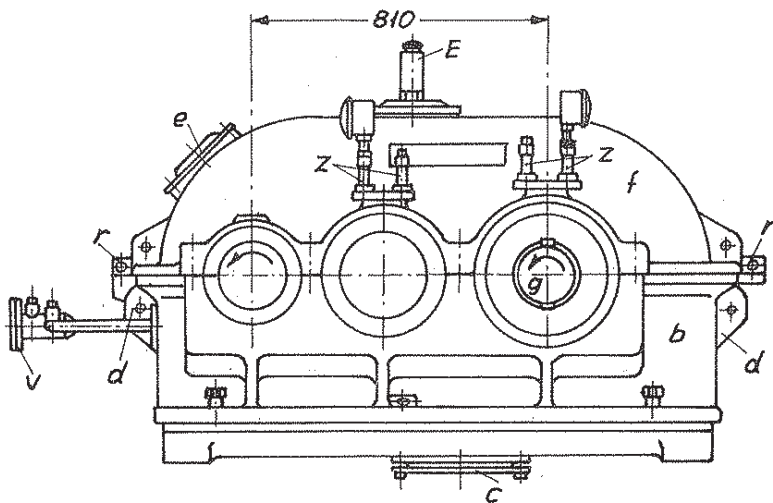
Detay U



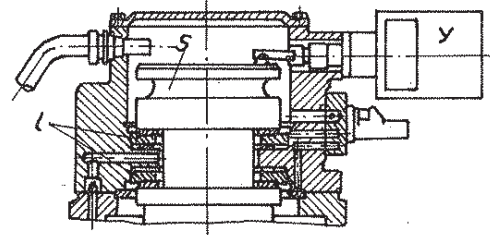
Detay V



Detay W



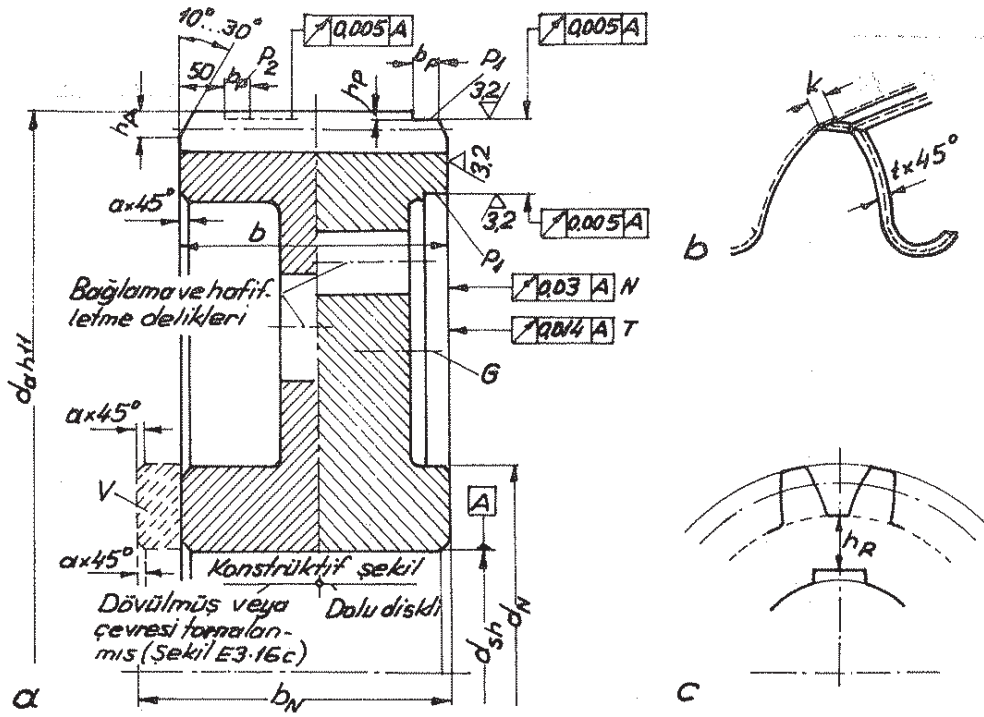
Görünüş X



Kesit A-B

Şekil E3.14 - Kompresör mekanizması (Renk, Augsburg)

- b) Alt gövde
  - c) Yağ geri dönüş elemanı  $\phi 200$  (Görünüş X)
  - d) Kaldırma çenesi
  - f) Üst gövde
  - g) Giriş mili
  - h) Ara mili
  - i) Eksantrik-çok cepli yatak (Çok yüzeyli kaymalı yatak)
  - j) Baskı parçası (Detay V)
  - k) Çıkış mili
  - l) Eksenel kaymalı yatak (Kesit A-B)
  - m) Çift eksantrik yatak (Taşıma şekli, yan boşluk ve eksen yüksekliği ayarı için)
  - n) Ara kapak
  - o) labirentli sızdırmazlık elemanı (Detay W)
  - p) Sac perde (Detay U)
  - q) Yağ sıçratma diski
  - r) Ayarlama yüzeyi
  - s) Halat yuvası (Ara mili h için)
  - t) Yağ boşaltma kanalı
  - u) Yağ pompası (400 lit/dak.) ile emme ve basma borusu bağlantıları
  - v) Basıncı yağlama devresine ait bir bağlantı elemanı (Yağ soğutucusu için)
- Detay V: w) Sıkı geçme bilezik (Santri fuj kuvvetten dolayı x parçasının açılmasını önlemek için)
- x) Elâstik halka
- Kesit A-B: y) Titreşim için koruyucu eleman
- Görünüş X: z) Yağ basıncı ve yağ sıcaklığı için koruyucu elemanlar
- E) Havalandırma tertibatı
  - e) Gözetleme deliği kapağı



Sekil E3-15 - Çark gövdesi için konstrüksiyon boyutları (Genel).

a) • Diş uçlarının boşaltılması :

$b > 10 \cdot m$  olan dişlilerde  $h_A \cong m$ ;

$b < 10 \cdot m$  olanlarda  $h_A \cong 1 + 0,1m$

$P_1$  - Dişli çarklar için referans yüzeyi (içeride veya dışarıda); yaklaşık olarak  $\phi 700$  den itibaren  $h_p \cong 0,1 \text{ mm}$ ,  $b_p \cong 10 \text{ mm}$ .

$P_2$  - İkinci referans yüzeyi ( $b > 500 \text{ mm}$ . de)

• Aksenal salgı :  $v_t < 25 \text{ m/sn}$  de N;  $v_t > 25 \text{ m/sn}$  de T.

• Taşıma, bağlama ve hafifletme delikleri :

$d_\alpha < 300$  de  $n=0$ ;  $300 < d_\alpha < 500$  de  $n=4$ ;

$500 < d_\alpha < 1500$  de  $n=5$ ;  $1500 < d_\alpha < 3000$  de  $n=6$ ;

$d_\alpha > 3000$  de  $n=8$ . Yüksek devirli mekanizmalarda

delikler tavsiye edilmez. 15 kg dan daha ağır olan dolu diskli çarklarda diş açılmış taşıma delikleri (boydan boyda olmayan) G bulunur, Şekil E3-20 ile mukayese ediniz.

• Göbek çapı :  $d_N = (1,2 \dots 1,6) d_{sh}$ . Büyük mil çaplarında ( $d_{sh}$ ) küçük değerler alınır.

Göbek genişliği :  $b_N > d_{sh}$  ve  $b_N > d_\alpha / 6$  olmalıdır.  $d_N$ ,

$b_N$  göbek malzemesine ve mil-göbek bağlantısının



Bağlantı şekli	Göbek çapı D		Göbek uzunluğu L	
	GG-göbek	Sl veya GS-göbek	GG-göbek	Sl veya GS-göbek
Konik, pres geçme bağlantıları	2,2...2,6d	2...2,5d	1,2...1,5d	0,8...1d
Sıkma geçme, kama bağlantıları	2...2,2d	1,8...2d	1,6...2d	1,2...1,5d
Kamalı mil, kertik dişli	1,8...2d <sub>1</sub>	1,6...1,8d <sub>1</sub>	0,8...1d <sub>1</sub>	0,6...0,8d <sub>1</sub>
Feder (paralel kama) bağlantıları	1,8...2d	1,6...1,8d	1,8...2d	1,6...1,8d
İleri-geri hareketli göbekler	1,8...2d	1,6...1,8d	2...2,2d	1,8...2d
Dynak oturan (dönen) göbekler	1,8...2d	1,6...1,8d	2...2,2d	

Cetvel E3.2 - Göbek ölçüleri için kullanılacak değerler [L.12].

d - Mil çapı

d<sub>1</sub> - Kamalı mil ve kertik dişli profilin çekirdek çapı

a) Dövülmüş, tornalanmış dişli çarklarda kullanılan konstrüktif şekiller.

Konstrüksiyon boyutları hakkında geniş bir bilgi Şekil E3.16'da verilmiştir.

şekline bağlıdır (Cetvel E3.2)

• Kenar kırma (pah kırma):  $\alpha \cong 0,5 + 0,01 \cdot dsh$

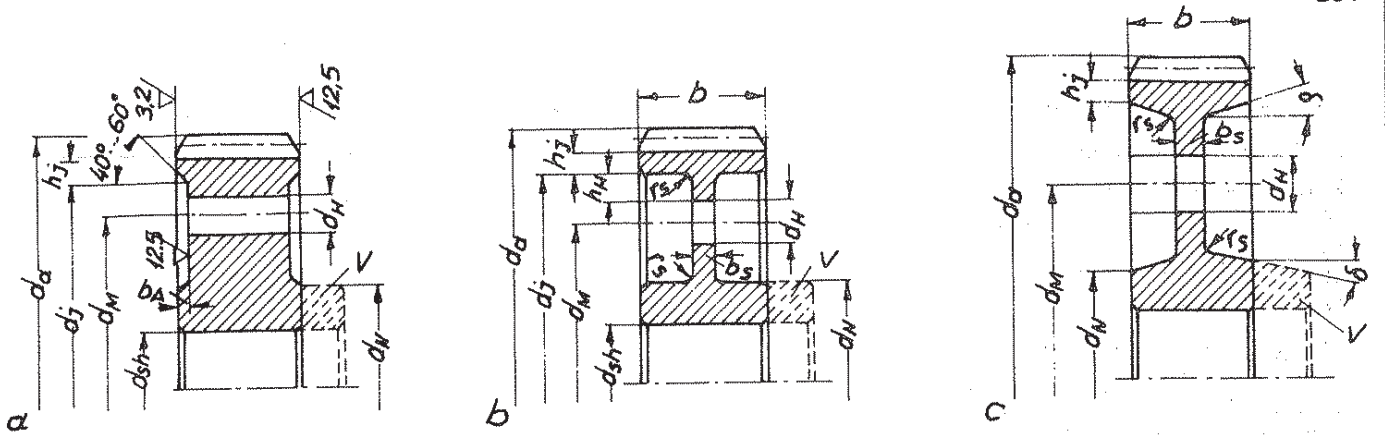
b) Taşıma hasarlarına karşı korunma. Diş başındaki kenar kırma  $k \cong 0,2 + 0,045 \cdot m$ , alındaki kenar kırma  $t \cong 3k$ ; çok istenen yerlerde (örneğin, uçak mekanizmaları) ve nitrirlenmiş dişlilerde kenar yuvarlatması yapılır, kenar yuvarlatma yarı çapı  $\cong k$  veya  $t$ .

c) Diş tabanı ile kama kanalı arasındaki et kalınlığı (geri kalan göbek kalınlığı).

• Sertleştirilmemiş veya nitrirlenmiş dişlilerde:  $h_R > 2,5 \cdot m$

• Sementasyon, alev veya endüksiyonla diş yüzeyleri veya dişler arası boşlukları sertleştirilmiş dişlilerde:  $h_R > 3,5 \cdot m$

• Alev veya endüksiyonla döner sistemde sertleştirilmiş dişlilerde:  $h_R > 6 \cdot m$  (Paralel kamanın konumu ve sıkı geçme gerilmesi göz önünde bulundurulmalıdır).



Şekil E3-16 - Tornalanmış veya dövülmüş, tornalanmış çark gövdeleri için konstrüksiyon boyutları. Kullanım alanına (Çetvel E3-1) bakınız; V- Göbek çıkıntısı.

a) Normal konstrüksiyon (Ağırlık için bir sınırlama olmadığı takdirde). Dövülmüş yuvarlak çelikten yan tarafların içi de torna edilerek elde edilir. Diskli çarkların her iki tarafında  $(d_j - d_N) > 25 \text{ mm}$  olmalıdır.

• Çıkan talas miktarı ve sertleştirmeden dolayı meydana gelen şekil değiştirme - çarpılma - daha azdır.

•  $h_j \geq 3 \cdot m$ ;  $b_A = 0,5 + 0,1 \cdot m$ , max. 2 mm.

• Enine delikler (sayıları için Şekil E3-15'e bakınız):

$d_M \cong 0,55 (d_N + d_j)$ ,  $d_H \cong d_a / 20 \geq 30 \text{ mm}$ , çevrede delikler arası mesafe  $> 0,8 \cdot d_H$ ,  $d_N$  için Şekil E3-15 a'ya bakınız.

b) Hafifletilmiş konstrüksiyon. Sementasyonla sertleştirilmiş (meselâ, hava ve uzay taşıtları, -savurma kütlesi küçük-) prototip nümunelere göre:  $h_H > 2 r_s$ ;  $d_H = (0,1 \dots 0,2) d_a$ ;

delik sayısı için Şekil E3-15 a'ya bakınız;  $h_j \cong 2 \cdot m$ ;

$r_s \cong t$  (Şekil E3-15 b ye göre);  $d_N$  için Şekil E3-15 a'ya bakınız;  $d_M$ , a) da verilmiştir;

kol kalınlığı  $b_s = 1,5 \cdot m + 0,1 b$

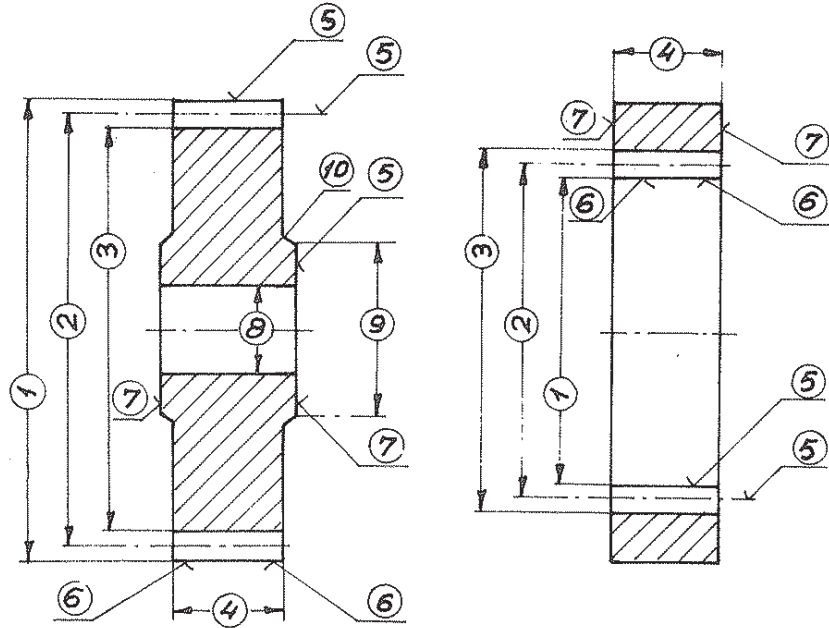
c) Kalıpta veya serbest dövülmüş konstrüksiyon:

$h_j \cong h_R$  (Şekil E3-15 c'ye göre);  $d_H, d_M$ , a) da verilmiştir; delik sayısı için Şekil E3-15 a'ya bakınız;

$b_s = 2 \cdot m + 0,15 \cdot b$  (en az 15 mm);  $r_s = (0,5 \dots 1,3) b_s$ ;

$\delta = 3 \dots 10^\circ$  (kalıp derinliğine göre)

Dişli çarkların imalât resimleri hazırlanırken, dişli çarka ait boyutlar teknik resim üzerinde belirtilir ve kavrama durumu ile ilgili değerler ayrı bir cetvel halinde verilir. Teknik resim üzerinde belirtilmesi gereken boyutlar Şekil E3.17 de gösterilmiştir.

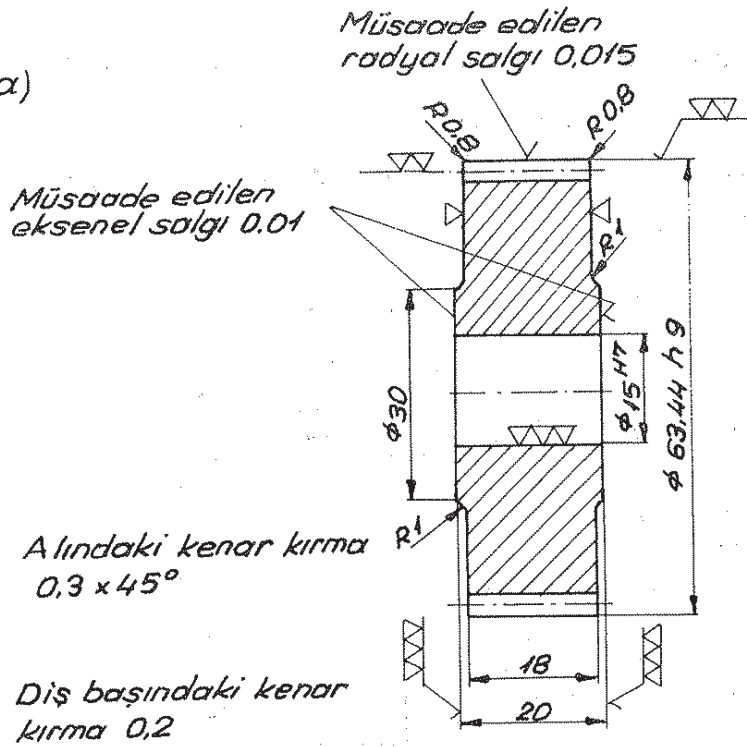


Şekil E3.17- Teknik resim üzerinde belirtilmesi gereken boyutlar [L.4]

- 1) Baş dairesinin çapı  $d_a$  ve toleransı ; 2) Taksimat dairesinin çapı  $d$  ; 3) Referans profilinin belirtilmesi halinde taban dairesinin çapı  $d_f$  ; 4) Diş genişliği ; 5) Yüzey pürüzlüğü ; 6) Radyal salgı ; 7) Aksenal salgı ; 8) Mil deliğinin çapı ve toleransı ; 9) Varsa, göbeğin çapı ve genişliği ; 10) Çeşitli geçiş yerlerinin yarıçapları .

Kavrama durumu ile ilgili değerlerin bir cetvel halinde verildiğini söylemiştik cetvel, diş açma tezgahının ayarlanması için gereken ve ölçülmesi istenilen faktörleri kapsamaktadır. Bu cetvelden örnekler Şekil E3.18 ve E3.19 da verilmiştir. Daha geniş bir kontrol sisteminde, profil hatalarına bağlı olarak uygun görülen değerler de verilebilir (Şekil E3.20).

a)



b)

Diş sayısı	Z	22
Normal modül	$m_n$	2,5
Referans profil		TGL 15005
Helis açısı	$\beta$	$15^\circ$
Helis yönü		Sağ
Profil kaydırma faktörü	x	0,3
Taksimat dairesi çapı	d	56,940
Baş kısaltılması	$k_{mn}$	0,05
Temel dairesi çapı	$d_b$	53,283
Kalite toleransları	TGL 0-3967	6 ef S"
Dişler arasındaki uzunluk	W	27,195
Dişler arasındaki uzunluk toleransları	$A_{w0}$ $A_{wu}$	-0,016 -0,041
Karşı çarkın numarası		
Karşı çarkın diş sayısı	$Z_2$	39
Eksenler arası mesafe	$\alpha$	80

Eş çalışan dişli çarkın  
(karşı çarkın) verileri

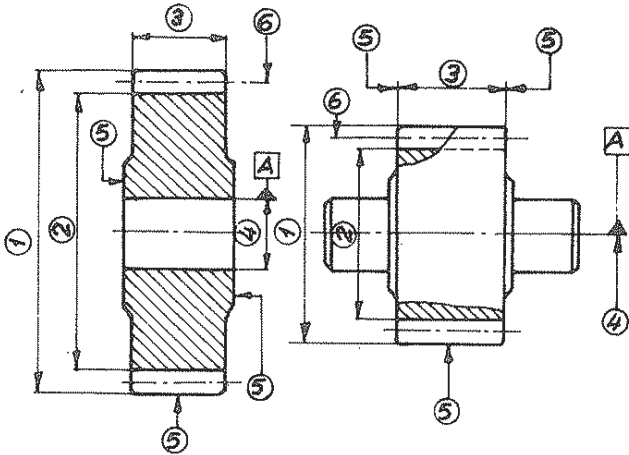
39
2,5
TGL 15005
$15^\circ$
Sol
0,144
100,940
0,05
94,457
6 ef S"
34,966
-0,018
-0,045
22
80

Şekil E3-18-Helisel alın dişli çark (Sayfa E2/58 deki örnek için)[L.46]


a) Teknik resmi

b) Veri cetvelleri (Helisel alın dişli çarklar için iki taraflı yuvarlamada)

## Teknik resimdeki veriler



- 1) Baş dairesi çapı  $d_a$
- 2) Taban dairesi çapı  $d_f$  (ihtiyaca göre)
- 3) Diş genişliği  $b$
- 4) Referans elemanlarının işareti. Radyal ve aksenal salgı toleransları için referans elemanı çark eksenidir.
- 5) Radyal ve aksenal salgı toleransları (örneğin  $\sqrt{0.01 A}$  veya  $\square 0.01 A$ ).
- 6) Diş yüzeyleri için DIN ISO 1302 veya DIN 3144'e göre yüzey düzgünlüğü (pürüzlüğü) işareti (örneğin,  $\sqrt{Rz 6.3}$  veya  $\sqrt{0.8}$  Taşlanmış).

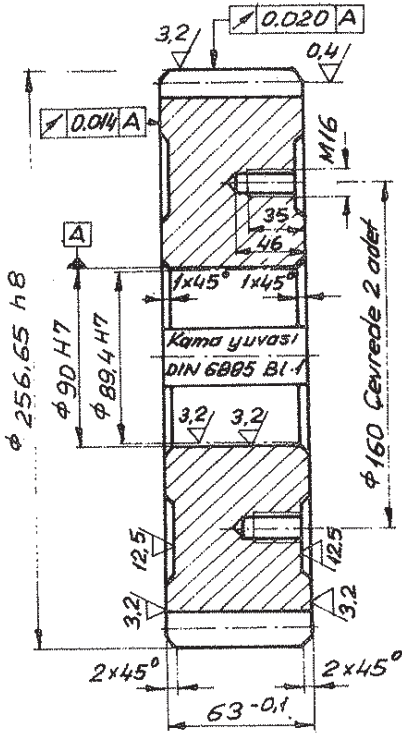
 Dişli çarkın imali için mutlaka verilmesi gereken verilerdir.

## İlave veriler

Alın dişli çark		
Modül	$m_n$	
Diş sayısı	$Z$	
Referans profili	Dişlinin Takımın	
Helis açısı	$\beta$	
Helis yönü		
Taksimat dairesi çapı	$d$	
Temel dairesi çapı	$d_b$	
Profil kaydırma faktörü <sup>2)</sup> $x$		
Diş yüksekliği	$h$	
Baş kısaltması	$k \cdot m_n$	
Diş kalitesi, Tolerans alanı kontrol grubu DIN 3961'e göre <sup>1)</sup>		
Diş kalınlığı (toleransları ile) $S_n$		
Diş kalınlığının kontrol ölçüleri <sup>1)</sup>	Diş kalınlığının yay kirişi ve yay kirişi üzerindeki yükseklik	$\bar{s}$
	Dişler arasındaki uzunluk $w_k$ ( $k$ diş üzerindeki)	$k =$
	Radyal ve diemtral kontrol ölçüleri	$M_r$ veya $M_d$
	ve bilya veya makara çapı	$D_M$
	Başluksuz eksenler arası mesafe	$a''$
	İlave dişli toleransları ve kontroller:	
Eş çalışan dişli	Resim No:	
	Diş sayısı	$Z$
Mekanismada kutusunda eksenler arası mesafe toleransları		
Yuvarlanma uzunluğu veya kavrama boyu	$L_a, L_f$ veya $g_a$	
Tamamlayıcı bilgiler (ihtiyaca göre):		
1) Her hangi bir talep yok ise imalatçı bu kontrollerin yapımında serbesttir.		
2) DIN 3960'a göre (Ekim 1976 baskısı)		

Sekil E3-19- DIN 3966 T1'e göre alın dişli çarklar için, teknik resim ve ilave cetvel üzerindeki veriler [L.12)

Malzeme : 16 Mn Cr5

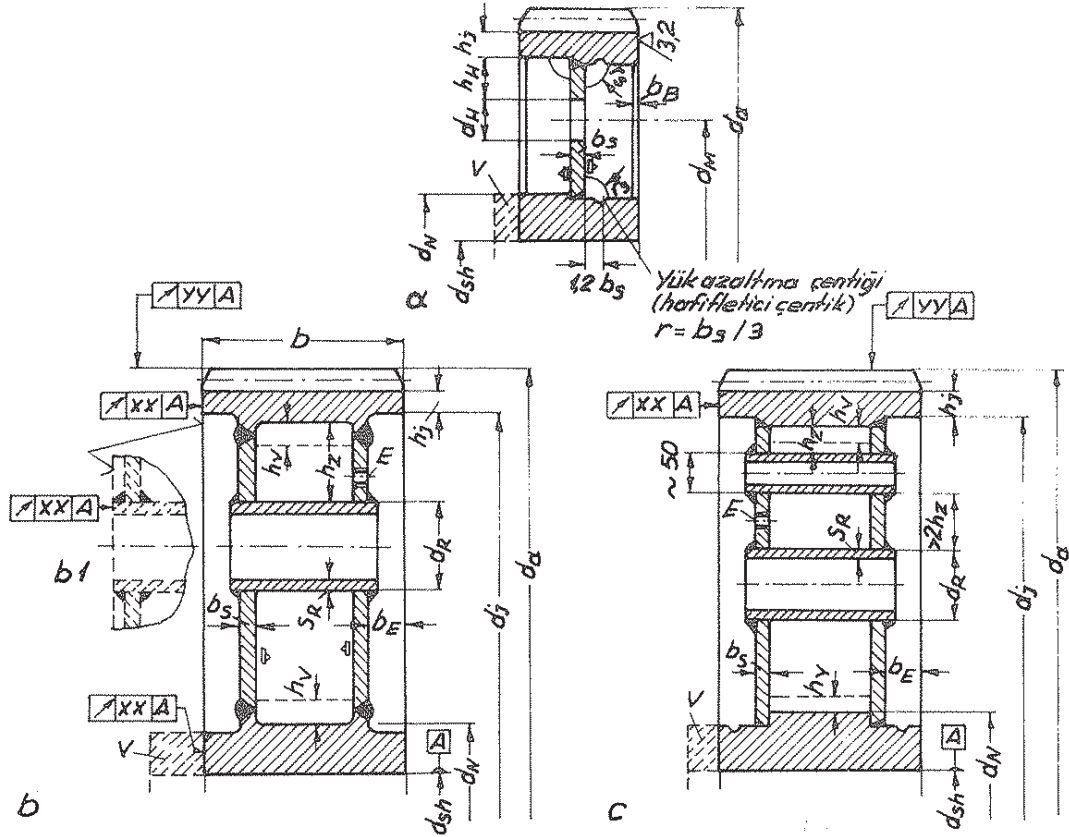
: Karbürizasyona karşı izolasyon  
macunu ile korunmuşSementasyonla sertleştirilmiş  
HRC = 58 ± 2  
Sementasyon sertlik derinliği  
Eht (550 HVI) = 0,8 + 0,2 mm

Alın dişli çark		Dişten dişli
Modül	$m_n$	6
Diş sayısı	$Z$	40
Referans profili	Dişlinin	DIN 867
	Takımın	DIN 3972-II*35
Helis açısı	$\beta$	9°
Helis açısı	$\beta_b$	8°27'11"
Helis yönü		Sağ
Taksimat dairesi çapı	$d$	242,99159
Temel dairesi çapı	$d_b$	228,003
Profil kaydırma faktörü <sup>2)</sup>	$x$	0,186
Diş yüksekliği	$h$	13,214
Baş kısaltması	$k \cdot m_n$	
Dişli kalitesi, tolerans alanı kontrol grubu DIN 3961'e göre <sup>1)</sup>		
Diş kalınlığı (toleransları ile)	$S_n$	
Diş kalınlığının kontrol ölçüleri <sup>1)</sup>	Diş kalınlığının yay kirişi ve yay kirişi üzerindeki yükseklik	$\bar{S}$
	Dişler arasındaki uzunluk (k diş sayısını içine alan)	$W_k$ $k=3$
	Radial veya diemtral kontrol ölçüsü ve bilya veya makara çapı	$M_r$ veya $M_d$ $D_m$
	Başluksuz eksenler arası mesafe	$a''$
	İlave dişli toleransları ve kontrol verileri:	
Taksimat dairesi hatası	$f_b$	0,007
Diş profilinin toplam hatası	$F_f$	0,012
Diş yüzey doğrusunun toplam hatası	$F_{\beta}$	0,008
Diş yüzey doğrusunun şekil hatası	$f_{\beta f}$	0,006
Bir dişe düşen taksimat hatası	$f_p$	0,009
Toplam taksimat hatası	$F_p$	0,036
İki taraflı yuvarlanma hatası	$F_i''$	0,028
İki taraflı yuvarlanma - dişten dişe bileşik hata	$f_i''$	0,012
Radial salgı	$F_r$	0,020
Eş çalışan dişli	Resim No:	
	Diş sayısı	$Z$
Mekanizma kutusunda eksenler arası mesafe ve toleransları		
Yuvarlanma uzunluğu veya kavrama boyu	$l_a, l_f$ $g_w$	
Tamamlayıcı bilgiler (ihtiyaca göre):		
1) Her hangi bir talep yok ise imalatçı bu kontrollerin yapımında serbesttir.		
2) DIN 3960'a göre (Ekim 1976 baskısı)		

Şekil E3-20 - Bir alın dişli çarkın imalat resmi (Flender, Bocholt).  
Dişli taşlanmış,  $I = 0,183 \text{ kgm}^2$ ,  $m = 21 \text{ kg}$ , pürüz derinliği  $R_a$  ( $\mu\text{m}$  olarak); işaretleme yapılmış yüzeylerde:  $R_a < 12,5 \mu\text{m}$ .

## b) Dişli çarkların kaynak konstrüksiyonu

Çeşitli konstrüksiyon örnekleri; Şekil E3.21, E3.23 ve E3.24 de verilmiştir.



Şekil E3.21. Kaynaklı çark gövdeleri için konstrüksiyon boyutları

(Birleştirme ve dikiş şekilleri Şekil E3.22 de verilmiştir).

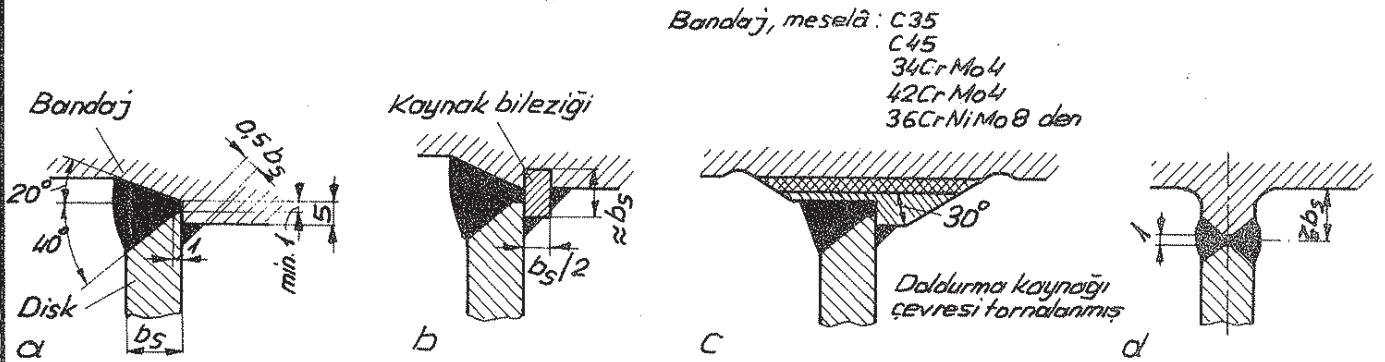
$h_j = h_R$  (Şekil E3.15 c ye göre);  $d_H$ ,  $d_M$ ,  $h_H$  (Şekil E3.16 b - ye göre); deliklerin sayısı için Şekil E3.15 a ya bakınız.

a) Tek diskli çark.  $b_S \approx 0,012 \cdot d_a + (5 \dots 10 \text{ mm})$  eğer hassas bir imalatı (bağlantıyı) gerçekleştirmek zor ise, işletme şartlarının ağırlığına göre muhtemelen daha kalın alanı alınır;  $\beta < 10^\circ$  ise yan kaburgasız (yan kaburgaya; yardımcı kaburga veya yan takviye perdesi de denir),  $\beta > 10^\circ$  ise genelde yan kaburgalı şekil düşünülür; yan kaburganın kalınlığı  $= 0,6 \cdot b_S$ ;  $b_B \approx 1,5 b_S$ ;  $r_S = 1,5 b_S$  (en az 10 mm); kaburgaların sayısı  $10^\circ < \beta < 20^\circ$  de = deliklerin sayısı,  $\beta > 20^\circ$  de = deliklerin çift sayısı.

b), c) İki diskli çarklar.  $b_S \approx 0,008 d_a + (5 \dots 10 \text{ mm})$  işletme şartlarının ağırlığına göre;  $b_E \approx b/7$ ;  $h_Z > 40 \text{ mm}$ ;  $d_R = (0,12 \dots 0,20) \cdot (d_j - d_N)$ , en az 50 mm;  $S_R = (0,3 \dots 0,5) b_S$  boru çapının büyüklüğüne göre. Borular arasındaki takviye kaburgasının (perdesinin) kalınlığı yaklaşık olarak  $0,8 \cdot b_S$ ;  $h_V \approx 2 \cdot b_S$ ;  $r_S$  ve ka-

burguların sayısı a) da verilmiştir; diğer ölçüler için yukarıya ve Şekil E3-15'e bakınız; E havalandırma deliği (yaklaşık olarak  $\phi 6$ ), gerilme giderme tavından sonra kaynak veya civata ile kapatılır.

- b)  $d_a < 2000$  mm için konstrüksiyon şekli (yüksek kaliteli disk bağlantısı yapılmış, Şekil E3-22 d'ye bakınız).  $h_z > 40$  mm; Şekil b1, göbek çıkıntısının önde veya arkada olması halini göstermektedir (kesik çizgili).
- c)  $d_a > 2000$  mm için konstrüksiyon şekli. Daha küçük olan boru, dişli çembere yakın ( $h_z \approx 40$  mm; mümkün olduğu kadar küçük). Geri kalan ölçüler b) deki gibidir. Üç diskli çarkların konstrüksiyonu ise, yaklaşık olarak  $b \approx 1500$  mm den başlar (özel konstrüksiyon).

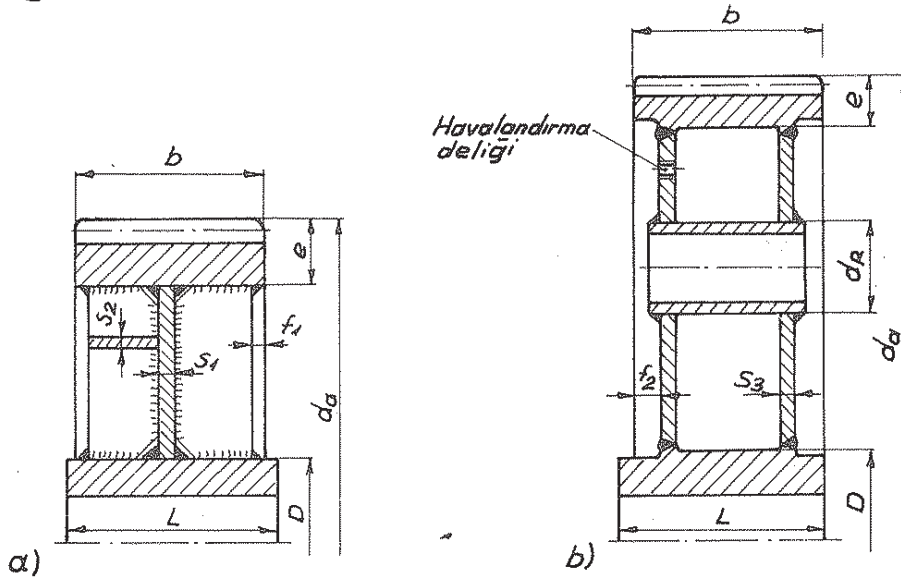


Şekil E3-22 - Kaynaklı disk bağlantısının şekillendirilmesi.

- a) ve b) iyi kaynak yapılabilir bandaj malzemesinde, düşük zorlanmalarda ve hasar rizikosunun az olduğu yerlerde kullanılır. b) de 5mm bandaj kalınlığından tasarruf edilmiştir. Talep edilen emniyet değerinin yüksek olması halinde bu birleştirme şekilleri uygun değildir. - Ön ısıtma sıcaklığından (max. 350... 400°C) dolayı kaynak işlemi tahdit edilir (sınırlanır).
- c) Karbon veya alaşım miktarı yüksek olan, yüksek mukavemetli bandaj malzemelerinin (meselâ; C35, C45, 34CrMo4, 42CrMo4, 36CrNiMo8) kaynağı ara malzeme kullanarak yapılabilir.
- d) Çentik tesiri az, buna karşın a), b), c) den daha pahalı, fakat iyi kaynak yapılabilir ve kontrol edilebilir (röntgen ışınları ile).
- c) ve d) Fazlaca zorlanan dişli çarklar için kullanılan şekillerdir.



**Not.** Çeliklerde kaynak olabilmeye kabiliyeti karbon ve alaşım miktarına bağlıdır. Karbon ve alaşım miktarı az olan çelikler kolayca kaynak edilebilir. Karbon veya alaşım miktarı arttıkça, kaynak olabilmeye kabiliyeti azalır; bundan ötürü bu türlü çelikler özel tertibat ve elektrotlar kullanılarak kaynak edilebilir. Kaynak dikişlerindeki artık gerilmeler söğuma esnasında meydana gelir ve parçaların deformasyonuna ve özellikle karbon ve alaşım miktarı yüksek olan çeliklerde çatlaklara yol açar. Bu gerilmeler değişken veya darbeli zorlanmalara maruz kalan kaynak dikişleri için çok tehlikeli olabilir. Artık gerilmelerin giderilmesi için genellikle kaynak dikişleri bir normalizasyon işlemine tabi tutulur. Kır ve alaşımlı dökme demirdeki artık gerilmeleri gidermek için parçalar kaynaktan önce ısıtılır ve kaynaktan sonra çok yavaş olarak soğutulur [L. 47].



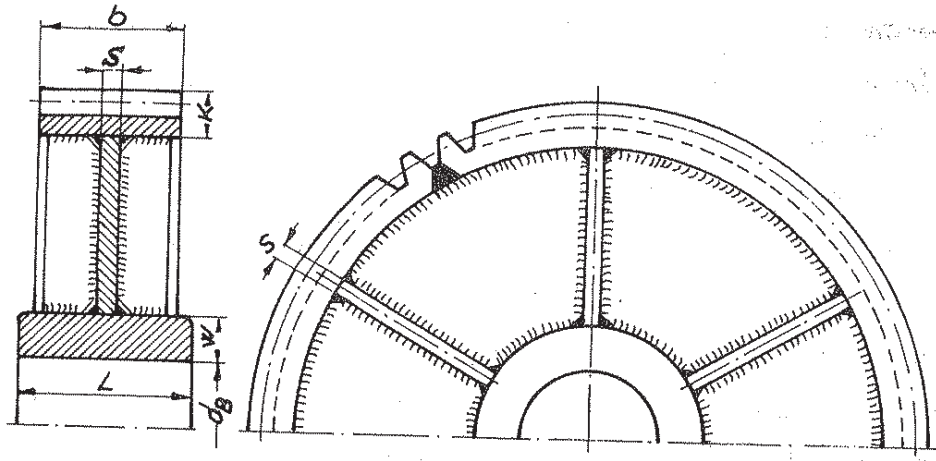
Şekil E3.23 - Kaynak konstrüksiyon büyük çarkların şekillendirilmesi [L. 12]

a) Tek diskli çark ( $b/d_a \approx 0,2$  ye kadar); eğer helis açısı  $\beta > 10^\circ$  ise, çarkın büyüklüğüne göre gerekli olan yan kaburga (yan takviye perdesi) sayısı 4... 8.  $\beta < 10^\circ$  ise yan kaburgalardan vaz geçilebilir, ancak bu durumda  $S_1$  daha büyük seçilmelidir.

b) İki diskli çark ( $b/d_a \approx 0,2$  den itibaren); çarkın büyüklüğüne göre kullanılan takviye borularının sayısı 4... 8 dir. Havalandırma deliği gerilme giderme tavından sonra civata ile kapatılır.

$$S_1 \approx (1... 2) m, S_2 \approx 0,7 \cdot m, f_1 \approx 1,5 \cdot S_1, f_2 \approx 0,15 b,$$

$$S_3 \approx (0,8... 1,5) m, e \geq 4 m. \text{ Göbek ölçüleri } D \text{ ve } L \text{ için Cetvel E3.2 ye bakınız.}$$



Sekil E3-24- Bir alın dişli çarkın kaynak konstrüksiyonu [L.10].

Diks kalınlığı :  $s \cong 0,8 \dots 1 m$ ,

Kaburga (yan takviye perdesi) kalınlığı :  $s \cong 0,75 s$ ,

Göbek genişliği :  $L \cong d_B$

Göbek kalınlığı :  $w \cong 0,2 d_B + 8 mm$ ,

Çember kalınlığı :  $K \cong 3 \dots 3,5 m$ .

c) Dişli çarkların döküm konstrüksiyonu

Çeşitli literatürlerden alınan konstrüksiyon örnekleri; Şekil E3-25, E3-26, E3-27 ve E3-28 de verilmiştir.

Bazı hallerde, özellikle nakliyat koşullarını göz önünde tutarak büyük dişliler iki parçalı olarak yapılır. Bu durumda ayırma yüzeyi kolların içine düşmelidir. Bu kollar diğerlerine göre daha kalın yapılır. Dişli çarkı oluşturan iki parça genellikle birbirine civata ile bağlanır.

Not. Dişli çarkların gövdeleri karışık olduğundan kesin bir mukavemet hesabı uygulanmaz. Ancak, kollar çok basit kabüller çerçevesinde mukavemet bakımından kontrol edilirler. Bu basit hesap tarzında kolların yalnız dörttebirinin moment ilettiği ve kol, ankastre bir çubuk olarak kabul edilmektedir. Bu durumda ankastre noktasında meydana gelen eğilme momenti (Şekil E3.27);

$$M_b = F_t' \cdot y \quad (E3/1)$$

$y$  - Eğilme kolu ( Tehlikeli kol kesitinden çevre kuvvetine kadar olan mesafe )

$F_t'$  - Bir kola etkiyen çevre kuvveti

$$F_t' = \frac{4 \cdot F_t}{Z} \quad (E3/2)$$

$Z$  - Kol sayısı

$F_t$  - Çevre kuvveti (Taksimat dairesinde)

$$M_b = \frac{4 F_t \cdot y}{Z} \quad (E3/3)$$

ve aynı noktadaki eğilme gerilmesi ;

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (E3/4)$$

$W_b$  - Kol kesitinin eğilme mukavemet momenti

Karışık şekilli kol kesitlerinin  $W_b$  değerlerini hesaplamak için bazı basitleştirmeler yapılmaktadır. Örneğin Şekil E3.27 a, b, c de dikdörtgen olan yalnız çapraz taranmış kesitler göz önüne alınmaktadır. Bu kesitler için,

$$W_b = I_H \frac{S \cdot H^2}{6} \quad (E3/5)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

$I_H$  - Bir kol kesitinde ana kaburga sayısı

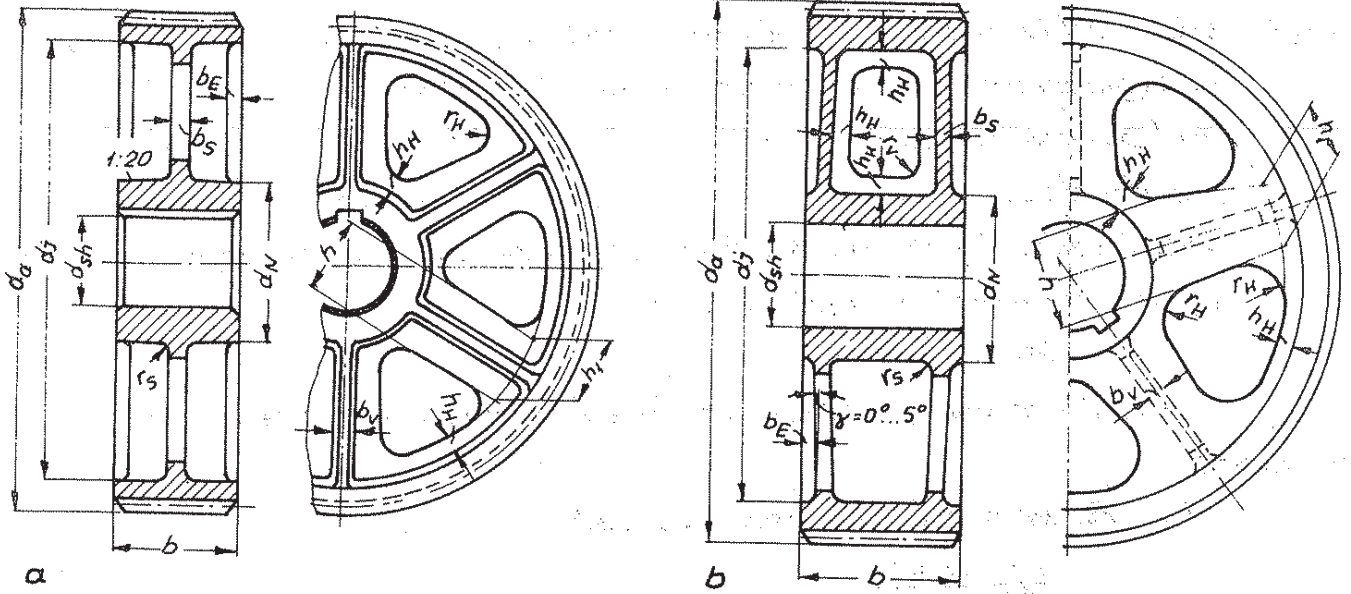
$$\sigma_b = \frac{4 \cdot F_t \cdot y}{Z \cdot W_b} \leq \sigma_{bem} \quad (E3/6)$$

$\sigma_{bem}$  - Eğilme emniyet gerilmesi

$$\sigma_{bem} \cong 0,3 R_m \quad (E3/7)$$

$R_m$  - Çark malzemesinin çekme mukavemeti (İslah çelikleri için Cetvel E1.6 ya bakınız).

Genellikle kolların çok rijit olması istenmektedir. Bu ilkeye göre kolların emniyet gerilmeleri oldukça küçük seçilir. Örneğin,



Sekil E3-25 - Döküm çarkların konstrüksiyon boyutları. Kol sayısı, Şekil E3-15a da verilen delik sayısına uygun olmalıdır; döküm eğimi 1:10 ... 1:20 (göbek ve dişli çember de).

a) Tek diskli çark (yaklaşık olarak  $d_a < 1000$ ,  $b < 200$  ve modül  $< 25$  için);

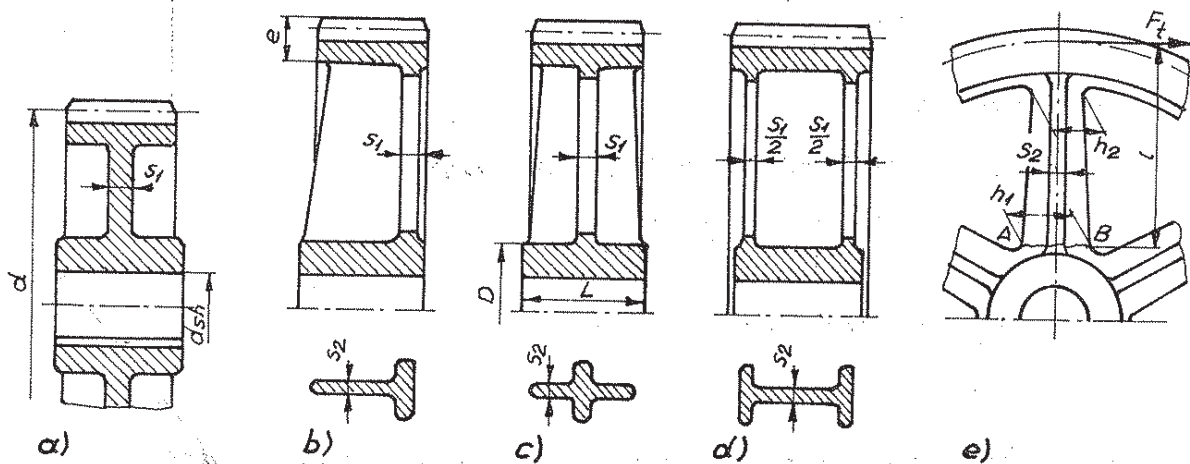
$$d_N \cong 1,6 d_{sh}; h_H = (0,15 \dots 0,2) d_{sh}; d_j = d_a - 10 \cdot m;$$

$$r_s > 10 \text{ mm}; h = (0,8 \dots 1,0) d_{sh}; r_H > 0,4 h; h_1 = (0,7 \dots 0,8) h;$$

$$b_E \cong (0,15 \dots 0,2) h; b_s = (0,15 \dots 0,2) b; b_v = (0,7 \dots 0,8) b_s.$$

b) İki diskli çark (yaklaşık olarak  $d_a > 1000$ ,  $b > 200$  için);  $d_N, d_j, h, h_1, b_E, b_v, r_s, r_H$  a) daki gibidir;

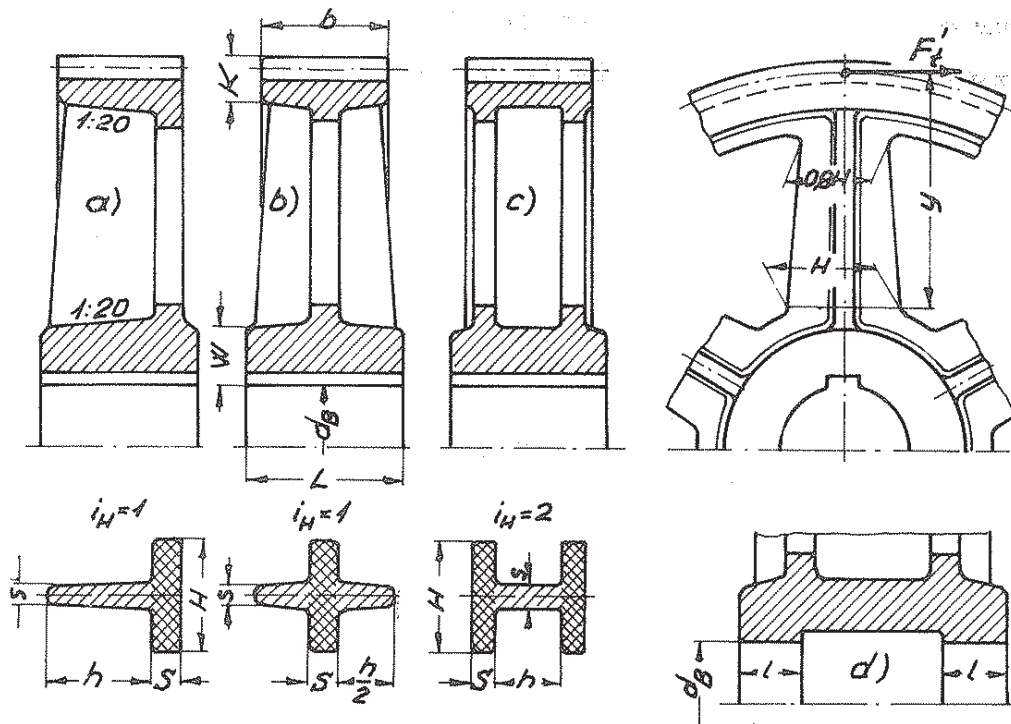
$$b_s = (0,12 \dots 0,15) b; h_H = (0,1 \dots 0,18) d_{sh}; r_v \cong r_s.$$



Sekil E3-26 - Büyük çarkların döküm konstrüksiyonu, boyutları ve konstrüktif şekilleri [L.12].

a) Diskli çark

b), c), d), e) Kollu çarklar ve kullanılan çeşitli kol kesitleri.



Şekil E3.27- Büyük döküm çarklar [L.10].

Kol sayısı

$$: Z \approx \sqrt{f \cdot d} \quad (d, \text{mm olarak})$$

$f = 0,021 \text{ mm}^4$  tek parça çarklarda,

$f = 0,0156 \text{ mm}^4$  parçalı çarklarda,

Ana kaburga yüksekliği

$$: H \approx 8 \dots 10 \cdot m,$$

(Göbek tarafında kol genişliği)

Yardımcı kaburga yüksekliği

$$: h \approx 6 \dots 8 \cdot m,$$

Ana kaburga kalınlığı

$$: S \approx 1,5 \dots 2 \cdot m,$$

Yardımcı kaburga kalınlığı

$$: s \approx 0,7 \cdot S,$$

Geniş göbeklerde taşıma uzunluğu

$$: l \approx 0,5 \cdot d_B$$

Göbek genişliği

$$: L \approx b + 0,025 \cdot d \geq 1,2 \cdot d_B,$$

Göbek kalınlığı

$$: W \approx 0,4 \cdot d_B + 10 \text{mm Dökme demirde,}$$

$$\approx 0,3 \cdot d_B + 10 \text{mm Çelik dökümde,}$$

Çember kalınlığı

$$: K \approx 4 \cdot m$$

Kol sayısı

$$: Z_A \approx \frac{1}{8} \sqrt{d} \geq 4; \text{ genellikle } Z_A = 4 \dots 8$$

Kol kesiti

$$: s_1 \approx (1,8 \dots 2,2) \cdot m, s_2 \approx 1,8 \cdot m$$

Kol genişlikleri

$$: h_1 \approx (4 \dots 6) \cdot s_1, h_2 = (3 \dots 5) \cdot s_1$$

Çember kalınlığı

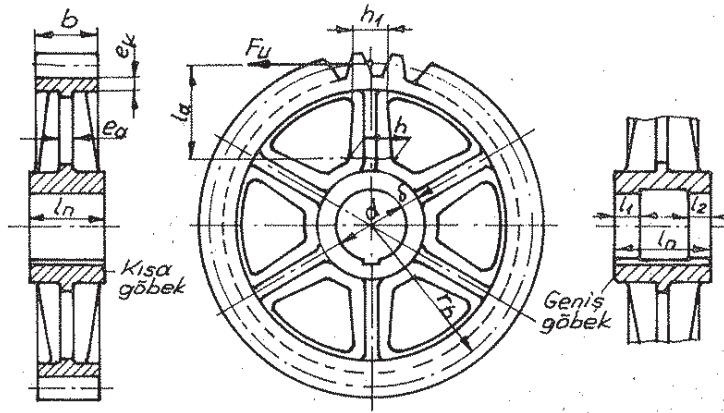
$$: e \approx (3,8 \dots 4,2) \cdot m$$

Göbek ölçüleri

$$: D, L \text{ (Çetvel E3.2)}$$

Dökme demirden yapılan dişliler için  $\bar{\sigma}_{bem} \approx 300 \text{ da N/cm}^2$   
 Dökme çelikten yapılan dişliler için  $\bar{\sigma}_{bem} \approx 600 \text{ da N/cm}^2$  } [L-20]

değerleri tavsiye edilir.



Şekil E3-28 - Döküm dişli çarkların şekillendirilmesi [L-46].

Dişli çember kalınlığı	: $e_k \approx (1,6 \dots 2) \cdot m$
Göbek kalınlığı	: $\delta = 0,4 \cdot d + 1 \text{ cm. GG için,}$ $\delta = 0,3 \cdot d + 1 \text{ cm. GS için}$
Göbek genişliği	: $l_n \geq 1,5 \cdot d$
Geniş göbeklerde taşıma uzunluğu	: $l_1 = l_2 = (0,4 \dots 0,5) \cdot d$
Kol kalınlığı	: $e_a \approx 1,6 \cdot d$
Kol genişliği	: $h = (5 \dots 7) e_a$ $h_1 \approx 0,8 \cdot h$
Kol sayısı	: $l_a = \left(\frac{1}{7} \dots \frac{1}{8}\right) \sqrt{d_0}$ genellikle $l_a = 4 \dots 8$ ( $d_0$ - Taksimat daire- si çapı. mm, olarak)
Kol kesitleri	: T, +, H, I, Π

d) Dişli çemberi sıkı geçme olarak takılmış dişli çarklar

Ana gövde için; GG 18 veya GG 22, ağır darbeli yüklerde GGG veya GS seçilir. Çember kalınlığı için; döküm konstrüksiyonda  $(5 \dots 8) \cdot m$ , kaynak konstrüksiyonda  $(3 \dots 5) \cdot m$  değerleri tavsiye edilir. Ayrıca konu ile ilgili Şekil E3-29 ve E3-30 'u inceleyiniz.

Sıkı geçmedeki boyut farkı (sıkılık);

$$U = d_{F\text{göbek}} - d_{F\text{çember}} \text{ [cm]} \quad (E3/8)$$

yani, göbek (çap  $d_{F\text{göbek}}$ ) çemberden (çap  $d_{F\text{çember}}$ ) U kadar daha kalındır. Sıkılık sebebi ile, elemanlar arasında montajdan sonra bir yüzey basıncı meydana gelir. Gerekli yüzey basıncını sağlayacak sıkılık (U) değerleri :

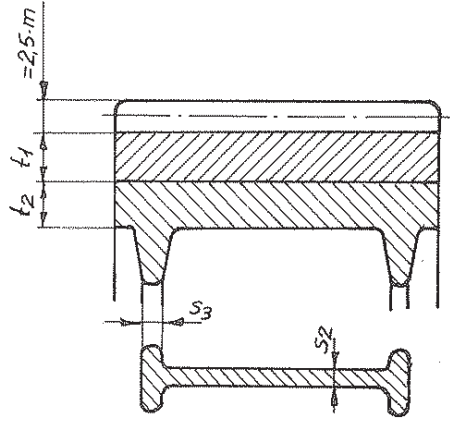
- Bandağı ıslah edilmiş endüstri mekanizmalarında,  
‰ 0,8... 1,0
- Bandağı sementasyonla sertleştirilmiş endüstri mekanizmalarında,  
‰ 1,0... 1,4
- Yüksek devirli mekanizmalarda,  
yaklaşık olarak ‰ 1,7
- Kavramalarda,  
yaklaşık olarak ‰ 2

ve

A.K. Thomas/W. Charchut'a göre [L.20];

$$U \cong d_f \frac{1}{1500 \dots 2000} \text{ [cm]} \quad (E3/9)$$

şeklindedir.



Şekil E3.29- GG den olan çark gövdesine sıkı geçme olarak takılmış dişli çember [L.12].

Dişli çember kalınlığı:

$$t_1 \cong (0,04 \dots 0,08) \cdot d$$

$d$  - Taksimat dairesi çapı

Dişli gövdesinin çember kalınlığı:

$$t_2 \cong t_1$$

Kol kesiti:

$$s_2 \cong 1,8 \cdot m, \quad s_3 \cong (1 \dots 1,2) \cdot m$$

İmalâttâ boyut farkı (ölçü farkı) ancak belirli bir toleransla verilebilir (ISA - pres geçmelerinde ölçü farkının en büyük ve en küçük değerleri verilmiştir). Buradan doğacak en küçük ölçü farkının meydana getireceği en küçük tutma veya kayma kuvveti ile emniyetli bir hesap yapabiliriz.

Yapılan kontrol hesabında, kaymaya karşı emniyet aşağıdaki bağıntı ile belirlenir:

$$S_R = p \cdot b \cdot d_F^2 \cdot \pi \cdot \mu / (2T) \quad (E3/10)$$

$S_R$  - Kayma emniyeti

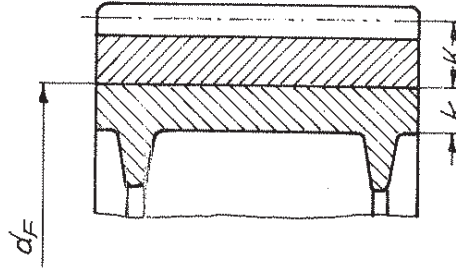
$p$  - Göbek ile çember değme yüzeyleri arasındaki basınç

$b$  - Diş genişliği

$d_F$  - Geçme çapı

$\mu$  - Sürtünme katsayısı

$T$  - Nominal kuvvet ( $K_A=1$ )



Şekil E3.30- Bir alın dişli çarkın sıkı geçme olarak takılmış dişli çemberi. (Gövde: Dökme demir, dişli çember: Dövme çelik) [L.10].

Dişli çember kalınlığı :

$$K \cong (0,8 \dots 1,4) (d/80 + 10 \text{ mm}) + 2,5 \cdot m$$

Dişli gövdesinin çember kalınlığı :

$$k \cong (0,8 \dots 1,4) (d/80 + 18 \text{ mm})$$

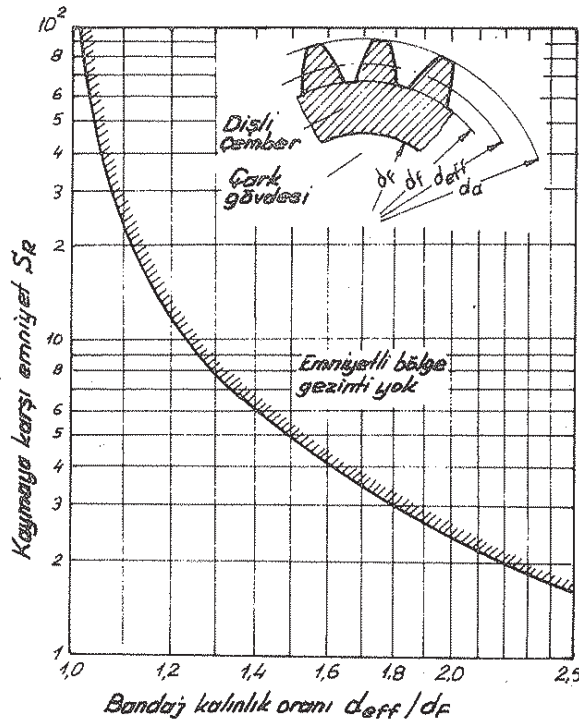
Eğer gerekli olan kayma emniyeti  $S_R$  (Eşitlik E3/10) sınır eğrisinin (Şekil E3.31) altında bulunuyor ise, ilave olarak şekle dayanan emniyet bağlantıları (Şekil E3.32) kullanılır (ekseriya ince dişli çemberlerinde). Bandağ kalınlık oranı da (Şekil E3.31),

$$d_{eff}/d_F = (3d_f + d_a)/(4d_F) \quad (E3/11)$$

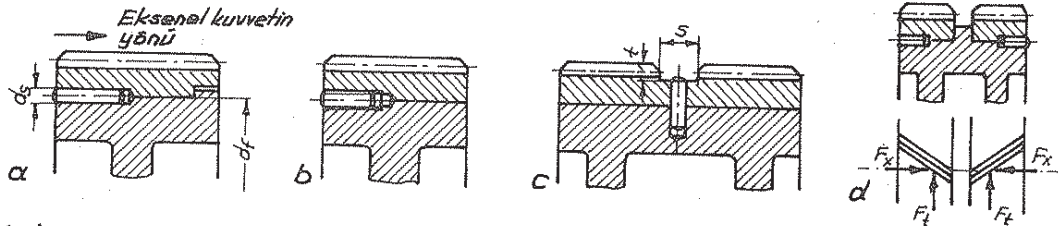
bağıntısı ile hesap edilir.

Pim malzemesi meselâ C60 (C45); pim çapı  $d_s \cong 10 \text{ mm} + 0,006 \cdot D \geq 15 \text{ mm}$ ; pim sayısı  $\cong 3 + 0,006 \cdot D$  alınabilir;  $D$ - Çark çapı [mm].





Şekil E3.31 - Kayma emniyeti  $S_R$  ( $St/St$ ,  $St/GGL$ ,  $St/GGG$ ,  $St/GS$  malzeme çiftleri için, kuru durumda sıkı geçme olarak takılmış dişli çark bantajlarında).



Şekil E3.32 - Dişli çemberi sıkı geçme olarak takılmış dişli çarkta, şekle dayanan emniyet bağlantıları.

- a) Kuvvet yönünün sabit kalması halinde düz ve helisel dişliler için pim bağlantısı (Fatıra sıkı geçme sırasında tam oturmayı sağlar)
- b) Küçük aksenal kuvvetler için vidalı pim bağlantısı (Çark gövdesi ve dişli çemberin talaş kaldırarak işleme özelliği yaklaşıklık olarak aynıdır)
- c) Çift helisel dişli ihtiva eden tek parça dişli çemberi için radyal pim bağlantısı (Emniyetli çözüm).

• Aralık genişliği için kabul edilebilir değerler:

$$m = 3 \text{ için } s \approx 15 \cdot m$$

$$m = 8 \text{ " } s \approx 10 \cdot m$$

$$m = 15 \text{ " } s \approx 6 \cdot m$$

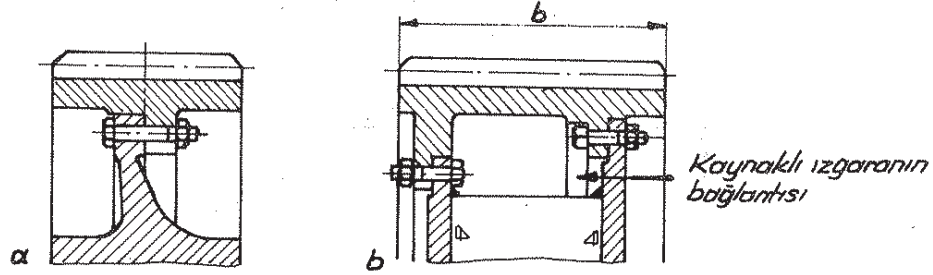
• Aralık derinliği :  $t \approx \text{Diş yüksekliği} + 0,1 \cdot m$

- d) Kuvvet yönü seçilmiş (Aksi taktirde aksenal gezme tehlikesi) parçalı dişli çemberi (önemli derecede ucuz) için pimlerle bağlantı.

e) Dişli çemberi civatalar ile bağlanmış dişli çarklar (Şekil E3.33).

Kesmeye zorlanan civata bağlantılarında, kuvvet iletimi çeşitli şekillerde olabilir:

- Uygun geçme civatalar ile (civata gövdesi ile delik arasında boşluk yok, pahalı)
- Normal civatalar ile (civata gövdesi ile delik arasında boşluk var, ucuz)
- Kesme kovanlı normal civatalar ile.



Şekil E3.33- Civatalar ile çark gövdesi üzerine tesbit edilmiş dişli çember.

a) Normal konstrüksiyon

b) Sadece  $b > 500$  (yaklaşık olarak) için konstrüksiyon

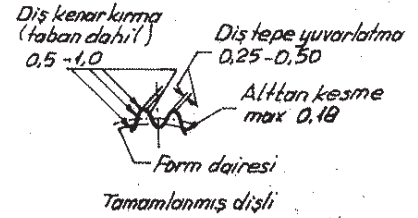
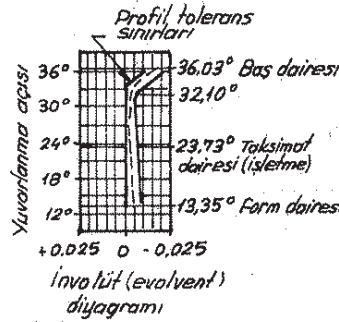
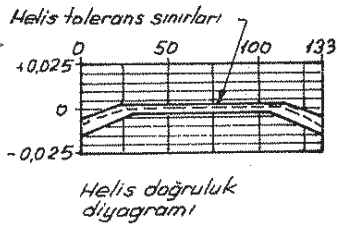
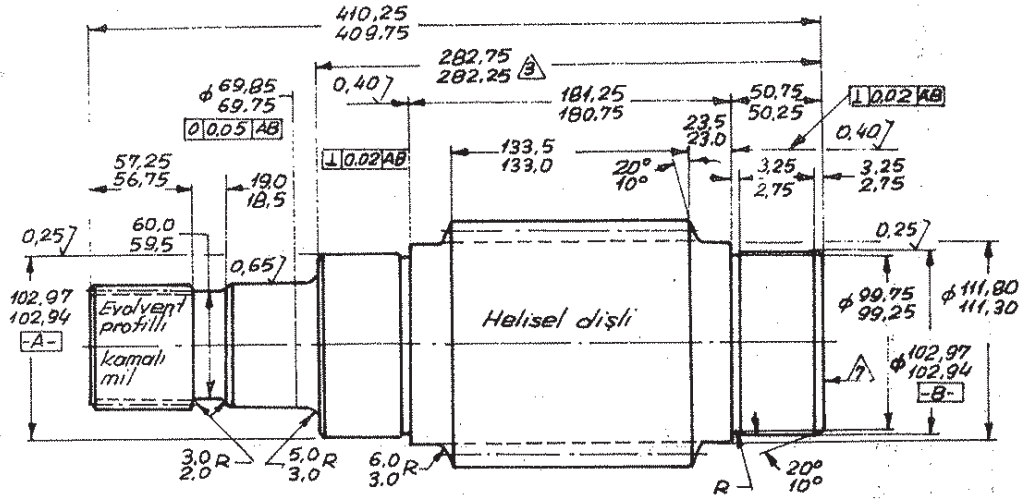
#### E3.4 - Pinyon millerinin konstrüktif şekillendirilmesi

Diş tabanı ile delik (veya kama yuvası) arasındaki et kalınlığı 2,5 m den daha küçük olan dişli çarklarda (düz delikler de - meselâ plânet çarklarda - ve daha hassas diş taban yuvarlatmalarında en az 1,8 m olabilir), pinyon ve mil ekseriya tek parça (yekpare) olarak imal edilirler (pinyon mili) Şekil E3.34. Ayrıca Amerikan sistemine göre, türbin mekanizmalarında kullanılan bir dişlinin imalat resmi Şekil E3.35 de verilmiştir.

• **Faydaları:** Delğin işlenmesi ve mil-göbek bağlantısı ortadan kalkar, rijitlik yüksektir, aksenal kuvvetlerden dolayı dişlinin mile eğri oturması yoktur.

• **Zararları:** Pinyonun tek başına değiştirilmesi mümkün değildir.





### Helisel dişlinin konstrüksiyon boyutları

Normal modül	5.0
Alın modülü	5.1764
Normal kesitteki basınç açısı	20°
Alın kesitindeki basınç açısı	20.647°
Helis açısı ve yönü	15° Sağ
Diş sayısı	24
Taksimat dairesi çapı	124.233
Temel dairesi çapı	116.254
Temel dairesindeki helis açısı	14.076°
Helis adımı	1456.58
Büyük çap	137.33 - 137.07
Diş taban dairesi çapı	112.60 - 111.88
Form dairesi çapı (max)	119.37
Yuvartlanma açısı (Form dairesinde)	13.356°
Yuvartlanma açısı (Diş başı dairesinde)	36.033°
Diş taban yuvartlaklığı yarı çapı (min.)	1.75
Diş kalınlığı (Normal kesitte)	8.928 - 8.801
Makara çapı	8.6400
Makara üstünden karşı makara üstüne kadar olan mesafe (Makara açıklığı)	138.67 - 138.40

### İşletme şartları (Referans değerleri)

Eş dişlinin diş sayısı	80
Eksenler arası mesafe	272.637
Taksimat dairesi çapı	125.832
Alın modülü	5.2430
Alın kesitindeki basınç açısı	22.500°
Diş başı yüksekliği	5.7500
Yan boşluk	0.265 - 0.530

## Dişli kalitesi

Malzeme sınıfı	1
Kalite, diş geometrisi	A
Dişten dişe taksimat hatası (sınırı)	0,0061
Dişten dişe kümülâtif taksimat hatası	0,0127
Toplam bileşik hata	0,0256
Profil toleransı	Dişagrama bakınız
Helis doğruluğu (hassasiyeti)	Dişagrama bakınız
Profil yüzeyi tamamlanmış, mikron	0,5
Yuvarlatılmış taban yüzeyi tamamlanmış, mikron	2,0

## Merkezlemesi tabana göre yapılmış evolvent profilli dişli milinin konstrüksiyon boyutları

Diş sayısı	26
Kama modülü (Evolvent profilli dişli milin modülü)	2,54 / 1,27
Basınç açısı	30°
Taksimat dairesi çapı	66,040
Temel dairesi çapı	63,924
Büyük çap	68,58 - 67,82
Form dairesi çapı, max.	63,348
Küçük çap, min.	62,230
Diş kalınlığı	
Max. efektif	3,990
Min. gerçek	3,909
Max. gerçek	3,945
Makara çapı	4,8768
Min. makara açıklığı (Makara üstünden karşı makara üstüne kadar olan min. mesafe)	73,482

## Not:

1. Dişlinin şekil eksenini **-A-** ve **-B-** oluşturun.

2. Malzeme: AISI 4320

3. Isıl işlem:

Sementasyon ve sertlik değerleri (belirtilen bölgede);

Yüzey sertliği 59 HRC (minimum)

Efektif sertlik derinliği (taşlamadan sonra) 1,0 - 1,5

Çekirdek sertliği 35 - 42 HRC

4- Diş tabanları taşlanmamalı

5- Manyetik parçalar kontrol edilmeli, helisel dişli veya kamalı mil dişlerinde bulunmamalı

6- Taşlama yanıkları ve bölgesel işlemler önlenmeli

7. Parça ve seri numaraları konulmalı

8. (1) her montaj için belirtilmeli.

Sekil E3-35 - Hassasiyeti yüksek olan bir türbin dişlisinin imalât resmi [L-36].

### E3.5 - Mekanizma kutularının konstrüktif şekillendirilmesi

Mekanizma kutusunu projelendirirken göz önüne alınması gereken özellikleri şu şekilde sıralıyabiliriz :

- Miller ve çarklar bütün yüklerde hassasiyetini korumalı,
- Kuvvetler ve tepki momentleri karşılanmalı, ilâveten iletilmeli,
- Toz, su ve diğer yabancı maddelere karşı dişli çarklar, yataklar ve yağlayıcı madde korunmalı,
- Yağlayıcı maddenin dışarı kaçmasına engel olunmalı,
- Isı geçişini kolaylaştırmalı,
- Gürültüyü azaltmalı.

Ayrıca bazı kullanım yerleri, aşağıdaki gibi ilave isteklerde de bulunabilir :

- Diş çarklar, yataklar ve gerekli olan yağlayıcı madde, kendini basit olarak kontrol ettirebilmeli,
- Bir hasar olayının sonuçları sınırlandırılmalı,
- Demontaj ve onarım basit olmalı

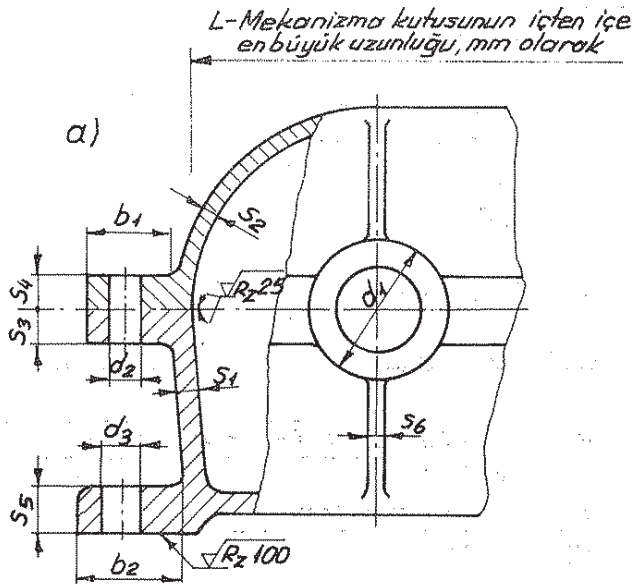
Mekanizma kutularının konstrüksiyon boyutları Cetvel E3.3 ve Şekil E3.36 da, konstrüksiyon örneği ise Şekil E3.37 de verilmiştir. İmalatta yüzey pürüzlülüğü için tavsiye edilen değerler :

Flanş yüzeyleri	: $\sqrt{R_z = 16 \dots 25 \mu m}$
Yatak yerleri (tabanları)	: $\sqrt{R_z = 16 \mu m}$
Yatak alın yüzeyleri	: $\sqrt{R_z = 16 \mu m}$
Gözetleme deliği kapağı, Taban yüzeyleri	: $\sqrt{R_z = 25 \mu m}$

İsim	Sembol	Döküm konstrüksiyon <sup>b</sup>	Kaynak konstrüksiyon
Alt gövdenin cidar kalınlığı			
a) Sertleştirilmemiş dişli GG GGG, GS	$W_w^a$	$0,007 \cdot L + 6 \text{ mm}^c$ $0,005 \cdot L + 4 \text{ mm}$	$0,004 \cdot L + 4 \text{ mm}$
b) Sertleştirilmiş dişli GG GGG, GS Minimum Maksimum		$0,010 \cdot L + 6 \text{ mm}^c$ $0,007 \cdot L + 4 \text{ mm}$ $GG, GGG: 8 \text{ mm}; GS: 12 \text{ mm}$ 50 mm.	$0,005 \cdot L + 4 \text{ mm}$ 4 mm. 25 mm.
Üst gövdenin cidar kalınlığı:			
Üst gövde müşterek taşıyıcı (yatak kapağı mevcut)	$W_D^d$	$0,8 \cdot W_w$	$0,8 \cdot W_w$
Üst gövde müşterek taşıyıcı değil (sadece kaporta - koruyucu - görevi yapan)	$W_H^d$	$0,5 \cdot W_w$	$0,5 \cdot W_w$
Takviyeler ve soğutma kanatlarının kalınlığı	$W_R$	0,7 · Takviye cidarındaki kalınlık	
Flanş kalınlığı	$W_F^e$	$1,5 \cdot W_w$	$2 \cdot W_w$
Flanş genişliği (flanş çıkıntısı)	$b_F$	$3 \cdot W_w + 10 \text{ mm}$	$4 \cdot W_w + 10 \text{ mm}$
Boydan boy a taban kenarı kalınlığı (içi boşaltılmış)	$W_L$	$3 \cdot W_w$	
Boydan boy a taban kenarı kalınlığı (içi boşaltılmamış)	$W_L$	$1,8 \cdot W_w$	$3,5 \cdot W_w$
Boydan boy a enine - taban kenarı kalınlığı	$W_a$	$1,5 \cdot W_w$	$1,5 \cdot W_w$
Taban kenarı genişliği (taban kenarı çıkıntısı)	$b_L$	$3,5 \cdot W_w + 15 \text{ mm}$	$4,5 \cdot W_w + 15 \text{ mm}$
Yatak muhafazasının (kovanının) dış çapı	$D_G$	$1,2 \cdot \text{Yatak dış çapı}$	
Yatak civatasının çapı <sup>f</sup>	$d_s$	$2 \cdot W_w$	$3 \cdot W_w$
Flanş civatasının çapı <sup>g</sup>	$d_F$	$1,2 \cdot W_w$	$1,5 \cdot W_w$
Flanş civatalarının açıklığı (Civatalar arası mesafe)	$L_F$	$(6 \dots 10) \cdot d_F^h$	$(6 \dots 10) \cdot d_F^h$
Temel civatasının çapı <sup>j</sup>	$d_u$	$1,6 \cdot W_w$	$2 \cdot W_w$
Gözetleme deliğinin kapak civatası çapı	$d_p$	$0,8 \cdot W_w$	$1 \cdot W_w$

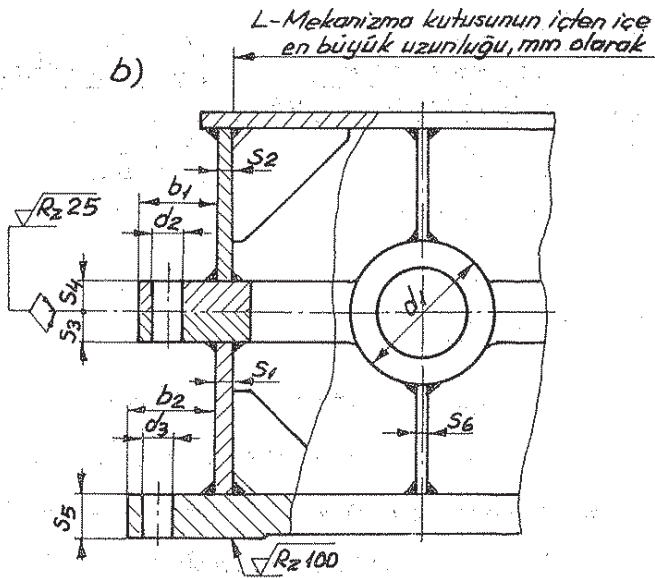
Cetvel E3.3 - Mekanizma kutularının konstrüksiyon boyutları için kabul edilebilir değerler (L = Mekanizma kutusunun en büyük uzunluğu, mm olarak)

- Mekanizma kutularında yaklaşık olarak  $L = 3000 \text{ mm}$  den itibaren alt gövde, ekseriya yukarıda belirtilen cidar kalınlığı değerlerinin % 70' i ile çift cidarlı yapılır
- Modelin çıkarılabilmesi için çıkarma yönündeki yüzeylere yaklaşık olarak  $3^\circ$  eğim verilir.
- Türbo mekanizmalarda: +10 mm alınır (Titreşim ve gürültünün azalması için)
- Gürültü seviyesine göre, daha kalın olabilir
- Somunlu civata ile flanş bağlantısı için
- Yatakta mümkün olduğu kadar sık bulunmalı
- g) = Basıkı civatasının çapı (Flanşları sıkıştıran civatanın çapı)
- h) İstenen sıklığa göre seçilir
- j) Civata sayısı  $\approx 2$ . Yatak civatası sayısı



$$\begin{aligned} s_1 &\approx 0,012 \cdot L + 5 \text{ mm} \\ s_2 &\approx (0,8 \dots 1) \cdot s_1 \\ s_3 &\approx 1,5 \cdot s_1 \\ s_4 &\approx s_3 \\ s_5 &\approx 2 \cdot s_1 \\ s_6 &\approx 0,7 \cdot s_1 \\ d_1 &\approx 1,4 \cdot \text{Yatak dış çapı} \\ d_2 &\approx 1,2 \cdot s_1 \\ d_3 &\approx 1,6 \cdot s_1 \\ b_1 &\approx 3 \cdot s_1 + 10 \text{ mm} \\ b_2 &\approx 3,5 \cdot s_1 + 15 \text{ mm} \end{aligned}$$

Malzeme: GG-15  
GG-20  
GGG-40



$$\begin{aligned} s_1 &\approx 0,005 \cdot L + 4 \text{ mm} \\ s_2 &\approx (0,5 \dots 0,8) \cdot s_1 \\ s_3 &\approx 2 \cdot s_1 \\ s_4 &\approx s_3 \\ s_5 &\approx 3,5 \cdot s_1 \\ s_6 &\approx 0,7 \cdot s_1 \\ d_1 &\approx 1,4 \cdot \text{Yatak dış çapı} \\ d_2 &\approx 1,5 \cdot s_1 \\ d_3 &\approx 2 \cdot s_1 \\ b_1 &\approx 4 \cdot s_1 + 10 \text{ mm} \\ b_2 &\approx 4,5 \cdot s_1 + 15 \text{ mm} \end{aligned}$$

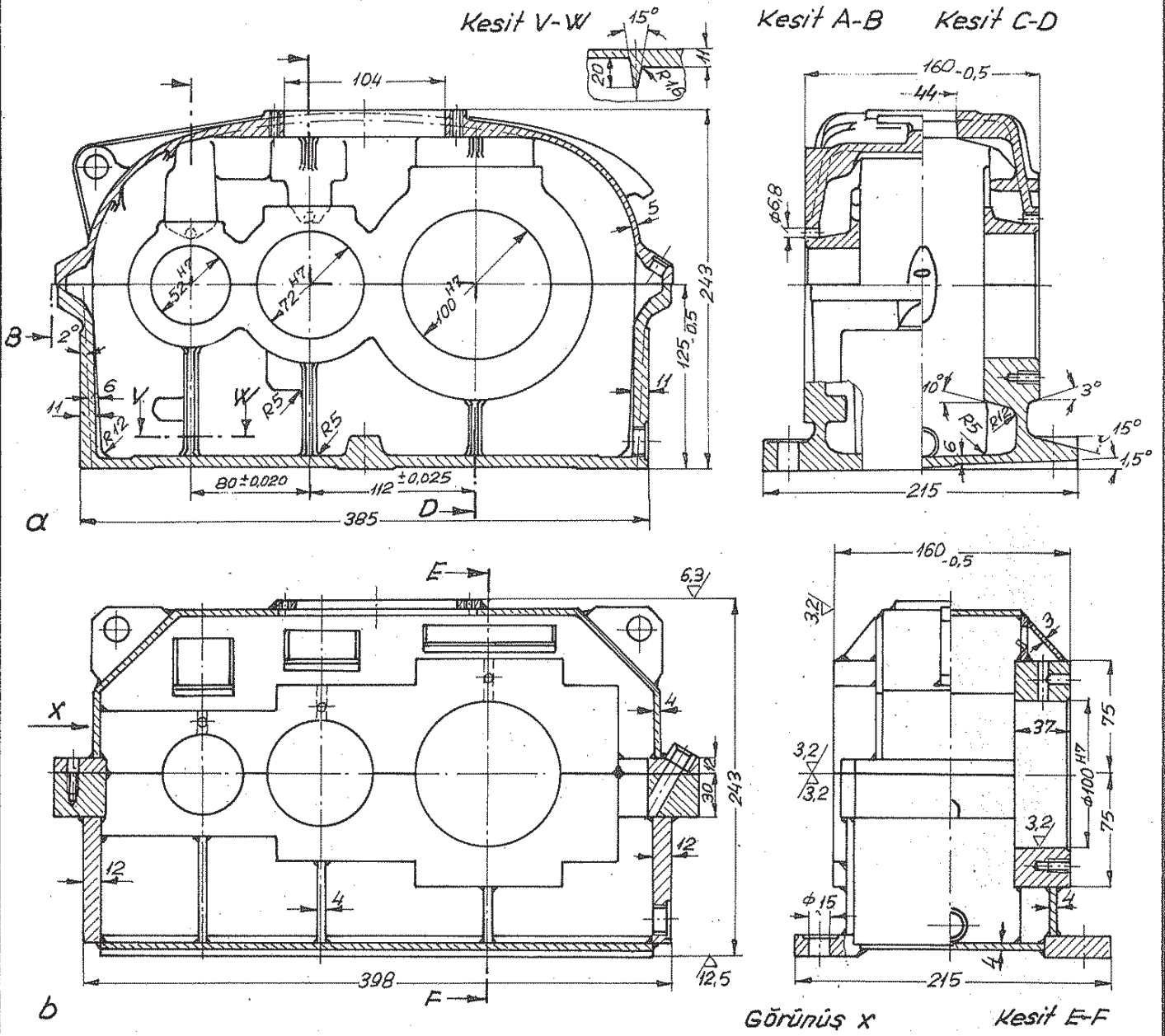
Malzeme: St 37-1  
St 52-3

Şekil E3.36 - Mekanizma kutusu ölçüleri için referans değerler [L.12].

a) Döküm konstrüksiyon

b) Kaynak konstrüksiyon



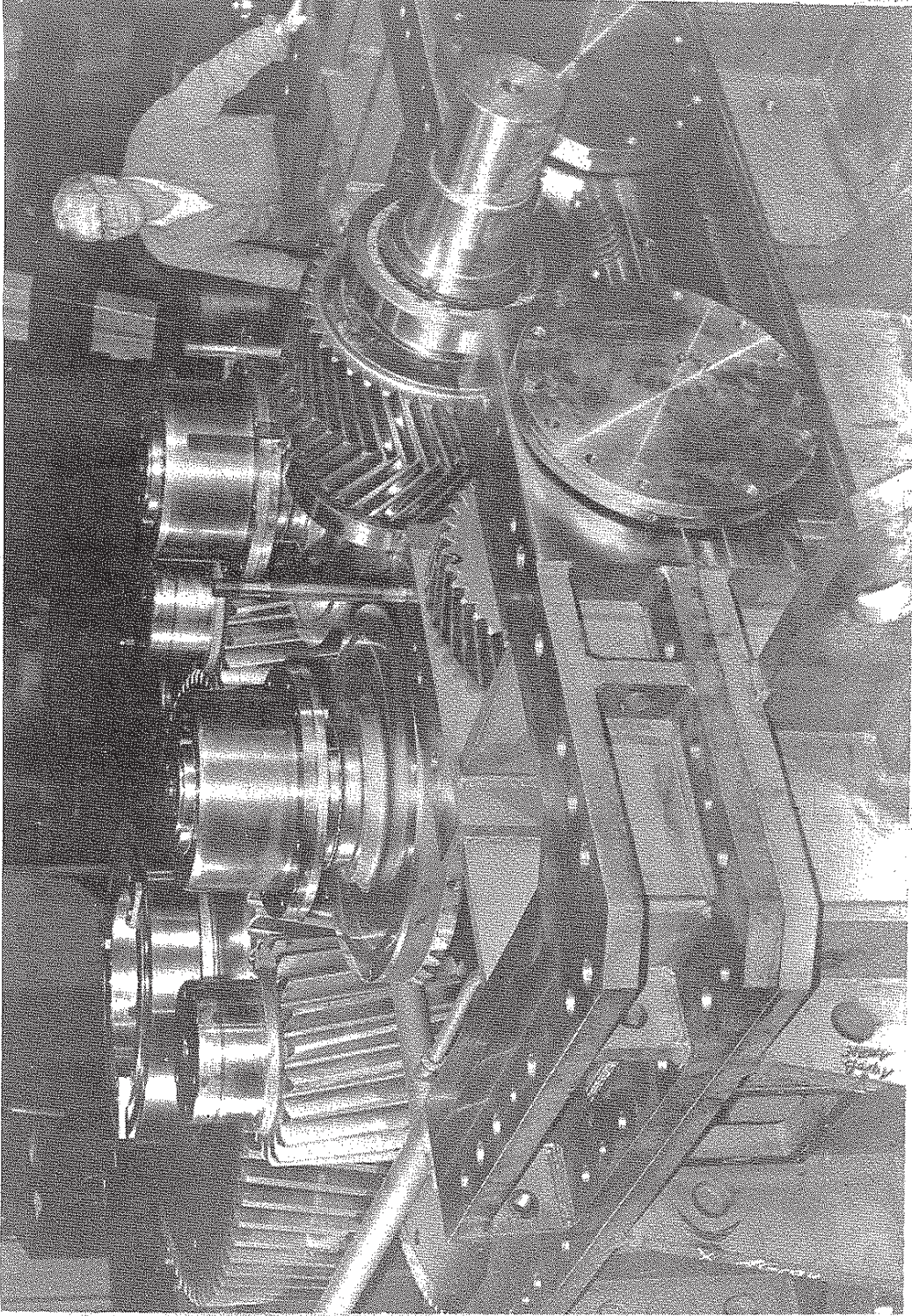


Sekil E3-37- Bir mekanizma kutusunun (Flender, Bocholt);

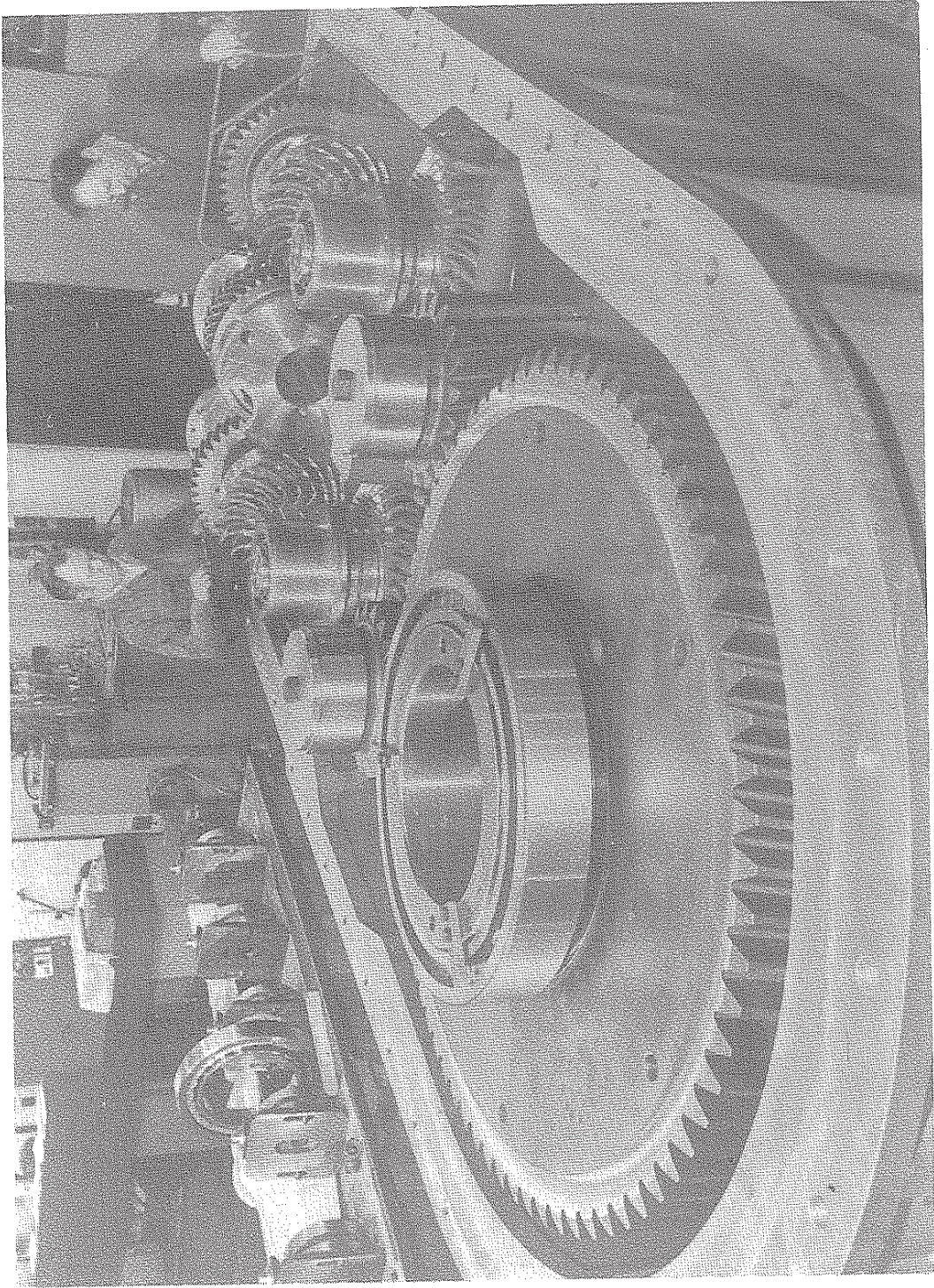
a) Döküm konstrüksiyonu, GG 20

b) Kaynak konstrüksiyonu, St 37-2

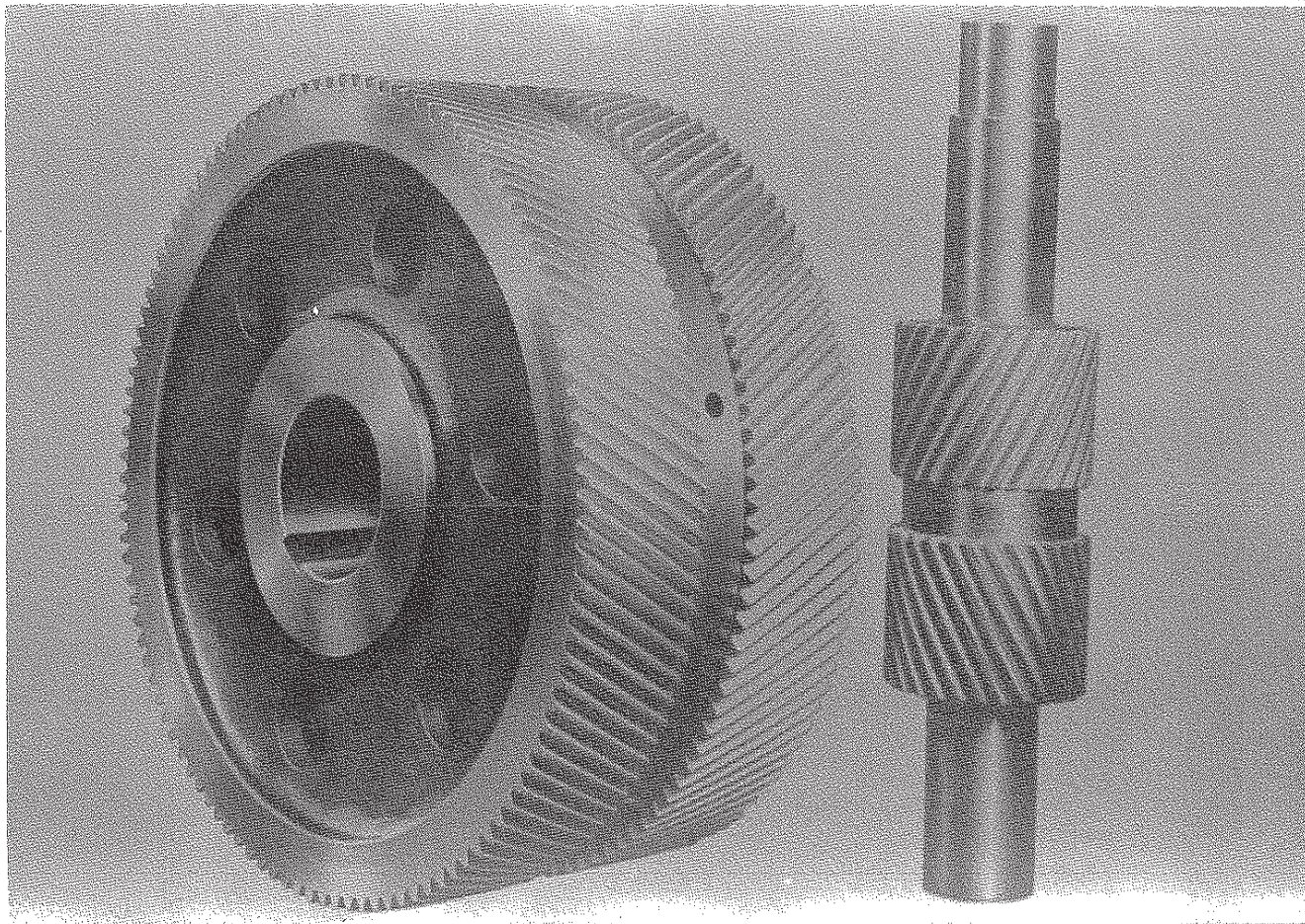
*E3.6 - Resimlerle konstrüksiyon örnekleri [L.56]  
(A. Friedr. Flender AG, Bocholt)*



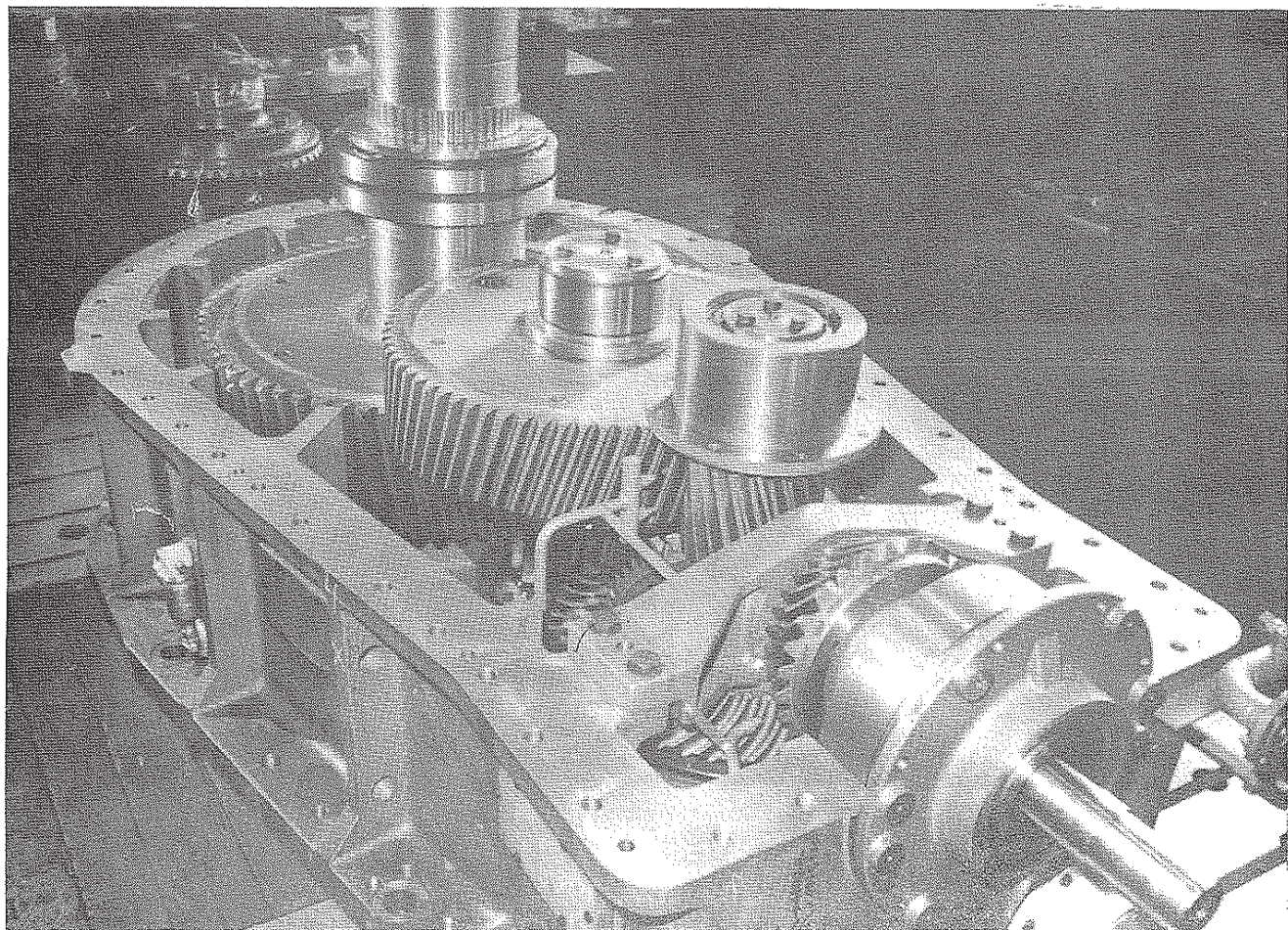
*Resim E3.1*



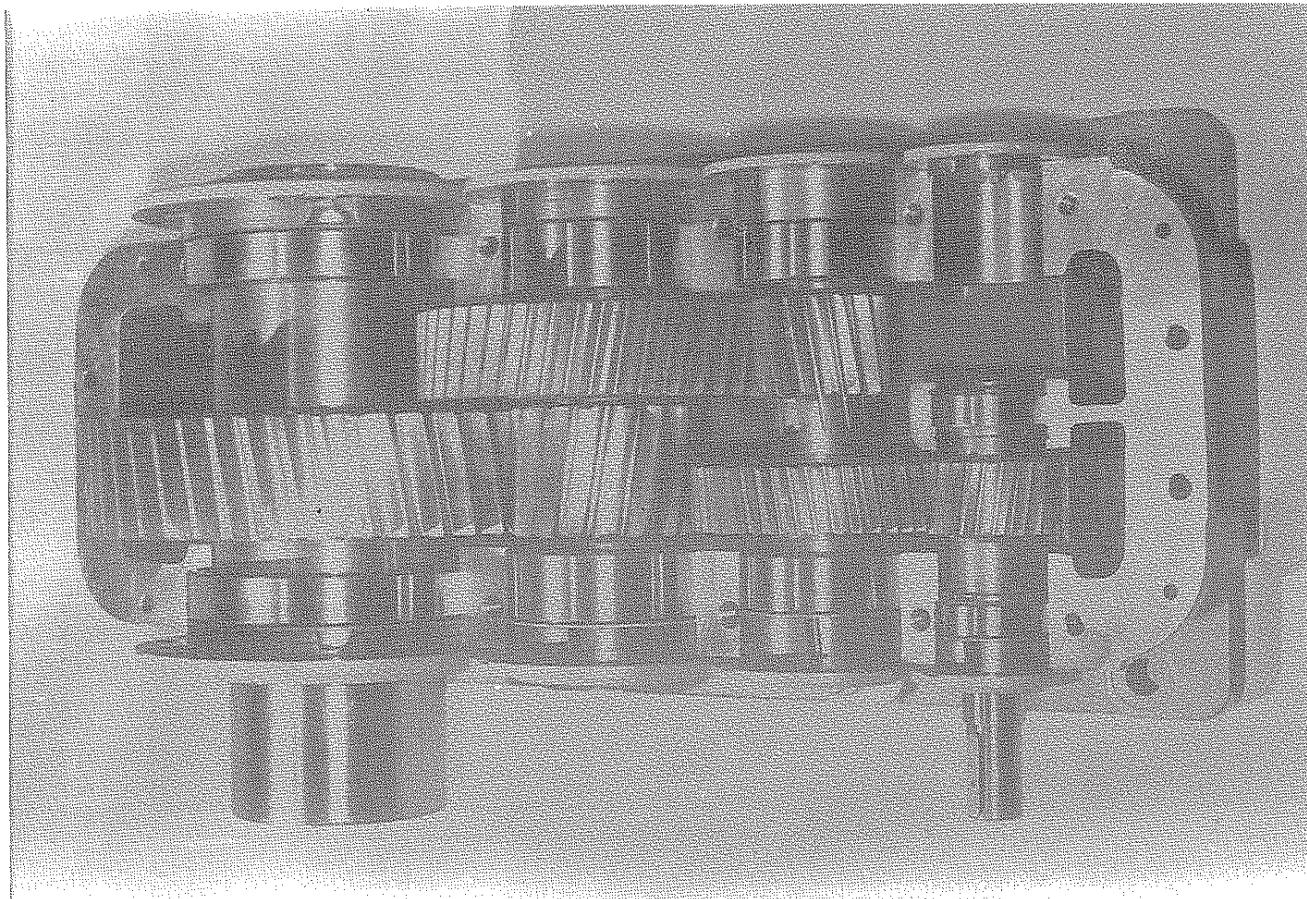
*Resim E3.2 - Nr. 17353*



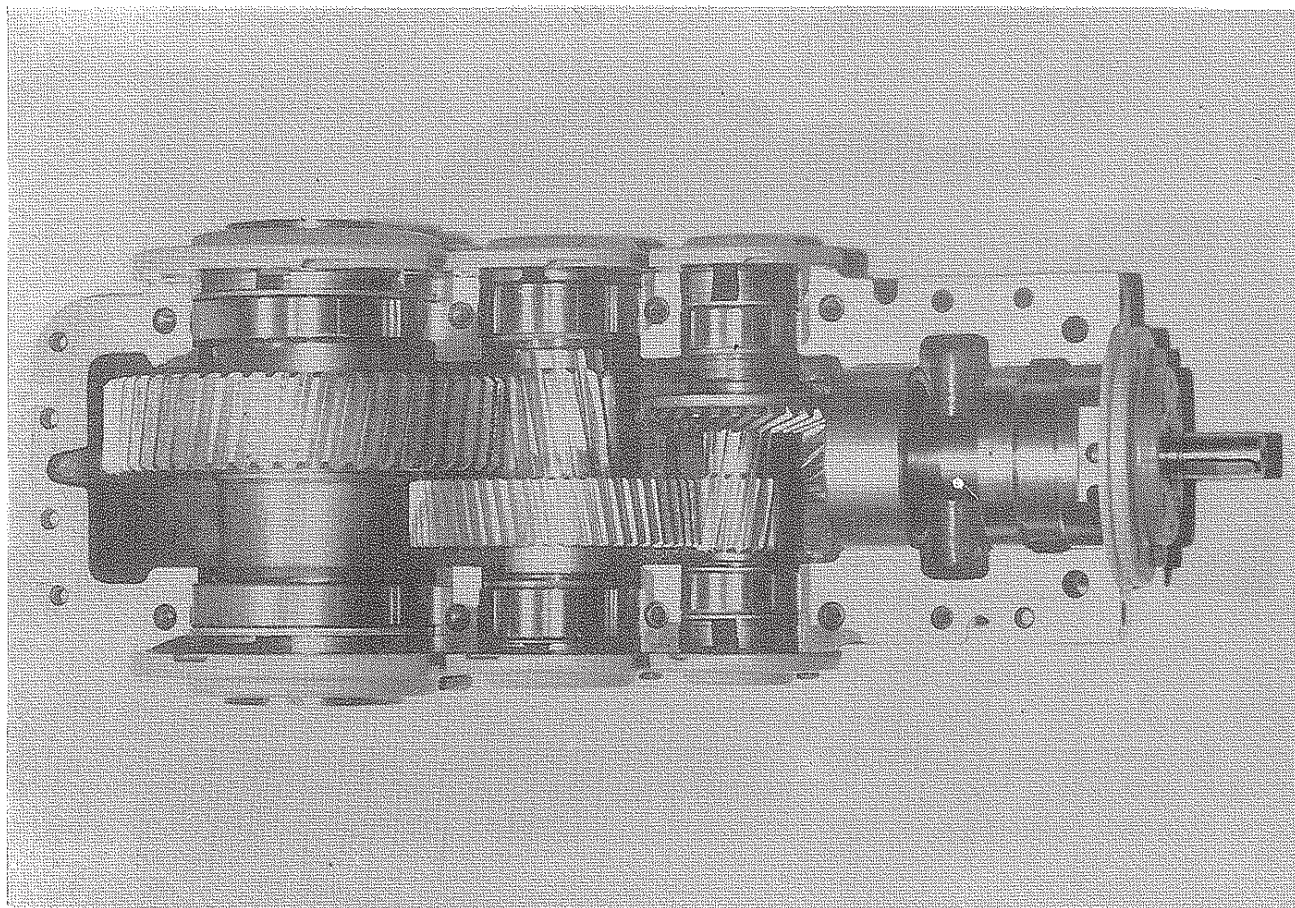
*Resim E3.3 - Nr. 5231*



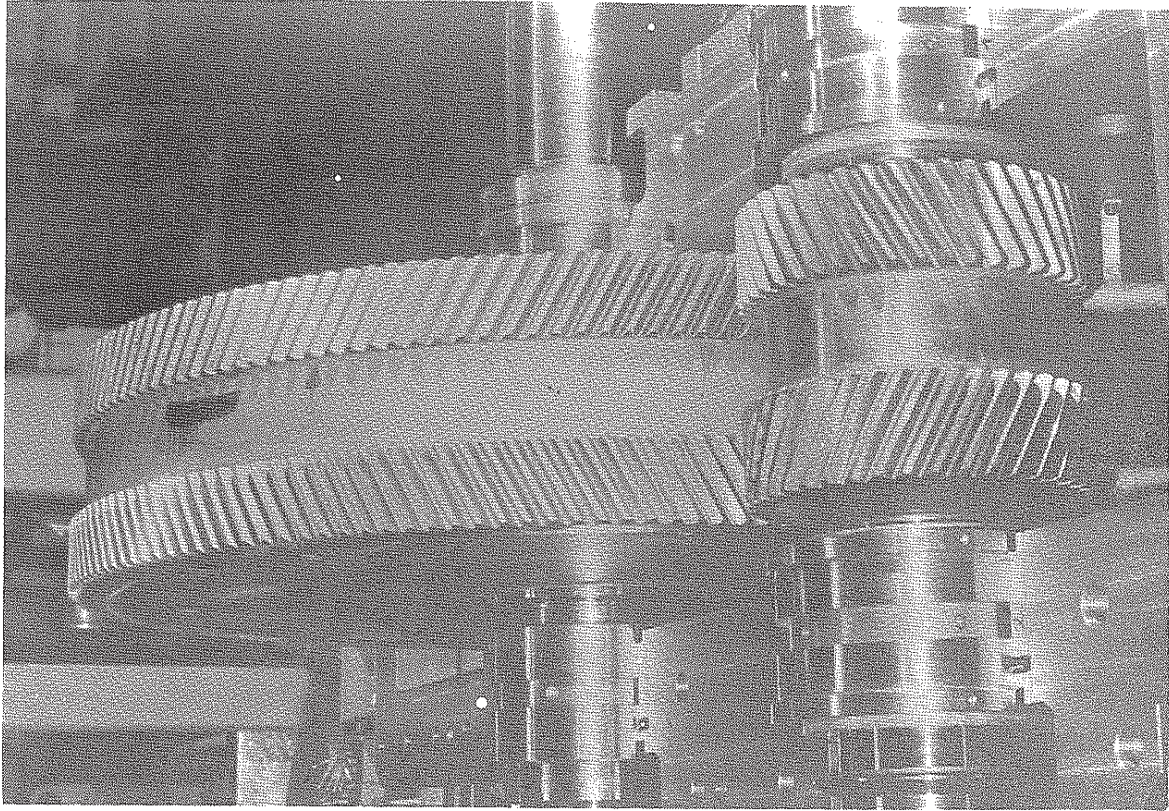
*Resim E3.4 - Nr. 19775*



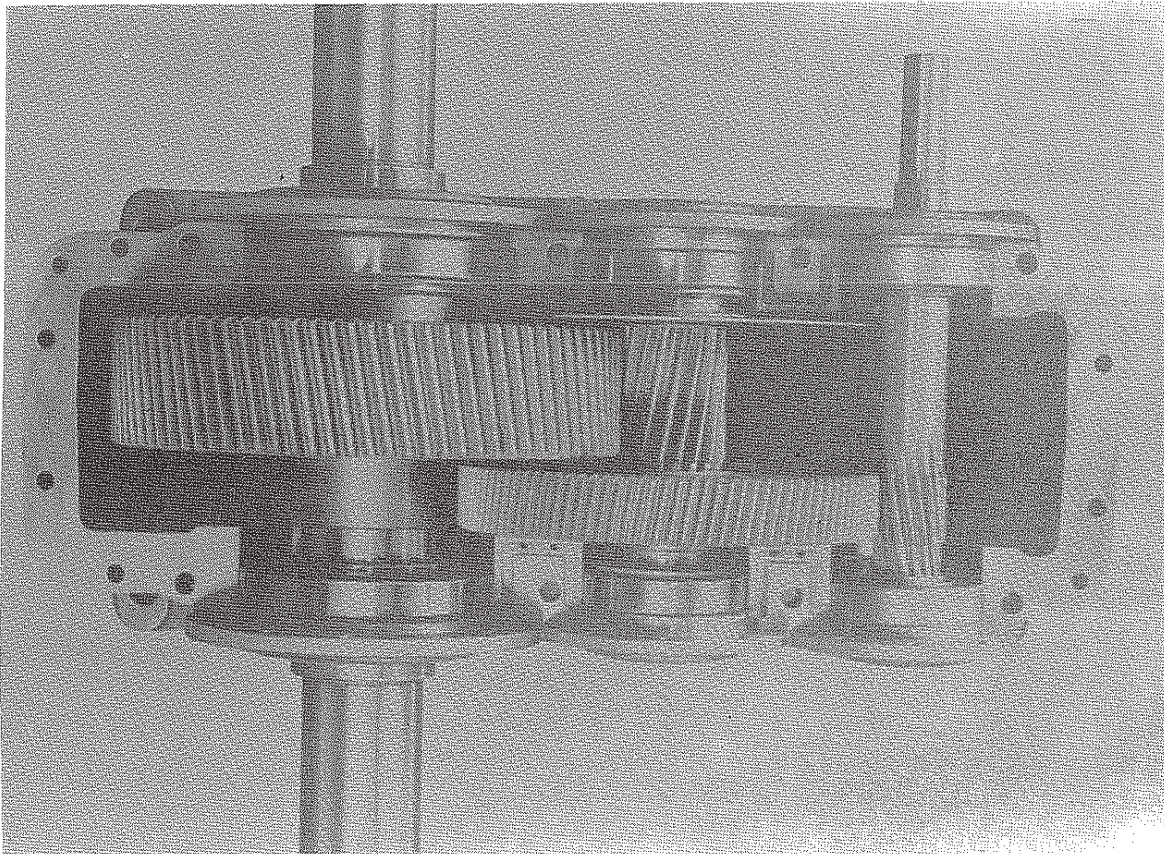
*Resim E3.6 - Nr. 19324*



*Resim E3.5 - Nr. 19323*



*Resim E3.8 - Nr : 20102*



*Resim E3.7 - Nr . 9195*

## EK-4 - KAYIP GÜÇ, VERİM, ISINMA

( Ortaya çıkan ve dışarıya atılan ısı )

### E4.1- Semboller ve birimleri

$a$	mm	Eksenler arası mesafe
$b$	mm	Dış genişliği
$d_{w1}$	mm	Pinyonun yuvarlanma dairesi çapı
$f_k$	—	Cebri konveksiyon (zorlanmış ısı taşınımı) faktörü
$t_d$	K	Yağ ile soğutucu su arasındaki ortalama sıcaklık farkı
$U_w$	m/sn.	Hava hızı
$U_t$	m/sn.	Çevre hızı
$U_{\Sigma m}$	m/sn.	Ortalama toplam hız (Kavrama boyu üzerine taşınmış)
$Z_1$	—	Pinyonun diş sayısı
$A_K$	m <sup>2</sup>	Serpantin (soğutucu borunun) dış yüzeyi
$F_{bt}$	N	Alın kesitinde normal diş kuvveti (Düz dişlilerde = $F_n$ )
$1/K$	m <sup>2</sup> K/W	Isı taşınım direnci
$K_A$	—	Çalışma faktörü (Kullanım faktörü)
$P_a$	kw	Nominal işletme gücü
$P_{KK}$	w	Soğutucu akışkanın soğutma gücü
$P_{vz}$	kw	Dış sürtünme kaybı
$R_a$	$\mu m$	Aritmetik ortalama pürüz değeri
$x_R$	—	Pürüzlülük faktörü (Yüzey düzgünlüğü faktörü)
$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> K)	Isı taşınım katsayısı
$\beta$	°	Helis açısı
$\eta$	mPas	Dinamik yağ viskozitesi
$\eta$	—	Verim
$U_G$	°C	Mekanizma kutusunun dış yüzey sıcaklığı
$U_{\infty}$	°C	Çevre (ortam) sıcaklığı
$\mu_m$	—	Ortalama dış sürtünme katsayısı (Kayıp güç için)
$\mu_B$	—	Dış sürtünme katsayısı (Yenme zorlanması için)
$\nu$	mm <sup>2</sup> /sn	Kinematik yağ viskozitesi
$\rho_m$	mm	Ortalama eşdeğer eğrilik yarı çapı

## E4.2 - Kayıp güç

Mekanizmalarda, meydana gelen güç kaybı ısıya dönüşerek sistemde bir sıcaklık artışı meydana getirir ki bu sıcaklık, yağlayıcı maddenin viskozitesi ve ömrü için çok önemlidir. Dolayısıyla, ortaya çıkan bu ısının dışarıya atılması çarelerinin (meselâ, özel bir yağ soğutma düzeni gibi) aranması gerekir.

Toplam güç kaybını teşkil eden unsurlar genel olarak,

$$P_V = \overbrace{P_{VZ} + P_{VZO}}^{\text{Disli mekanizmasının dış kayıp gücü}} + \overbrace{P_{VB} + P_{VBO}}^{\text{Yatak kayıp gücü}} + \overbrace{P_{VD}}^{\text{Sızdırmazlık kayıp gücü}} + \overbrace{P_{VX}}^{\text{Diğer kayıp güçler}} \quad (E4/1)$$

$\uparrow$   $\uparrow$   $\uparrow$   $\uparrow$   
 Yük altında çalışmadan meydana gelen      Yüksüz (boşta) çalışmadan meydana gelen

şeklinde yazılabilir.

$P_{VZ}$  - Diş sürtünme kaybı. Normal diş kuvvetinin iletilmesi esnasında dişlerin temas yüzeyleri arasındaki kayma - yuvarlanma hareketinden dolayı meydana gelen güç kaybıdır.

$P_{VZO}$  - Başta çalışma kaybı (dişli çarklar için). Bu kayıp güç;

- Dalma yağlama da, yağ sıçratma kaybı: Dişlilerin yağa çarpması ile meydana gelen güç kaybı;
- Püskürtme yağlama da, sıkıştırma kaybı (yağın diş boşluklarından dışarı atılması): Püskürtülen yağın hızlanması ve soptırılmasına bağlı olarak meydana gelen güç kaybı ve vantilasyon kaybı (disk sürtmesi) olarak ifade edilebilir.

$P_{VB}$  - Yüklenmiş yataktaki kayıp

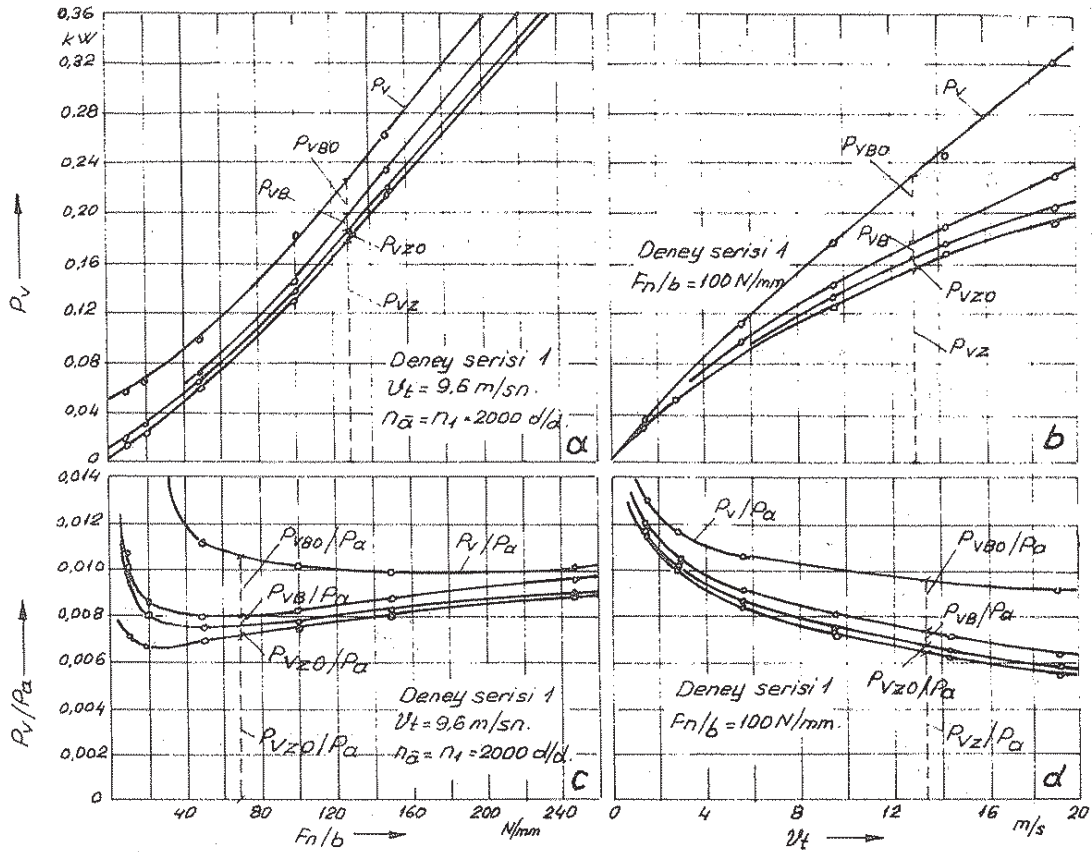
$P_{VBO}$  - Yüksüz (boşta çalışan) yataktaki kayıp

$P_{VD}$  - Sızdırmazlık kaybı (sızdırmaz parçaların - keçeler, salmastralar v.s - sürtünmesinden meydana gelen kayıp)

$P_{VX}$  - Diğer kayıp güçler (meselâ, yağ pompası gibi)

Güç kaybını teşkil eden unsurların büyüklükleri hakkında, Şekil E4.1 ve E4.2'deki örnekler bize bazı bilgiler verebilir; Şöyle ki, Şekil E4.1 yüklemenin ve çevre hızının çeşitli güç kayıplarına etkisini, Şekil E4.2 çeşitli işletme değerlerinin dişli çarkın boşta çalışma kaybına (püskürtme yağlamada) etkisini göstermektedir.





Sekil E4.1- a) ve b) - Toplam güç kaybının ( $P_v$ ) ve bileşenlerinin değişimi.  
c) ve d) - Relâtif güç kaybının ( $P_v/P_a$ ) ve bileşenlerinin değişimi.

### a) Diş sürtünme kaybı $P_{vz}$

- Yükteki artış ile orantılı olarak (yaklaşık)  $P_{vz}$  değeri de artar.
- Yağ vizkozitesindeki ( $\eta$ ) azalmanın  $P_{vz}$  yi artırıcı yöndeki etkisi oldukça azdır.
- Çevre hızı  $V_t$  nin artması ile  $P_{vz}$  artar ancak bu artış iletilen güç artışının  $P_{vz}$  yi artırıcı yöndeki etkisinden daha azdır (çünkü sürtünme sayısı  $\mu_m$ ,  $V_t$  nin artması ile - bir sınır değere kadar - azalır).

Coulumb kanununa göre

$$P_{vz} = F_R \cdot V_g = (1/\rho_e) \int^g F_n \cdot \mu \cdot V_g \cdot dg \quad (E4/2)$$

ifadesini yerel büyüklükler ile yazmak mümkündür.

$F_n$  - Normal kuvvet

$\mu$  - Sürtünme sayısı

$V_g$  - Kayma hızı ( $g$  kavrama boyu üzerine taşınmış)

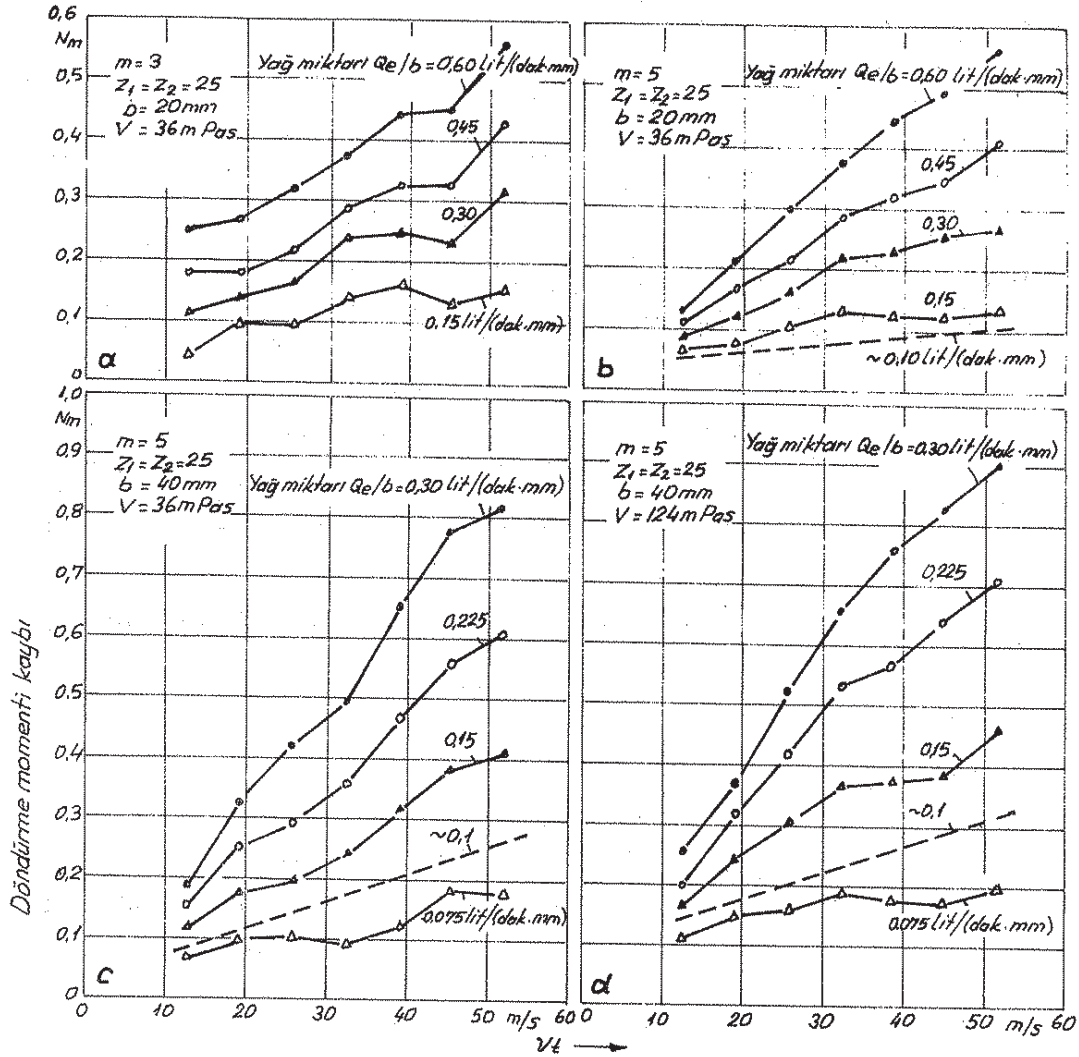
Sürtünme sayısı - yuvarlanma noktasına yakın olmayan - kavrama boyu üzerinde sabit kabul edilebilir (Şekil E4.5). Buna göre :

$$P_{Vz} = F_t \cdot v_t \cdot \mu_m \frac{1}{P_e \cdot \cos \alpha_b} \int^g \left( \frac{F_t}{F_n} \right) \left( \frac{v_g}{v_t} \right) dg = P_a \cdot \mu_m \cdot H_v \quad (E4/3)$$

elde edilir.

$P_a$  - İşletme gücü (=  $F_t \cdot v_t$ )

$H_v$  - Diş kayıp derecesi (dişli kayıp faktörü)



Şekil E4.2 - Dişli çarkın başta çalışma kaybına (püskürtme yağlamada), püskürtme miktarının ( $Q_e/b$ ) ve çevre hızının ( $v_t$ ) etkisi.

(Kavramaya girerken püskürtme, püskürtücü çapı 6 mm).

a) ve b) Modülün ( $m$ ) etkisi ;

b) ve c) Diş genişliğinin ( $b$ ) etkisi ;

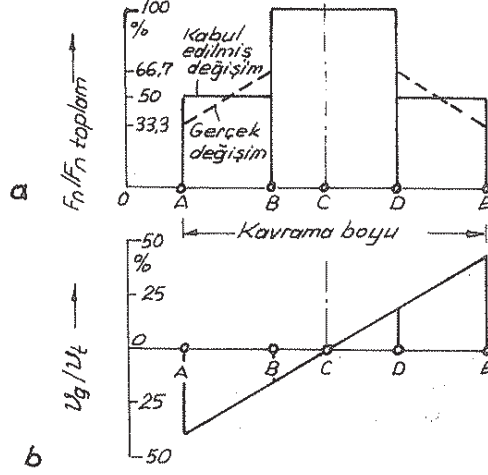
c) ve d) İşletme viskozitesinin ( $v$ ) etkisi .

Şekil E4.3 'e göre kuvvet dağılımı, kayma hızının değişimi ve  $\epsilon_1 < 1$ ,  $\epsilon_2 < 1$  (yuvarlanma noktası, tekil kavrama noktası bölgesinde) için  $H_v$  değeri

$$H_V = \pi \frac{U+1}{Z_1 \cdot U \cdot \cos \beta_b} (1 - \epsilon_\alpha + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \quad (E4/4)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

$\epsilon_{1,2}$  - Profil kavrama oranları (Pinyon ve çark için)



Şekil E4.3 - a) Dış normal kuvvetinin, } Kavrama boyu üzerindeki değişimi.  
b) Kayma hızının }

$\epsilon_1$  ve  $\epsilon_2$  hesaplanırken (Cetvel 2.1), helisel dişlilerde alın kesitindeki  $u = Z_1/Z_2$  oranı içten dişlilerde negatif alınır ( $v_g/v_t$  oranı da dıştan dişlilerden daha küçüktür).

Aşırı derecede profil kaydırma yapılmış dişliler (yuvarlanma noktası, çift dişin kavrama noktası bölgesinde - iki dişin aynı anda kavrama yaptığı bölge -) veya kuvvet dağılımı Şekil E4.3a ya göre olan dişliler için  $H_V$  değeri % 10'un altındaki bir hata ile bulunabilir.

$\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_\alpha / 2$  (Yuvarlanma noktası kavrama boyu ortasında) ve  $\cos \beta_b = 1$ ,  $\epsilon_\alpha = 1.6$  için diş kayıp derecesi,

$$H_V = \pi \frac{U+1}{Z_1 \cdot U \cdot \cos \beta_b} (1 - \epsilon_\alpha + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \quad (\text{Eşitlik E4/4})$$

$$H_V = \pi \frac{U+1}{Z_1 \cdot U} \left[ 1 - 1.6 + 2 \left( \frac{1.6}{2} \right)^2 \right] = \pi \frac{U+1}{Z_1 \cdot U} \cdot 0.68$$

$$H_V \cong 2.1 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right)$$

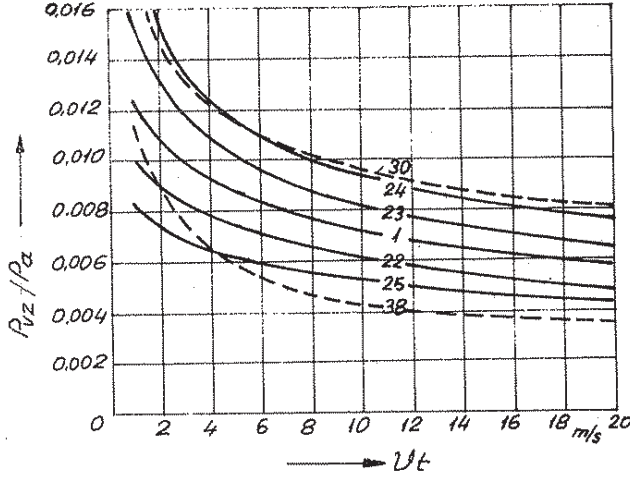
elde edilirken bu ifade ile yapılan hesaplarda hata < % 10 dır ( $\epsilon_\alpha = 1.4 \dots 1.8$  için)

Alın dişli çarklarda, çeşitli işletme değerlerinin  $P_{vz}/P_a$  oranına etkisini Şekil E4.4 göstermekte olup, yağ viskozitesi Şekil E4.10'a göre ve çevre

hızı  $U_t \leq 20$  m/sn olan taşlanmış dişliler için yaklaşık olarak;

$$P_{Vz} + P_{Vz0} \cong P_a \cdot K_A \left[ 0,1 / (Z_1 \cdot \cos \beta) + 0,03 / (U_t + 2) \right] \quad (E4/5)$$

yazılabilir. Bu eşitlik; leplenenmiş dişlilerde 1,2 ile, planyalanmış veya frezelenmiş dişlilerde 1,5 ile çarpılır. Tecrübe (deneyim) değerleri için Cetvel E4.1'e bakınız.



Şekil E4.4 - Değişik işletme şartlarında relatif diş kayıp gücü

$P_{Vz} / P_a$  nın çevre hızına bağlı olarak değişimi.

Eğri 1 :  $Z_1 = Z_2 = 20$  ;  $m = 4,5$  ;  $\alpha_w = 22^\circ, 43'$  ;  $\beta = 0^\circ$  ;  $E_\alpha = 1,5$  ;

Dişliler sertleştirilmiş, taşlanmış, çapraz hassas taşlanmış ( $R_a \cong 0,3 \dots 0,35 \mu m$ ) ; viskozitesi  $\eta_o = 40$  m Pas olan madeni yağla (B) yağlanmış ; diş genişliğinin mm sine etki eden normal diş kuvveti  $F_{bt} = 100$  N/mm.

Eğri 22: Eğri 1 den farkı,  $E_\alpha = 1,1$  ;

Eğri 23: Eğri 1 den farkı,  $E_\alpha = 1,8$  ;

Eğri 24: Eğri 1 den farkı,  $m = 6$  ve  $Z_1 = Z_2 = 15$  ;

Eğri 25: Eğri 1 den farkı,  $m = 3$  ;

Eğri 30: Eğri 1 den farkı, çapraz kaba taşlanmış ( $R_a \cong 1,5 \mu m$ ) ;

Eğri 38: Eğri 1 den farkı, yağlama sentetik yağ F (Polyöther).

Mekanizma	Dişli çarklar	$P_{vz}$ $P_{min} \% si$	$P_v$ $P_{min} \% si$	Düşünceler
Türbinler için ; Alın dişli çark mekanizmaları	Islah edilmiş, frezelenmiş ve leplenmiş	1,2... 1,5	2,0... 2,8	Yüksek güç, kay- malı yataklar ve püskürtme yağ- lama, pinyon ya- taklanmamış.
Alın dişli çark mekanizmaları	Sertleştirilmiş ve taşlanmış	0,8... 1,1	1,6... 2,3	
Planet mekanizmaları	Taşlanmış ve nitrasyon yapılmış	1,0... 1,3	1,2... 1,9	
Sanayi mekanizmaları için ; Alın dişli çark mekanizmaları	Islah edilmiş ve frezelenmiş	0,5... 1,0	1,2... 2,0	Rulmanlı yataklar, Dalma yağlama.
Alın dişli çark mekanizmaları	Sertleştirilmiş ve taşlanmış	0,3... 0,6	1,0... 1,5	
Spiral-Konik dişli çark mekanizmaları	Sertleştirilmiş ve leplenmiş	0,6... 1,2	1,5... 2,5	
Motorlu taşıtlar için ; Alın dişli çark kademesi	Taşlanmış ve sertleştirilmiş	0,5... 1,0	1,5... 2,0	Rulmanlı yataklar, Dalma yağlama.
Spiral-Konik dişli çark mekanizması	Sertleştirilmiş ve leplenmiş	0,8... 1,5	2,0... 3,0	
Hypoid mekanizması	Sertleştirilmiş ve leplenmiş	2,0... 4,0	4,0... 6,0	

Cetvel E4.1 - Diş kayıp gücü  $P_{vz}$  ve toplam kayıp güç  $P_v$  (Mekanizmanın her bir kademesi için). Nominal güç ve işletme sıcaklığında ; kesintili yük ve düşük sıcaklıklarda (kalınmadan sonra , kısa süreli çalışmada ) kayıp gücün önemi daha da artar.

### b) Ortalama diş sürtünme katsayısı $\mu_m$

Yeni araştırmalara göre  $\mu_m$ ; diş yükleme durumuna, yuvarlanma-kayma hızına aynı zamanda yağ viskozitesine ve hepsinden önce yağın kimyasal yapısına bağlıdır (Şekil E4.5)

Madeni yağlar üzerinde yapılan deney sonuçlarına göre :

$$\mu_m = 0.045 \left( \frac{K_A \cdot F_{bt} / b}{v_{\Sigma m} \cdot \rho_m} \right)^{0.2} \cdot \eta_M^{-0.05} \cdot x_R \leq 0.2 \quad (E4/6)$$

dir. Burada ;

$F_{bt}$  - Alın kesitinde nominal - normal diş kuvveti ( $K_V, K_{H\beta}, K_{H\alpha}$  faktörleri olmaksızın).

$v_{\Sigma m}$  - Ortalama toplam hız (kavrama boyu üzerine taşınmış).

Yuvarlanma noktasında, yaklaşık olarak  $v_{\Sigma m} \cong v_{\Sigma c}$  dir. Eşitlik E5/14 yuvarlanma noktası için yazılırsa ( $g_y = 0$ ),  $v_{\Sigma m} \cong v_{\Sigma c} = 2 v_t \sin \alpha_{wt}$  elde edilir. (Eğer  $v_t > 50$  m/sn. ise  $v_t = 50$  m/sn.,  $v_t < 1$  m/sn. ise  $v_t = 1$  m/sn. alınır)

$\rho_m$  - Normal kesitte, ortalama eşdeğer eğrilik yarıçapı.

Yuvarlanma noktasında, yaklaşık olarak  $\rho_m \cong \rho_{cn}$  olup,

$\rho_m \cong \rho_{cn} = 0.5 \cdot d_{w1} \sin \alpha_{wt} \cdot U / [\cos \beta_b (U+1)]$  şeklinde yazılır.

$\eta_M$  - Kütle sıcaklığında yağ viskozitesi (yaklaşık olarak, püskürtme sıcaklığında veya karterdeki yağ sıcaklığında)

Sıcaklığın viskozite üzerindeki tesiri, madeni yağlar için yaklaşık olarak

$\eta_v \cong \eta_{40} (40^\circ C / v)^{2.85} = \rho \cdot v_{40} (40^\circ C / v)^{2.85}$  eşitliğinde görülmektedir.

$x_R$  - Pürüzlülük faktörü

$$x_R = 3.8 (R_a / d_{w1})^{1/4} \quad (E4/7)$$

$R_a$  - Aritmetik ortalama pürüz değeri

Pinyon ve çarkın ortalama değeri olarak  $R_a = 0.5 (R_{a1} + R_{a2})$  yazılabilir.

Eşitlik E4/6'nın elde edilmesi için yapılan deneylerde  $P_c > 600$  N/mm<sup>2</sup> ve çevre hızı  $v_t < 30$  m/sn. alınmıştır. Bu nedente, Eşitlik E4/6'da dikkat edilecek sınır değerler:

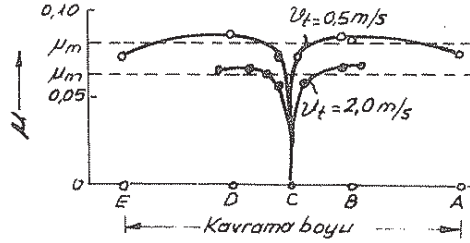
•  $v_t < 1$  m/sn. ise Eşitlik E4/6'dan daha yüksek sürtünme katsayısı beklenir,

•  $v_t > 50$  m/sn. ise  $v_{\Sigma m}$  ifadesinde sınır değeri olarak  $v_t = 50$  m/sn. konulur.

•  $F_{bt} / b < 150$  N/mm. ise sınır değeri olarak  $F_{bt} / b = 150$  N/mm alınır.

Yenme zorlanması hesaplarında, çevresel yönde kuvvet dağılışı (Faktör  $K_{H\alpha}$ ) ve diş genişliği boyunca kuvvet dağılışı (Faktör  $K_{H\beta}$ ) göz önüne alınmalıdır, dolay-

siyla eşitlik E4/6 ya göre sürtünme katsayısı  $\mu_B$  hesaplanırken  $K_A$  yerine  $K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$  konulmalı yani  $\mu_B = (K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha})^{0,2} \cdot \mu_m$  olmalıdır.  $K_V$  her zaman geri plânda kalmış ve hesaba katılmamıştır; buradaki  $\mu_m$  ve  $\mu_B$  ortalama değerleri ise kavrama süresi boyunca tarif edilmiştir.



Şekil E4.5 - Sürtünme katsayısı  $\mu$ 'nün kavrama boyu üzerindeki değişimi ( $\mu_m$  ortalama sürtünme katsayısıdır).

### C) Dişli çarkın boşta çalışma kaybı (dalma yağlamada)

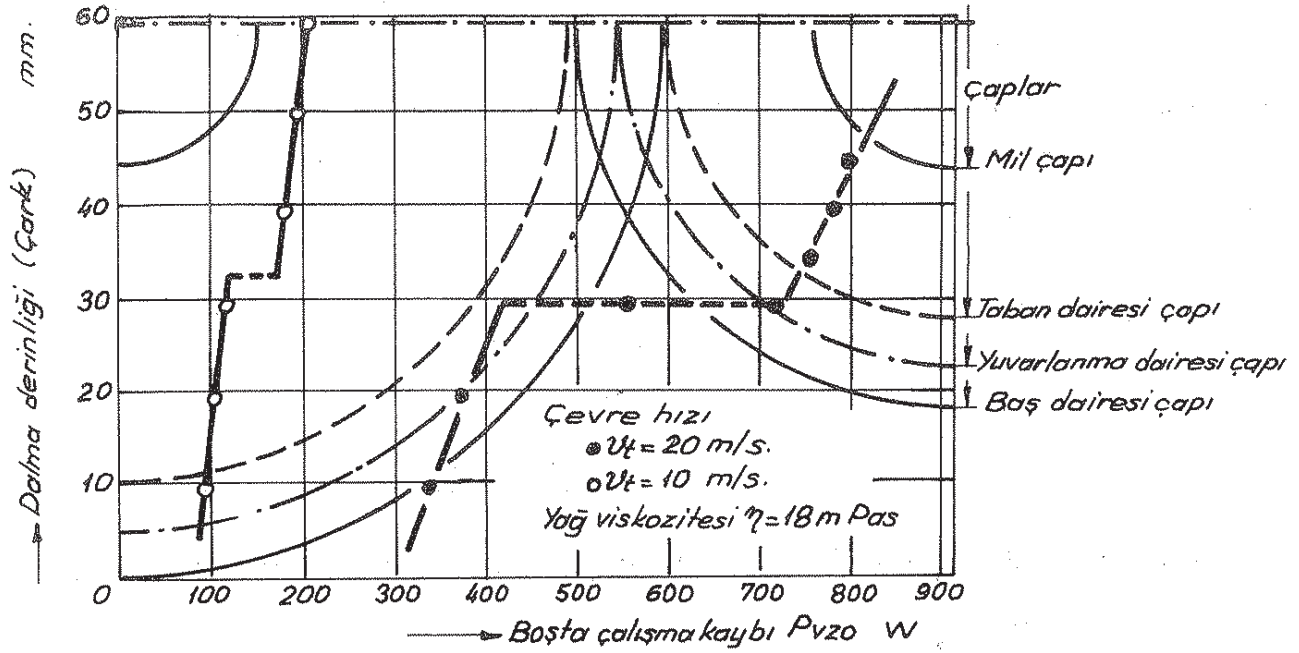
Düşük çevre hızlarında  $P_{VZO}$ , pratik olarak yağ sıçratma kaybına ( $P_{VZT}$ ) eşit kabul edilir.  $P_{VZO}$  değerini artıran etkenler;

- Yağa giren diş sayısı, dalma derinliği;

Dalma derinliği için tavsiyeler: Çevre hızı  $V_t < 5 \text{ m/sn.}$  ise 3 modülden en fazla 6 modüle kadar,  $V_t > 12 \text{ m/sn.}$  ise en az 1 modülden 3 modüle kadar karşılık gelen derinlikte en büyük dişli yağa daldırılır. Konik dişli çark mekanizmalarında en alttaki diş, diş genişliğine karşılık gelen - diş genişliğinin tamamen üzerine kadar - derinlikte yağa daldırılmalıdır. Çok kademeli mekanizmalarda kademelerin büyük çarkları, mekanizma kutusu hücrelerinde farklı yükseklikte yağa dalabilirler. Ayrıca, FZG deneylerine göre dalma yağlama için dalma derinliğinin boşta çalışma kaybı üzerindeki tesiri Şekil E4.6 da gösterilmiştir. Mekanizma kutusunda bulunması gereken yağ miktarı da, meydana gelen kayıp güç [kw] başına 5...10 litre olarak tavsiye edilir.

- Yağ viskozitesi
- Yüksek çevre hızında mekanizma kutusu formunun etkisi önemlidir (daire şeklinde mekanizma kutuları uygundur, çünkü beraberce dönen bir yağ segmenti meydana gelebilir)

Yeterli araştırmalar henüz mevcut değildir; Eşitlik E4/8'e göre dalma yağlama için de yaklaşık olarak hesap yapılabilir.



Şekil E4.6 - Dalma derinliğinin boşta çalışma kaybı üzerindeki tesiri [L.8]

#### d) Disli çarkın boşta çalışma kaybı (Püskürtme yağlamada)

Burada  $P_{vzo}$ ; sıkıştırma kaybı (yağın diş boşluklarından dışarı atılması) yani püskürtülen yağın hızlanmasına ve sapmasına bağlı olarak meydana gelen güç kaybı ile ventilasyon kaybindan (disk sürtmesi) oluşmaktadır. Şekil E4.2 ye bakılacak olursa, şu bilgiler elde edilir:

- Bütün hızlarda  $P_{vzo}$  nun püskürtülen yağ miktarı ile olan ilgisi fazladır;
- Yaklaşık  $U_t = 30$  m/sn. hızdan sonra  $P_{vzo}$ ,  $U_t$  ile orantılı olarak (yaklaşık) artar ancak bu artış viskozite ve diş genişliği ile orantılı olarak artışından daha azdır;
- Modülün etkisi bu hız alanında önemsizdir;
- Küçük çevre hızlarında (5...10 m/sn)  $P_{vzo}$ , artan viskozite ile artar.
- Bundan başka: Yağın aksenal olarak dışarı atılması ve hızlanması ile meydana gelen kayıplar helis açısının artması ile azalır.

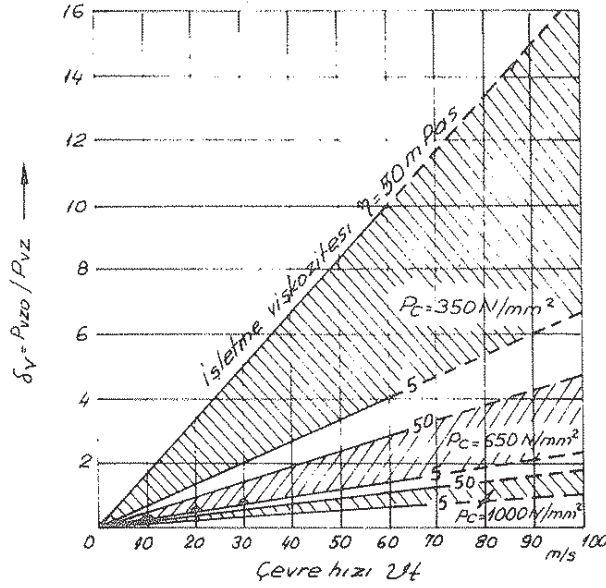
Dişli çarkın boşta çalışma kaybı üzerindeki tasarruf düşüncesiyle yapılan bütün bu araştırmalar henüz yeterli aşamada değildir.  $P_{vzo}$  için kabuledilebilir değerleri :

$$P_{vzo} = \delta_v \cdot P_{vz} \quad (E4/8)$$

eşitliğini verir.

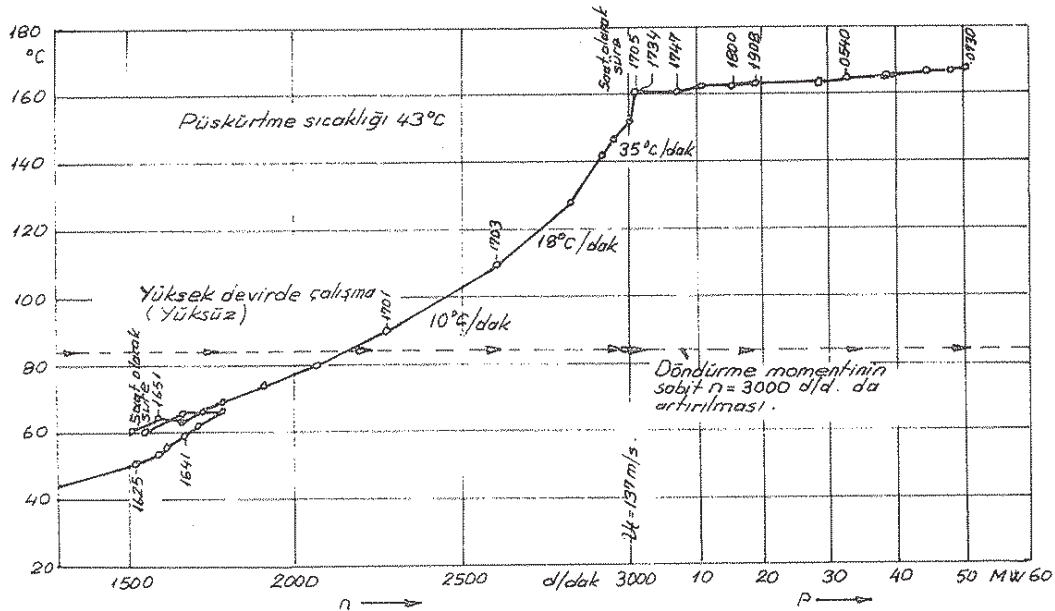
$\delta_v$  - Boşta çalışma kayıp derecesi (Şekil E4.7)





Şekil E4.7- Eiseit, H. ve FZG ye göre, püskürtme yağlama için boşta çalışma kaybı ( $U_t = 60 \text{ m/sn.}$  ye kadar ölçülmüş);  
• FZG - Deney sonuçları ( $P_c = 650 \text{ N/mm}^2$  ve  $\eta_e = 10 \text{ mPas}$  için).

Toplam kayıp gücün, yüksek çevre hızlarında ve düşük yüklerde (türbo mekanizmalar) hemen hemen boşta çalışma kaybindan hariç tutulmak üzere oluştuğunu, buna karşın dış sürtünme kaybında gerilediğini görmek mümkündür (Şekil E4.8).



Şekil E4.8- Yağ/Hava karışımının dişliden ayrılma sıcaklığı  
(Bir Türbo - Generator mekanizmasında)

Şimdi, püskürtme yağlama ile ilgili bazı tarifleri kapsayan kısa bir bilgi verelim.

- Püskürtme miktarı  $Q_e$  ;

Mekanizmaların ısı bilançosu hesapları yapılırken püskürtme miktarının en küçük değeri, diş genişliği başına 0,05 Lit./(dak.mm) alınır. Yaklaşık olarak:

$$\frac{Q_e}{b} \cong 0,08 \dots 0,1 \text{ Lit.}/(\text{dak.mm}) \quad (E4/9)$$

dir.

- Toplam yağ miktarı  $Q$  ;

$t$ , yağ devir müddeti olmak üzere; yağ hariçteki bir toplama tankından geçiyorsa toplama tankındaki yağ hacminin devir müddeti  $t = 4 \dots 30$  dak. (Endüstri mekanizmalarında en az 4...5 dak., türbo mekanizmalarda en çok 5...10 dak.), yağ doğrudan doğruya dişliler üzerine püskürtülüyor (dışardan yağ devri daimi yok) ise kartlerdeki yağın devir müddeti  $t = 0,5 \dots 2,5$  dak. olmalıdır. Öyleyse toplam yağ miktarı :

$$Q = Q_e \cdot t \quad (E4/10)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir.

- Püskürtme yönü ;

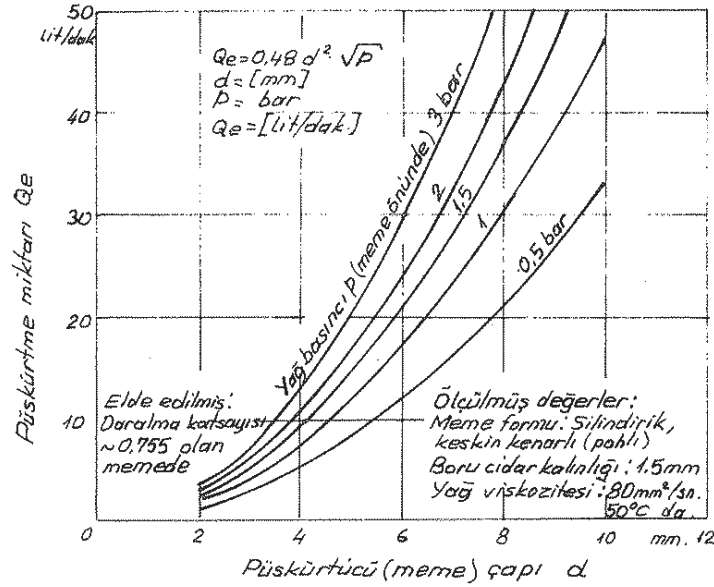
Püskürtme yönünün, dişlilerin dönüş yönleri ile aynı olması gerekir. Bu nedenle, yön değiştiren dişli sistemlerinde iki meme kullanılır, dişlilerin dönüş yönlerine göre püskürtme üst veya alt memeden yapılır.

- Yağ basıncının seçimi ;

Endüstri mekanizmalarında; 0,8...1,0 bar (ortam basıncının üzerinde), Uçak mekanizmalarında (işletme sıcaklığı yüksek) ve yüksek devirli mekanizmalarda ( $v_t \cong 150 \text{ m/sn.}$  ye kadar) yaklaşık olarak 1,8 bar, daha yüksek çevre hızlarında 3,5 bar'a kadar aşırı yağ basıncı seçilir. Her bir yüksek basınç, keçe-lerden meydana gelen yağ kayıplarından dolayı o derecede tehlikelidir.

- Püskürtücü memelerinin seçimi;

Memenin tıkanmasından kaçınmak için delik çapının yeter büyüklükte seçilmesi gerekir. Bu delik çapı: İyi filtre edilmiş ince yağlarda (mesela uçak mekanizmalarında)  $\geq 0,75 \text{ mm}$ ; endüstri mekanizmalarında  $\geq 2 \dots 2,5 \text{ mm}$  ve yağın kirlenme tehlikesine karşıda 5 mm. ye kadar seçilir. Püskürtücü çapı ve püskürtme miktarı arasındaki ilişki Şekil E4.9 da gösterilmiştir.

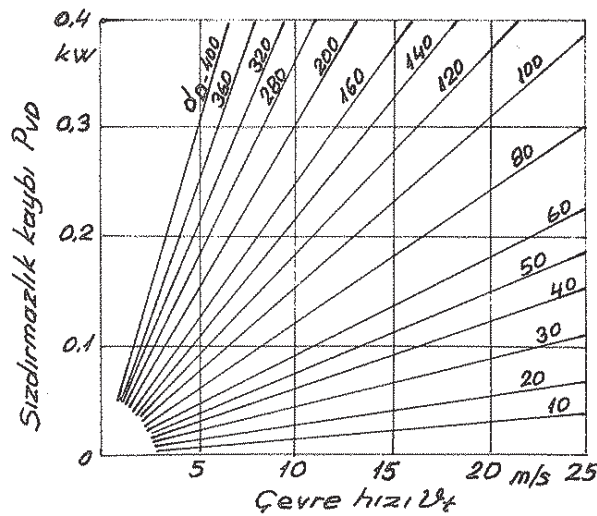


Şekil E4.9 - Püskürtme miktarı ve püskürtücü çapı arasındaki değişim.  
(Diğer viskoziteler içinde kullanılabilir).

#### e) Diğer boşta çalışma kayıpları

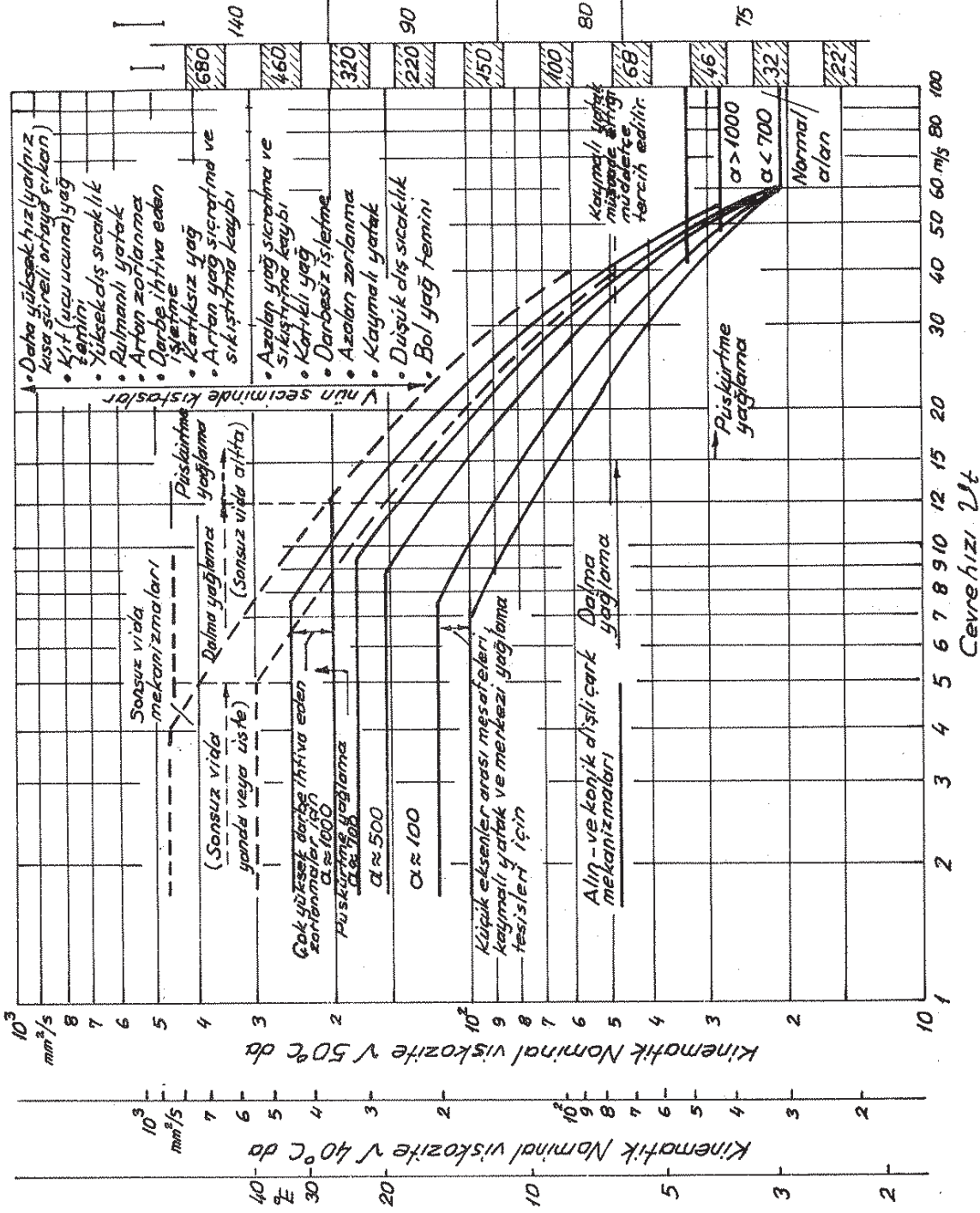
• Sızdırmazlık kaybı  $P_{VD}$ ; Her şeyden önce temas eden salmastralarda ( $v_t < 8 \text{ m/sn.}$ , en fazla 35 m/sn.) ve küçük mekanizmalarda bir rol oynar. Temassız sızdırmazlar da, onun toplam kayıp içindeki payı önemsizdir.

Schröder/Leimann [L.9]'a göre sızdırmazlık kaybı, her bir radyal-mil keçesi (bir sızdırmaz dudaklı) için keçe dudacağının temasına karşılık gelen çap ve çevre hızına göre Şekil E4-11 de verilmiştir.



Şekil E4.11 - Bir radyal-mil keçesi için sızdırmazlık kaybı  $P_{VD}$ 'nin, keçe dudacağının temas ettiği mil çapı ve bu çapa karşılık gelen çevre hızına göre değişimi.  $d_D$  - Mil çapı (keçe dudacağının temas ettiği mil çapı)

150-VG (Viskozite grubu)  
SAE - Klası



Şekil E4.10 - Dişli çark mekanizmaları için viskozite seçimi (Taslanmış dişli yaklaşık DIN - Kalite 6,  $R_z = 3 \dots 4 \mu m$  ve çevre sıcaklığı  $10 \dots 25^\circ C$  için). Eger sıçratılan yağ, kanatlar veya yağ kılavuz kanatları ile birbirini kavrayan dişler üzerine gönderilebiliyorsa, daima yağlama (sonsuz vida mekanizmaları için de) daha yüksek hızlarda ( $U_t$ ) olabilir. ISO - ve SAE - viskozite sınıfları yaklaşık olarak düzenlenmiş olup tercih edilen sınıflar çizgilerle taranmıştır.

• Pompa kaybı  $P_{vp}$ ; Gerekli olan yağ miktarını  $Q_e$  [Lit/dak.] ve yağ basıncını  $P_{\bar{u}}$  [bar] elde edebilmek için pompa gücüne [kw] ihtiyaç vardır. Ortalama yağ yoğunluğu için  $P_{vp} = Q_e \cdot P_{\bar{u}} / (60 \cdot \eta)$  dir. Pompa ve boru şebekesindeki kayıptan dolayı verim,  $\eta = 0.4 \dots 0.8$  arasında olabilir. Tatbikatta yaklaşık olarak uygulanmış değerler;  $P_{vp} / P_a = \% 0.14$  ( $P_a = 10$  MW da),  $\% 0.4$  (500 kw. da),  $\% 1$  (50 kw. da) dir.

### f) Yatak kaybı ( $P_{vB} + P_{vB0}$ )

• Rulmanlı yataklar da ;

Her bir yatak için, yaklaşık olarak mekanizma gücünün  $\% 0.1$  'i,

• Radyal kaymalı yataklar da ;

Her bir yatak için, yaklaşık olarak mekanizma gücünün  $\% 0.5 \dots 1.5$  'i

(Normal işletme şartlarında kullanılan yataklarda);  $\% 0.1 \dots \% 3$  'ü (Yaksek güçlerde kullanılan yataklarda) alınabilir.

### f<sub>1</sub>) H. Winter / K. Michaelis [L.8] 'e göre yatak kaybı $P_{VL}$

• Rulmanlı yataklarda ;

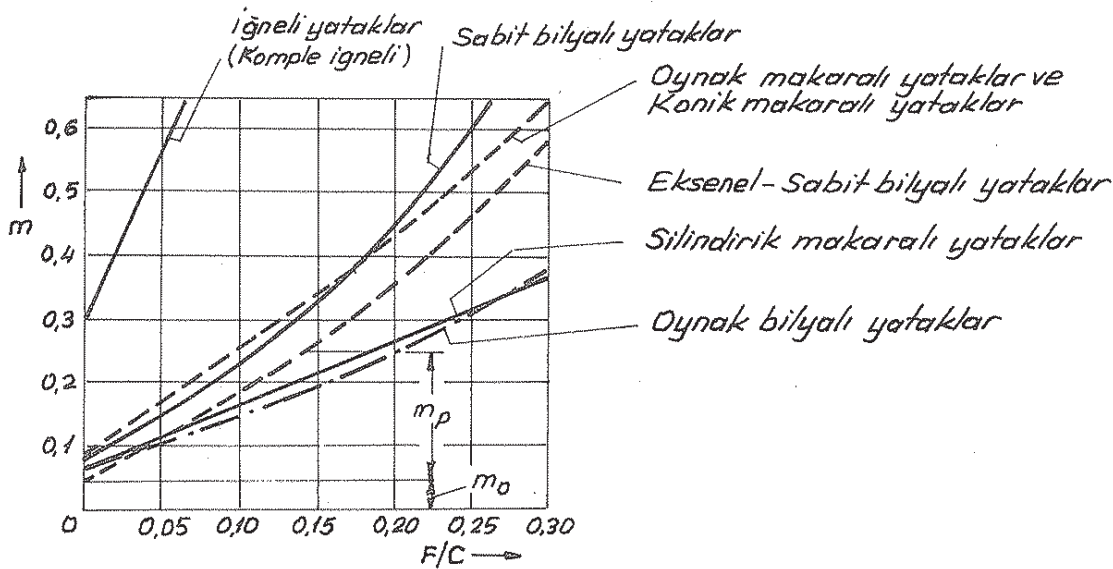
$$P_{VL} = \frac{\pi \cdot n_w}{30} \cdot m \cdot d_w^{3/4} \cdot C \cdot 10^{-6} \quad \begin{array}{c|c|c|c} P_{VL} & n_w & C & d_w \\ \hline \text{Watt} & \text{dev/dak.} & \text{N} & \text{mm.} \end{array} \quad (E4/11)$$

$n_w$  - Milin devir sayısı

$m$  - Spesifik sürtünme faktörü (Şekil E4.12)

$d_w$  - Mil çapı

$C$  - Dinamik yük taşıma sayısı (Yatak cetvellerine bakınız)



Şekil E4.12 - Orta seriden bir rulmanlı yatak için spesifik sürtünme faktörü  $m = m_0 + m_p$ ; ( $F \approx F_r + 2,75 F_a$ )

- Radyal kaymalı yataklar da; VDI-2204 tavsiyesi:

Sürtünme gücü,

$$P_{VL} = F_r \cdot \mu \cdot v \quad \begin{array}{c|c|c} P_{VL} & F_r & v \\ \hline \text{Watt} & \text{N} & \text{m/sn} \end{array} \quad (E4/12)$$

$F_r$  - Yatağın radyal yükü

$v$  - Çevre hızı

$\mu$  - Yatağın sürtünme katsayısı

$$\mu = \frac{3\psi}{\sqrt{S_0}} \quad S_0 > 1 \text{ için} \quad (E4/13)$$

$$\mu = \frac{3\psi}{S_0} \quad S_0 < 1 \text{ için} \quad (E4/14)$$

$S_0$  - Sommerfeld sayısı (Kuvvet faktörü)

$$S_0 = \frac{P_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \quad \begin{array}{c|c|c} P_m & \eta & \omega \\ \hline \text{N/mm}^2 & \text{Ns/m}^2 & \text{1/sn} \end{array} \quad (E4/15)$$

$P_m$  - Ortalama yüzey basıncı (Cetvel E4.2)

Yatak malzemesi	Tavsiye edilen mil malzemesi	Yağlama şekli	$P_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]		
			Kayma hızı $v$ [m/sn.]	$\leq 1$	$\geq 5$
Kır dökme demir GG-15, GG-20	St37, St42, St50	T	2...1,2		
Perlitik dökme demir GG-20, GG25	Sertleştirilmiş ve ince taşlanmış St60	U	6	3...2	
	Sertleştirilmiş ve leplenmiş C15	U	20	15...5	
Sinter demiri, sinter bronz	St50, St60, St70	U	3	2...1	
	Sertleştirilmiş ve ince taşlanmış St60, C15 vs.	U	10	5...3	
G-Sn Bz14, Rg5 vs.	St50, St60, vs.	T	5		
	Sertleştirilmiş ve ince taşlanmış St60, C15 vs.	U	25	20...8	< 4
G-Pb Bz 25 G-Sn Pb Bz 20 vs. (Çok komponentli yatakta)	St60, Sementasyon ve Islah çelikleri. Sertleştirilmiş ve ince taşlanmış	U	25	20...10	< 5
	Lg Pb Sb 12 Lg Pb Sb 5	T	3...1		
Lg Sn 80 (Çok komponentli yatakta)	St50, St60 vs.	T	5...2		
	Sertleştirilmiş ve ince taşlanmış St60, C15 vs.	U	30	25...10	< 10
So Ms 6B	Sertleştirilmiş ve ince taşlanmış St60, C15 vs.	U	15	8...5	~ 4
Sentetik malzeme Teflon	Sertleştirilmemiş çelik	Su, yağ	$P \cdot v < 40$ (N/mm <sup>2</sup> ) (m/sn)		
	Sertleştirilmiş çelik	U	$P \cdot v < 60$ (N/mm <sup>2</sup> ) (m/sn)		
Pres edilmiş sentetik malzeme DIN 7703 (Navotext, Resifex vs.)	Sertleştirilmiş çelik	U	2,5	1	
Pres edilmiş ahşap malzeme	St50, St60 vs.	Katı yağ	3,5		

Cetvel E4.2 - Makina konstrüksiyonunda kullanılan kaymalı yatakların ortalama yüzey basıncı ( $P_m$ ) değerleri.

T- Açık devre yağlama sistemi (Damlalıklı, fitilli yağlayıcılar, gresör vs.)

U- Kapalı devre yağlama sistemi (Bilezikli, pompalı)

$\Psi$  - İzafi yatak boşluğu (Cetvel E4.3)

Yatak malzemesi	$\Psi \cdot (10^{-3})$	Kullanıldığı yerler
Beyaz Metal	0.5 ... 1,2	Çok önemli ve önemli yataklar (motor, türbin, vs.) $v \geq 3 \text{ m/sn.}$
Bronz ve bronz alaşımları	1 ... 2	Normal işletme şartlarındaki yataklar $v \leq 4 \text{ m/sn.}$
Sinter malzeme	2 ... 2,5	Özel yataklar $v \leq 1 \text{ m/sn.}$
Grafitli dökme demir	2,5 ... 3,5	Elle döndürülen mil yatakları $v \leq 1 \text{ m/sn.}$
Plastik malzemeler	4,5	Önemsiz yataklar $v \leq 2 \text{ m/sn.}$

Cetvel E4.3 -  $\Psi$  değerleri [L.11].

Metallik yatak malzemeleri için, ortalama izafi yatak boşluğu [L.10];

$$\Psi = 0,8 \sqrt{U_w} \cdot 10^{-3} \quad (E4/16)$$

$U_w$  - Milin çevre hızı [m/sn.]

Bu eşitlik değerlerinden  $\pm$  % 25 civarında sapılabilir. Ayrıca kullanım kolaylığı bakımından  $\Psi$ 'nin mil çevre hızı  $U_w$  ye göre değişimi Şekil E4.13 de ve yatak-mil toleranslarına göre değerleri de Cetvel E4.4 de verilmiştir.

• Eksenel kaymalı yataklarda;

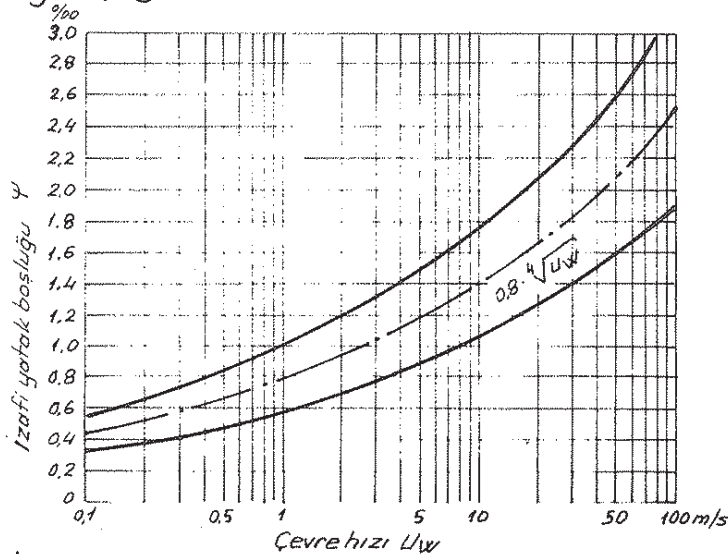
Kayıp güç,

$$P_{LV} = F_a \cdot \mu \cdot v \quad \begin{array}{c|c|c} P_{LV} & F_a & v \\ \hline \text{Watt} & \text{N} & \text{m/sn.} \end{array} \quad (E4/17)$$

$F_a$  - Yatağın aksenel yükü

$$\mu = 3 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{\eta \cdot v}{b \cdot P_m}} \quad \begin{array}{c|c|c|c} \eta & v & b & P_m \\ \hline \text{m Pas} & \text{m/sn.} & \text{mm.} & \text{N/mm}^2 \\ (=1 \cdot 10^{-9} \text{Nsn/mm}^2) & & & \end{array} \quad (E4/18)$$

$b$  - Yatak genişliği



Şekil E4.13 - İzafi yatak boşluğu  $\Psi$ 'nin mil çevre hızı  $U_w$  ye göre değişimi [L.12]

d mm	Delik H7 ile Mil													
	g6		f6		e6		d6		c6		b6		a6	
	$\psi \cdot 10^3$	$S_{\mu m}$	$\psi \cdot 10^3$	$S_{\mu m}$	$\psi \cdot 10^3$	$S_{\mu m}$	$\psi \cdot 10^3$	$S_{\mu m}$	$\psi \cdot 10^3$	$S_{\mu m}$	$\psi \cdot 10^3$	$S_{\mu m}$	$\psi \cdot 10^3$	$S_{\mu m}$
10	1,7	17	2,5	25	3,7	37	5,2	52	9,2	92	16,2	162	29,2	292
15	1,33	20	2,0	30	3,13	47	4,33	65	7,33	110	14,0	165	20,3	304
20	1,2	24	1,85	37	2,85	57	4,1	82	6,35	127	8,85	177	15,9	317
25	0,96	24	1,48	37	2,28	57	3,28	82	5,08	127	7,08	177	12,7	317
30	0,8	24	1,23	37	1,9	57	2,73	82	4,23	127	5,9	177	10,6	317
35	0,86	30	1,31	46	2,0	70	2,86	100	4,0	140	5,43	190	9,43	330
40	0,75	30	1,15	46	1,75	70	2,5	100	3,5	140	4,75	190	8,25	330
45	0,67	30	1,02	46	1,55	70	2,22	100	3,33	150	4,44	200	7,56	340
50	0,6	30	0,92	46	1,4	70	2,0	100	3,0	150	4,0	200	6,8	340
60	0,58	35	0,92	55	1,42	85	2,08	125	2,75	165	3,58	215	6,07	364
70	0,5	35	0,79	55	1,21	85	1,79	125	2,5	175	3,21	225	5,49	384
80	0,44	35	0,69	55	1,06	85	1,56	125	2,19	175	2,81	225	4,8	384
90	0,44	40	0,72	65	1,11	100	1,66	149	2,21	199	2,76	248	4,53	408
100	0,4	40	0,65	65	1,0	100	1,49	149	1,99	199	2,48	248	4,08	408
110	0,36	40	0,59	65	0,91	100	1,35	149	1,89	208	2,44	268	3,98	438
120	0,33	40	0,54	65	0,83	100	1,24	149	1,73	208	2,23	268	3,65	438
130	0,36	47	0,58	76	0,91	118	1,37	178	1,78	232	2,25	292	3,78	492
140	0,34	47	0,54	76	0,84	118	1,27	178	1,66	232	2,09	292	3,51	492
150	0,31	47	0,51	76	0,79	118	1,19	178	1,61	242	2,08	312	3,68	552
160	0,29	47	0,47	76	0,74	118	1,11	178	1,51	242	1,95	312	3,45	552
170	0,28	47	0,45	76	0,69	118	1,05	178	1,54	262	2,01	342	3,6	612
180	0,26	47	0,42	76	0,66	118	0,99	178	1,46	262	1,9	342	3,4	612
190	0,28	53	0,46	88	0,73	138	1,09	208	1,46	278	1,98	377	3,67	698
200	0,26	53	0,44	88	0,69	138	1,04	208	1,39	278	1,89	377	3,49	698
210	0,25	53	0,42	88	0,66	138	0,99	208	1,42	298	1,99	418	3,7	778
220	0,24	53	0,4	88	0,63	138	0,95	208	1,35	298	1,9	418	3,53	778
230	0,23	53	0,38	88	0,6	138	0,9	208	1,38	318	1,99	458	3,79	858
240	0,22	53	0,37	88	0,57	138	0,87	208	1,32	318	1,91	458	3,57	858
250	0,21	53	0,35	88	0,55	138	0,93	232	1,27	318	1,89	458	3,43	858
260	0,23	59	0,38	98	0,58	152	0,89	232	1,32	342	2,0	522	3,7	962
270	0,22	59	0,36	98	0,56	152	0,86	232	1,27	342	1,93	522	3,56	962
280	0,21	59	0,35	98	0,54	152	0,83	232	1,22	342	1,86	522	3,44	962
290	0,2	59	0,34	98	0,52	152	0,8	232	1,28	372	2,0	582	3,77	1092
300	0,2	59	0,33	98	0,51	152	0,77	232	1,24	372	1,94	582	3,64	1092
320	0,2	65	0,34	109	0,54	172	0,8	257	1,27	407	2,02	647	3,89	1246
340	0,19	65	0,32	109	0,51	172	0,76	257	1,2	407	1,9	647	3,66	1246
360	0,18	65	0,3	109	0,48	172	0,71	257	1,24	447	2,02	727	3,88	1396
400	0,16	65	0,27	109	0,43	172	0,64	257	1,12	447	1,82	727	3,49	1396
450	0,16	72	0,27	120	0,42	187	0,63	282	1,09	492	1,8	811	3,45	1551
500	0,14	72	0,24	120	0,37	187	0,56	282	0,98	492	1,78	891	3,1	1551

Cetvel E4.4 - Farklı kayma geçmeler için, ortalama izafi yatak boşluğu  $\Psi$  ve ortalama boşluk  $S$  [ $\mu m$ ]. Değerler yaklaşık olarak H7 ile f7, e7, d7, c7, b7 ve a7 veya d8, c8, b8 ve a8 den oluşan çiftlerde de kullanılabilir [L.10].

f2) W. Schröder / D.-O. Leimann [L.9] ve SKF [13] 'e göre  
rulmanlı yatak kaybı  $P_{VL}$

Rulmanlı yataklardaki sürtünme, yükten başka diğer bir çok faktöre bağlıdır- her şeyden önce yağlayıcının özelliklerine ve devir sayısına- Belirli kabullerle (yatak yükü  $P \approx 0,1 C$ , iyi yağlama, normal işletme şartları) sürtünme, yeterli derecede hassas bir şekilde sabit bir  $\mu$  sürtünme katsayısı ile hesaplanabi-



lir (Cetvel E4.4)

Yatak tipi	$\mu$
Sabit bilyalı yataklar	0,0015
Dynak bilyalı yataklar	0,0010
Eğik bilyalı yataklar	
Tek sıralı	0,0020
İki sıralı	0,0024
Silindirik makaralı yataklar	0,0017
İğneli yataklar	0,0025
Dynak makaralı yataklar	0,0018
Konik makaralı yataklar	0,0018
Eksenel-Sabit bilyalı yataklar	0,0013
Eksenel-Silindirik makaralı yataklar	0,0040
Eksenel-Dynak makaralı yataklar	0,0018

Cetvel E4.4 - Sürtünme katsayısı  $\mu$  [L.13]

Yataktaki sürtünmeye, bazı hallerde esas sürtünmeden daha büyük olan temaslı sızdırmazlıkların sürtünme kayıpları da eklenir. Sürtünme momenti  $T_{VL}$ , aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$T_{VL} = 10^{-3} \cdot \mu \cdot F \cdot d_L / 2 \quad \begin{array}{c|c|c} T_{VL} & F & d_L \\ Nm & N & mm \end{array} \quad (E4/19)$$

$d_L$  - Yatağın delik çapı

$F$  - Yatak yükü

$\mu$  - Yatağın sürtünme katsayısı (Cetvel E4.4)

Hassas hesaplar veya farklı işletme durumları için aşağıdaki bağıntılar kullanılır. Bir yatağın toplam sürtünme momenti, yükten bağımsız bir  $T_{VLO}$  sürtünme momenti ile yüke bağlı bir  $T_{VLP}$  sürtünme momentinin toplamı şeklinde ifade edilebilir:

$$T_{VL} = T_{VLP} + T_{VLO} \quad (E4/20)$$

•  $T_{VLP}$ 'nin hesabı;

Elastik şekil değişimleri ve temas yüzeylerindeki bölgesel kaymalar dolayısı ile ortaya çıkan yüke bağlı  $T_{VLP}$  sürtünme momenti; yavaş dönen, yüklü yataklarda önem kazanır. Bu moment, aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir.

$$T_{VLP} = 10^{-3} \cdot f_1 \cdot g_1 \cdot P_0 \cdot d_m \quad \begin{array}{c|c|c} T_{VLP} & P_0 & d_m \\ Nm. & N & mm \end{array} \quad (E4/21)$$

$f_1$  - Yatak tipine ve yatağın yüküne bağlı bir katsayı (Cetvel E4.5)

$g_1$  - Yük doğrultusuna bağlı bir katsayı (Cetvel E4.5)

$P_0$  - Eşdeğer statik yatak yükü

$d_m$  - Ortalama yatak çapı  $[=0,5(d_L + D_L)]$

Yatak tipi	$f_1$	$g_1 \cdot P_0^{(1)}$
Sabit bilyalı yataklar	$0,0009 \left( \frac{P_0}{C_0} \right)^{0,55}$	$(2 \dots 3) F_a - 0,1 F_r^{(2)}$
Dynak bilyalı yataklar	$0,0003 \left( \frac{P_0}{C_0} \right)^{0,4}$	$1,4 Y F_a - 0,1 F_r$
Eğik bilyalı yataklar	$0,0013 \left( \frac{P_0}{C_0} \right)^{0,33}$	$F_a - 0,1 F_r$
Tek sıralı		
iki sıralı	$0,001 \left( \frac{P_0}{C_0} \right)^{0,33}$	$1,4 F_a - 0,1 F_r$
Silindirik makaralı yataklar iğneli yataklar	$0,00025 \dots 0,0003^{(3)}$	$F_r (F_a = 0 \text{ için})$
Dynak makaralı yataklar	$0,0004 \dots 0,0005^{(3)}$	$1,2 Y F_a$
Konik makaralı yataklar	$0,0004 \dots 0,0005^{(3)}$	$2 Y F_a$
Eksenel - Sabit bilyalı yataklar	$0,0012 \left( \frac{P_0}{C_0} \right)^{0,33}$	$F_a$
Eksenel - Silindirik makaralı yataklar		
Eksenel - iğneli yataklar	$0,0018$	$F_a$
Eksenel - Dynak makaralı yataklar	$0,0005 \dots 0,0006^{(3)}$	$F_a$ ( $F_{r \max} \leq 0,55 F_a$ için)

Cetvel E4.5 - TVLP'nin hesabı için katsayılar [L.13].

$C_0$  - Statik yük sayısı [N]. Yatak cetvellerine bakınız

$F_a$  - Eksenel yük [N]

$F_r$  - Radyal yük [N]

$Y$  - Eksenel faktör. Yatak cetvellerine bakınız. ( $F_a/F_r > e$  için  $Y$ )

1)  $g_1 \cdot P_0 < F_r$  ise,  $g_1 \cdot P_0 = F_r$  alınarak hesap yapılır

2) Parantez içindeki küçük değer, büyük eksenel yükler

( $F_a/C_0 \cong 1$ ); büyük değer, küçük eksenel yükler ( $F_a/C_0 \cong 0,1$ ) için geçerlidir.

3) Aynı çap grubunda, küçük değerler hafif; büyük değerler ağır yataklar için geçerlidir.

• TVLO'nun hesabı;

Yükten bağımsız TVLO sürtünme momenti, yüksek hızlı, hafif yük altındaki yataklarda önem kazanır. Bu moment, yağlayıcı maddedeki hidrodinamik kayıplar delayısı ile ortaya çıkar ve yağlayıcı maddenin viskozitesine, yağlayıcı madde miktarına ve yuvarlanma hızına bağlıdır.

$\sqrt{LB} \cdot n \geq 2000$  için

$$TVLO = 10^{-10} \cdot f_0 \cdot (\sqrt{LB} \cdot n)^{2/3} \cdot dm^3$$

$TVLO$	$\sqrt{LB}$	$n$	$dm$
Nm	mm <sup>2</sup> /sn.	d/d	mm.

(E4/22)

$\sqrt{LB} \cdot n < 2000$  için

$$TVLO = 160 \cdot 10^{-10} \cdot f_0 \cdot dm^3$$

$TVLO$	$dm$
Nm	mm

(E4/23)

bağıntıları kullanılır.

$f_0$  - Yatak tipine ve yağlama şekline bağlı bir katsayı (Cetvel E4.6)

Yatak tipi	Yağ sisi ile yağlama	Dalma yağlama, greste yağlama	Dişey millerde Dalma yağlama, Puskürtme yağlama
Sabit bilyalı yataklar	0,7... 1	1,5... 2	3... 4
Oynak bilyalı yataklar			
Eğik bilyalı yataklar			
Tek sıralı	1	2	4
İki sıralı	2	4	8
Silindirik makaralı yataklar	1... 1,5	2... 3	4... 6
İğneli yataklar			
Tek sıralı	3... 6	6... 12	12... 24
İki sıralı	6... 10	12... 20	24... 40
Oynak makaralı yataklar	2... 3	4... 6	8... 12
Konik makaralı yataklar	1,5... 2	3... 4	6... 8
Eksenel - Sabit bilyalı yataklar	0,7... 1	1,5... 2	3... 4
Eksenel - Silindirik makaralı yataklar	-	2	4
Eksenel - İğneli yataklar	-	2... 3	4... 6
Eksenel - Oynak makaralı yataklar	-	3... 4	6... 8

Cetvel E4.6 -  $f_0$  katsayısı. Aynı çap grubunda; küçük değerler hafif, büyük değerler ağır yataklar için geçerlidir. [L.13]

ISO VG - Klası DIN 51519	Madeni yağlar için $T > 40^\circ\text{C}$ sıcaklıklarda	Sentetik yağlar için $T > 40^\circ\text{C}$ sıcaklıklarda
68	2,45	2,10
100	2,55	2,12
150	2,75	2,20
220	2,92	2,25
320	3,00	2,15
460	3,15	2,10

Cetvel E4.7 - Değişik, ISO VG - Klaslarındaki madeni ve sentetik yağlar için  $x$  üst sayısı [L.9].

$\nu_{LB}$  - Yağlayıcı maddenin işletme sıcaklığındaki kinematik viskozitesi (Yatağın işletme sıcaklığı  $\approx$  Yağ banyosu sıcaklığı  $\mp 10^\circ\text{C}$ )

$$\nu_{LB} = 1,12 \cdot \nu_0 \left( \frac{40}{\nu_{LB}} \right)^x \quad \begin{array}{c|c|c} \nu_{LB} & \nu_0 & \nu_{LB} \\ \hline \text{m}^2/\text{sn} & \text{mm}^2/\text{sn} & ^\circ\text{C} \end{array} \quad (\text{E4/24})$$

$\nu_0$  - Yağlayıcı maddenin  $40^\circ\text{C}$  daki kinematik viskozitesi veya yağın ISO VG - Klası (Şekil E4.10)

$\nu_{LB}$  - Yatağın işletme sıcaklığı

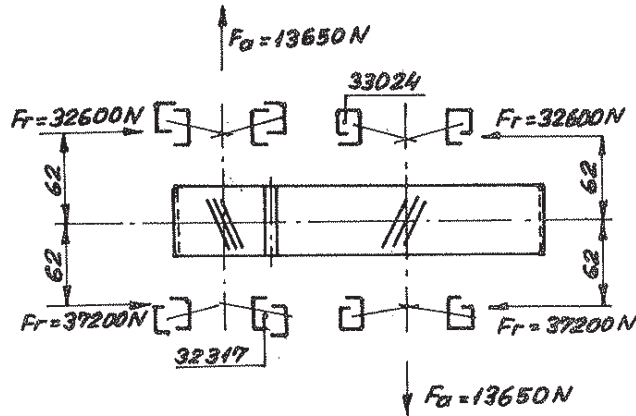
$x$  - Kinematik işletme viskozitesi için üst sayısı (Cetvel E4.7)

Yatak sürtünme momenti  $T_{VL}$ 'nin hesaplanmasından sonra yatak kayıp gücü;

$$P_{VL} = \frac{T_{VL} \cdot n}{9555} \quad \frac{P_{VL}}{kw} \mid \frac{T_{VL}}{Nm} \mid \frac{n}{d/d} \quad (E4/25)$$

ifadesi ile elde edilir:

**Örnek [L.9]** - Tek kademeli alın dişli çark mekanizmasında (Şema E4.1) aşağıda verilen değerlere göre, toplam güç kaybı  $P_v$ 'nin hesaplanması istenmektedir.



Şema E4.1 - Alın dişli çark mekanizmasının şeması

### a) Veriler:

- Mekanizmanın giriş gücü veya nominal gücü (katalok gücü) :  $P_a = P_N = 600 \text{ kw}$ .
- Giriş devir sayısı veya pinyonun devir sayısı :  $n_a = n_1 = 1500 \text{ d/d}$ .
- Eksenler arası mesafe :  $a = 250 \text{ mm}$ .
- Diş genişliği :  $b = 90 \text{ mm}$ .
- Çevrim oranı veya diş sayılarının oranı :  $i = u = 3,17$
- Pinyonun diş sayısı :  $Z_1 = 23$
- Çarkın diş sayısı :  $Z_2 = 73$
- Normal modül :  $m_n = 5 \text{ mm}$
- Normal kavrama açısı :  $\alpha_n = 20^\circ$
- Helis açısı :  $\beta = 12^\circ$
- Aritmetik ortalama pürüz değeri :  $R_{a1} = R_{a2} = 0,4 \mu\text{m}$   
(Cetvel E4.8)
- Mekanizmada kullanılan yağ veya yağlama tarzı : 150 VG-320 Dalma yağlama.

b) Çözümb1) Diş kayıp gücü  $P_{Vz}$ 

- Giriş döndürme momenti

$$T_{\alpha} = 9555 \cdot \frac{P_{\alpha}}{n_{\alpha}} \quad (\text{Eşitlik 5/1})$$

(Biz hesaplarımızda, 9555 yerine 9549 sayısını kullanmaktayız)

$$T_{\alpha} = 9555 \cdot \frac{600}{1500}$$

$$\| T_{\alpha} = 3822 \text{ Nm.}$$

- Taksimat dairelerinin çapları

$$d = Z \cdot m_n / \cos \beta \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$d_1 = \frac{23,5}{\cos 12^\circ}$$

$$d_2 = \frac{73,5}{\cos 12^\circ}$$

$$\| d_1 = 117,57 \text{ mm.}$$

$$\| d_2 = 373,15 \text{ mm.}$$

- Sıfır-Mekanizmanın eksenler arası mesafesi

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{117,57 + 373,15}{2}$$

$$\| a_d = 245,36 \text{ mm.}$$

Halbuki istenen eksenler arası mesafe  $a = 250 \text{ mm}$  idi öyleyse, profil kaydırma yapmamız gerekecek.

- Eş değer diş sayıları

$$Z_n \hat{=} Z / \cos^3 \beta \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$Z_{n1} = \frac{23}{\cos^3 12^\circ}$$

$$Z_{n2} = \frac{73}{\cos^3 12^\circ}$$

$$\| Z_{n1} = 24,57$$

$$\| Z_{n2} = 78$$

- Alın kavrama açısı

$$\text{tg} \alpha_t = \text{tg} \alpha_n / \cos \beta \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$\text{tg} \alpha_t = \text{tg} 20^\circ / \cos 12^\circ = 0,3721$$

$$\| \alpha_t = 20,4103^\circ$$

- İşletme kavrama açısı

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2) \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot a \cdot \cos \beta} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{5(23+73) \cdot \cos 20,4103^\circ}{2 \cdot 250 \cdot \cos 12^\circ} = 0,9198$$

$$\| \alpha_{wt} = 23,0986^\circ$$

• Profil kaydırma faktörleri

$$x_1 + x_2 = (\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t) (Z_1 + Z_2) / (2 \operatorname{tg} \alpha_n) \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \frac{\pi}{180} = \operatorname{tg} \alpha - \frac{\pi \cdot \alpha}{180} \quad (\text{Çetvel E1.1})$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = \operatorname{tg} 23,0986^\circ - \frac{\pi \cdot 23,0986}{180} = 0,0234$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} 20,4103^\circ - \frac{\pi \cdot 20,4103}{180} = 0,0159$$

$$x_1 + x_2 = (0,0234 - 0,0159) \frac{23 + 73}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}$$

$$\| x_1 + x_2 = 0,9891$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{x_1 + x_2}{2} &= \frac{0,9891}{2} = 0,495 \\ \frac{Z_{n1} + Z_{n2}}{2} &= \frac{24,57 + 78}{2} = 51,28 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{Şekil 6.1 incelendiğinde} \\ &\| x_1 = x_2 = 0,495 \text{ elde edilir.} \end{aligned}$$

• Yuvarlanma dairelerinin çapları

$$d_{w1} = \frac{2a \cdot Z_1}{Z_1 + Z_2}, \quad d_{w2} = u \cdot d_{w1} \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 23}{23 + 73}$$

$$\| d_{w1} = 119,792 \text{ mm.}$$

$$d_{w2} = 119,792 \cdot \frac{73}{23}$$

$$\| d_{w2} = 380,2094 \text{ mm}$$

• Temel dairelerinin çapları

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$d_{b1} = 117,57 \cdot \cos 20,4103^\circ \quad \left\{ \quad d_{b2} = 373,15 \cdot \cos 20,4103^\circ \right.$$

$$\| d_{b1} = 110,19 \text{ mm.}$$

$$\| d_{b2} = 349,723 \text{ mm}$$

• Baş dairelerinin çapları

$$\left. \begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2mn(1 + x_1) \\ d_{a2} &= d_2 + 2mn(1 + x_2) \end{aligned} \right\} \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$d_{a1} = 117,57 + 2 \cdot 5 (1 + 0,495)$$

$$\| d_{a1} = 132,52 \text{ mm.}$$

$$d_{a2} = 373,15 + 2 \cdot 5 (1 + 0,495)$$

$$\| d_{a2} = 388,1 \text{ mm.}$$

- Profil kavrama oranı

$$\varepsilon = 0,5 \cdot Z \left\{ \left[ \left( \frac{d_a}{d_b} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} - \operatorname{tg} \alpha_{wt} \right\} / \pi \quad (\text{Cetvel 2-1})$$

$$\varepsilon_{\alpha 1} = 0,5 \cdot 23 \left\{ \left[ \left( \frac{132,52}{110,59} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} - \operatorname{tg} 23,0986^\circ \right\} / \pi$$

$$\| \varepsilon_{\alpha 1} = 0,8844$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = 0,5 \cdot 73 \left\{ \left[ \left( \frac{388,1}{349,723} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} - \operatorname{tg} 23,0986^\circ \right\} / \pi$$

$$\| \varepsilon_{\alpha 2} = 0,6349$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = 0,8844 + 0,6349$$

$$\| \varepsilon_{\alpha} = 1,52$$

- Çevre kuvveti

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_a}{d_1} \quad (\text{Eşitlik 8/4})$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 3822}{117,57}$$

$$\| F_t = 65016 \text{ N.}$$

- Normal dış kuvveti

$$F_n = F_t / \cos \alpha_n$$

(E4/26)

$$F_n = \frac{65016}{\cos 20^\circ}$$

$$\| F_n = 69189 \text{ N}$$

- Çevre hızı (Taksimat dairesinde)

$$v_t = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} \quad (\text{Eşitlik 8/1})$$

$$v_t = \frac{117,57 \cdot 1500}{19100}$$

$$\| v_t = 9,23 \text{ m/sn.}$$

- Ortalama izafi kayma hızı (Yuvarlanma noktasında)

$$v_{\Sigma m} \cong 2 \cdot v_t \cdot \sin \alpha_{wt} \quad (\text{Kısım E4.2b})$$

$$v_{\Sigma m} = 2 \cdot 9,23 \cdot \sin 23,0986^\circ$$

$$\| v_{\Sigma m} = 7,242 \text{ m/sn.}$$

- Ortalama eğrilik yarıçapı (Yuvarlanma noktasında)

$$\rho_m \cong 0,5 \cdot d_{w1} \cdot \sin \alpha_{wt} \cdot \left( \frac{u}{u+1} \right) \quad (\text{Kısım E4.2b})$$

(Problemin alındığı literatürde  $\cos \beta_b$ , eşitlik içinde yoktur)

$$f_m = 0,5 \cdot 119,792 \cdot \sin 23,0986^\circ \cdot \left( \frac{3,17}{3,17+1} \right)$$

$$\| f_m = 17,863 \text{ mm.}$$

- Diş genişliğinin her mm sine düşen çevre kuvveti (Taksimat dairesinde)

$$W_{Ft} = F_t / b \quad (\text{Eşitlik 8/5})$$

$$W_{Ft} = \frac{65016}{90}$$

$$\| W_{Ft} = 722 \text{ N/mm.}$$

- Çevre hızı (Yuvarlanma dairesinde)

$$v_w = \frac{d_w \cdot n_1}{19100} \quad (\text{Eşitlik 8/1})$$

$$v_w = \frac{119,792 \cdot 1500}{19100}$$

$$\| v_w = 9,408 \text{ m/sn.}$$

- Kavramış dişte, diş yüzeyleri arasındaki yağ tabakasının (yağın) ortalama işletme sıcaklığı

$$v_{mz} = v_0 + f (100 \cdot v_w)^{0,33} \cdot (10 \cdot W_{Ft})^{0,9} \quad (\text{E4/27})$$

$v_0$  - Yağ banyosu sıcaklığı

$$\| v_0 = 70^\circ\text{C} \quad (\text{Kabül - Eşitlik E4/63'e bakınız})$$

$f$  - Basınç - viskozite değişiminin, diş geometrisinin ve diş yüzeyi pürüzlülüğünün göz önüne alındığı bir katsayı

$$\| f \approx 2,07 \cdot 10^{-3}$$

$$v_{mz} = 70 + 2,07 \cdot 10^{-3} (100 \cdot 9,408)^{0,33} \cdot (10 \cdot 722)^{0,9}$$

$$\| v_{mz} = 128,87^\circ\text{C}$$

- Kavramış dişte, yağın kinematik işletme viskozitesi

$$v_{zB} = 1,12 \cdot v_0 \cdot \left( \frac{40}{v_{mz}} \right)^x \quad (\text{Eşitlik E4/24})$$

$$v_0 = 320 \text{ mm}^2/\text{sn.} \quad (\text{ISO VG-320})$$

$$x = 3 \quad (\text{Çetvel E4.7})$$

$$v_{zB} = 1,12 \cdot 320 \cdot \left( \frac{40}{128,87} \right)^3$$

$$\| v_{zB} = 10,71 \text{ mm}^2/\text{sn.} \quad (= c \text{ St})$$

- Kavramış dişte, yağın dinamik işletme viskozitesi

Madeni ve sentetik yağlar için;

$$\eta_{zB} = v_{zB} \cdot \rho_{zB}$$

$\eta_{zB}$	$v_{zB}$	$\rho_{zB}$
mPa.sn.	mm <sup>2</sup> /sn.	kg/dm <sup>3</sup>

(E4/28)



$\rho_{zB}$  - Kavramış dişte, yağın işletme sıcaklığındaki yoğunluğu ( $\approx 0,86 \text{ kg/dm}^3$ )

$$\eta_{zB} = 10,71 \cdot 0,86$$

$$\|\eta_{zB} = 9,2 \text{ mPasn (mili-Paskal saniye)}$$

• Pürüzlülük faktörü

$$X_R \approx 3,8 \left( \frac{R_{am}}{d_{w1}} \right)^{0,25} \quad (\text{Eşitlik E4.7})$$

$R_{am}$  - Elde edilebilir aritmetik ortalama pürüz değeri

$$R_{am} = 0,5 (R_{a1} + R_{a2}) = 0,5 (0,4 + 0,4)$$

$$\|\underline{R_{am}} = 0,4 \mu\text{m}$$

$$X_R = 3,8 \left( \frac{0,4}{119,792} \right)^{0,25}$$

$$\|\underline{X_R} = 0,913$$

• Ortalama diş sürtünme katsayısı

$$\mu_{mz} = 0,045 \left( \frac{F_n / b}{v_{sm} \cdot s_m} \right)^{0,2} \cdot \eta_{zB}^{-0,05} \cdot X_R \quad (\text{Eşitlik E4/6})$$

$$\mu_{mz} = 0,045 \left( \frac{69189 / 90}{7,242 \cdot 17,863} \right)^{0,2} \cdot (9,2)^{-0,05} \cdot 0,913$$

$$\|\underline{\mu_{mz}} = 0,0525$$

• Geometrik faktör

$$H_V = \frac{\pi(U+1)}{Z_1 \cdot U} (1 - E_{\alpha} + E_{\alpha 1}^2 + E_{\alpha 2}^2) \quad (\text{Eşitlik E4/4})$$

(Problemin alındığı literatürde  $\cos \beta_b$ , eşitlik içinde yoktur).

$$H_V = \frac{\pi(3,17+1)}{23 \cdot 3,17} (1 - 1,52 + 0,88^2 + 0,63^2)$$

$$\|\underline{H_V} = 0,117$$

• Diş kayıp gücü (yük altında)  $P_{vzp}$

$$P_{vzp} = P_{\alpha} \cdot \mu_{mz} \cdot H_V \quad (\text{Eşitlik E4/3})$$

$$P_{vzp} = 600 \cdot 0,0525 \cdot 0,117$$

$$\|\underline{P_{vzp}} = 3,68 \text{ kw.}$$

• Helis açısı (Temel dairesinde)

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$\sin \beta_b = \sin 12^\circ \cdot \cos 20^\circ = 0,1954$$

$$\|\underline{\beta_b} = 11,2665^\circ$$

• Yuvarlanma noktası faktörü

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_w t}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_w t}} \quad (\text{Şekil 9.7})$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 11,2665 \cdot \cos 23,0986}{(\cos 20,4103)^2 \cdot \sin 23,0986}}$$

$$\underline{Z_H = 2,29}$$

- Elâstisite faktörü

Çelik / çelik malzeme çifti için

$$\underline{Z_E = 189,8 \sqrt{N/mm^2}} \quad (\text{Cetvel 9.1})$$

Çelik / lamel grafitli dökme demir malzeme çifti için

$$\underline{Z_E = 162 \sqrt{N/mm^2}} \quad (\text{Cetvel 9.1})$$

Problemde malzeme çifti belirtilmediğinden  $Z_E = 162 \sqrt{N/mm^2}$  değeri ile hesaba devam edelim.

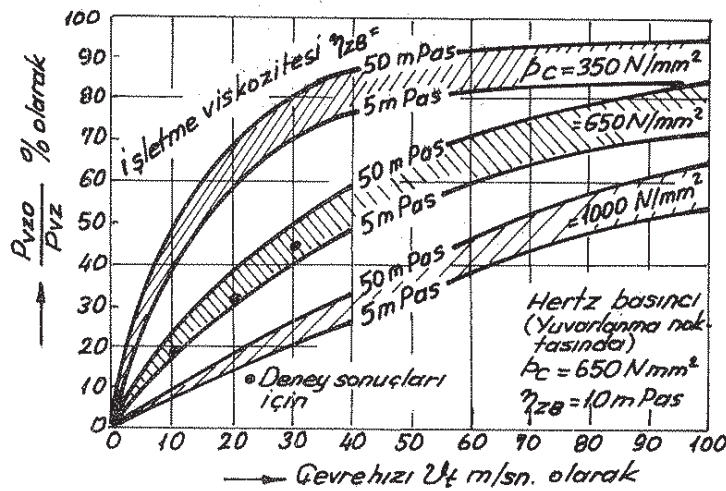
- Hertz basıncı (yuvarlanma noktasında)

$$p_c = Z_H \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d \cdot b} \cdot \frac{U+1}{U}} \quad (\text{Eşitlik 5/2})$$

$$p_c = 2,29 \cdot 162 \cdot \sqrt{\frac{65016}{117,57 \cdot 90} \cdot \frac{3,17+1}{3,17}}$$

$$\underline{p_c \cong 1050 N/mm^2}$$

- Dış kayıp gücü (yüksüz)  $P_{vzo}$



Şekil E4.14 -  $P_{vzo} / P_{vz}$  oranının çevre hızı  $U_t$  ye göre değişimi (Püskürtme yağlama için ve birinci derece yaklaşıklıkla da dalma yağlama için kullanılır). [L-9]

$U_t = 9,23 \text{ m/sn.}$ ,  $\eta_{zb} \cong 10 \text{ mPas}$  ve  $p_c = 1050 \text{ N/mm}^2$  değerleri ile Şekil E4.14 den;

$$\left\| \frac{P_{VZO}}{P_{VZ}} \approx 0,05 \right.$$

elde edilir.

Dolayısıyla, toplam dış kayıp gücü

$P_{VZ} = P_{VZP} + P_{VZO}$  dir. Bu eşitlik üzerinde bazı işlemler yaparak,

$$1 = \frac{P_{VZP}}{P_{VZ}} + \frac{P_{VZO}}{P_{VZ}}$$

$$P_{VZ} = \frac{P_{VZP}}{1 - (P_{VZO}/P_{VZ})} \quad (E4/29)$$

$$\frac{P_{VZP}}{1 - (P_{VZO}/P_{VZ})} = P_{VZP} + P_{VZO}$$

$$P_{VZO} = \frac{P_{VZP}}{1 - (P_{VZO}/P_{VZ})} - P_{VZP}$$

$$P_{VZO} = P_{VZP} \frac{P_{VZO}/P_{VZ}}{1 - (P_{VZO}/P_{VZ})} \quad (E4/30)$$

elde edilir. Bilinenler yerine konursa

$$P_{VZO} = 3,68 \frac{0,05}{1 - 0,05}$$

$$\left\| P_{VZO} = 0,2 \text{ kw bulunur.} \right.$$

- Toplam dış kayıp gücü  $P_{VZ}$

$$P_{VZ} = P_{VZP} + P_{VZO} = 3,68 + 0,2$$

$$\left\| P_{VZ} = 3,88 \text{ kw} \right.$$

b<sub>2</sub>) Yatak kayıp gücü  $P_{VL}$

- Yatağın işletme sıcaklığı

$$v_{LB} = v_0 + 10^\circ = 70^\circ + 10^\circ$$

$$\left\| v_{LB} = 80^\circ \right.$$

- Yatakta, yağın kinematik işletme viskozitesi

$$v_{LB} = 1,12 \cdot v_0 \cdot \left( \frac{40}{v_{LB}} \right)^x \quad (\text{Eşitlik E4/24})$$

$$v_{LB} = 1,12 \cdot 920 \cdot \left( \frac{40}{80} \right)^3$$

$$\left\| v_{LB} = 44,8 \text{ mm}^2/\text{sn} (= \text{cst}) \right.$$

- Döndüren mil (Pinyon mili) için ortalama yatak çapı

iki adet SKF 32317 konik makaralı yatak kullanılmıştır

$$d_m = \frac{d_L + D_L}{2} = \frac{85 + 180}{2}$$

$$\| d_m = 132,5 \text{ mm.}$$

•  $f_1$  katsayısı

Cetvel E4.5'e göre

$$\| f_1 = 0,0005$$

ayrıca,

$$g_1 \cdot P_0 = 2 \cdot Y \cdot F_a$$

$Y = 1,7$  (Yatak cetvelinden SKF 32317  $F_a / F_r > e$  için)

$$g_1 \cdot P_0 = 2 \cdot 1,7 \cdot 13650 = 46410 \text{ N} > F_r \text{ olduğundan } g_1 \cdot P_0 \text{ ile hesap}$$

yapılacak.

• Yatak sürtünme momenti (yük altında)  $T_{VLP}$

$$T'_{VLP} = 10^{-3} \cdot f_1 \cdot g_1 \cdot P_0 \cdot d_m \text{ (Eşitlik E4/21)}$$

$$T'_{VLP} = 10^{-3} \cdot 0,0005 \cdot 46410 \cdot 132,5$$

$$T'_{VLP} = 3,07 \text{ Nm.}$$

Her iki yatak için

$$T_{VLP} = 2 \cdot 3,07$$

$$\| T_{VLP} = 6,14 \text{ Nm.}$$

• Yatak sürtünme momenti (yüksüz)  $T_{VLO}$

$$v_{LB} \cdot n = 44,8 \cdot 1500 = 67200 > 2000 \text{ olduğundan}$$

$$T'_{VLO} = 10^{-10} \cdot f_0 \cdot (v_{LB} \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \text{ (Eşitlik E4/22)}$$

kullanılır.

$$\| f_0 = 4 \text{ (Cetvel E4.6)}$$

$$T'_{VLO} = 10^{-10} \cdot 4 \cdot (44,8 \cdot 1500)^{0,66} \cdot (132,5)^3$$

$$T'_{VLO} = 1,43 \text{ Nm.}$$

Her iki yatak için

$$T_{VLO} = 2 \cdot 1,43$$

$$\| T_{VLO} = 2,86 \text{ Nm.}$$

• Pinyon milinde, yatakların toplam sürtünme momenti

$$T_{VL} = T_{VLP} + T_{VLO} \text{ (Eşitlik E4/20)}$$

$$T_{VL} = 6,14 + 2,86$$

$$\| T_{VL} = 9,0 \text{ Nm}$$

• Pinyon milinde, yatakların toplam kayıp gücü

$$P_{VL_{pin.}} = \frac{T_{VL} \cdot n}{9555} = \frac{9 \cdot 1500}{9555}$$

$$\| P_{VL_{pin.}} = 1,44 \text{ kW.}$$

- Döndürülen mil (çark mili) için ortalama yatak çapı iki adet SKF 33024 konik makaralı yatak kullanılmıştır.

$$d_m = \frac{d_L + D_L}{2} = \frac{120 + 180}{2}$$

$$\| d_m = 150 \text{ mm.}$$

- Katsayılar

$$\| f_1 = 0,0005 \text{ (Cetvel E4.5)}$$

$$g_1 \cdot P_0 = 2 \gamma \cdot F_a \text{ (Cetvel E4.5)}$$

$$\gamma = 2 \text{ (Yatak cetvelinden SKF 33024 } F_a / F_r > e \text{ için)}$$

$$g_1 \cdot P_0 = 2 \cdot 2 \cdot 13650$$

$$g_1 \cdot P_0 = 54600 > F_r \text{ olduğundan } g_1 \cdot P_0 \text{ ile hesap yapılacaktır.}$$

- Yatak sürtünme momenti (yük altında)  $T_{VLP}$

$$T'_{VLP} = 10^{-3} \cdot f_1 \cdot g_1 \cdot P_0 \cdot d_m \text{ (Eşitlik E4/21)}$$

$$T'_{VLP} = 10^{-3} \cdot 0,0005 \cdot 54600 \cdot 150$$

$$T'_{VLP} = 4,095 \text{ Nm.}$$

Her iki yatak için

$$T_{VLP} = 2 \cdot 4,095$$

$$\| T_{VLP} = 8,19 \text{ Nm}$$

- Yatak sürtünme momenti (yüksüz)  $T_{VLO}$

$$\sqrt{L_B} \cdot n = 44,8 \cdot \frac{1500}{3,17} = 22000 > 2000 \text{ olduğundan}$$

$$T'_{VLO} = 10^{-10} \cdot f_0 \cdot (\sqrt{L_B} \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \text{ (Eşitlik E4/22)}$$

kullanılır:

$$\| f_0 = 4 \text{ (Cetvel E4.6)}$$

$$T'_{VLO} = 10^{-10} \cdot 4 \cdot (45 \cdot 473)^{2/3} \cdot (150)^3$$

$$T'_{VLO} = 0,97 \text{ Nm.}$$

Her iki yatak için

$$T_{VLO} = 2 \cdot 0,97$$

$$\| T_{VLO} = 1,94 \text{ Nm.}$$

- Çark milinde, yatakların toplam sürtünme momenti

$$T_{VL} = T_{VLP} + T_{VLO} \text{ (Eşitlik E4/20)}$$

$$T_{VL} = 8,19 + 1,94$$

$$\| T_{VL} = 10,13 \text{ Nm}$$

- Çark milinde, yatakların toplam kayıp gücü

$$P_{VL\text{çark}} = \frac{T_{VL} \cdot n}{9555} = \frac{10,13 \cdot 1500/3,17}{9555}$$

$$\| P_{VL\text{çark}} = 0,5 \text{ kw.}$$

- Toplam yatak kayıp gücü

Döndüren ve döndürülen millerdeki yatak kayıpları göz önüne alınırsa

$$P_{VL} = P_{VL\text{pin.}} + P_{VL\text{çark}}$$

$$P_{VL} = 1,41 + 0,5$$

$$\| P_{VL} = 1,91 \text{ kw. bulunur.}$$

### b3) Sızdırmazlık kayıp gücü $P_{VD}$

- Pinyon için

$$\left. \begin{array}{l} n_1 = 1500 \text{ d/d.} \\ d_{d1} = 85 \text{ mm.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v_1 = \frac{\pi \cdot d_{d1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,085 \cdot 1500}{60} \\ v_1 = 6,67 \text{ m/sn.} \end{array}$$

değerleri ile

$$\| P_{VD1} = 0,09 \text{ kw. (Şekil E4.11)}$$

- Çark için

$$\left. \begin{array}{l} n_2 = 473 \text{ d/d.} \\ d_{d2} = 120 \text{ mm.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v_2 = \frac{\pi \cdot d_{d2} \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 0,120 \cdot 473}{60} \\ v_2 = 2,97 \text{ m/sn.} \end{array}$$

değerleri ile

$$\| P_{VD2} = 0,05 \text{ kw. (Şekil E4.11)}$$

öyleyse,

$$P_{VD} = P_{VD1} + P_{VD2} = 0,09 + 0,05 \text{ (iki radyal keçe kullanılmıştır)}$$

$$\| P_{VD} = 0,14 \text{ kw.}$$

### b4) Yağ sıçratma kayıp gücü $P_{VPL}$

Dişli çarkların yağa çarpması ile meydana gelen güç kaybı, deneylere göre çok az olup, yağa giren her diş için yaklaşık olarak

$$P_{VPL} = \frac{b \cdot y_0 \cdot v_t^{3/2}}{2,72 \cdot 10^6} \quad \begin{array}{c|c|c} P_{VPL} & y_0 & v_t \\ \text{kw} & \text{mm} & \text{m/sn} \end{array} \quad (E4/31)$$

dir.

$b$  - Yağa dalan çarkın genişliği

$y_0$  - Dalma derinliği (Yağın durgun halinde)

$U_4$  - Yağa dolan çarkın taksimat dairesindeki çevre hızı

$$y_0 = 6 \cdot m_n \quad (\text{Kısım E4.C})$$

$$y_0 = 6 \cdot 5 = 30 \text{ mm}$$

$$P_{VPL} = \frac{90 \cdot 30 \cdot (9.23)^{3/2}}{2.72 \cdot 106}$$

$$\| P_{VPL} = 0.028 \text{ kw.}$$

b5) Toplam kayıp gücü  $P_V$

$$P_V = P_{VZ} + P_{VL} + P_{VD} + P_{VPL}$$

$$P_V = 3.88 + 1.91 + 0.14 + 0.028$$

$$\| P_V = 5.95 \text{ kw.}$$

• Toplam kayıp derecesi

$$\eta_V = \frac{5.95}{600} = \% 0.99 \approx \% 1$$

• Toplam verim

$$\eta = \% 99$$

Ortalama pürüz değeri $R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]		İşleme metodu
Modül 1... 8 1.6	Modül > 8 3.2	Alın dişli çarkların dış yüzeyleri frezelenmiş
3.2	3.2	Alın dişli çarkların dış yüzeyleri planyalanmış
0.8	1.6	Alın dişli çarkların dış yüzeyleri taşlanmıştır
0.4	0.8	Alın dişli çarkların dış yüzeyleri taşlanmıştır
1.6	1.6	Konik dişli çarkların dış yüzeyleri leplenmiştir

Cetvel E4.8 - İşleme metodunun aritmetik ortalama pürüz değeri  $R_a$  ile olan ilişkisi [L.9]

b6) Yatak kaybı  $P_{VL}$  'i, H. Winter / K. Michaelis [L.8] metoduna göre hesaplıyalım.

$$P_{VL} = \frac{\pi \cdot n_w}{30} \cdot m \cdot d_w^{3/4} \cdot C \cdot 10^{-6} \quad (\text{Eşitlik E4/11})$$

• Kullanılan yataklar

$$\text{SKF 32317} \rightarrow d_w = 85 \text{ mm.}, C = 320000 \text{ N}$$

$$\text{SKF 33024} \rightarrow d_w = 120 \text{ mm.}, C = 245000 \text{ N}$$

} Yatak cetvellerinden

• Eş değer yatak yükü

$$F \approx F_r + 2.75 F_a \quad (\text{Şekil E4.12})$$

$$F_r = 37200 \text{ N}$$

$$F_a = 13650 \text{ N}$$

} için

$$F = 37200 + 2.75 \cdot 13650$$

$$\| F = 74737.5 \text{ N}$$

$$\left. \begin{array}{l} F_r = 32600 \text{ N} \\ F_a = 13650 \text{ N} \end{array} \right\} \text{ için } \begin{array}{l} F = 32600 + 2,75 \cdot 13650 \\ \parallel F = 70137,5 \text{ N} \end{array}$$

• *Spesifik sürtünme faktörü*

*Şekil E4.12 den faydalanarak konik makaralı yataklarda;*

1. Yatak  $F/c = 74737,5 / 320000 = 0,2336$  için  $\parallel m = 0,52$

2. Yatak  $F/c = 70137,5 / 320000 = 0,2192$  için  $\parallel m = 0,46$

3. Yatak  $F/c = 74737,5 / 245000 = 0,3051$  için  $\parallel m = 0,65$

4. Yatak  $F/c = 70137,5 / 245000 = 0,2863$  için  $\parallel m = 0,62$

• *Pinyon milinde, yatakların kayıp gücü*

$$P_{VL1} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} (0,52 + 0,46) \cdot (85)^{3/4} \cdot 320000 \cdot 10^{-6}$$

$$\parallel P_{VL1} = 1379 \text{ Watt} = 1,38 \text{ kw.}$$

• *Çark milinde, yatakların kayıp gücü*

$$P_{VL2} = \frac{\pi \cdot 473}{30} (0,65 + 0,62) \cdot (120)^{3/4} \cdot 245000 \cdot 10^{-6}$$

$$\parallel P_{VL2} = 558,8 \text{ Watt} = 0,559 \text{ kw.}$$

*Öyleyse,*

$$P_{VL} = 1,38 + 0,559$$

$$\parallel P_{VL} = 1,94 \text{ kw.}$$

*Sonuçlar mukayese edildiğinde ( $P_{VL}$  için), çok yaklaşık değerlerin bulunduğu ve 2. Metodun daha pratik olduğu görülür.*

### E4.3 - Verim

#### a) Toplam verim

$$\eta_e = 1 - P_v / P_a \quad (E4/32)$$

$P_v$  - Toplam kayıp güç (Eşitlik E4/1)

#### b) Dişlilerin verimi

*Dişlilerin toplam verimi;*

$$\eta_z = 1 - (P_{vz} + P_{vzo}) / P_a \quad (E4/33)$$

$(P_{vz} + P_{vzo})$  - Bütün kademelerin toplam dişli kaybı

*Keza, her kademe (I, II, ...) için dişli verimi  $\eta_z$ , eşitlik E4/33 ile hesaplanarak dişlilerin toplam verimi,*

$$\eta_z = \eta_{zI} \cdot \eta_{zII} \dots \quad (E4/34)$$



şeklinde de elde edilebilir.

c) Verimin iyileştirilmesi için çareler

• Dişlilerin verimi: Kavrama boyunu meydana getiren  $g_f$  ve  $g_a$ 'nin (Şekil E5-3) küçük, diş yüzeyi eğrilik yarıçapının büyük, buna bağlı olarak küçük modüller, büyük diş sayıları, büyük çevre hızlarında düşük yağ viskoziteleri, uygun sentetik yağlayıcı maddeler ve yüzey pürüzlülüğünün önemsiz derecede az olması, dişlilerin verimine iyileştirici yönde tesir eden faktörlerdir.

• Dalma derinliğinin sınırlandırılması: Yanlız büyük çarklarda dalma serbest bırakılmalı ve mümkün olduğunca en küçük püskürtme miktarı tavsiye edilmelidir.

• Yatakların verimi: Rulmanlı yataklar kaymalı yataklardan daha uygundur.

• Sızdırmazlık kaybı: Temassız sızdırmaz elemanlar temaslılardan daha uygundur.

E4-4 - Isı bilançosu (soğutma, ısıtma)

Mekanizma kutusunda meydana gelen güç kaybı ( $P_v$ ), ısıya dönüştürerek (ki bu ısıya üretilen ısı diyebiliriz) sistemde bir sıcaklık artışı meydana getirir ve bu sıcaklık artışı, güç kaybı ve sistemden dışarıya çıkan ısı miktarı arasındaki denge oluşuncaya kadar devam eder.

Üretilen bu ısı miktarı başlıca;

• Mekanizma kutusunun dış yüzeyinden çevreye taşınım (doğal veya zorlanmış) ve ışınlım yolu ile,

• Dışardan yağla beslenen sistemlerde (pompalı yağlama. Meselâ püskürtme yağlama ve devri daim yağlama gibi), boru şebekeleri ve soğutucularda dolaşan yağ tarafından dışarı atılan ısı ile,

• Tabana iletim yolu ile,

• Milden çevreye taşınım yolu ile

sistemden dışarı çıkmaktadır.

a) Mekanizma kutusundan çıkan ısı miktarı

Mekanizma kutusunun dış yüzeyinden dışarı çıkan ısı miktarı, yaklaşık olarak  $0,8 - 1,2 \text{ kW/m}^2$  dir. Ancak hassas hesaplarda bu değerlere uyulmayabilir. Şöyleki, mekanizma kutusunun bütünü sabit bir  $\mathcal{U}_G$  sıcaklığında olduğu kabul edilir ise  $\mathcal{U}_{\infty}$  çevre sıcaklığı ile mekanizma kutusunun soğutma gücü :

$$P_{KG} = \alpha_a A (\mathcal{U}_G - \mathcal{U}_{\infty})$$

(E4/35)

olur.

$\alpha_a$  - Toplam ısı taşınım katsayısı

A - Mekanizma kutusunun dış yüzeyi (Etkili soğutma yüzeyi)

• Toplam ısı taşınım katsayısı  $\alpha_a$  :

Hava içindeki ısı geçişinde,  $\alpha_a$  sayısı içinde taşınım ve ışıınım halleri mütalaa edilmiştir (Genel olarak iletim halini ihmal etmek mümkündür. 0°C da havanın ısı iletim katsayısı 0,000244 kw/m°C). Bu ise, ısı taşınımı ile ısı ışıınımının birlikte ortaya çıkması demektir (Tatbikatta mühendislik problemlerinin çoğunda böyledir). Ayrıca, çözümlerinde ısı ışıınımı halinde sıcaklığın dördüncü kuvveti geldiğinden lineer olmayan diferensiyel denklemlerle karşılaşılır ve bunların çözümleri oldukça güçtür. Kolaylık olması nedeniyle \* Işıınımın eşdeğer ısı taşınım katsayısı » tarifine gidilir. Dolayısıyla,

$$\alpha_a = \alpha_k + \alpha_s \tag{E4/36}$$

ifadesi yazılabilir.

$\alpha_s$  - Işıınımın eşdeğer ısı taşınım katsayısı

Mekanizma kutusundan taşınım (doğal veya zorlanmış) yolu ile çıkan ısı miktarı, Newton soğutma ifadesine göre,

$$Q_k = \alpha_k A (T_g - T_{\infty}) \tag{E4/37}$$

ve ışıınım yolu ile çıkan ısı miktarı da,

$$Q_s = E \cdot C_s A [(T_g/100)^4 - (T_{\infty}/100)^4] \tag{E4/38}$$

şeklinde olduğu hatırlanırsa

$$\alpha_k (T_g - T_{\infty}) = E \cdot C_s [(T_g/100)^4 - (T_{\infty}/100)^4]$$

$$\alpha_s = E \cdot C_s \frac{(T_g/100)^4 - (T_{\infty}/100)^4}{T_g - T_{\infty}} \tag{E4/39}$$

ifadesiyle ışıınımın eşdeğer ısı taşınım katsayısı belirlenir. Veya yaklaşık olarak  $0 \leq (T_g - T_{\infty}) \leq 100 \cdot K$  için;

$$\alpha_s = 0,23 \cdot 10^{-6} \cdot E [(T_g + T_{\infty})/2]^3 \tag{E4/40}$$

olur.

E - Yayma (Emission) sayısı

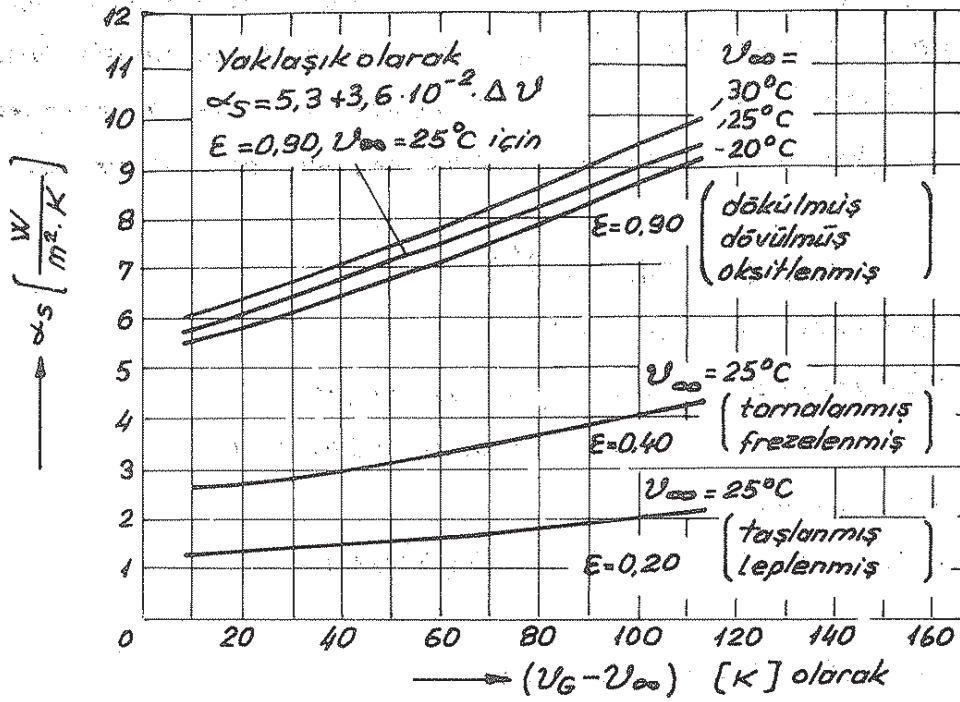
$C_s$  - ısı taşınım katsayısı

(Literatür 8 de,  $E \cdot C_s$  - Işıınım sayısı [W/m²K] olarak tanımlanmıştır)

Döküm veya haddelenmiş veya parlatılmış dış yüzeyli mekanizma kutularında,  $T_{\infty} = 25^\circ$  çevre sıcaklığı için  $E = 0,90$  ile ortalama değer olarak,

$$\alpha_s = 5,3 + 3,6 \cdot 10^{-2} (T_g - T_{\infty}) \tag{E4/41}$$

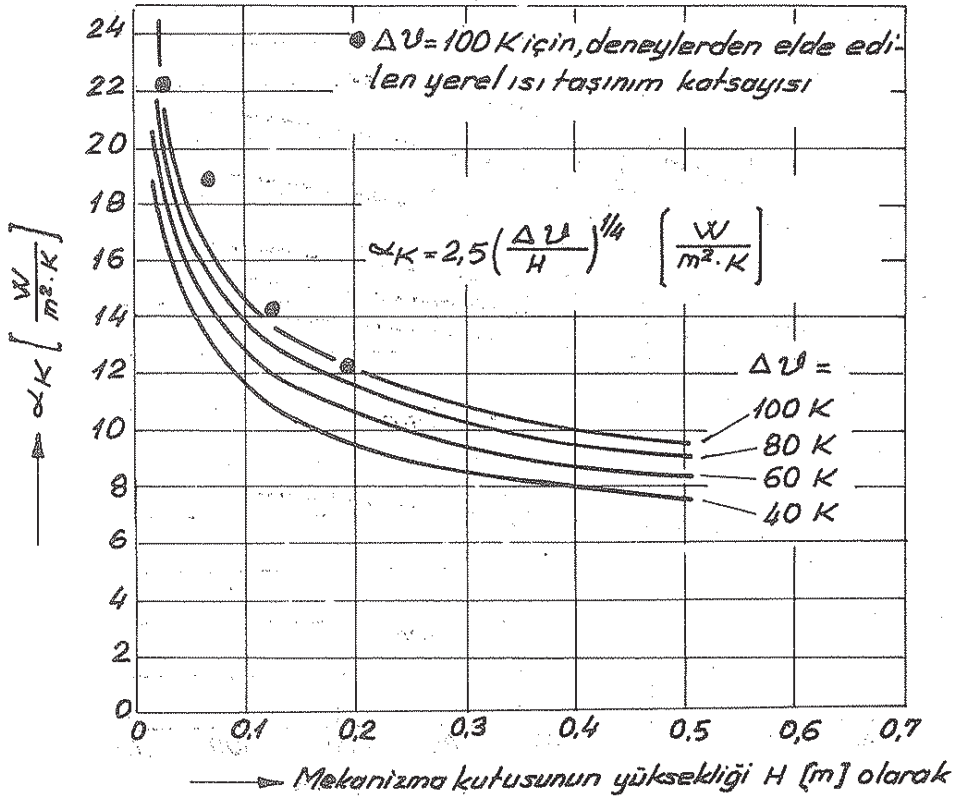
alınabilir (Şekil E4.15)



Şekil E4.15 - Işınım eşdeğer ısı taşınım katsayısı [L.8]

$\alpha_K$  - Isı taşınım katsayısı

Doğal ısı taşınımı için ;



Şekil E4.16 - Doğal ısı taşınımı için ısı taşınım katsayısı [L.8]

Doğal ısı taşınım katsayısı  $\alpha_K$ , düşey bir yüzeydeki doğal ısı taşınım katsayısı ve yatay bir yüzeydeki doğal ısı taşınım katsayısı olarak ayrılmıştır. Isı taşınım katsayısını veren formül Nusselt sayısı olup hatırlanacağı gibi Nusselt sayısında Prandtl ve Grashoff sayılarının bir fonksiyonudur. Mekanizma kutusunun tümü üzerinden doğal ısı taşınımı ile ısı geçişinde, yaklaşık olarak ısı taşınım katsayısı;

$$\alpha_K = 2,5 \left[ (\nu_G - \nu_\infty) / H \right]^{1/4} \quad (E4/42)$$

olarak elde edilmiştir. (Şekil E4.16)

H - Mekanizma kutusunun yüksekliği [m.]

Şu halde, toplam ısı taşınım katsayısı (Şekil E4.17),

$$\alpha_a = \alpha_K + \alpha_s$$

$$\alpha_a = 5,3 + 3,6 \cdot 10^{-2} \Delta \nu + 2,5 \left( \Delta \nu / H \right)^{1/4}$$

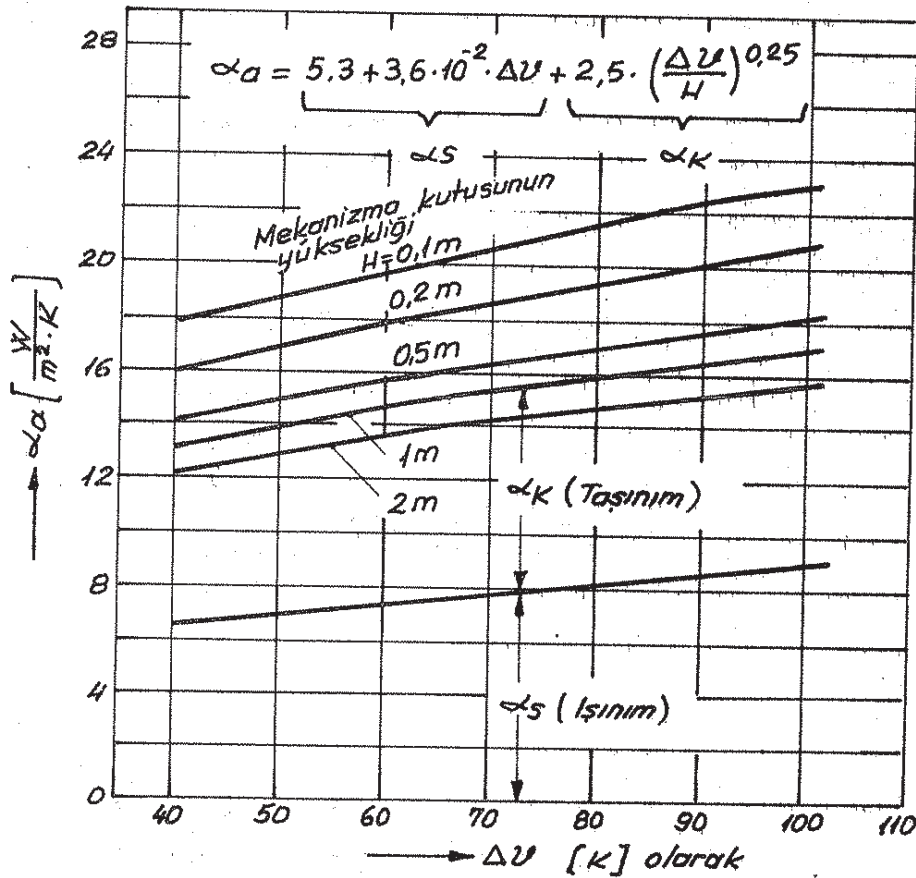
ve

$$40 \leq \Delta \nu = (\nu_G - \nu_\infty) \leq 120 \text{ K için}$$

$$\alpha_a = (10 + 0,07 \cdot \Delta \nu) (1/H)^{0,15}$$

(E4/43)

alınabilir.



Şekil E4.17-Toplam ısı taşınım katsayısı [L.8]

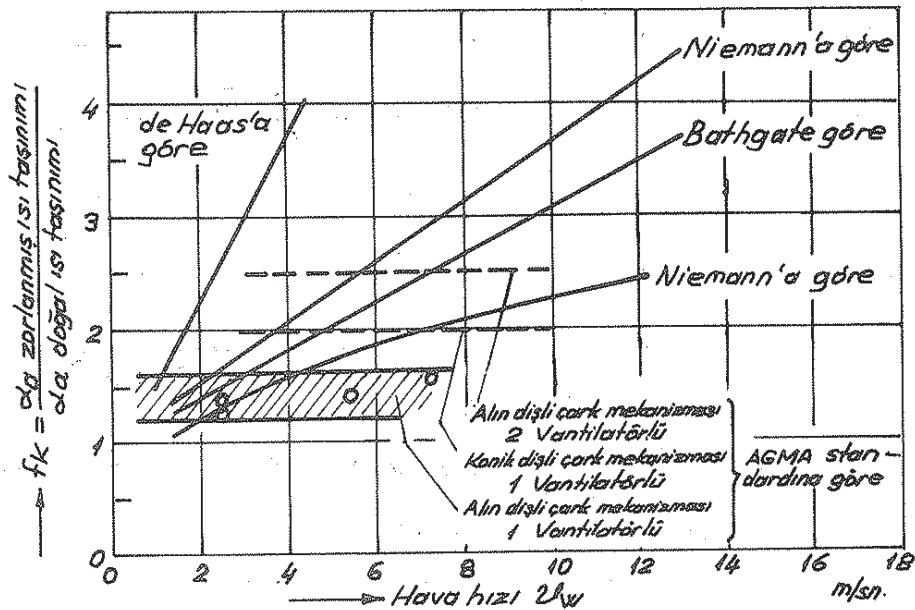
Zorlanmış ısı taşınımı için ;

Zorlanmış ısı taşınımı halinde - meselâ hava akımının vantilatör ile meydana getirilmesi - ısı taşınım katsayısı, hava hızı yükseldikçe önemli miktarda artar (gerçi burada yalnız  $\alpha_k$  değil aynı zamanda ısıtımında tesiri vardır). Literatürlerde pratik olarak, daima toplam ısı taşınım katsayısı dikkate alınmış olup bunun ifadeyi,  $40 \leq (U_6 - U_\infty) \leq 120 \text{ K}$  için

$$\alpha_a = f_k [10 + 0.07 (U_6 - U_\infty)] (1/H)^{0.15} \quad (E4/44)$$

şeklinde yazılabilir

$f_k$  - Zorlanmış ısı taşınım faktörü (Şekil E4.18, Cetvel E4.9)



Şekil E4.18 - Zorlanmış ısı taşınım faktörü [L.8]

$U_w$ [m/sn]	1,25 Sakin hava	2	3	5	7	10	15	20
$f_k$	1	1,3	1,6	2,3	2,9	3,6	5,0	6,3

Cetvel E4.9 -  $f_k$  faktörü

$f_k$  faktörü, Şekil E4.18 den de görüldüğü gibi AGMA Standardına göre vantilatörlü mekanizmalarda (vantilatör yüksek devirli mile monte edilmiş) ;

Alın dişli çark mekanizması için ;

Bir vantilatörlü :  $f_k \cong 1,4$

İki vantilatörlü :  $f_k \cong 2,5$

Konik dişli çark veya konik-alın dişli çark mekanizması için ;

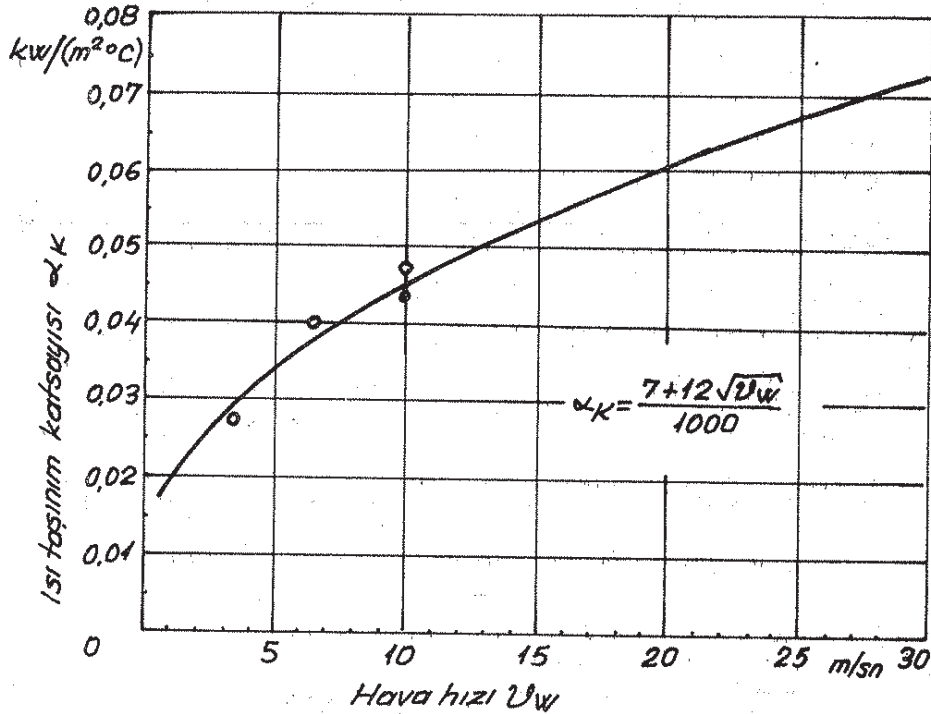
Bir vantilatörlü :  $f_k \cong 2,0$

alınır.

Havanın hacimsel debisi, akış doğrultusu, mekanizma kutusunun aerodi-

namik yapısı, vantilatörün mile akuple bağlı olarak çalışması gibi parametreler  $f_k$  faktörüne tesir ederler.

Kolaylık olması bakımından ısı taşınım katsayısı  $\alpha_k$ , hava hızına bağlı olarak Şekil E4-19 dan da elde edilebilir.



Şekil E4-19- Hava içindeki ısı geçişinde hava hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısı [L.17]

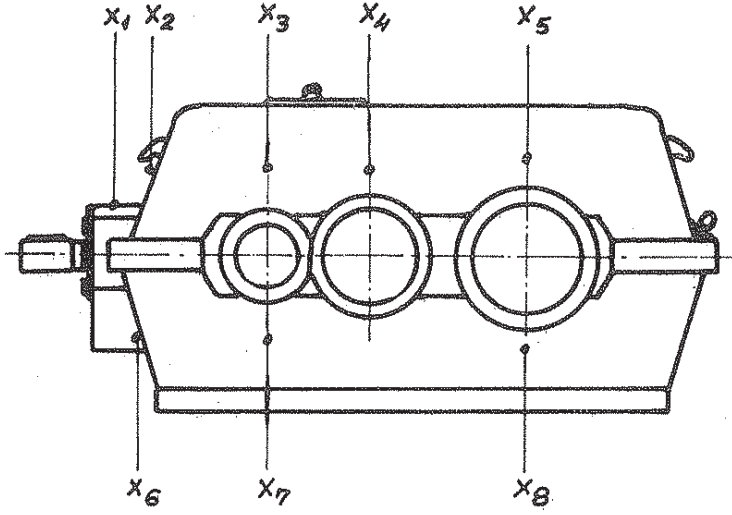
- Ölçme noktası Leimann, D 'den
- Ölçme noktası A. Friedr. Flender GmbH 'dan.

E4/35 den E4/44'e kadar olan eşitliklerde dikkat edilirse, mekanizma kutusunun dış yüzey sıcaklığı  $U_G$ 'nin bulunduğu görülür. Ancak buradaki başlıca zorluk,  $U_G$  sıcaklık dağılımının sayısal olarak doğru tesbiti ile uygulanmasıdır (Şekil E4-20 ve Cetvel E4-10'a bakınız). Onun için  $U_G$  yerine, karterdeki yağ sıcaklığı (dalma yağlamada) veya karterden yağın çıkış sıcaklığı (püskürtme yağlamada) yani bunlara karşılık, mekanizma kutusunun iç sıcaklığı olarak  $U_{yağ}$  dikkate alınır.

Bilindiği gibi, mekanizma kutusunda meydana gelen ısı (üretilen ısı);

- Yağdan iç yüzeye kadar taşınım,
- Cidardan iletim,
- Dış yüzeyden çevreye taşınım

yolu ile geçer. Öyleyse şimdi, geçen ısı miktarını sadece  $U_{yağ}$  ve  $U_{\infty}$  sıcaklıkları cinsinden Fourier ve Newton soğutma ifadelerini yazarak hesaplayalım.



x<sub>9</sub> Karterdeki yağ sıcaklığı  
x<sub>10</sub> Çevre sıcaklığı

Şekil E4.20- Üç kademeli konik - alın dişli çark mekanizmasında sıcaklık ölçme noktaları. Değerler Cetvel E4.10 da verilmiştir [L.17].

Ölçme noktası	Doğal ısı taşınımı $n_1 = 1500 \text{ d/d.}$	Zorlanmış ısı taşınımı (Ventilatörlü mekanizma) $n_1 = 1500 \text{ d/d.}$
1	108,8 °C	52,5 °C
2	110 "	42,5 "
3	110 "	62,5 "
4	107,5 "	62,5 "
5	95 "	55 "
6	85 "	35 "
7	106,3 "	62,5 "
8	103,8 "	62,5 "
9	112,5 "	72,5 "
10	17 "	17 "

Cetvel E4.10- Bir mekanizma kutusunda sıcaklık dağılımı [L.17]

$$U_{yağ} - U_{ei} = \frac{Q}{A} \frac{1}{\alpha_i}$$

$$U_{ei} - U_G = \frac{Q}{A} \frac{\delta}{\lambda}$$

$$U_G - U_{\infty} = \frac{Q}{A} \frac{1}{\alpha_a}$$

$$+ \frac{+}{+} \quad U_{yağ} - U_{\infty} = \frac{Q}{A} \left( \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a} \right)$$

ve

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}$$

(E4/45)

kabulü ile

$$Q = K \cdot A (U_{yağ} - U_{\infty})$$

(E4/46)

ifadesi elde edilir.

$K$  - Toplam ısı geçiş katsayısı

$1/K$  - Isı taşıyım direnci

$U_{gi}$  - Mekanizma kutusunun iç yüzey sıcaklığı ( $U_{yağ}$  sıcaklığındaki yağ ile temas eden)

$U_g$  - Mekanizma kutusunun dış yüzey sıcaklığı ( $U_{\infty}$  sıcaklığındaki hava ile temas eden)

$\alpha_a$  - Isı taşıyım katsayısı (Mekanizma kutusunun dış cidarı ile hava arasındaki ısı geçişi için)

Yaklaşık değerler:

$$\alpha_a \approx 15 \dots 25 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ doğal ısı taşıyımı için [L.1]}$$

$$\alpha_a \approx 40 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ zorlanmış ısı taşıyımı için [L.8]}$$

(Eşitlik E4/43 ve E4/44 ile daha hassas değerler hesaplanabilir)

$\alpha_i$  - Isı taşıyım katsayısı (Mekanizma kutusunda, yağ/iç cidar arasındaki ısı geçişi için)

Yaklaşık değerler:

$$\alpha_i \approx 150 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ (100...200 W/m}^2\text{K)} \quad [L.8]$$

$$\alpha_i \approx 300 \text{ W/m}^2\text{K} \quad [L.1]$$

$\delta$  - Mekanizma kutusu cidar kalınlığı

$\lambda$  - Isı iletim katsayısı (Cetvel E4.11)

Mekanizma kutusunun malzeme cinsi	Ölçme sıcaklığı °C	Isı iletim katsayısı ( $\lambda$ ) kW/(m°C)	Sıcaklık kaybı °C
Dökme demir	20	0,05815	0,55
Çelik	100	0,05235	0,64
Alüminyum	20	0,20934	0,154
Alüminyum	100	0,21781	0,148
Beton	20	0,001163	27,7
Plastik (suni malzeme)	20	0,0002326	138,5

Cetvel E4.11 - Bazı malzemelerin ısı iletim katsayıları [L.17]

Cetvel E4.11 incelendiğinde şu önemli sonuç ortaya çıkar; madeni malzemelerde sıcaklık kaybı azdır.

Hava tarafındaki ısı geçişinde,  $\alpha_a$  ısı taşıyım katsayısı ile ilgili formüller ve diyagramlar verdik. Acaba, yağ tarafındaki ısı geçişinde,  $\alpha_{yağ}$  ( $=\alpha_i$ ) ısı taşıyım katsayısı için ampirik değerlerin ötesinde her hangi bir hesap metodu var mıdır diye aklımıza bir soru gelebilir. Bunun için literatür 17, 18 ve 19 dan aldığımız bilgileri aktarmaya çalışalım.

Yağ tarafındaki ısı geçişinde  $\alpha_{yağ}$  ısı taşıyım katsayısı; yağın akış ha-



line, yağın hızına, viskozitesine, ısı iletim kabiliyetine, yoğunluğuna bağlı olup bu değer hiç bir zaman sabit değildir ve karşımıza çıkan bu sonuç genel olarak kullanılmaz. Matematik hesaplar her hal için ayrı yapılmalı ve her mekanizma kutusu için bu hesaplar tekrarlanmalıdır.

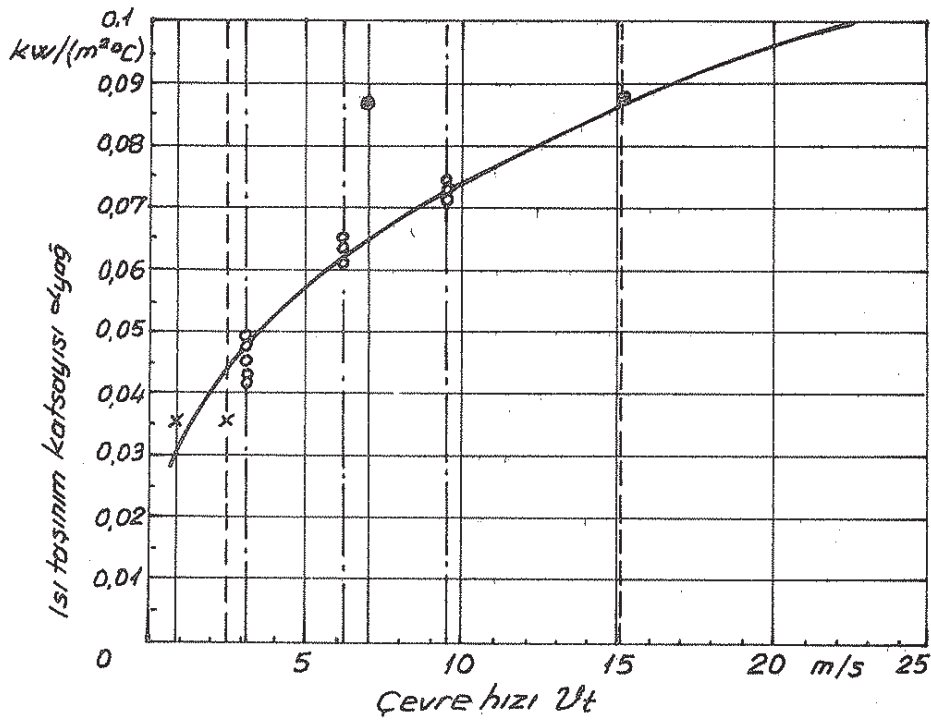
Yapılan deneyler ve sonuçları,

$$\alpha_{\text{yağ}} = f(Ut) \quad (E4/47)$$

fonksiyonu olarak Şekil E4.21 de bir diyagram halinde gösterilmiş olup yağ tarafındaki ısı taşınım katsayısı  $\alpha_{\text{yağ}}$ , birinci derece yaklaşıkla

$$\alpha_{\text{yağ}} = f_1 \cdot f_2 \cdot \dots \cdot f_n \sqrt{10^{-4} \cdot Ut} \quad \frac{\alpha_{\text{yağ}}}{\text{kw}/(\text{m}^2\text{°C})} \Big| \frac{Ut}{\text{m/s}} \quad (E4/48)$$

şeklinde ortaya çıkmıştır.



Şekil E4.21- Yağ ile mekanizma kutusu iç cidarı arasındaki ısı geçişinde ısı taşınım katsayısı [L.B].

- o Ölçme noktaları, üç kademeli bir konik-alın dişli çark mekanizmasının
- o Ölçme noktaları, tek kademeli bir alın dişli çark mekanizmasının
- x Ölçme noktaları, dört kademeli bir alın dişli çark mekanizmasının
- Çok kademeli mekanizmalarda yağa dalan bütün çarkların ortalama çevre hızı
- - - Çok kademeli mekanizmalarda yağa dalan yüksek devirli çarkın çevre hızı
- . - Tek kademeli mekanizmada yağa dalan çarkın çevre hızı .

Bu ısı taşınım katsayısı  $\alpha_{yağ}$ ;

Yağ banyosunda, yağ ile mekanizma kutusunun iç yüzeyleri arasındaki ısı geçişinde,

Yağ banyosu üzerinde, yağ ile sıratılan yağdan ıslanmış mekanizma kutusunun iç yüzeyleri arasındaki ısı geçişinde, ısı taşınım katsayılarının ortalama bir değeridir.

Eşitlik E4/48,  $\alpha_{yağ}$  için

$$\alpha_{yağ} = f_1 \cdot f_2 \sqrt[2.65]{10^{-4} \cdot v_t} \quad (E4/49)$$

iki faktörlü yazılabilmektedir. Burada;

$v_t$  – Yağ içine dalaran yüksek devirli çarkın taksimat dairesindeki çevre hızı

$f_1$  – Viskozite faktörü

$$f_1 = \frac{1}{\left(\frac{10^6 \cdot v_B}{46}\right)^{0.6} \left(\frac{46}{10^6 \cdot v_B}\right)^{0.33}} \quad (E4/50)$$

ifadesi ile hesaplanır veya yağın cinsine ve sıcaklığına göre de Cetvel E4.12 den alınabilir.

$v_B$  – İşletme sıcaklığında yağın kinematik viskozitesi (Eşitlik E4/24)

Yağ	$f_1$			
	50°C	70°C	90°C	110°C
Madeni yağlar	0,623	0,822	1,037	1,22
Yüksek kaliteli yağlar	0,655	0,847	1,04	1,25
Sentetik yağ Polyglycol	0,827	0,983	1,14	1,29
Sentetik yağ Polyäther	0,714	0,855	0,978	1,09

Cetvel E4.12 –  $f_1$  faktörü [L.19]

$f_2$  – Karakteristik uzunluk faktörü

$$f_2 = \frac{\left(\frac{L_1 \cdot L_2}{1,52^2}\right)^{0.6}}{\frac{L_1 \cdot L_2}{1,52^2}} = \frac{\left(\frac{L_1 \cdot L_2}{2,31}\right)^{0.6}}{\frac{L_1 \cdot L_2}{2,31}} \quad (E4/51)$$

$L_1$  – Bir mekanizma kutusunun karakteristik uzunluğu

Mekanizma kutusunun içten her iki temel yüzeyi çevresinin ortalama bir değeridir (Şekil E4.22)

$$L_1 = \frac{2(B+H) + 2(B+L)}{2}$$

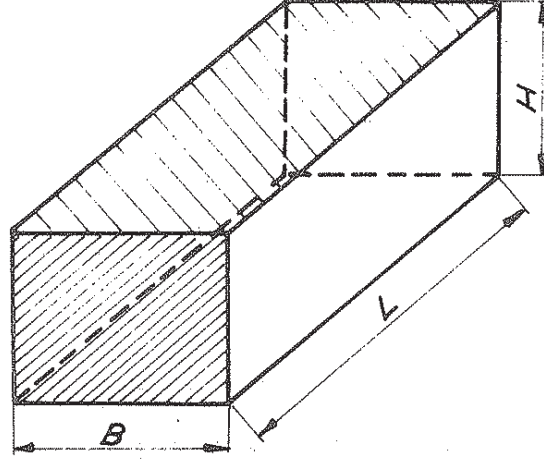
$$L_1 = 2B + H + L$$

(E4/52)

$B$  - Mekanizma kutusunun iç genişliği [m]

$H$  - Mekanizma kutusunun iç yüksekliği [m]

$L$  - Mekanizma kutusunun iç uzunluğu [m]



Şekil E4.22 - Karakteristik uzunluk  $L_1$ 'in elde edilmesi için bir mekanizma kutusunun ideal iç ölçüleri [ $L \cdot B$ ]

$L_2$  - Soğutucu borunun karakteristik uzunluğu (soğutma serpantini kullanılan mekanizmalarda)

Önemli not : Her hangi bir mekanizma kutusunda, yağ ile mekanizma kutusu iç yüzeyi arasındaki ısı geçişi için ısı taşınım katsayısı  $\alpha_{yağ}$  Eşitlik E4/49'a göre hesaplanırken,  $f_2$  faktörünü veren E4/51 eşitliğinde  $L_2 = 1,52$  m. alınır.

Dolayısıyla  $f_2$  faktörü,

$$f_2 = \frac{\left( \frac{L_1 \cdot 1,52}{1,52^2} \right)^{0,6}}{\frac{L_1 \cdot 1,52}{1,52^2}}$$

$$f_2 = \frac{(L_1 / 1,52)^{0,6}}{L_1 / 1,52}$$

(E4/53)

olarak bulunur.

Ayrıca, yağın ısı taşınım katsayısı ( $\alpha_{yağ}$ ); yağın ısı iletim katsayısı ( $\lambda_{yağ}$ ), Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve karakteristik bir uzunluğun ( $L_1$ ) fonksiyonudur.

$$\alpha_{yağ} = \frac{Nu \cdot \lambda_{yağ}}{L_1}$$

(E4/54)

Diğer taraftan, zorlanmış akış halinde ısı geçişi için

$$Nu = C \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$$

(E4/55)

ifadesi kullanılır.

$Re$  - Reynolds sayısı (Sistem içindeki akışın karakterini belirtir)

$Pr$  - Prandtl sayısı (Akışkanın ısı geçişi özelliğini gösterir)

$C$  - Bir sabit ( $\cong 0,23$ )

E4/54 ve E4/55 eşitliklerinden  $Re$  sayısı

$$Re = 0,6 \sqrt{\frac{\alpha_{yağ} \cdot L_1}{\lambda_{yağ} \cdot C \cdot Pr^{0,33}}} \quad (E4/56)$$

elde edilebilir.

Prandtl ( $Pr$ ) sayısı için de

$$Pr = \frac{\nu_B \cdot \rho_B \cdot c_p}{\lambda_{yağ}} \quad \frac{\nu_B}{m^2/sn.} \mid \frac{\rho_B}{kg/m^3} \mid \frac{c_p}{kJ/kg^\circ C} \mid \frac{\lambda_{yağ}}{kW/m^\circ C} \quad (E4/57)$$

ifadesi kullanılır.

$\nu_B$  - İşletme sıcaklığında yağın kinematik viskozitesi (Eşitlik E4/24)

$\rho_B$  - İşletme sıcaklığında yağın yoğunluğu

$c_p$  - Yağın sabit basınçta özgül ısısı

Reynolds ( $Re$ ) sayısının tanımı ile de yağ banyosunda yağın akış hızı

$$W = \frac{Re \cdot \nu_B}{L_1} \quad \frac{W}{m/sn.} \mid \frac{\nu_B}{m^2/sn.} \mid \frac{L_1}{m.} \quad (E4/58)$$

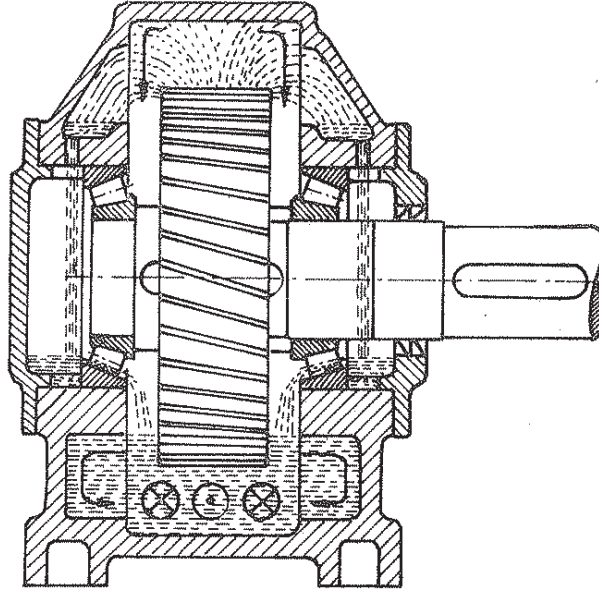
elde edilebilir.

Buradan şöyle bir sonuç çıkarabiliriz; Eğer yağ banyosunda yağın ortalama akış hızı  $w$  biliniyor (veya bir kabul yapılıyor) ve yağın özellikleri ( $\nu_B$ ,  $\rho_B$ ,  $c_p$ ,  $\lambda_{yağ}$  gibi) de belirlenmiş ise eşitlik E4/58 den  $Re$  sayısı, eşitlik E4/57 den  $Pr$  sayısı ve eşitlik E4/56 dan da  $\alpha_{yağ}$  değeri hesaplanabilir. Öyleyse yağ banyosundaki yağın akış hızı üzerinde biraz daha duralım.

Bir mekanizmanın karterinde yağın çalkalanmasından dolayı, yağın birbirinden farklı çok sayıda akış hızı ve akış yönü vardır (Şekil E4-23). Yağ banyosundaki yağın akış hızı, yağ banyosu üzerindeki cidarlardan akan yağın hızından muhtemelen daha büyüktür, çünkü cidara değen sıratılan yağın cidar kenarında akan yağdan daha büyük ısı taşınım katsayıları verdiği görülmüştür. Eşitlik E4/49 dan türbülanslı akım halinde ortalama bir yağ hızı elde edilebilir. Pratikte, yağa dalan çarkın devir sayısına göre yağ banyosundaki yağın akış hızı 0,5 m/sn. den 1,5 m/sn. ye kadar değişir.

Tek kademelili bir alın dişli çark mekanizması için ölçme noktaları ( $v_t = 9,5$  m/sn., 6,33 m/sn. ve 3,16 m/sn. çevre hızlarında) ve E4/49 eşitliği esas alınarak bu noktalara karşılık gelen  $\alpha_{yağ}$  deney bulguları Şekil E4-21 de gösterilmiştir.

Ayrıca karakteristik uzunluk  $L_1 = 1,52 \text{ m}$  ve  $\lambda_{yağ} = 1,388 \cdot 10^{-4} \text{ kw/m}^2\text{°C}$ ,  $\nu_B = 46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sn.}$ ,  $\rho_B = 0,86 \text{ kg/dm}^3 = 0,86 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$ ,  $c_p = 2 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$  değerleri ile de yağın hesaplanan  $Re$  sayıları,  $w$  akış hızları Cetvel E4.13 de verilmiştir.



Şekil E4.23 – Tek kademeli ve dalma yağlamalı bir alin dişli çark mekanizmasında yağın hareketi [L.18]

Giriş devir sayısı $n_1 [d/d.]$	Çevre hızı $v_t [m/sn.]$	Isı taşınım katsayısı $\lambda_{yağ} [kw/m^2\text{°C}]$	Reynold's sayısı $Re$	Yağ banyosunda yağın ortalama akış hızı $w [m/sn.]$
1500	9,5	0,07236	24000	0,73
1000	6,33	0,06197	18841	0,5702
500	3,16	0,0477	12170	0,3683

Cetvel E4.13 – Dalma yağlamalı bir mekanizmanın yağ banyosunda, yağın ortalama akış hızı [L.18]

Cetvel E4.13'ün daha iyi anlaşılması için, cetvelde  $v_t = 9,5 \text{ m/sn.}$  hıza karşılık gelen değerleri hesaplayalım

Isı taşınım katsayısı  $\lambda_{yağ}$  ;

$$\lambda_{yağ} = f_1 \cdot f_2 \cdot 2,65 \sqrt{10^{-4} \cdot v_t} \quad (\text{Eşitlik E4/49})$$

$$f_1 = \frac{1}{\left(\frac{10^6 \cdot \nu_B}{46}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{46}{10^6 \cdot \nu_B}\right)^{0,33}} \quad (\text{Eşitlik E4/50})$$

$$f_1 = \frac{1}{\left(\frac{10^6 \cdot 46 \cdot 10^{-6}}{46}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{46}{10^6 \cdot 46 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,33}}$$

$$\| f_1 = 1$$

$$f_2 = \frac{(L_1/1,52)^{0,6}}{L_1/1,52} \quad (\text{Eşitlik E4/53})$$

$$f_2 = \frac{(1,52/1,52)^{0,6}}{1,52/1,52}$$

$$\| f_2 = 1$$

$$\lambda_{yağ} = 1 \cdot 1 \cdot 2,35 \sqrt{10^{-4} \cdot 9,5}$$

$$\| \lambda_{yağ} = 0,07236 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

Prandtl sayısı  $Pr$  ;

$$Pr = \frac{\nu_B \cdot \rho_B \cdot c_p}{\lambda_{yağ}} \quad (\text{Eşitlik E4/57})$$

$$Pr = \frac{46 \cdot 10^6 \cdot 0,86 \cdot 10^3 \cdot 2}{1,388 \cdot 10^{-4}}$$

$$\| Pr = 570,0288$$

Reynolds sayısı  $Re$  ;

$$Re = 0,6 \sqrt{\frac{\lambda_{yağ} \cdot L_1}{\lambda_{yağ} \cdot C \cdot Pr^{0,33}}} \quad (\text{Eşitlik E4/56})$$

$$Re = \left[ \frac{0,07236 \cdot 1,52}{1,388 \cdot 10^{-4} \cdot 0,23 \cdot (570,0288)^{0,33}} \right]^{1/0,6}$$

$$\| Re \cong 24000$$

Yağ banyosunda yağın akış hızı  $w$  ;

$$w = \frac{Re \cdot \nu_B}{L_1} \quad (\text{Eşitlik E4/58})$$

$$w = \frac{24000 \cdot 46 \cdot 10^{-6}}{1,52}$$

$$\| w = 0,73 \text{ m/sn.}$$

Yine, Şekil E4.24 de (Çetvel E4.13 değerlerindeki içine alan) tek kademeli alın dişli çark mekanizması için yağın ortalama akış hızı, yağa dalar yüksek devirli çarkın çevre hızına göre bir diyagram halinde gösterilmiştir.

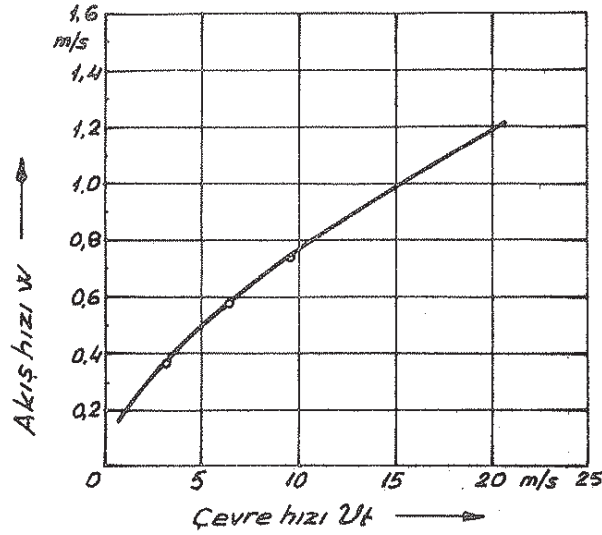
Tekrar E4/35 eşitliğine dönelim.

• Mekanizma kutusunun dış yüzeyi  $A$  (soğutma kanatları hariç):

$A$  için, mekanizma kutusunun çevre ile temastaki dış yüzeyi, mekanizma kutusunun dışarıya ısı veren dış yüzeyi gibi tabirlerde kullanılmaktadır.

Mekanizma kutusunun dış ölçüleri;  $l$  - Uzunluk,  $h$  - Yükseklik,  $t$  - Genişlik şeklinde ise yaklaşık olarak

$$A_{top} \cong 2 \cdot (L \cdot h + t \cdot h) + L \cdot t \quad (\text{E4/59})$$



Şekil E4.24 - Yağa dalan yüksek devirli çarkın çevre hızının fonksiyonu olarak yağ banyosunda yağın ortalama akış hızı. [L.18]

Mekanizma boyutları;  $a$  - Eksenler arası mesafe,  $d_2$  - Çarkın taksimat daireesi çapı şeklinde ise;

Tek kademeli mekanizmalar için,

$$A_{\text{Kademe}} = A_{\text{top.}} \cong 6,25 (a \cdot d_2 + 2b \cdot a) + 3 \cdot b \cdot d_2 \quad (E4/60)$$

Çok kademeli mekanizmalar için,

$$A_{\text{Kademe}} \cong (3 \cdot a \cdot d_2 + 6,25 a \cdot b + 1,5 b \cdot d_2) \cdot \left(1 + \frac{1}{\text{Kademe sayısı}}\right) \quad (E4/61)$$

Toplam dış yüzey,

$$A_{\text{top.}} = A_{\text{Kademe I}} + A_{\text{Kademe II}} \dots \dots \quad (E4/62)$$

olur.

Gerekliyorsa, mekanizma kutusunun dış yüzeyi soğutma kanatlarının ilavesi ile büyütülebilir (Kanatlar ile ilgili bilgi için L.22 ye bakınız.) Bir kez daha belirtelim; kanatlar ince ve yüksek olmamalı, kanatların imalatında üçgen profil tavsiye edilmeli çünkü bu profil, ısıyı en iyi şekilde verebilir ayrıca ısı geçişinde sıcaklık düşüşünde daha uygundur Şekil E4.25.

• Mekanizma kutusunun dış yüzey sıcaklığı  $U_g$ :

Hatırlanacağı gibi,  $U_g$  sıcaklığının doğru tesbitinin zor olduğunu ve yerine yaklaşık olarak  $U_{\text{yağ}}$  sıcaklığının konulabileceğini belirtmiştik O halde,  $U_{\text{yağ}}$  ile ilgili bazı değerler verelim.

• Endüstri mekanizmaları (dalma yağlamalı) için;

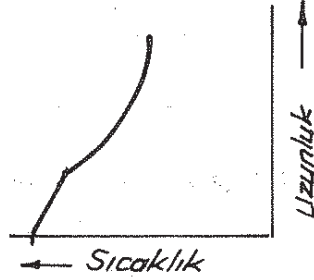
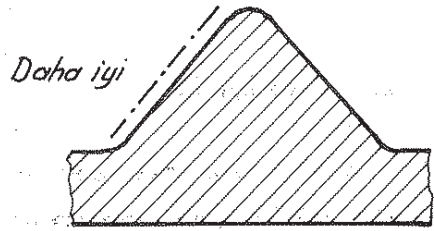
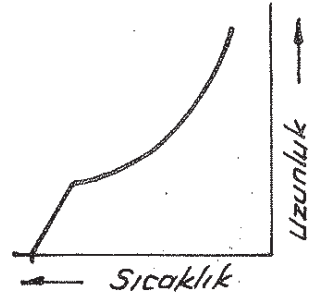
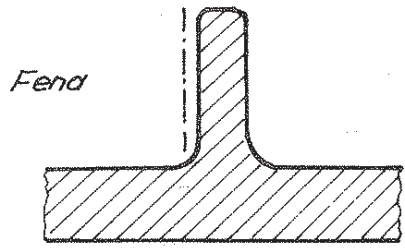
- Büyük mekanizmalarda :  $U_{\text{yağ max.}} = 60 \dots 80^\circ\text{C}$

- Vinç mekanizmalarında :  $U_{\text{yağ max.}} = 40 \dots 50^\circ\text{C}$

- Küçük mekanizma kutularında :  $U_{\text{yağ max.}} = 90 \dots 100^\circ\text{C}$

Kanat profili

Sıcaklık düşüşü



Sekil E4.25- Dikdörtgen ve üçgen kesitli boyuna kanatlarda sıcaklık düşüşü [L.17]

Burada, alt değerler yaklaşık olarak  $20^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı için üst değerler ise yaz veya sıcak bölgelerdeki çevre sıcaklığı içindir.

- Endüstri mekanizmaları (püskürtme yağlamalı) için;

$$U_{\text{yağ giriş}} = 40 \dots 60^{\circ}\text{C}, \Delta U < 10 \text{ K}$$

$\Delta U$  - Yağın çıkış ve giriş sıcaklıkları arasındaki fark.

- Yüksek devirli mekanizmalar (daima püskürtme yağlama) için;

$$U_{\text{yağ giriş}} = 40 \dots 60^{\circ}\text{C}, \Delta U = 15 \dots 20 \text{ K}$$

(Amerikan Petrol enstitüsüne - API - göre:  $U_{\text{yağ giriş}} = 49^{\circ}\text{C}, \Delta U = 28 \text{ K}$ )

- Gemi mekanizmaları (daima püskürtme yağlama) için;

$$\text{— Büyük mekanizmalarda: } U_{\text{yağ giriş}} = 45 \dots 55^{\circ}\text{C}, \Delta U \cong 10 \text{ K}$$

$$\text{— Küçük mekanizmalarda: } U_{\text{yağ giriş}} = 55 \dots 65^{\circ}\text{C}, \Delta U \cong 20 \text{ K}$$

- Uçak mekanizmaları (püskürtme yağlamalı) için;

$$U_{\text{yağ giriş}} \cong 50 \dots 70^{\circ}\text{C}, \Delta U = 10 \dots 30 \text{ K}$$

$$U_{\text{yağ giriş max.}} = 160^{\circ}\text{C} \text{ ye kadar}, \Delta U = 40 \text{ K ya kadar (sentetik yağlarda)}$$

- Motorlu taşıt mekanizmaları (dalma yağlamalı) için;

$$\text{— Kumandalı ve otomatik mekanizmalarda: } U_{\text{yağ max.}} = 100 \dots 130^{\circ}\text{C}$$

$$\text{— Diferansiyel mekanizmalarında: } U_{\text{yağ max.}} = 130 \dots 150^{\circ}\text{C}$$

Düşük dış sıcaklıklarda yağın katılaşma noktasına dikkat etmelidir.

Orta devir sayılarında diş yüzeyleri arasında, kama etkisi dolayısıyla bir yağlayıcı tabaka oluşur. Dolayısıyla, dişli çarkların yağlanması, temas yüzeylerine



yapışmış bir yağ tabakası oluşturan yani ısıtma kabiliyeti büyük olan yağlar ile yapılması tavsiye edilir. İşte kavramış dişteki bu yağ tabakasının (yağın) sıcaklığı belirli bir değeri aşarsa yağ zamanından önce yaşlanır (eskir) ve kokuşur ayrıca bu bölgede yağ filmi yırtılarak madensel yüzeylerin birbirini sıyirmalarını da unutmamak gerekir. «Lechner»; kavramış dişte diş yüzeyleri arasındaki yağ tabakasının (yağın) müsaade edilen (emniyetli) ortalama sıcaklığını

$$U_{mz} = U_{yağ} + 2,07 \cdot 10^{-3} (100 \cdot U_w)^{0,33} (10 W_{Ft})^{0,9} \quad (\text{Eşitlik E4/27})$$

ifadesi ile vermiştir.

Kısa süre ortaya çıkan, kavramış dişteki yağ sıcaklığının müsaade edilen max. değeri de Dirk-Olaf Leimann [L.18]'a göre;

$$\left. \begin{array}{l} \text{Madeni yağlar için : } U_{mz_{max}} = 130^{\circ}\text{C} \\ \text{Sentetik yağlar için : } U_{mz_{max}} = 150^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \text{ dir.}$$

Şu halde müsaade edilen (emniyetli) yağ banyosu sürekli sıcaklığının max. değeri Eşitlik E4/27'ye göre;

$$U_{yağ_{max}} = 130 (150) - 2,07 \cdot 10^{-3} (100 U_w)^{0,33} (10 W_{Ft})^{0,9} \quad (\text{E4/63})$$

şeklinde yazılabilir. Burada şu noktaya dikkat etmeliyiz; Hesaplanan  $U_{yağ_{max}}$  değeri, imalatçı tarafından yataklar ve mil keçeleri için belirlenen ve müsaade edilen yağ sıcaklığından daha küçük olmalıdır.

$$U_{yağ_{max}} \leq U_{yağ_{em}} \quad (\text{E4/64})$$

$U_{yağ_{max}}$  için ise Leimann [L.18] aşağıdaki yaklaşık değerleri vermiştir.

$$\text{Madeni yağlar için : } U_{yağ_{max}} \cong 85^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Sentetik yağlar için : } U_{yağ_{max}} \cong 110^{\circ}\text{C}$$

Giriş gücü $P_1$ [kW]	Giriş devir sayısı $n_1$ [d/d]	Diş genişliğinin her mm. sine düşen çevre kuvveti (Taksimat dairesinde) $W_{Ft}$ [N/mm]	Çevre hızı (Taksimat dairesinde) $U_t$ [m/sn]	Kavramış dişteki yağın ısınması (sıcaklık artışı) [°C]	Müsaade edilen yağ banyosu sürekli sıcaklığı $U_{yağ}$	
					Madeni yağ için [°C]	Sentetik yağ için [°C]
100	1500	120,4	9,23	12	85	110
200	1500	240,8	9,23	22	85	110
300	1500	361,2	9,23	32	85	110
400	1500	481,6	9,23	41	85	109
500	1500	602,0	9,23	50	80	100
600	1500	722,4	9,23	59	71	91

Cetvel E4.14 - Çeşitli güçlerde müsaade edilen yağ banyosu sürekli sıcaklığı [L.18]

Çok kademeli mekanizmalarda elde edilen yağ banyosu sürekli sıcaklığının max. müsaade edilen değeri için en fazla yüklenmiş mekanizma kademesinin sonuç üzerindeki etkisi büyüktür. Konik dişli çarklarda  $U_{yağ,max}$ ' unı hesabi eşdeğer alın dişli çarklara göre yapılır.

Mukayese edebilmek düşüncesiyle, max. müsaade edilen yağ banyosu sürekli sıcaklığı, Sayfa 436 daki örnek için çeşitli güçlerde hesaplanırsa Cetvel E4.14 elde edilebilir.

### b) Yağ tarafından dışarıya atılan ısı miktarı

Mekanizma kutusunda ortaya çıkan ısı miktarı, taşınım ve ışınlım yolu ile mekanizma kutusunun dış yüzeyinden çevreye atılardan daha fazla (yani  $P_v > P_{kk}$ ) ise; yağ sıcaklığının müsaade edilemeyecek kadar yüksek derecelere çıkmasını önlemek üzere özel tedbirlerin alınması gerekir. Örneğin, bir devri daim yağlama sisteminin kullanılması gibi. İşte dışarıdan yağla beslenen sistemlerde (pompalı yağlama. Meselâ devri daim ve püskürtme yağlama gibi) yağ tarafından alınan ısı miktarı, ya yağ deposu ve yağ boruları ile çevredeki havaya verilir ya da özel bir yağ soğutma düzeni ile dışarıya atılır.

Yağ tarafından alınan ısı miktarı (yağın soğutma gücü) :

$$P_{kk} = c \cdot \rho \cdot Q_e \cdot \Delta U \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} P_{kk} & c & \rho & Q_e & \Delta U \\ \hline W & Ws/(kg \cdot K) & kg/m^3 & m^3/s & K \end{array} \quad (E4/65)$$

dir. Burada;

$c$  - Yağın özgül ısısı (Cetvel E4.15)

$\rho$  - Yağın yoğunluğu (Cetvel E4.15)

$Q_e$  - Geçen yağ debisi

$\Delta U$  - Yağın, çıkış sıcaklığı ile giriş sıcaklığı arasındaki fark (Cetvel E4.16)

Soğutucu akışkan	Özgül ısı $c$ [Ws/(kg.K)]	Yoğunluk $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Madeni yağ	$(1,7 \dots 2,1) \cdot 10^3$	800 ... 950
Sentetik yağ	$(1,7 \dots 2,1) \cdot 10^3$	800 ... 950
Su	$4,2 \cdot 10^3$	1000
Kuru hava	$1 \cdot 10^3$	$1,2^a$

Cetvel E4.15 - Çeşitli soğutucu akışkanlar için karakteristik değerler

<sup>a</sup> Normal şartlarda

Bu ısı, yağ deposu ve yağ boruları ile çevreye verilir. Devridaim ettirilmesi gereken yağ debisi de;

$$Q_e = \frac{P_{KK}}{c \cdot \rho \cdot \Delta U} = \frac{P_V - P_{KG}}{c \cdot \rho \cdot \Delta U} \quad (E4/66)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Şu halde,

- Kayıp güç  $P_V$  nin ne kadar miktarının soğutma gücü  $P_{KK}$  ile dışarıya atıldığı bilinir ise, gerekli olan püskürtme miktarı  $Q_e$ , eşitlik E4/66 ya göre bulunabilir.

- Arzu edilmiş bir soğutma gücü  $P_{KK}$  için, soğutucu akışkanın hacimsel olarak debisi yine eşitlik E4/66 ya göre elde edilebilir.

Soğutucu akışkan olarak yağ kullanılıyor ise;

- Özel bir yağ soğutma düzeni gerektirmeyen mekanizmalarda (Mekanizma kutusunun dışında sadece pompa ve boru şebekesi mevcut) 3...5 K
- Özel bir yağ soğutma düzeni gerektiren büyük mekanizmalarda (Ekseriya nominal güçte sürekli işletme hali için) 10...15 K
- Özel bir yağ soğutma düzeni gerektiren küçük mekanizmalarda (Aralıklı işletme hali için, sürenin önemli bir kısmı %70 nominal yük altında) 15...20 K

Soğutucu akışkan olarak su kullanılıyor ise;

10...20 K

Cetvel E4.16 - Soğutucu akışkan olarak yağ ve su kullanılması halinde sıcaklık farkı ( $\Delta U$ ) değerleri.

Ayrıca, A.K. Thomas/W. Charchut [L.20]'a göre;

Bir dişli çark mekanizmasında özel yağ soğutma düzeni gerektirmeyen bir devridaim yağlama sistemi için soğutma yağı miktarı aşağıdaki yaklaşık bağıntı ile hesaplanabilir:

$$Q_e \approx 5,5 \cdot P_V \quad \begin{array}{c|c} Q_e & P_V \\ \hline \text{lit/dak} & \text{kw.} \end{array} \quad (E4/67)$$

Bu bağıntıda  $\Delta U \approx 3^\circ\text{C}$  ve taşınım, ışıınım yolu ile dışarıya atılan ısı miktarı ortaya çıkan ısı miktarının  $\approx \%50$  si olarak alınmıştır.

Eğer, özel bir yağ soğutma düzeni gerekiyor ise (soğutma serpantini gibi ki karter içine veya karter dışına konabilir) soğutucu akışkan olarak yağ veya su kullanılabilir. Yağ kullanılması tavsiye edilir çünkü her hangi bir kaçak halinde yağlama yağının bozulma tehlikesi yoktur.

• Su ile soğutma halinde,

Dalma yağlamalı bir dişli çark mekanizmasında soğutma suyu ile dışarıya atılan ısı için, yağ banyosunda (karter içinde) su serpantini kullanılıyorsa (şekil E4-26) soğutma serpantininin gerekli dış yüzeyi;

$$A_K = \frac{P_{KK}}{K \cdot t_d}$$

$A_K$	$P_{KK}$	$K$	$t_d$
$m^2$	$W$	$W/(m^2K)$	$K$

(E4/68)

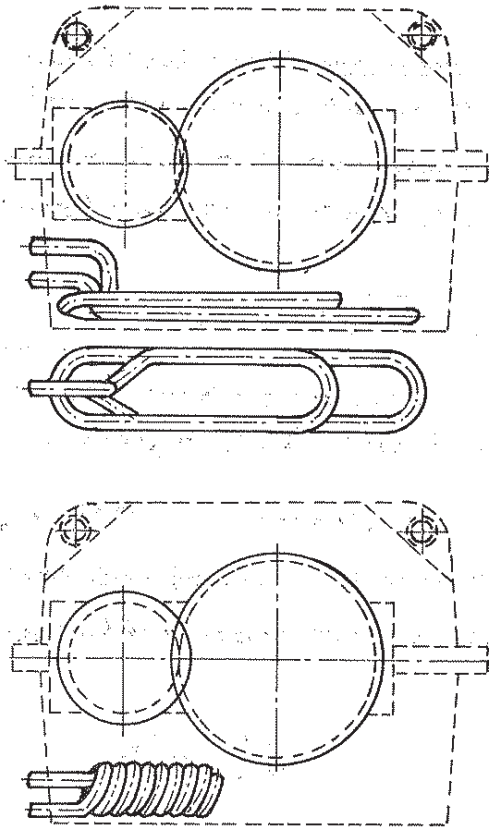
olmalıdır. Burada;

$K$  - Toplam ısı geçiş katsayısı (soğutma borusunun içinde ve dışında akışkan bulunması hali göz önüne alınarak)

Yağ-metal-su arasındaki ısı geçisi; soğutma suyunun akış hızı  $U_{su} = 0.5 m/s$  ve bakır boru için;

$$K \cong 400 \text{ k.cal}/(m^2 h oc) \quad [L-20]$$

alınabilir.



Şekil E4-26 - Yatay mekanizmaları için çeşitli serpantin şekilleri [L-18]

$\frac{1}{K}$  - Isı taşınım direnci

Bakır için;

$$\frac{1}{K} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 K/W \quad [L-1]$$

Pirinç alasımı için ;

$$1/k = (3 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ m}^2\text{K/w} \quad [L.1]$$

dir.

$t_d$  - Yağ ile soğutma suyu arasındaki ortalama sıcaklık farkı.

Dalma yağlamalı bir mekanizmanın yağ banyosunda "soğutma serpantini" kullanılması halinde, yağ ile soğutma suyu arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı yerine

$$t_d = 2\gamma_{\text{yağ}} - (t_1 + 0,5 \Delta t) \quad (E4/69)$$

denklemi ile hesap yapılabilir.

$\gamma_{\text{yağ}}$  - Ortalama yağ banyosu sürekli sıcaklığı (Sayfa 463'e bakınız.)

$t_1$  - Soğutma suyunun giriş sıcaklığı

$\Delta t$  - Soğutma suyundaki sıcaklık artışı ( $\Delta t = t_2 - t_1$ )

$t_2$  - Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı

Eşitlik E4/69 aşağıdaki gibi de yazılabilir

$$t_d = 2\gamma_{\text{yağ}} - \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (E4/70)$$

Soğutma borusunun gerekli uzunluğu;

$$L = \frac{A_k}{\pi \cdot d} \quad (E4/71)$$

$d$  - Boru çapı

Gerekli soğutma suyu debisi [L.20]'ye göre;

$$Q_{su} = 4,7 \cdot \gamma_{su} \cdot d^2 \quad \begin{array}{c|c|c} Q_{su} & \gamma_{su} & d \\ \text{lit/dak.} & \text{m/sn.} & \text{cm.} \end{array} \quad (E4/72)$$

Soğutma suyunun akış hızı, tecrübelerle göre  $\gamma_{su} = 0,5 \text{ m/sn.}$  yi aşmamalıdır.  $\gamma_{su} = 0,5 \text{ m/sn.}$  için;

$$Q_{su} = 2,35 \cdot d^2 \quad \begin{array}{c|c} Q_{su} & d \\ \text{lit/dak} & \text{cm.} \end{array} \quad (E4/73)$$

dir.

Devridaim yağlamalı bir dişli çark mekanizmasında soğutma suyu ile dışarıya atılan ısı için, yağ banyosunun dışındaki (karter dışındaki) bir yağ deposuna konulacak soğutma serpantininin gerekli dış yüzeyi;

$$A_k = \frac{P_{kk}}{k \cdot t_d} \quad (\text{Eşitlik E4/68})$$

$t_d$  - Yağ deposundaki yağ sıcaklığı ile soğutma suyunun ortalama sıcaklığı arasındaki fark.

$$t_d = 2\gamma_{\text{yağ giriş}} - \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (E4/74)$$

(Yağ giriş değerleri için sayfa 464'e bakınız)

Soğutma borusunun gerekli uzunluğu ;

$$L = \frac{A_K}{\pi \cdot d} \quad (\text{Eşitlik E4/71})$$

Gerekli soğutma suyu debisi ( $U_{su} = 0.5 \text{ m/sn. de}$ );

$$Q_{su} = 2,35 \cdot d^2 \quad (\text{Eşitlik E4/73})$$

Gerekli devridaim yağ debisi ;

$$Q_e = \frac{P_{KK}}{c \cdot \rho \cdot \Delta T} \quad (\text{Eşitlik E4/66})$$

**Örnek [L.20]** - Bir helisel alın dişli hız düşürme mekanizmasının projelendirilmesinde; ortaya çıkan ısı miktarı  $P_V = 5160 \text{ k.cal/saat}$ , taşınım ve ışı nım yolu ile dışarıya atılan ısı miktarı  $P_{KG} = 760 \text{ k.cal/saat}$  olarak hesaplanmıştır. Kullanılacak olan soğutma serpantininin boyutlandırılması istenmektedir.

$$P_{KK} = P_V - P_{KG} = 5160 - 760$$

$$\| P_{KK} = 4400 \text{ k.cal/saat}$$

Bu fark değer bir yağ soğutma düzeni yardımı ile dışarıya atılmalı ve böylece sisteme sevk edilen yağın sıcaklığı  $45^\circ\text{C}$  'ı aşmamalıdır (Yağ deposunda bulunan yağın ortalama sıcaklık değeri  $U_{yağ \text{ giriş}} \cong 45^\circ\text{C}$  kabul edilmiştir).

Soğutma suyunun ortalama sıcaklığı, giriş sıcaklığı  $t_1 = 15^\circ\text{C}$  ve çıkış sıcaklığı  $t_2 = 25^\circ\text{C}$  alınarak

$$\frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{15^\circ + 25^\circ}{2}$$

$$\| \frac{t_1 + t_2}{2} = 20^\circ\text{C}$$

kabul edilebilir.

Yağ deposuna konulacak soğutma serpantininin gerekli diş yüzeyi;

$$A_K = \frac{P_{KK}}{K \cdot t_d} = \frac{4400}{400(45-20)}$$

$$\| A_K = 0,44 \text{ m}^2$$

olmalıdır.  $d = 20 \text{ mm}$  iş çapındaki bir bakır boru kullanılırsa, bu borunun uzunluğu;

$$L = \frac{A_K}{\pi \cdot d} = \frac{0,44}{\pi \cdot 0,020}$$

$$\| L = 7 \text{ m.}$$

alınmalıdır.

Gerekli soğutma suyu debisi ( $U_{su} = 0.5 \text{ m/sn. de}$ );

$$Q_{su} = 2,35 \cdot d^2 = 2,35 \cdot 2^2$$

$$\| Q_{su} = 9,4 \text{ lit/dak}$$

Yağlama yerlerinden depoya akan yağ ile depodaki yağ arasındaki sıcaklık farkı,

$$\Delta U = 55^\circ - 45^\circ$$

$$\|\Delta U = 10^\circ\text{C}$$

Gerekli devridaim yağ debisi ;

$$Q_e = \frac{P_{KK}}{c \cdot \rho \cdot \Delta U} = \frac{4400}{0,4 \cdot 900 \cdot 10} \cong 1,25 \text{ m}^3/\text{saat}$$

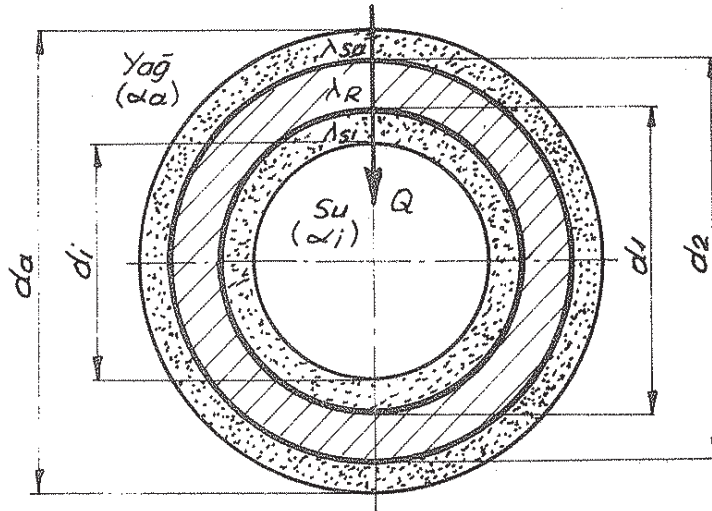
$$\|\underline{Q_e \cong 21 \text{ Lit/dak.}}$$

(Yağ için :  $c_p = 0,4 \text{ k.cal/kg}^\circ\text{C}$  ,  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$  alınmıştır).

Mekanizma için seçilen yağ viskozitesindeki yağ ile basınçlı bir devridaim yağlama öngörülmüştür.

Şimdi,  $K$  değeri üzerinde biraz daha duralım ve D.-O. Leimann [L.1B]'den bazı bilgiler vermeye çalışalım.

1 m. uzunluğundaki pürüzsüz soğutma borusu için toplam ısı geçiş katsayısı  $K_R$ , borunun içinde ve dışında akışkan bulunması hali göz önüne alınarak (Şekil E4.27) ;



Şekil E4.27 - Radyal ısı geçişi için kullanılan pürüzsüz soğutma borusunun kesiti

$$K_R = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2 \lambda_{si}} \cdot \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{2 \lambda_R} \cdot \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{2 \lambda_{so}} \cdot \ln \frac{d_o}{d_o} + \frac{1}{\alpha_o \cdot d_o}} \quad (\text{E4/75})$$

ifadesi ile hesaplanabilir. (Boru yüzeylerindeki -iç ve dış- tortulaşan kir tabakaları katı cisim gibi düşünülmüştür). Burada ;

$\alpha_i$  - İç ısı taşınım katsayısı [ $\text{kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ]

$\alpha_o$  - Dış ısı taşınım katsayısı [ $\text{kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ]

$d_1$  - Borunun iç çapı [m]

$d_2$  - Borunun dış çapı [m]

$\lambda_R$  - Boru malzemesinin ısı iletim katsayısı [ $\text{kJ}/\text{mh}^\circ\text{C}$ ]

$\lambda_{si}$  - Boru iç yüzeyinde tortulaşan kir tabakasının ısı iletim katsayısı [ $\text{kJ}/\text{mh}^\circ\text{C}$ ]

$\lambda_{sa}$  - Boru dış yüzeyinde tortulaşan kir tabakasının ısı iletim katsayısı [ $\text{kJ}/\text{mh}^\circ\text{C}$ ]

$d_i$  - Tortu tabakası oluşmuş borunun iç çapı [m]

$d_a$  - Tortu tabakası oluşmuş borunun dış çapı [m]

(Isı taşıyım katsayısını yükseltmek için boru ve kanallarda yüzeyleri pürüzlü olarak yapılmakta veya dar kesitli kanallarda pimler kullanılmaktadır. Pürüz veya pimlerin ısı taşıyım katsayısını yükseltme özelliğine karşın basınç düşmeleri aleyhte bir durum olarak artmaktadır. Bu sebeple en uygun pürüzlülük boyutlarının veya pim yerleştirme geometrisinin seçilmesi önemlidir).

1 m. uzunluğundaki borunun dış yüzeyi  $A_R$  [ $\text{m}^2/\text{m}$ ] olsun. Toplam ısı geçiş katsayısı;

$$K = \frac{K_R}{A_R} \tag{E4/76}$$

ifadesi ile bulunabilir. Eşitlik E4/75 de görüldüğü gibi çok sayıda faktörler düşünülmüş ve hesaba katılmıştır, ancak bunların önceden tesbiti çok zordur. Onun için, su tarafındaki ısı geçişini ve tortulaşan kir tabakalarındaki (boru yüzeylerinde) ısı iletimini göz önüne alan karakteristik bir "Z" sayısı tarifine gidilmiştir.

$$Z = \frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2\lambda_{si}} \cdot \ln \frac{d_1}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_R} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{sa}} \cdot \ln \frac{d_a}{d_2} \tag{E4/77}$$

Bu karakteristik Z sayısı daha da sadeleştirilmiş ve ;

$$Z = \frac{0,0003}{d_1} \tag{E4/78}$$

şeklini almıştır ( $d_1$ , m olarak). Eşitlik E4/75 tekrar ele alınacak olursa;

$$K_R = \frac{\pi}{\frac{0,0003}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{yağR} \cdot d_2}} \quad \frac{K_R}{\text{kJ}/\text{mh}^\circ\text{C}} \quad \frac{\alpha_{yağR}}{\text{kJ}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}} \quad \frac{d_1, d_2}{\text{m}} \tag{E4/79}$$

ifadesi elde edilir. Dolayısıyla, pürüzsüz soğutma borusu (serpantin) ile sistemden alınan veya soğutma suyu ile dışarıya atılan ısı miktarı;

$$P_{KK} = K \cdot A_K \cdot t_d \cdot \eta \tag{E4/80}$$

denklemini ile bulunabilir:

$\eta$  - Soğutma serpantininin verimi



Mekanizma kutusunun yağ banyosunda bulunan, pürüzsüz soğutucu boru için  $\eta = 0,5$  kabul edilmiştir. Ayrıca, serpantinin şekillendirilmesi ve mekanizma kutusuna yerleştirilmesi gibi faktörlerin de verim üzerindeki etkilerini unutmamak gerekir.

$\alpha_{yağR}$  – Yağ ile soğutma borusunun dış yüzeyi arasındaki ısı geçişi için ısı taşınım katsayısı.

$\alpha_{yağR}$  değerini Leimann [L.18] metoduna göre hesaplayabiliriz

Söyle ki :

Eşitlik E4/48, yağ tarafındaki, yağ ile soğutma borusu dış yüzeyi arasındaki ısı geçişi için;

$$\alpha_{yağR} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \sqrt{10^{-4} \cdot U_t} \quad (E4/81)$$

dört faktörlü yazılabilmektedir. Burada;

$f_1$  – Viskozite faktörü (Eşitlik E4/50)

$f_2$  – Karakteristik uzunluk faktörü

$$f_2 = \frac{\left(\frac{L_1 \cdot L_2}{1,52^2}\right)^{0,6}}{\frac{L_1 \cdot L_2}{1,52^2}} \quad (Eşitlik E4/51)$$

$L_2$  – Soğutma borusunun karakteristik uzunluğu (pürüzsüz soğutma borusu için, soğutma borusunun dış çapıdır)

$L_1$  – Mekanizma kutusunun karakteristik uzunluğu ( $\alpha_{yağR}$  hesaplarında

$L_1 = 1,52$  m olarak alınır.)

Dolayısıyla  $f_2$  faktörü,

$$f_2 = \frac{(L_2/1,52)^{0,6}}{L_2/1,52} \quad (E4/82)$$

olarak bulunur. Görüldüğü gibi buradaki karakteristik uzunluk  $L_2$ , yağ ile mekanizma kutusu iç yüzeyi arasındaki ısı geçişinde kullandığımız  $L_1$  karakteristik uzunluğundan oldukça daha küçüktür.

$f_3$  – Soğutma borusunun şekil faktörü

Pürüzsüz soğutma borusu veya kanatlı soğutma borusu göz önüne alınacak olursa, pürüzsüz soğutma borusu için bu faktör  $f_3 = 1$  dir.

$f_4$  – Soğutma borusunun konum faktörü

Soğutma borusunun yatay veya dikey mekanizmalardaki konumu göz önüne alınacak olursa, bu faktör ile ilgili deneyler daha henüz kesin bir sonuç vermediğinden şimdilik  $f_4 = 1$  olarak kabul edilecektir.

Şimdi, Cetvel E4.13'ü elde ettiğimiz değerlerden faydalanarak ısı taşınım katsayıları ( $\alpha_{yağR}$ ) ile Reynolds sayılarını ( $Re$ ), soğutma borusu dış çapı  $L_2=0,014$  m. için hesaplamaya çalışalım.

Reynolds sayısı ;

$$w = \frac{Re \cdot \nu_B}{L_2} \quad (\text{Eşitlik E4/58})$$

$$0,73 = \frac{Re \cdot 46 \cdot 10^{-6}}{0,014}$$

$$\| Re = 222,2$$

Isı taşınım katsayısı  $\alpha_{yağR}$  ;

$$\alpha_{yağR} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \sqrt[2,65]{10^{-4} \cdot \nu_t} \quad (\text{Eşitlik E4/81})$$

$$f_1 = 1 \quad (\text{Hesaplandı})$$

$$f_2 = \frac{(L_2 / 1,52)^{0,6}}{L_2 / 1,52} \quad (\text{Eşitlik E4/82})$$

$$f_2 = \frac{(0,014 / 1,52)^{0,6}}{0,014 / 1,52}$$

$$\| f_2 = 6,52$$

$$\alpha_{yağR} = 1 \cdot 6,52 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (10^{-4} \cdot 9,5)^{1/2,65}$$

$$\| \alpha_{yağR} = 0,4718 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

veya

$$\alpha_{yağR} = 0,4718 \cdot 3600 = 1698 \text{ kJ/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C} = 0,4718 \cdot 860 = 406 \text{ k.cal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

elde edilir. Sonuçlar toplu olarak Cetvel E4.17 de verilmiştir.

Giriş devir sayısı $n_1$ [d/d]	Çevre hızı $\nu_t$ [m/sn.]	Ortalama akış hızı $w$ [m/sn.]	Reynolds sayısı $Re$ $L_2=0,014$ m. de	Isı taşınım katsayısı $\alpha_{yağR}$ , $L_2=0,014$ m. de	
				$\text{kJ/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$	$\text{k.cal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$
1500	9,5	0,73	222,2	1698	406
1000	6,33	0,5702	173,4	1454	347
500	3,16	0,3683	112,1	1120	267

Cetvel E4.17 - Cetvel E4.13'ü oluşturan verilere göre hesaplanmış olan ısı taşınım katsayısı  $\alpha_{yağR}$  değerleri [L.18]

### c) Tabana iletim yolu ile geçen ısı miktarı

H. Winter / K. Michaelis [L. B]'e göre ;

$$Q_L = \lambda_F \cdot A_F \cdot (\nu_G - \nu_F) / \delta_F \quad \frac{Q_L}{W} \quad \frac{\lambda_F}{W/mK} \quad \frac{(\nu_G - \nu_F)}{K} \quad \frac{\delta_F}{m} \quad \frac{A_F}{m^2} \quad (\text{E4/83})$$

dir. Burada ;

$\lambda_F$  - Taban malzemesine ait ısı iletim katsayısı

$A_F$  - Taban yüzeyi

$U_G$  - Mekanizma kutusu sıcaklığı

$U_F$  - Taban sıcaklığı

$\delta_F$  - Taban cidar kalınlığı

#### d) Milden çevreye taşınım yolu ile geçen ısı miktarı

H. Winter / K. Michaelis [L. 8] 'e göre;

$$Q_W = \frac{\pi}{2} \sqrt{\alpha_w \cdot \lambda_w \cdot d_w^3} \cdot U_{wo} \cdot tgh \left[ 2L \cdot \sqrt{\alpha_w / (\lambda_w \cdot d_w)} \right] \quad (E4/84)$$

$Q_W$	$\alpha_w$	$\lambda_w$	$d_w$	$U_{wo}$	$L$
W	W/m <sup>2</sup> K	W/mK	m	°C	m

dir. Burada;

$\alpha_w$  - Isı taşınım katsayısı (Mil ile hava arasındaki ısı geçişi için)

$\lambda_w$  - Mil malzemesine ait ısı iletim katsayısı

$d_w$  - Mil çapı

$U_{wo}$  - Milin boşta çalışma sıcaklığı

$L$  - Milin hava ile temasta bulunan uzunluğu

( $tgh[\dots]$  - Hiperbolik fonksiyonudur).

Not. - Hesaplarımızda,  $Q_L$  ve  $Q_W$  ısı miktarları dikkate alınmamaktadır.

Hesap Örneği [L.1] - Hatırlanacağı gibi, linyit açık işletmesinde kullanılan bantlı konveyörün tahrik sistemi için, konik-alın dişli çarklı iki kademe-  
li bir hız düşürme mekanizmasının şekillendirilmesi ve II. kademenin (Helisel  
alın dişli çifti) projelendirilerek yük taşıma kabiliyetinin hesabı istenmişti  
(Sayfa 9). Şimdi de bu mekanizmaya ait kayıp güçlerin ve toplam veri-  
min hesabı ile müsaade edilen ısınmaya göre ısınma kontrolunun yapılma-  
sı istenmektedir.

Bu mekanizmada (Şekil E4.28 veya Şekil 7.1);

Pinyon milindeki tahrik gücü (Nominal güç) :  $P_a = 1500 \text{ kW}$ .

İşletme faktörü :  $K_A = 1,25$

Konik dişli çark takımı : Frezelenmiş, sertleştirilmiş ve lep-  
lenmiş

Alın dişli çark takımı : Sertleştirilmiş ve taşlanmış

Hertz basıncı :  $P_c \approx 1000 \text{ N/mm}^2$

Kullanılan yağ (Dişli kutusu yağı)

:  $\nu_{40} = 220 \text{ mm}^2/\text{sn}$ . (işletme viskozitesi  $\eta \cong 50 \text{ mPas}$ .  $65^\circ\text{C}$  da)

Müsaade edilen yağ sıcaklığı

:  $\nu_{\text{yağ em.}} = 80^\circ\text{C}$

Yağlama şekli

: Dalma yağlama (Mümkün olduğu sürece)

Çevre sıcaklığı

:  $\nu_{\infty} = 30^\circ\text{C}$

Hava hızı (Tahminen)

:  $\nu_w = 3 \text{ m/sn}$ .

Mekanizma kutusu boyutları

:  $l = 3225 \text{ mm}$ ,  $h = 1900 \text{ mm}$ ,  
 $t = 1400 \text{ mm}$ .

Yataklama

: Rulmanlı yataklarla yataklanmış ve lâbirent sızdırmazlık kullanılmış

ve ayrıca;

		Konik dişli çark kademesi	Alın dişli çark kademesi
Çevrim oranı $i$	—	3,52	4,91
Pinyon devir sayısı	d/dak.	970	275
Diş sayıları $Z_1/Z_2$	—	21/74	23/113
Ortalama çap (pinyon/çark)	mm.	$d_m = 300,72/1060$	$d_w = 372/1828$
Çevre hızı $\nu_t$ veya $\nu_{mt}$	m/sn.	15,75	5,34
Helis açısı $\beta$	°	$17,5^\circ$	$7^\circ$
Diş genişliği $b$	mm.	160	480

değerleri de bilinmektedir.

a) Yaklaşık hesap metodu :

$\alpha_1$ ) Toplam güç kaybı  $P_v$ ,

$1^\circ$  - Diş sürtünme kaybı ( $P_{vz} + P_{vz0}$ );

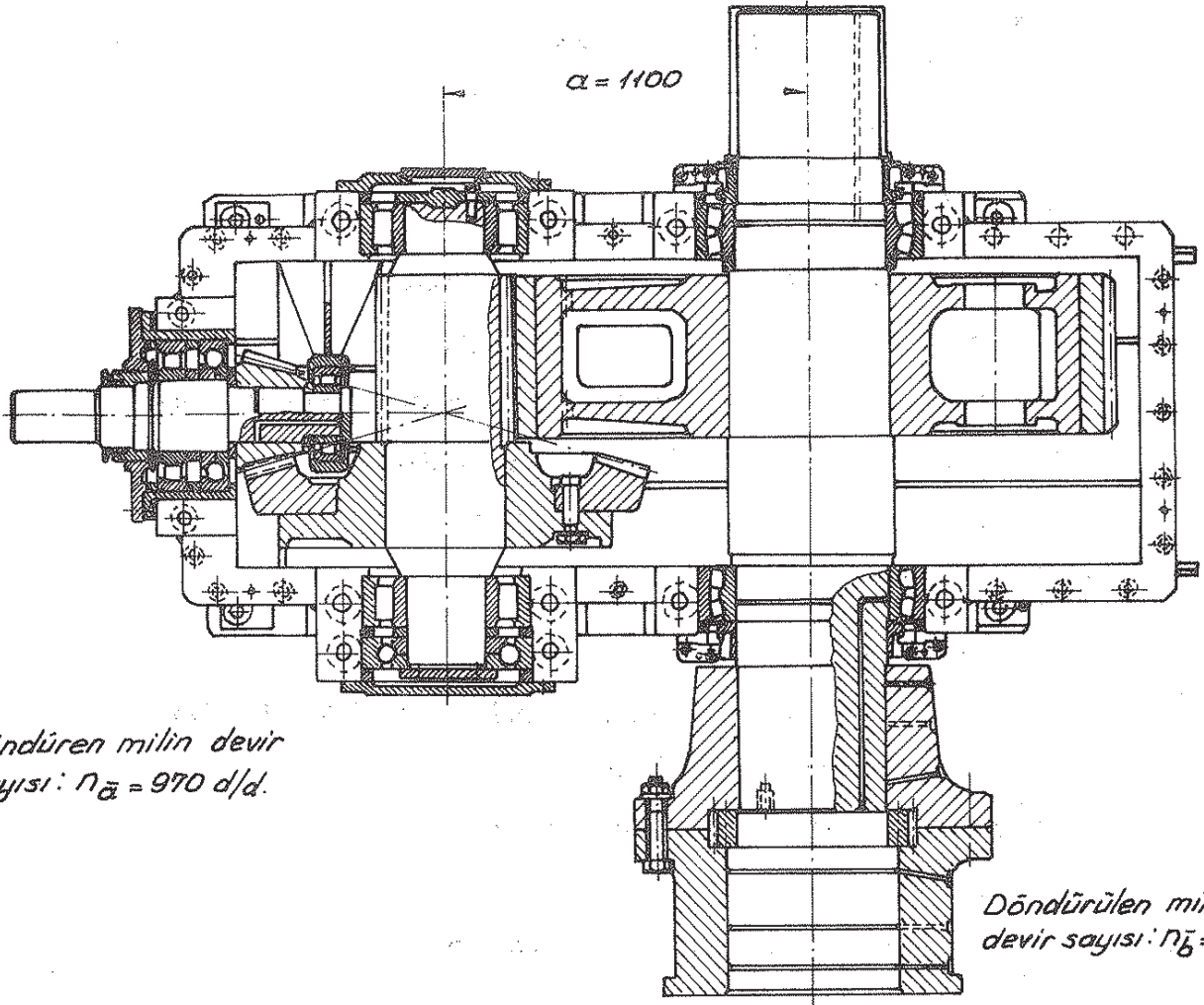
$$P_{vz} + P_{vz0} \cong P_a \cdot K_A \left[ \frac{0,1}{Z_1 \cdot \cos \beta} + \frac{0,03}{\nu_t + 2} \right] \text{ (Eşitlik E4/5)}$$

• Konik dişli çark kademesi için,

Dişliler leplendiğinden yukarıdaki eşitlik 1,2 ile çarpılır (Kısım E4.2a)

$$P_{vzI} + P_{vzI0} \cong 1500 \cdot 1,25 \left[ \frac{0,1}{21 \cdot \cos 17,5} + \frac{0,03}{15,75 + 2} \right] \cdot 1,2$$

$$\| P_{vzI} + P_{vzI0} = 15 \text{ kW. } (\cong \%1 P_a)$$



Döndüren milin devir sayısı:  $n_a = 970$  d/d.

Döndürülen milin devir sayısı:  $n_b = 56$  d/d.

Şekil E4.28 – Konik – alın dişli çarklı iki kademeli bir hız düşürme mekanizmasının kesiti.

- Alın dişli çark kademesi için

$$P_{VZII} + P_{VZIO} \approx 1500 \cdot 1,25 \left[ \frac{0,1}{23 \cdot \cos 7} + \frac{0,03}{5,34+2} \right]$$

$$\| P_{VZII} + P_{VZIO} = 15,88 \text{ kW} (\approx \% 1 P_a)$$

2°- Yatak kaybı ( $P_{VB} + P_{VBO}$ );

Her bir rulmanlı yatak için, yaklaşık olarak mekanizma gücünün % 0,1'i alınabilir (Kısım E4.2f). Mekanizmada 6 yatak bulunduğu için

$$P_{VB} + P_{VBO} = \% 0,1 P_a \cdot 6 = \% 0,1 \cdot 1500 \cdot 6$$

$$\| P_{VB} + P_{VBO} = 9 \text{ kW}$$

Şu halde mekanizmanın toplam kayıp gücü,

$$P_V = (P_{VZI} + P_{VZIO} + P_{VZII} + P_{VZIO}) + (P_{VB} + P_{VBO})$$

$$P_V = 15 + 15,88 + 9$$

$$\| P_V = 39,88 \text{ kW dir.}$$

a<sub>2</sub>) Toplam verim  $\eta_G$

$$\eta_G = 1 - \frac{P_V}{P_a} \quad (\text{Eşitlik E4/32})$$

$$\eta_G = 1 - \frac{39,88}{1500}$$

$$\| \eta_G = \% 97,34$$

a<sub>3</sub>) Mekanizma kutusunun soğutma gücü  $P_{KG}$ ;

$$P_{KG} = \alpha_a \cdot A (U_G - U_\infty) \quad (\text{Eşitlik E4/35})$$

1° - Mekanizma kutusunun dış yüzeyi  $A$  (soğutma kanatları hariç);

$$A_{top} \cong 2(L \cdot h + t \cdot h) + L \cdot t \quad (\text{Eşitlik E4/59})$$

$$A_{top} = 2(3,225 \cdot 1,9 + 1,4 \cdot 1,9) + 3,225 \cdot 1,4$$

$$\| A_{top} \cong 22 \text{ m}^2$$

2° - Isı taşınım katsayısı  $\alpha_a$ ;

$$\alpha_a = f_k [10 + 0,07(U_G - U_\infty)] (1/h)^{0,15} \quad (\text{Eşitlik E4/43})$$

$f_k$  - Zorlanmış ısı taşınım faktörü

$$U_w = 3 \text{ m/sn. için Cetvel E4.9 dan,}$$

$$\| f_k = 1,6$$

$U_G$  - Mekanizma kutusunun dış yüzey sıcaklığı

$$U_G \cong U_{yağ} \text{ alınabilir}$$

$$\| U_G = 80^\circ \text{C}$$

$$\alpha_a = 1,6 [10 + 0,07(80 - 30)] \left(\frac{1}{1,9}\right)^{0,15}$$

$$\| \alpha_a = 19,62 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Bulunan değerler ile

$$P_{KG} = 19,62 \cdot 10^{-3} \cdot 22 \cdot (80 - 30)$$

$$\| P_{KG} = 21,58 \text{ kw.}$$

elde edilir

**Sonuç:** Kayıp güç  $P_V = 39,88 \text{ kw}$ , mekanizma kutusunun soğutma gücü  $P_{KG} = 21,58 \text{ kw}$ , dolayısıyla dışarıya atılan ısı miktarı yetersizdir yani ısı depo edilmektedir. Bu ise, mekanizma sıcaklığının müsaade edilemeyecek kadar yüksek derecelere çıkması demektir onun için, bu sıcaklık artışını önlemek üzere özel bazı tedbirlerin alınması gerekir.

a<sub>4</sub>) Tedbirlerin araştırılması;

1° - Dalma yağlama halini düşünelim,

$P_V = P_{KG} = \alpha_a \cdot A (U_G - U_\infty)$  olabilmesi için:

- Mekanizma kutusunun sıcaklığı (konstrüksiyonu değiştirmeden);

$$U_G = U_\infty + P_V / (\alpha_a \cdot A)$$

$$U_G = 30 + 39,88 / (19,62 \cdot 10^{-3} \cdot 22)$$

$$\| U_G = 122,4^\circ\text{C}$$

bulunurki bu da yüksek bir değerdir çünkü, madeni yağlar için yaklaşık olarak  $U_{yağ,max.} \cong 85^\circ\text{C}$  dir.

- Mekanizma kutusunun gerekli olan dış yüzeyi ( $U_G = 80^\circ\text{C}$  da);

$$A = P_V / [\alpha_a (U_G - U_\infty)]$$

$$A = \frac{39,88}{19,62 \cdot 10^{-3} (80 - 30)}$$

$$\| A = 40,65 \text{ m}^2$$

elde edilir. Soğutma kanatları ilave edelim ancak bunların soğutma üzerine tesiri yaklaşık olarak % 25 civarında olduğuna göre, bu durumlarda soğutma yüzeyi  $1,25 \cdot A$  olarak alınabilir. Öyleyse, soğutma kanatlarının konulması halinde soğutma yüzeyi  $1,25 \cdot 22 = 27,5 \text{ m}^2$  olabilir buda bize  $A = 40,65 \text{ m}^2$  ye kadar dış yüzeyin soğutma kanatları ile büyütülmesinin pek mümkün olamayacağını gösterir.

- Isı taşınım katsayısı

$\alpha_a$  yı artıralım. Bunun için yüksek devirli konik pinyon miline bir vantilatör bağlanabilir. AGMA standardına göre (AGMA 420.04 December, 1975), konik dişli çark veya konik-alın dişli çark mekanizması için, bir vantilatör kullanılması halinde  $f_K \cong 2$  (Sayfa 453) öyleyse,

$$\alpha_a = f_K [10 + 0,07 (U_G - U_\infty)] (1/h)^{0,15}$$

$$\alpha_a = 2 [10 + 0,07 (80 - 30)] \left(\frac{1}{1,9}\right)^{0,15}$$

$$\| \alpha_a = 24,52 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

elde edilir. Bu yeni durumda;

- Mekanizma kutusunun sıcaklığı;

$$U_G = U_\infty + P_V / (\alpha_a \cdot A)$$

$$U_G = 30 + 39,88 / (24,52 \cdot 10^{-3} \cdot 22)$$

$$\| U_G \cong 104^\circ\text{C} \text{ (uygun değil)}$$

- Mekanizma kutusunun gerekli olan dış yüzeyi ( $U_G = 80^\circ\text{C}$  da)

$$A = P_V / [\alpha_a (U_G - U_\infty)]$$

$$A = \frac{39,88}{24,52 \cdot 10^{-3} (80 - 30)}$$

$$\| A = 32,53 \text{ m}^2 \text{ (Uygun değil)}$$

• Mekanizmanın yağ banyosunda "soğutma serpantini" kullanalım.

$$P_{KK} = P_V - P_{KG} = 39,88 - 21,58$$

$$\| P_{KK} = 18,3 \text{ kW.}$$

Bu fark değer, soğutma suyu ile dışarıya atılmalı ve karterdeki yağ sıcaklığı  $80^\circ\text{C}$  ı aşmamalıdır. Soğutma suyunun ortalama sıcaklığı, giriş sıcaklığı  $t_1 = 15^\circ\text{C}$  ve  $\Delta t = 15 \text{ K}$  (Cetvel E4/16) alınarak

$$\frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{15 + 30}{2}$$

$$\frac{t_1 + t_2}{2} = 22,5^\circ\text{C}$$

kabul edilebilir.

Yağ banyosuna (karter içine) konulacak su serpantininin gerekli dış yüzeyi;

$$A_K = \frac{P_{KK}}{k \cdot \Delta t} \quad (\text{Eşitlik E4/68})$$

$$\frac{1}{k} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W} \quad (\text{Bakır için}) \text{ değeri ile}$$

$$A_K = \frac{18,3 \cdot 1000}{500 \cdot (80 - 22,5)}$$

$$\| A_K = 0,6365 \text{ m}^2$$

olmalıdır.  $d = 20 \text{ mm}$  iç çapındaki bir bakır boru kullanılırsa, bu borunun uzunluğu;

$$L = \frac{A_K}{\pi \cdot d} \quad (\text{Eşitlik E4/71})$$

$$L = \frac{0,6365}{\pi \cdot 0,020}$$

$$\| L = 10,15 \text{ m.}$$

alınmalıdır.

Gerekli soğutma suyu debisi;

$$Q_{su} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \quad \begin{array}{c|c|c} Q_{su} & d & v \\ \hline \text{m}^3/\text{sn.} & \text{m} & \text{m}/\text{sn.} \end{array}$$

$$Q_{su} = 1000 \cdot 60 \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \quad \begin{array}{c|c|c} Q_{su} & d & v \\ \hline \text{lit./dak.} & \text{m} & \text{m}/\text{sn.} \end{array}$$

$$Q_{su} = 4,7 d^2 \cdot v \quad \begin{array}{c|c|c} Q_{su} & d & v \\ \hline \text{lit./dak} & \text{cm.} & \text{m}/\text{sn} \end{array}$$

$$v_{su} = 0,5 \text{ m}/\text{sn. için}$$

$$Q_{su} = 2,35 \cdot d^2 \quad (\text{Eşitlik E4/73})$$

$$Q_{su} = 2,35 \cdot 2^2$$



$$\| \underline{Q_{su}} = 9,4 \text{ lit/dak.}$$

Sekil E4.26 daki gibi bir serpantin konstrüksiyonu düşünülebilir. Dalma yağlamalı mekanizmanın yağ banyosunda (karter içinde) soğutma serpantini kullanmakla uygun bir çözüme kavuşmuş oluruz.

2° - Püskürtme yağlama halini düşünelim;

• Soğutucusuz, sadece dışarıdan yağ devri daimi ile beslenen sistem.

Burada, yağ tarafından alınan ısı yağ deposu ve yağ boruları ile çevre-  
deki havaya verilir. Devri daim ettirilmesi gereken yağ debisi (püskürtme miktarı)

$$Q_e = \frac{P_{\text{Kk}}}{c \cdot \rho \cdot \Delta U} \quad (\text{Eşitlik E4/66})$$

$$\left. \begin{aligned} c &= 1,9 \cdot 10^3 \text{ Ws/(kg} \cdot \text{K)} \\ \rho &= 900 \text{ kg/m}^3 \end{aligned} \right\} (\text{Cetvel E4.15})$$

$$\Delta U = 5 \text{ K} \quad (\text{Cetvel E4.16})$$

değerleri ile

$$Q_e = \frac{18,3 \cdot 1000}{1,9 \cdot 10^3 \cdot 900 \cdot 5} = 0,00214 \text{ m}^3/\text{sn.}$$

$$\| \underline{Q_e} = 128,42 \text{ lit/dak.}$$

elde edilir.

Kayıp güç, konik dişli çark ve alın dişli çark kademelerinde yaklaşık olarak eşit dolayısıyla,

$$\| \underline{Q_{eI}} = Q_{eII} = 64,21 \text{ lit/dak.}$$

kabul edilebilir.

Kontrol : Püskürtme miktarının en küçük değeri, diş genişliği başına  $(Q_e/b)_{\text{min}} = 0,05 \text{ lit/(dak} \cdot \text{mm)}$  ve yaklaşık olarak

$$\frac{Q_e}{b} \cong 0,08 \dots 0,1 \text{ lit/(dak} \cdot \text{mm)} \quad (\text{Eşitlik E4/9})$$

alınabilir.

$$\frac{Q_{eI}}{b} = \frac{64,21}{160} = 0,4 \text{ lit/(dak} \cdot \text{mm)}$$

$$\frac{Q_{eII}}{b} = \frac{64,21}{480} = 0,13 \text{ lit/(dak} \cdot \text{mm)}$$

Görüldüğü gibi  $Q_e/b$  büyük değerler vermektedir onun için  $Q_e$  nin azaltılması yani Eşitlik E4/66 ya göre  $\Delta U$  sıcaklık farkının artırılması gerekir.

• Soğutuculu ve dışarıdan yağ devri daimi ile beslenen sistem.

Yağ banyosunun dışındaki (karter dışındaki) bir yağ deposuna konulacak su serpantininin gerekli dış yüzeyi ;

$$A_K = \frac{P_{KK}}{K \cdot t_d} \quad (\text{Eşitlik E4/68})$$

$\mathcal{U}_{\text{yağ giriş}} = 45^\circ\text{C}$  (Sayfa 464) alınarak

$$A_K = \frac{18,3 \cdot 1000}{500(45 - 22,5)}$$

$$\| A_K = 1,63 \text{ m}^2$$

olmalıdır.  $d = 30 \text{ mm}$ . iç çapında bir bakır boru kullanılırsa, bu borunun uzunluğu ;

$$L = \frac{A_K}{\pi \cdot d} \quad (\text{Eşitlik E4/71})$$

$$L = \frac{1,63}{\pi \cdot 0,030}$$

$$\| L = 17,3 \text{ m.}$$

alınmalıdır.

Gerekli soğutma suyu debisi ( $\mathcal{U}_{su} = 0,5 \text{ m/sn. de}$ ) ;

$$Q_{su} = 2,35 d^2 \quad (\text{Eşitlik E4/73})$$

$$Q_{su} = 2,35 \cdot 3^2$$

$$\| Q_{su} = 21,15 \text{ lit./dak.}$$

Gerekli devri daim yağ debisi ;

$$Q_e = \frac{P_{KK}}{c \cdot \rho \cdot \Delta \mathcal{U}} \quad (\text{Eşitlik E4/66})$$

$$\Delta \mathcal{U} = 10 \cdot K \quad (\text{Sayfa 464})$$

$$Q_e = \frac{18,3 \cdot 1000}{1,9 \cdot 10^3 \cdot 900 \cdot 10}$$

$$\| Q_e = 64,21 \text{ lit./dak.}$$

$$\| Q_{eI} = Q_{eII} = 32,1 \text{ lit./dak.}$$

Kontrol :

$$\frac{Q_{eI}}{b} = \frac{32,1}{160} = 0,2 \text{ lit./}(dak \cdot \text{mm}) \quad \text{uygun değil}$$

$$\frac{Q_{eII}}{b} = \frac{32,1}{480} = 0,067 \text{ lit./}(dak \cdot \text{mm}) \quad \text{Uygun}$$

Öyleyse,  $Q_e/b = 0,1 \text{ lit./}(dak \cdot \text{mm})$  kabulü ile alın dişli çark kademesinde üç püskürtücü (meme) kullanalım.

$$Q_e = 0,1 (160 + 480)$$

$$Q_e = 64 \text{ Lit/dak. yeterli.}$$

$$\| Q_{eI} = 16 \text{ Lit. / (dak. mm)}$$

$$\| Q_{eII} = 48 \text{ Lit. / (dak. mm)}$$

• Püskürtücü memelerin seçimi

$$Q_e = 0.48 \cdot d^2 \cdot \sqrt{p} \quad (\text{Şekil E4.9})$$

$$p = 2 \text{ bar (Kabul)}$$

$$\frac{64}{4} = 0.48 \cdot d^2 \sqrt{2}$$

$$\| d = 5 \text{ mm.}$$

Her biri 5 mm çapında 4 püskürtücü kafi gelmektedir.

• Toplam yağ miktarı

$$Q = Q_e \cdot t \quad (\text{Eşitlik E4/10})$$

Yağ, hariçteki bir toplama tankından geçiyorsa toplama tankındaki yağ hacminin devir müddeti, endüstri mekanizmalarında  $t > 5$  dak. olmalıdır şu halde,

$$Q = 64 \cdot 5$$

$$\| Q = 320 \text{ Lit.}$$

olarak bulunur.

b) Kesin hesap metodu :

Önce, eğrisel konik dişli çark kademesi (eğri dişli konik çark kademesi) için gerekli dişli büyüklüklerini hesaplayalım.

• Ortalama alın modülü

$$d_{m1} = m_{mt} \cdot Z_1 \quad (\text{E4/85})$$

$$m_{mt} = \frac{300.72}{21}$$

$$\| m_{mt} = 14.32 \text{ mm}$$

• Ortalama normal modül

$$m_{mn} = m_{mt} \cdot \cos \beta_m \quad (\text{E4/86})$$

$$m_{mn} = 14.32 \cdot \cos 17.5^\circ$$

$$\| m_{mn} = 13.66 \text{ mm.}$$

• Taksimat konileri yarı tepe açıları

$$\Sigma = 90^\circ \text{ için } (\Sigma - \text{Ekseller arasındaki açı})$$

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_1 &= \frac{1}{u} \\ \operatorname{tg} \delta_2 &= u \end{aligned} \right\} \quad (\text{E4/87})$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{74/21} = 0.2838$$

$$\| \delta_1 = 15.8431^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 15,8431^\circ$$

$$\|\delta_2 = 74,1569^\circ$$

• Ortalama eşdeğer - alın dişli çarkın (Virtüel eşdeğer - alın dişli çarkın), diş genişliğinin ortalama değerine -  $b/2$  deki - göre boyutları;

- Eşdeğer kavrama açısı (alın kesitinde)

$$\alpha_{vn} = \alpha_n; \quad \text{tg } \alpha_{vt} = \text{tg } \alpha_{mt} = \text{tg } \alpha_n / \text{Cos } \beta_m \quad (\text{E4/88})$$

$$\text{tg } \alpha_{vt} = \frac{\text{tg } 20^\circ}{\text{Cos } 17,5^\circ} = 0,3816$$

$$\|\alpha_{vt} = 20,89^\circ$$

- Eşdeğer helis açısı (temel dairesinde)

$$\beta_{vm} = \beta_m; \quad \text{Sin } \beta_{vb} = \text{Sin } \beta_m \cdot \text{Cos } \alpha_n \quad (\text{E4/89})$$

$$\text{Sin } \beta_{vb} = \text{Sin } 17,5^\circ \cdot \text{Cos } 20^\circ = 0,2826$$

$$\|\beta_{vb} = 16,41^\circ$$

- Eşdeğer diş sayıları

$\Sigma = 90^\circ$  için

$$Z_{v1} = Z_1 \sqrt{(U^2 + 1) / U^2} \quad \left. \vphantom{Z_{v1}} \right\} (\text{E4/90})$$

$$Z_{v2} = Z_2 \sqrt{U^2 + 1} = U^2 \cdot Z_{v1}$$

$$Z_{v1} = 21 \sqrt{\left(\frac{74}{21}\right)^2 + 1} \cdot \frac{21}{74}$$

$$\|\underline{Z_{v1} = 21,83}$$

$$Z_{v2} = \left(\frac{74}{21}\right)^2 \cdot 21,83$$

$$\|\underline{Z_{v2} = 271,06}$$

Normal kesitte;

$$Z_{vn} = \frac{Z_v}{\text{Cos}^2 \beta_{vb} \cdot \text{Cos } \beta_m} \quad (\text{E4/91})$$

$$Z_{vn1} = \frac{21,83}{\text{Cos}^2 16,41^\circ \cdot \text{Cos } 17,5^\circ}$$

$$\|\underline{Z_{vn1} = 24,88}$$

$$Z_{vn2} = \frac{271,06}{\text{Cos}^2 16,41^\circ \cdot \text{Cos } 17,5^\circ}$$

$$\|\underline{Z_{vn2} = 308,87}$$

- Eşdeğer diş sayıları oranı

$$U_v = \frac{Z_{vn2}}{Z_{vn1}} = U^2 = \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right)^2 \quad (\text{E4/92})$$

$$u_v = \frac{271,06}{21,83}$$

$$\|u_v = 12,42$$

- Eşdeğer dişlilerin taksimat dairesi çapları

$\Sigma = 90^\circ$  için

$$\left. \begin{aligned} d_{v1} &= d_{m1} \sqrt{(u^2 + 1)/u^2} \\ d_{v2} &= d_{m2} \sqrt{u^2 + 1} = u^2 \cdot d_{v1} \end{aligned} \right\} \quad (E4/93)$$

$$d_{v1} = 300,72 \sqrt{\left(\frac{74}{21}\right)^2 + 1} \cdot \frac{21}{74}$$

$$\|d_{v1} = 312,6 \text{ mm.}$$

$$d_{v2} = \left(\frac{74}{21}\right)^2 \cdot 312,6$$

$$\|d_{v2} = 3881,6 \text{ mm.}$$

- Eşdeğer eksenler arası mesafe

$$a_v = 0,5 (d_{v1} + d_{v2}) \quad (E4/94)$$

$$a_v = 0,5 (312,6 + 3881,6)$$

$$\|a_v = 2097,1 \text{ mm}$$

- Eşdeğer dişlilerin baş ve taban dairesi çapları

$$\left. \begin{aligned} d_{va1} &= d_{v1} + 2h_{am1} = d_{v1} + 2m_{mn} (1 + x_{hm1}) \\ d_{va2} &= d_{v2} + 2h_{am2} = d_{v2} + 2m_{mn} (1 - x_{hm2}) \end{aligned} \right\} \quad (E4/95)$$

Yükseklik boyutunda profil kaydırma faktörleri;

$$x_{hm1} = -x_{hm2} = 0,376 \text{ (verilmiş)}$$

$$d_{va1} = 312,6 + 2 \cdot 13,66 (1 + 0,376)$$

$$\|d_{va1} = 350,19 \text{ mm.}$$

$$d_{va2} = 3881,6 + 2 \cdot 13,66 (1 - 0,376)$$

$$\|d_{va2} = 3898,6 \text{ mm.}$$

$$\left. \begin{aligned} d_{vf1} &= d_{v1} - 2h_{fm1} = d_{v1} - 2m_{mn} (1 + c_p - x_{hm1}) \\ d_{vf2} &= d_{v2} - 2h_{fm2} = d_{v2} - 2m_{mn} (1 + c_p + x_{hm2}) \end{aligned} \right\} \quad (E4/96)$$

$c_p$  - Baş boşluğu

$$c_p = (0,1 \dots 0,3) m$$

$$c_p = 0,17 m_{mn}$$

$$d_{vf1} = 312,6 - 2 \cdot 13,66 (1 + 0,17 - 0,376)$$

$$\| d_{vf1} = 290,9 \text{ mm.}$$

$$d_{vf2} = 3881,6 - 2 \cdot 13,66 (1 + 0,17 + 0,376)$$

$$\| d_{vf2} = 3839,36 \text{ mm.}$$

- Eşdeğer dişlilerin temel dairesi çapları

$$d_{vb} = d_v \cdot \cos \alpha_{vt} \quad (E4/97)$$

$$d_{vb1} = 312,6 \cdot \cos 20,89$$

$$\| d_{vb1} = 292,05 \text{ mm.}$$

$$d_{vb2} = 3881,6 \cdot \cos 20,89$$

$$\| d_{vb2} = 3626,45 \text{ mm.}$$

- Eşdeğer diş genişliği

$$b_v = b$$

(E4/98)

$$\| b_v = 160 \text{ mm.}$$

- Eşdeğer alın modülü

$$m_{vt} = m_{mt} = d_{m1} / z_1 = d_{v1} / z_{v1} = d_{v2} / z_{v2} \quad (E4/99)$$

$$\| m_{vt} = 14,32 \text{ mm.}$$

- Eşdeğer normal modülü

$$m_{vn} = m_{mn} = m_{vmt} \cdot \cos \beta_m \quad (E4/100)$$

$$\| m_{vn} = 13,66 \text{ mm}$$

- Eşdeğer kavrama boyu

$$g_{v\alpha} = \frac{1}{2} \left\{ \left\{ d_{va1}^2 - d_{vb1}^2 \right\}^{1/2} + \left\{ d_{va2}^2 - d_{vb2}^2 \right\}^{1/2} \right\} - d_v \cdot \sin \alpha_{vt} \quad (E4/101)$$

$$g_{v\alpha} = \frac{1}{2} \left\{ \left\{ (350,19)^2 - (292,05)^2 \right\}^{1/2} + \left\{ (3898,6)^2 - (3626,45)^2 \right\}^{1/2} \right\} - 2097,1 \cdot \sin 20,89$$

$$\| g_{v\alpha} = 64,4 \text{ mm.}$$

- Eşdeğer profil kavrama oranı

$$E_{v\alpha} = g_{v\alpha} \cdot \cos \beta_m / (m_{mn} \cdot \pi \cdot \cos \alpha_{vt}) \quad (E4/102)$$

$$E_{v\alpha} = 64,4 \frac{\cos 17,5}{13,66 \cdot \pi \cdot \cos 20,89}$$

$$\| E_{v\alpha} = 1,53$$

Normal kesitte

$$E_{v\alpha n} = E_{v\alpha} / \cos^2 \beta_{vb} \quad (E4/103)$$

$$E_{v\alpha n} = \frac{1,53}{(\cos 16,41)^2}$$

$$\| E_{v\alpha n} = 1,66$$

- Eşdeğer adım kavrama oranı

$$E_{V\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta_m}{m_{mn} \cdot \pi} \cdot \frac{b_{eH}}{b} \quad (E4/104)$$

$b_{eH}$  - Efektif taşıma şekli genişliği

$$b_{eH} \cong 0,85 \cdot b \quad (E4/105)$$

$$E_{V\beta} = \frac{160 \cdot \sin 17,5}{13,66 \cdot \pi} \cdot 0,85$$

$$\| E_{V\beta} = 0,953$$

- Eşdeğer toplam kavrama oranı

$$E_{V\gamma} = E_{V\alpha} + E_{V\beta} \quad (E4/106)$$

$$E_{V\gamma} = 1,53 + 0,953$$

$$\| E_{V\gamma} = 2,483$$

- Birdiye düşen eşdeğer profil kavrama oranı (Pinyon ve çark için)

$$E_{V1,2} = \frac{Z_{v1,2}}{2\pi} \left[ \left\{ \left( \frac{d_{va1,2}}{d_{vb1,2}} \right)^2 - 1 \right\}^{1/2} - \operatorname{tg} \alpha_{vt} \right] \quad (E4/107)$$

$$E_{V1} = \frac{21,83}{2\pi} \left[ \left\{ \left( \frac{350,19}{292,05} \right)^2 - 1 \right\}^{1/2} - \operatorname{tg} 20,89 \right]$$

$$\| E_{V1} = 0,973$$

$$E_{V2} = \frac{271,06}{2\pi} \left[ \left\{ \left( \frac{3898,6}{3626,45} \right)^2 - 1 \right\}^{1/2} - \operatorname{tg} 20,89 \right]$$

$$\| E_{V2} = 0,56$$

$$(E_{V\alpha} = E_{V1} + E_{V2} = 0,973 + 0,56 = 1,53)$$

b<sub>1</sub>) Toplam kayıp güç  $P_v$ ,

1° - Konik dişli çark kademesi için :

• Diş sürtünme kaybı  $P_{vz}$  ;

$$P_{vz} = P_a \cdot \mu_m \cdot H_v \quad (\text{Eşitlik E4/3})$$

$H_v$  - Diş kayıp faktörü

$$H_v = \pi \frac{U_v + 1}{Z_{v1} \cdot U_v} (1 - E_{V\alpha} + E_{V1}^2 + E_{V2}^2) \quad (\text{Eşitlik E4/4})$$

$$H_v = \pi \frac{12,42 + 1}{21,83 \cdot 12,42} [1 - 1,53 + (0,973)^2 + (0,56)^2]$$

$$\| H_v = 0,113$$

$\mu_m$  - Ortalama diş sürtünme katsayısı

$$\mu_m = 0,045 \left( \frac{K_A \cdot F_{bmt} / b_{eH}}{v_{\Sigma c} \cdot \rho_{cn}} \right)^{0,2} \cdot \eta_v^{-0,05} \cdot X_R \leq 0,2 \quad (\text{Eşitlik E4/6})$$

$F_{mt}$  - Nominal çevre kuvveti (Taksimat konisinin ortalama diş genişliğinde)

$$F_{mt} = 19,1 \cdot 10^6 \cdot P_a / (n \cdot d_m) \quad (\text{Eşitlik 8/3})$$

$$F_{mt} = 19,1 \cdot 10^6 \cdot 1500 / (970 \cdot 300,72)$$

$$\| F_{mt} = 98217,9 \text{ N}$$

Temel dairesinde,

$$F_{bmt} = F_{mt} / \cos \alpha_t \quad (\text{Eşitlik 8/64})$$

$$F_{bmt} = \frac{98217,9}{\cos 20,89}$$

$$\| F_{bmt} = 105128,3 \text{ N}$$

$b_{eH}$  - Efektif taşıma şekli genişliği

$$b_{eH} \cong 0,85 \cdot b \quad (\text{Eşitlik E4/105})$$

$$b_{eH} = 0,85 \cdot 160$$

$$\| b_{eH} = 136 \text{ mm.}$$

$v_{\Sigma c}$  - Toplam hız (Yuvarlanma noktasında)

$$v_{\Sigma c} = 2 \cdot v_{mt} \cdot \sin \alpha_{vt} \quad (\text{Kısım E4.2b})$$

$$v_{\Sigma c} = 2 \cdot 15,75 \cdot \sin 20,89$$

$$\| v_{\Sigma c} = 11,23 \text{ m/sn.}$$

$\rho_{cn}$  - Normal kesitte, ortalama eşdeğer eğrilik yarıçapı.

Yuvarlanma noktasında,

$$\rho_{cn} = \frac{\rho_c}{\cos \beta_{vb}} = 0,5 \cdot d_{vb1} \cdot \text{tg} \alpha_{vt} \cdot \frac{u_v}{(u_v + 1) \cos \beta_{vb}} \quad (\text{Kısım E4.2b})$$

$$\rho_{cn} = 0,5 \cdot 292,05 \cdot \text{tg} 20,89 \cdot \frac{12,42}{(12,42 + 1) \cdot \cos 16,41}$$

$$\| \rho_{cn} = 53,77 \text{ mm.}$$

$\eta_v$  - Yağın dinamik viskozitesi (işletme sıcaklığında)

$$\| \eta_v = 27,5 \text{ mPas} \quad (\text{Hesaplandı. Sayfa 112 ye bakınız})$$

$X_R$  - Pürüzlülük faktörü

$$X_R = 3,8 (R_a / d_{v1})^{0,25} \quad (\text{Eşitlik E4/7})$$



$R_a$  - Aritmetik ortalama pürüz değeri

$$\| R_a = 1,5 \mu m \text{ (Hesaplandı. Sayfa 112 ye bakınız)}$$

$$X_R = 3,8 (1,5/312,6)^{0,25}$$

$$\| X_R = 1$$

Bulunan değerler ile

$$\mu_m = 0,045 \left( \frac{1,25 \cdot 105128,3 / 136}{11,23 \cdot 53,77} \right)^{0,2} \cdot (27,5)^{-0,05} \cdot 1$$

$$\| \mu_m = 0,0419$$

elde edilir.

$$P_{VZI} = 1500 \cdot 0,0419 \cdot 0,113$$

$$\| P_{VZI} = 7,1 \text{ kW.}$$

• Boşta çalışma kaybı  $P_{VZO}$  ;

$$P_{VZO} = \delta_V \cdot P_{VZ} \text{ (Eşitlik E4/8)}$$

$\delta_V$  - Boşta çalışma kayıp faktörü

$$\left. \begin{array}{l} v_t = 15,75 \text{ m/sn} \\ \eta \cong 50 \text{ mPas} \\ p_c \cong 1000 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \| \delta_V \cong 0,25 \text{ (Şekil E4.7)}$$

$$P_{VZOI} = 0,25 \cdot 7,1$$

$$\| P_{VZOI} = 1,775 \text{ kW}$$

2° - Alın dişli çark kademesi için :

• Diş sürtünme kaybı  $P_{VZ}$  ;

$$P_{VZII} = 8,64 \text{ kW (Hesaplandı. Sayfa 113'e bakınız)}$$

• Boşta çalışma kaybı  $P_{VZO}$  ;

$$P_{VZO} = \delta_V \cdot P_{VZ} \text{ (Eşitlik E4/8)}$$

$$\left. \begin{array}{l} v_t = 5,34 \text{ m/sn.} \\ \eta \cong 50 \text{ mPas} \\ p_c \cong 1000 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \| \delta_V \cong 0,24 \text{ (Şekil E4.7)}$$

$$P_{VZOII} = 0,24 \cdot 8,64$$

$$\| P_{VZOII} = 2 \text{ kW}$$

3° - Yatak kaybı ( $P_{VB} + P_{VBO}$ ) ;

Yaklaşık hesap metodunda olduğu gibi,

$$\| P_{VB} + P_{V80} = 9 \text{ kw.}$$

Şu halde toplam kayıp güç,

$$P_V = P_{VzI} + P_{VzII} + P_{VzOI} + P_{VzOII} + (P_{VB} + P_{V80})$$

$$P_V = 7,1 + 8,64 + 1,775 + 2 + 9$$

$$\| P_V = 28,52 \text{ kw}$$

b2) Toplam verim  $\eta_G$

$$\eta_G = 1 - \frac{P_V}{P_a} \quad (\text{Eşitlik E4/32})$$

$$\eta_G = 1 - \frac{28,52}{1500}$$

$$\| \eta_G = \% 98,1$$

**Sonuç :** Kayıp güç  $P_V = 28,52 \text{ kw}$ , mekanizma kutusunun soğutma gücü  $P_{KG} = 21,58 \text{ kw}$  ( $A = 22 \text{ m}^2$  ve  $\alpha_a = 19,62 \text{ W/m}^2\text{K}$  değerleri ile), dolayısıyla dışarıya atılan ısı miktarı yetersiz olup ilâve önlemlerin alınması gerekir.

1° -  $\alpha_a$  yı artıralım

$$\alpha_a = 24,52 \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad (\text{Sayfa 479'a bakınız})$$

2° -  $A$  yı artıralım

$$A = 25 \text{ m}^2 \quad (27,5 \text{ m}^2 \text{ ye kadar olabilir. Sayfa 479'a bakınız})$$

$$P_{KG} = 24,52 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot (80 - 30)$$

$$\| P_{KG} = 30,65 \text{ kw} \quad (\text{UYGUN})$$

Bu yeni durumda mekanizma kutusunun sıcaklığı;

$$U_G = 30 + 28,52 / (24,52 \cdot 10^{-3} \cdot 25)$$

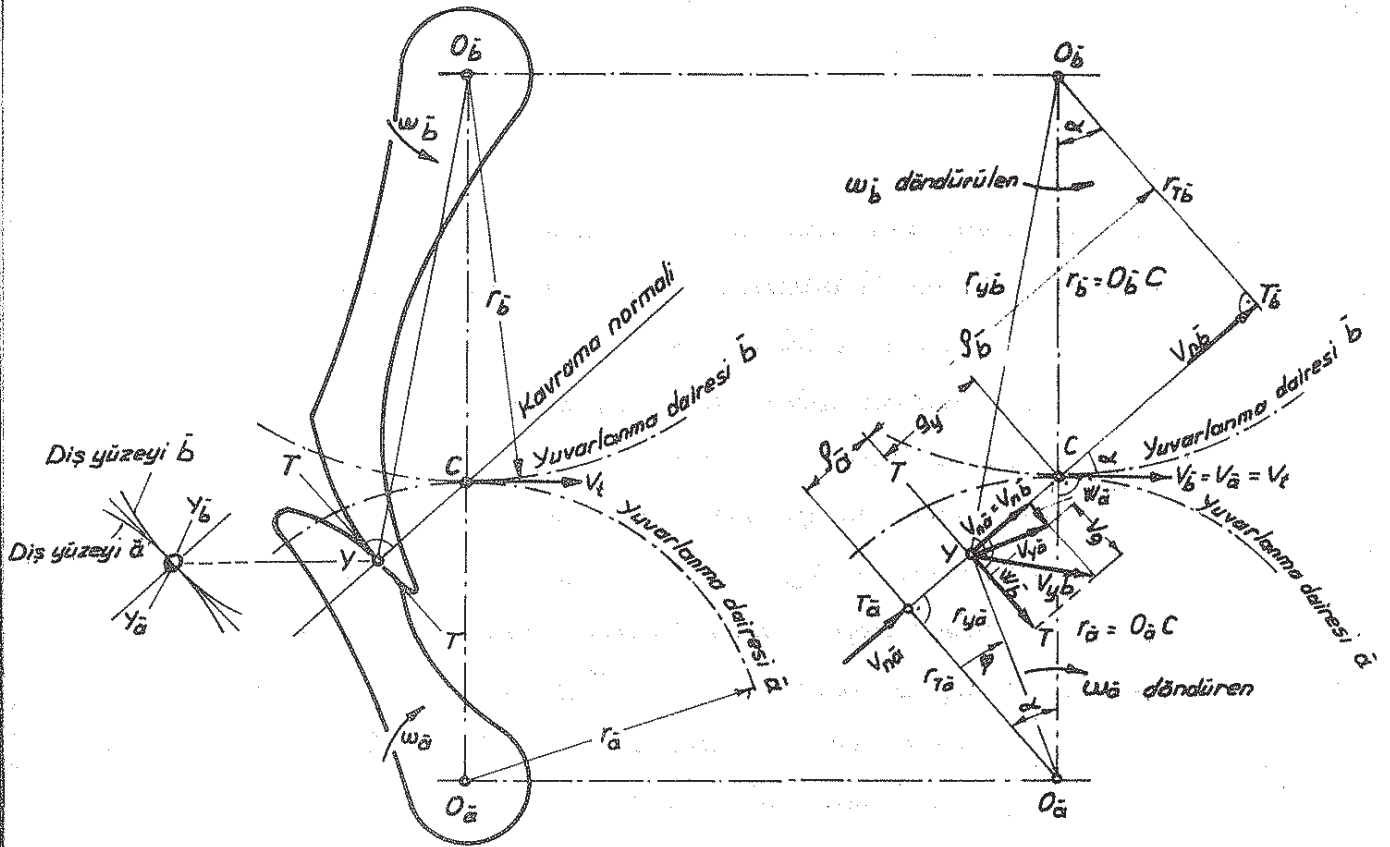
$$\| U_G = 76,53^\circ\text{C} \quad (\text{UYGUN})$$

Öyleyse;

- Yüksek devirli konik pinyon miline bir vantilatör bağlanacak,
- Mekanizma kutusunun gerekli olan dış yüzeyi,  $25 \text{ m}^2$  olacak şekilde soğutma kanatları ilave edilecek.

## EK-5 - Diş yüzeylerinde meydana gelen kayma ve yuvarlanma hareketi

Eş çalışan iki profilin,  $Y$  gibi herhangi bir noktada temas halinde olduğunu düşünelim (Şekil E5.1). Şekildeki  $T_a$ ,  $T_b$  noktaları, kavrama normalinin (kavrama doğrusunun) dişlilere ait temel dairelerine teğet olduğu noktalardır. (Evolvent dişlilerde profil normali, aynı zamanda temel dairelerinin ortak teğeti ve keza kavrama doğrusudur).



Şekil E5.1 - Dişli ana kavramı, kavrama normali ve hızlar.

Döndüren dişlinin açısal hızı  $\omega_a$  ve döndürülen dişlinin açısal hızı  $\omega_b$  olduğu takdirde, döndüren dişliye ait profilin temas noktasındaki çevre hızı;

$$V_{ya} = r_{ya} \cdot \omega_a \quad (E5/1)$$

ve döndürülen dişliye ait profilin temas noktasındaki çevre hızı;

$$V_{yb} = r_{yb} \cdot \omega_b \quad (E5/2)$$

alır. Her iki hızın doğrultuları,  $r_{ya}$  ve  $r_{yb}$  yarı çaplarının doğrultularına diktir.

Profillere ait çevre hızları,  $T_a$ ,  $T_b$  kavrama normali (kavrama doğrusu) ile buna dik ve profillere teğet olan  $TT$  kavrama teğeti yönünde olmak üzere bileşenlere ayrılırsa  $V_{ya}$  için  $W_a$  ve  $V_{na}$ ;  $V_{yb}$  için  $W_b$  ve  $V_{nb}$  bileşenleri elde edi-

lin. Diğer taraftan  $C O_{\bar{a}} T_{\bar{a}}$  ve  $C O_{\bar{b}} T_{\bar{b}}$  üçgenlerinden

$$\left. \begin{aligned} \cos \alpha &= \frac{r_{T\bar{a}}}{r_{\bar{a}}} = \frac{r_{T\bar{b}}}{r_{\bar{b}}}, \text{ böylece} \\ \mathcal{V}_{n\bar{a}} &= \mathcal{V}_{\bar{a}} \cdot \cos \alpha \quad (\mathcal{V}_{\bar{a}} = r_{\bar{a}} \cdot \omega_{\bar{a}}) \\ \mathcal{V}_{n\bar{b}} &= \mathcal{V}_{\bar{b}} \cdot \cos \alpha \quad (\mathcal{V}_{\bar{b}} = r_{\bar{b}} \cdot \omega_{\bar{b}}) \end{aligned} \right\} \quad (E5/3)$$

yazılabilir.  $C$  noktasında  $\mathcal{V}_{\bar{a}} = \mathcal{V}_{\bar{b}} = \mathcal{V}_t$  olduğundan  $\mathcal{V}_{n\bar{a}} = \mathcal{V}_{n\bar{b}}$  elde edilir. Öyleyse

$$\frac{\omega_{\bar{a}}}{\omega_{\bar{b}}} = \frac{(\mathcal{V}_t / r_{\bar{a}})}{(\mathcal{V}_t / r_{\bar{b}})} = \frac{r_{\bar{b}}}{r_{\bar{a}}} \quad (E5/4)$$

veya 
$$\frac{\omega_{\bar{a}}}{\omega_{\bar{b}}} = \frac{r_{\bar{b}}}{r_{\bar{a}}} = \frac{r_{T\bar{b}}}{r_{T\bar{a}}} = i \quad (E5/5)$$

şeklinde yazılır.

(E5/5) eşitliğinden şu önemli sonuç ortaya çıkar: Bir dişli çark mekanizmasının sabit oranda bir hız iletebilmesi, yani  $i = \text{sabit}$  olması için, "Eş çalışan profillerin herhangi bir temas noktasındaki ortak normal, daima her iki yuvarlanma dairesinin temas noktasından ( $C$  yuvarlanma noktasından) geçmelidir". Bu ifade dişli ana kanunu olarak tanınır.

Şekil E5.1 den anlaşılacağı gibi, profillere teğet olan  $TT$  kavrama teğeti yönündeki çevre hızlarının  $W_{\bar{a}}$  ve  $W_{\bar{b}}$  bileşenleri birbirine eşit değildir. Bu nedenle her iki profil, teğet doğrultuda birbiri üzerinden kayar. Prof. Hilmi İLERİ [L.6] hareketi şöyle tarif etmiştir: "Birbirini kavrayan iki dişin yan yüzeylerinin izafi hareketi, bir ani dönme hareketidir. Bu harekette ani dönme eksenini, birbirine temas eden iki silindirin temas doğrusudur".

• Kayma hızı  $\mathcal{V}_g$

Temas noktasında,  $TT$  kavrama teğeti yönündeki hız bileşenlerinin farkıdır.

Profillerin temas noktalarının  $T_{\bar{a}}$  ve  $T_{\bar{b}}$  noktalarına göre,

$$W_{\bar{a}} = \omega_{\bar{a}} \cdot \rho_{\bar{a}}, \quad W_{\bar{b}} = \omega_{\bar{b}} \cdot \rho_{\bar{b}} \quad (E5/6)$$

şeklinde ifade edilebilir; şöyleki, profillerin arasında meydana gelen kayma hızı,

Döndüren dişlinin dış yüzeyi (dış tabanı yüzeyi) için;

$$\mathcal{V}_{g\bar{a}} = W_{\bar{a}} - W_{\bar{b}} \quad (E5/7)$$

Döndürülen dişlinin dış yüzeyi (dış başı yüzeyi) için;

$$\mathcal{V}_{g\bar{b}} = W_{\bar{b}} - W_{\bar{a}} \quad (E5/8)$$

şeklinde yazılır.

$$\left. \begin{aligned} \rho_{\bar{a}} &= r_{\bar{a}} \cdot \sin \alpha - g_y \\ \rho_{\bar{b}} &= r_{\bar{b}} \cdot \sin \alpha + g_y \end{aligned} \right\} \quad (E5/9)$$

$\rho_{\bar{a}}, \rho_{\bar{b}}$  - Dış yüzeylerinin temas noktasındaki eğrilik yarıçapları  
 $g_y$  -  $Y$  temas noktasının, yuvarlanma noktası  $C$  ye olan mesafesi

$\rho_{\bar{a}}$  ve  $\rho_{\bar{b}}$  değerleri yerine konursa,

$$v_{g\bar{a}} = \omega_{\bar{a}} (r_{\bar{a}} \cdot \sin \alpha - g_y) - \omega_{\bar{b}} (r_{\bar{b}} \cdot \sin \alpha + g_y)$$

veya  $\omega_{\bar{a}} \cdot r_{\bar{a}} = \omega_{\bar{b}} \cdot r_{\bar{b}}$  olduğundan

$$v_{g\bar{a}} = -g_y (\omega_{\bar{a}} + \omega_{\bar{b}})$$

$$v_{g\bar{a}} = -v_t \cdot g_y (1/r_{\bar{a}} + 1/r_{\bar{b}}) \quad (E5/10)$$

bulunur. Aynı işlemler ile

$$v_{g\bar{b}} = g_y (\omega_{\bar{a}} + \omega_{\bar{b}}) \quad (E5/11)$$

$$v_{g\bar{b}} = g_y \cdot v_t (1/r_{\bar{a}} + 1/r_{\bar{b}})$$

ifadesi elde edilir. Genelleştirecek olursak

$$v_g = \mp v_t \cdot g_y (1/r_{\bar{a}} + 1/r_{\bar{b}}) \quad (E5/12)$$

şeklinde yazılır. Burada;

Kavrama noktası, dış tabanı yüzeyi  $\bar{a}$  / dış başı yüzeyi  $\bar{b}$  üzerinde ise (-) işareti,

Kavrama noktası, dış başı yüzeyi  $\bar{a}$  / dış tabanı yüzeyi  $\bar{b}$  üzerinde ise (+) işareti alınır.

- Toplam hız  $v_{\Sigma}$

Temas noktasında, TT kavrama teğeti yönündeki hız bileşenlerinin toplamıdır

$$v_{\Sigma} = v_{\bar{a}} + v_{\bar{b}} \quad (E5/13)$$

$$\left. \begin{aligned} v_{\Sigma} &= v_t [2 \sin \alpha \mp g_y (1/r_{\bar{a}} + 1/r_{\bar{b}})] \\ v_{\Sigma} &= v_t [2 \sin \alpha \mp g_y (1 + 1/i) / r_{\bar{a}}] \end{aligned} \right\} \quad (E5/14)$$

(işaretler, kayma hızında olduğu gibi alınacaktır)

- Yuvarlanma hızı  $v_w$

Ekseriya, toplam hızın yarısı olarak tarif edilir

$$v_w = v_{\Sigma} / 2 \quad (E5/15)$$

- Kayma faktörü  $K_g$

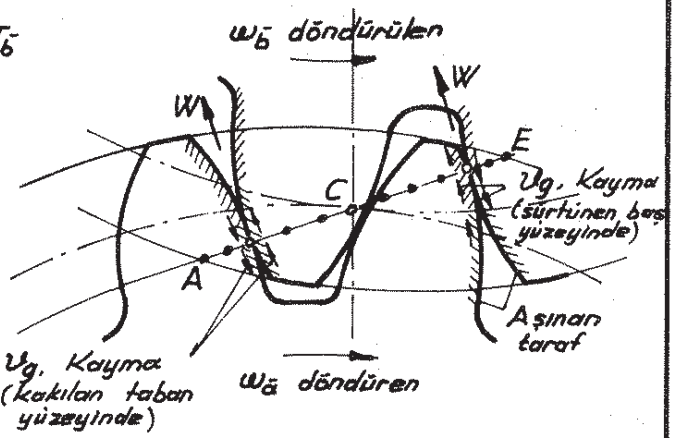
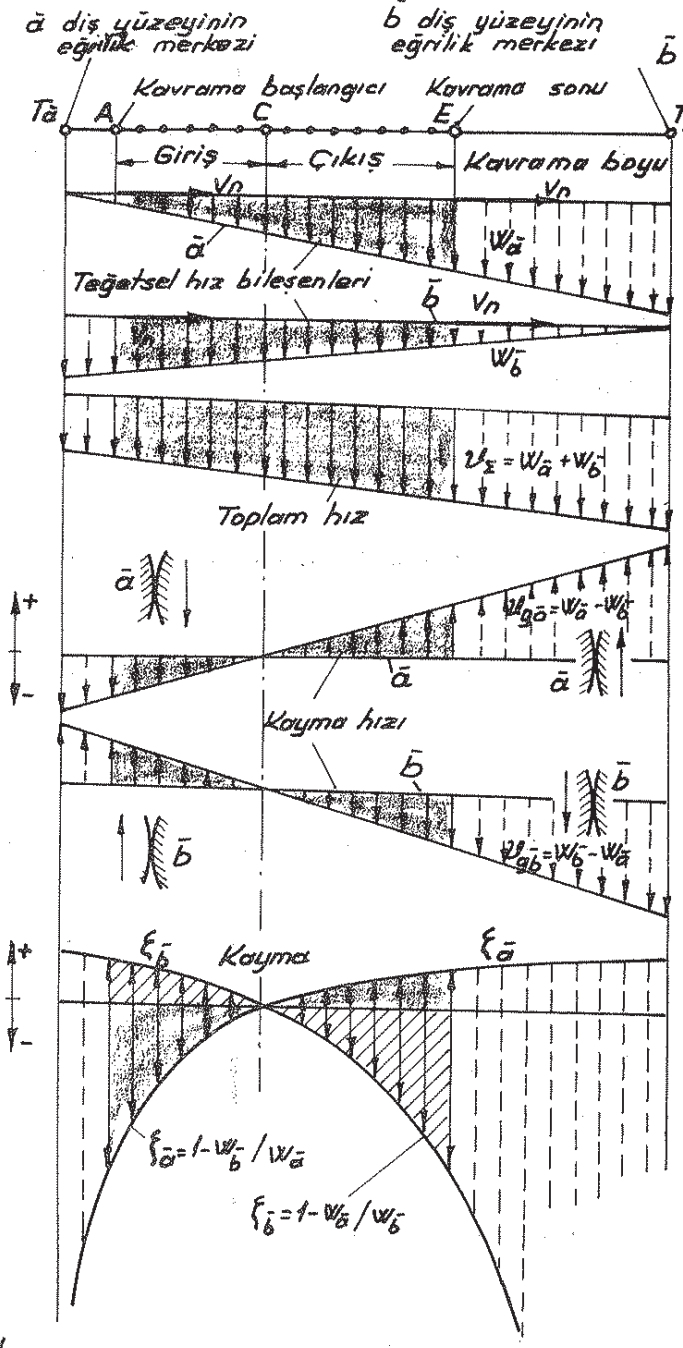
Kayma hızının yuvarlanma dairesindeki çevre hızına oranı olarak tarif edilir.

$$K_g = v_g / v_t = \mp g_y (1/r_{\bar{a}} + 1/r_{\bar{b}}) = \mp g_y (1 + 1/i) / r_{\bar{a}} \quad (E5/16)$$

- Toplam faktörü  $K_{\Sigma}$

$$K_{\Sigma} = \frac{v_{\Sigma}}{v_t} = 2 \sin \alpha \bar{g}_y (1 + 1/i) / r_{\bar{a}} \quad (E5/17)$$

Yukardaki denklemlerden faydalanarak, diş yuzyeylerinin temas noktalarındaki hızlarının kavrama boyu üzerindeki yayılışı Şekil E5-2 a da gösterilmiştir. Görüldüğü gibi, maksimum kayma hızları A ve E noktalarında olup, C noktasında  $g_y = 0$  olduğundan  $v_{g\bar{a}} = v_{g\bar{b}} = 0$  dir. Bununla beraber C noktasında kayma hareketi yön değiştirir.



a

b

Şekil E5-2 - Diş yuzyeylerinin temas noktalarındaki hızlarının ;  
 a) Kavrama doğrusu üzerindeki yayılışı ;  
 b) C yuvarlanma noktası önünde ve arkasındaki kayma yönü ( $v_g$ ) ve yuvarlanma yönü ( $W$ )

• Özgül kayma hızı  $\xi$

Profillerde meydana gelen kayma hareketi adhezyon aşınmasına yol açar. Bunun profiller üzerine etkisini daha iyi bir şekilde ifade etmek için özgül kayma hızı denilen ;

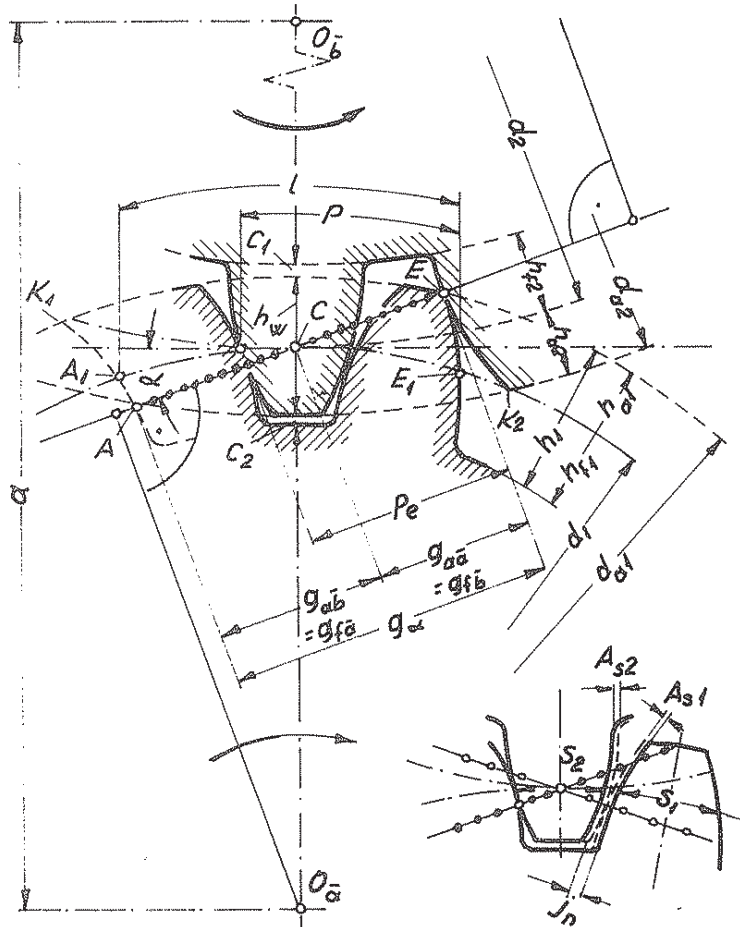
Döndüren dişlinin dış yüzeyi (diş tabanı yüzeyi) için ,

$$\xi_{\bar{a}} = \mathcal{U}_g / W_{\bar{a}} = 1 - W_{\bar{b}} / W_{\bar{a}} = 1 - (\sin \alpha \pm g_y / r_{\bar{b}}) / (\sin \alpha \mp g_y / r_{\bar{a}}) \quad (E5/18)$$

Döndürülen dişlinin dış yüzeyi (diş başı yüzeyi) için ,

$$\xi_{\bar{b}} = \mathcal{U}_g / W_{\bar{b}} = 1 - W_{\bar{a}} / W_{\bar{b}} = 1 - (\sin \alpha \mp g_y / r_{\bar{a}}) / (\sin \alpha \pm g_y / r_{\bar{b}}) \quad (E5/19)$$

büyüklikler tarif edilir. Bu eşitliklere göre, kavrama doğrusu üzerindeki özgül kaymaların yayılışı Şekil E5.2'de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi  $T_{\bar{a}}$  veya  $T_{\bar{b}}$  noktasında  $\beta_{\bar{a}} = 0$  veya  $\beta_{\bar{b}} = 0$  olduğundan  $\xi_{\bar{a}} = \infty$  veya  $\xi_{\bar{b}} = \infty$  olur. Ancak kavramanın başlangıcındaki ve sonundaki A ile E noktalarında  $\xi_{\bar{a}}$ ,  $\xi_{\bar{b}}$  büyük fakat sonlu değerler alır. Yuvarlanma noktasında  $\mathcal{U}_g = 0$  olduğundan  $\xi_{\bar{a}} = \xi_{\bar{b}} = 0$  dir. (Kavrama başlangıcı A ve kavrama sonu E noktaları daha açık olarak Şekil E5.3 de gösterilmiştir).



Şekil E5.3 - Alın dişli çark çiftine ait boyutlar.

Konu ile ilgili, Prof. Hilmi İLERİ [L.6] 'den de bir bilgi aktaralım.

Bir dişli çarkta, yuvarlanma dairesinin içinde kalan dış yüzeyine taban yüzeyi ; ve dışında kalan dış yüzeyine ise baş yüzeyi adını verelim. Eş dişlerden birinin taban yüzeyi, diğerinin baş yüzeyi ile eş çalışır ve bunlardan baş yüzeyinin çevre hızı, diğerinin taban yüzeyinin hızından daima daha büyüktür. Yuvarlanma noktasından önce, döndürülen çarkın baş yüzeyi, döndüren çarkın taban yüzeyine kakılır. Yuvarlanma noktasından sonraki kavramada ise döndüren çarkın baş yüzeyi, döndürülen çarkın taban yüzeyi üzerinde sürtünür. BBC nin yaptığı deneylere (Meldahl) göre çukurcuklar yalnız ve ancak « kakılan » taban profilinde meydana gelir. Taban profili, baş profilinden çok daha sert olsa bile bu durum değişmez. Taban profilinin -  $A_F$  ile göstereceğimiz - aşınması, baş profilinin -  $A_K$  ile göstereceğimiz - aşınmasından daha büyüktür.  $i = n_2/n_1 < 1$  çevrim oranı ne kadar küçük olursa  $A_F/A_K$  oranıda o kadar büyük olur.



## EK-6- ÖRNEKLER

Bu kısımda, çeşitler Literatürlerden alınan hesap örnekleri sembol ve birimlerine sadık kalınarak ayrı ayrı incelenmiştir.

### E6.1 - Örnek 1 [L.46]

$P_{1\text{nom.}} = 2,2$  kW lık nominal bir güç ileten ve giriş devir sayısı  $n_1 = 900$  d/dak. olan tek kademeli helisel alın dişli çark mekanizmasının boyutlandırılması istenmektedir. Mekanizma elektrik motoru tarafından tahrik edilmekte ve çalışma koşulları üniform (düzgün) olarak verilmektedir.

Verilen değerler :

Çevrim oranı	: $i \cong 3,15$
Genişlik oranı	: $b/d_0 = 0,5$
Normal kavrama açısı	: $\alpha_{n0} = 20^\circ$
Helis açısı	: $\beta_0 = 11^\circ$
Pinyon malzemesi	: St 60
Çark malzemesi	: St 50
Pinyonun diş sayısı	: $Z_1 = 30$

Miller, mekanizma kutusunda iyi hassasiyete göre yataklanmış

**Gözüm :**

1- Çarkın diş sayısı ;

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 3,15 \cdot 30 = 94,5$$

$$\text{Seçilen : } \underline{\underline{Z_2 = 94}}$$

2- Diş sayıları oranı ;

$$u = \frac{Z_{\text{çark}}}{Z_{\text{pinyon}}} = \frac{94}{30}$$

$$\underline{\underline{u = 3,133}}$$

3- Çarkın devir sayısı

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{900}{3,133}$$

$$\underline{\underline{n_2 = 287 \text{ d/dak}}}$$

4- Pinyonun ilettiği nominal döndürme momenti ;

$$M_{t1\text{nom.}} = 9550 \frac{P_{1\text{nom.}}}{n_1}$$

$M_{t1\text{nom.}}$	$P_{1\text{nom.}}$	$n_1$
Nm	kW	d/dak

$$M_{t1\text{nom.}} = 9550 \frac{2,2}{900}$$

$$\underline{\underline{M_{t1\text{nom.}} = 23,34 \text{ Nm}}}$$

5- Taşıma kabiliyeti hesabında esas alınacak döndürme momenti;

$$M_{t1} = M_{t1nom} \cdot C_B$$

$C_B$  - işletme faktörü

$$\| C_B = 1,25 \text{ (Cetvel E6.8)}$$

$$M_{t1} = 23,34 \cdot 1,25$$

$$\| M_{t1} = 29,18 \text{ Nm}$$

6- Müsaade edilen diş taban gerilmesi (Müsaade edilen diş tabanı - eğilme gerilmesi);

$$\sigma_{bem} = \frac{\sigma_{sch6}}{1,5} \quad (E6/1)$$

$\sigma_{sch6}$  - Diş tabanı - titreşim mukavemeti veya eğilmede titreşimli zorlanma sınırı (Cetvel E6.1 ayrıca Cetvel 12.2 yi inceleyiniz). Tam değişken zorlanmada (meselâ ara çarklarda olduğu gibi) müsaade edilen gerilmeler için eşitlik değerleri % 70 e kadar azaltılabilir.

Pinyon için (St 60);

$$\| \sigma_{sch61} = 145 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E6.1)}$$

$$\sigma_{b1em} = \frac{145}{1,5}$$

$$\| \sigma_{b1em} = 97 \text{ N/mm}^2$$

Çark için (St 50);

$$\| \sigma_{sch62} = 130 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E6.1)}$$

$$\sigma_{b2em} = \frac{130}{1,5}$$

$$\| \sigma_{b2em} = 87 \text{ N/mm}^2$$

7- Müsaade edilen yuvarlanma basıncı veya yuvarlanma emniyet basıncı (C yuvarlanma noktasında);

$$P_{em} = \frac{P_D}{1,5} \quad (E6/2)$$

$P_D$  - Malzemenin sürekli mukavemeti halinde - yuvarlanma mukavemeti veya sürekli yuvarlanma mukavemeti (Cetvel E6.1).

St 50 için;

$$\| P_D = 390 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E6.1)}$$

$$P_{em} = \frac{390}{1,5}$$

$$\| P_{em} = 260 \text{ N/mm}^2$$

Malzeme	Malzeme Sembolü	Isıl İşlem	Kopma mukavemeti $\sigma_B$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Akma sınırı $\sigma_s$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Titreşim mukavemeti $\sigma_{schG}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Sürekli mukavemeti $R_p$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Binell sertliği HB [N/mm <sup>2</sup> ]	Açıklamalar
Gelik döküm (TGL 14315)	GS-50.1	Tavlennmiş	490	255	100	365	1470	
	GS-60.1		590	315	120	490	1720	
Makine imalat çelikleri (TGL 7960)	St 42	Tavlennmiş	410 ... 510	235	110	335	1230	
	St 50		480 ... 610	275	130	390	1470	
	St 60		590 ... 710	315	145	440	1770	
	St 70		690 ... 830	345	165	510	2040	
İslah çelikleri (TGL 6547)	C 45	İslah edilmiş	590 ... 710	355	155	490	1810	Hafif nitrasyon yoluyla yan yüzeylerin mukavemeti artırılmış
	C 60		690 ... 830	430	175	600	2060	
	37MnSi5		690 ... 830	440	205	640	2160	
	34Cr4		780 ... 930	540	215	695	2550	
	42CrMo4		880 ... 1030	685	215	745	3340	
Sementasyon çelikleri (TGL 6546)	C 10	Sertleştirilmiş	410 ... 540	245	135	1630	5790	Ü <sub>B</sub> ve Ü <sub>s</sub> için verilen değerler çekirdek için geçerlidir. 20MoCr5 gaz ile karbürlenmiş.
	C 15		490 ... 640	295	145	1730	6250	
	16MnCr5		780 ... 1080	590	295	1790	6380	
	15CrNi6		880 ... 1180	640	305	1790	6380	
	20MnCr5		980 ... 1280	685	325	1790	6380	
	20MoCr5		1080 ... 1180	-	325	1790	6380	
	18CrNi8		1180 ... 1420	785	325	1790	6380	
Alev veya endüksiyonla sertleştirilmiş çelikler (TGL 6763)	C 45	Sertleştirilmiş	640 ... 780	390	215	1640	5840	
	37MnSi5		880 ... 1030	640	235	1550	5490	
	40Cr4		880 ... 1030	640	245	1620	5760	
Siyonür banyosunda sertleştirilmiş çelikler	40Cr4	Sertleştirilmiş	1370 ... 1770	-	215	1640	5840	
	37MnSi5		1470 ... 1860	980 ... 1225	245	1520	5400	
Lamel grafitli dökme demir (TGL 14400)	GGL-20	-	195	-	30	295	1670	
	GGL-25	-	245	-	40	375	2060	
Küresel grafitli dökme demir (TGL 8189)	GGG-45	-	440	345	195	390	1670	
	GGG-50	-	490	345	135	470	1960	
	GGG-60	-	590	410	195	550	2260	

Çetvel E6.1 - Dişli çark malzemelerinin mukavemet değerleri  
(TGL 10546 ya göre).

8- Normal modül ;

• Sertleştirilmiş dişliler için :

$$m_n \cong \sqrt[3]{\frac{4 \cdot M_{t1} \cdot \cos^2 \beta_0}{Z_1^2 \left(\frac{b}{d_{b1}}\right) \sigma_{b1em}}$$

(E6/3)

• Sertleştirilmemiş dişliler için :

$m_n$	$M_{t1}$	$\bar{U}_{bem}$	$Y_s$	$P_{em}$
mm	Nmm	N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>

$$m_n \cong \frac{10 \cdot \cos \beta_0}{Z_1} \sqrt[3]{\frac{Y_s \cdot M_{t1}}{\left(\frac{b}{d_{o1}}\right) \cdot P_{em}} \cdot \frac{U \pm 1}{U}} \quad (E6/4)$$

(-) işareti iç dişliler içindir.

$Y_s$  - Helisel alın dişli çarklar için malzeme çiftine bağlı bir faktör  
(Cetvel E6.2)

Malzeme çifti	St/St veya St/GS	St/GG	GG/GG
Faktör $Y_s \cong$	370	280	220

Cetvel E6.2 -  $Y_s$  faktörleri, N/mm<sup>2</sup> olarak

Dişliler sertleştirilmemiş, dolayısıyla modal, müsaade edilen yuvarlanma basıncına göre (E6/4) denklemden,

$$m_n \cong \frac{10 \cdot \cos \beta_0}{Z_1} \sqrt[3]{\frac{Y_s \cdot M_{t1}}{\left(\frac{b}{d_{o1}}\right) \cdot P_{em}} \cdot \frac{U \pm 1}{U}}$$

St/St malzeme çifti için,

$$\underline{Y_s = 370 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E6.2)}}$$

$$m_n = \frac{10 \cdot \cos 11^\circ}{30} \sqrt[3]{\frac{370 \cdot 29180}{0,5 \cdot 260^2} \cdot \frac{3,133 + 1}{3,133}} = 2,45 \text{ mm.}$$

olarak bulunur. Bu değere göre Cetvel 5.8 den standart modül,

$$\underline{m_n = 2,5 \text{ mm}}$$

seçilir.

9 - Alın modülü (Cetvel 2.1) ;

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_0} = \frac{2,5}{\cos 11^\circ}$$

$$\underline{m_s = 2,5468 \text{ mm.}}$$

10 - Taksimat dairesi çapları (Cetvel 2.1) ;

$$d_{o1} = \frac{Z_1 \cdot m_n}{\cos \beta_0} = \frac{30 \cdot 2,5}{\cos 11^\circ}$$

$$\underline{d_{o1} = 76,404 \text{ mm.}}$$

$$d_{o2} = \frac{Z_2 \cdot m_n}{\cos \beta_0} = \frac{94 \cdot 2,5}{\cos 11^\circ}$$

$$\underline{d_{o2} = 239,398 \text{ mm.}}$$

## 11- Diş genişliği ;

- İki taraflı rijit yataklamada :

$$\frac{b}{d_{o1}} \leq 1,2 \quad (E6/5)$$

- Tek taraflı yataklamada :

$$\frac{b}{d_{o1}} \leq 0,75 \quad (E6/6)$$

tavsiye edilir.

$$b = 0,5 \cdot d_{o1} \text{ (Kabül)}$$

$$b = 0,5 \cdot 76,404 \cong 38,2 \text{ mm.}$$

Seçilen :  $\| b = 40 \text{ mm}$

## 12- Modül ve diş genişliği için müsaade edilen değerler ;

- Maksimum diş genişliği :

$$b_{max.} = A \cdot m_n \quad (E6/7)$$

Cetvel E6.3 e göre  $A = 25$  alınırsa

$$b_{max.} = 25 \cdot 2,5$$

$$\| b_{max.} = 62,5 \text{ mm} > b = 40 \text{ mm} \text{ uygun.}$$

- Minimum modül :

$$m_{nmin.} = \frac{b}{A} \quad (E6/8)$$

$$\| m_{nmin.} = \frac{40}{25} = 1,6 \text{ mm} < m_n = 2,5 \text{ mm} \text{ uygun.}$$

Dişlinin özelliği	Yataklama durumu	A
Temiz dökalmüş	-	10
İşlenmiş veya taşlanmış	Çelik konstrüksiyon üzerine yataklanmış	15
	Pinyon tek taraflı yataklanmış	15
	Mekanizma kutusunda iyi yataklanmış	25
	Tam paralel ve rijit yataklanmış	30

Cetvel E6.3 -  $A = b/m_n$  diş genişlik oranı için tavsiye edilen değerler.

## 13- Taksimat dairesindeki çevre kuvveti ;

$$F_{U0} = \frac{2M_{t1}}{d_{o1}} = \frac{2 \cdot 2918}{7,64}$$

$$\| F_{U0} = 764 \text{ N}$$

14 - Taksimat dairesindeki çevre hızı ;

$$v = \frac{d_{d1} \cdot \pi \cdot n_1}{60000}$$

$$\frac{v}{\text{m/sn}} \quad \left| \quad \frac{d_{d1}}{\text{mm}} \quad \left| \quad \frac{n_1}{\text{d/dak.}} \right. \right. \quad (E6/9)$$

$$v = \frac{76,40 \cdot \pi \cdot 900}{60000}$$

$$\| \quad v = 3,6 \text{ m/sn.}$$

15 - Dişli kalitesi ;

$v = 3,6 \text{ m/sn.}$  olduğuna göre Cetvel E6.4 ten dişli çarklar için

B. Kalite

seçilir.

Taksimat dairesindeki çevre hızı m/sn olarak		1... 3	3... 6	6... 20	20... 50	50... 100
Kalite TGL 0-3961... 0-3964 ve 0-3967 ye göre	Sertleştirilmiş dişliler	12... 10	10... 8	8... 6	6... 5	5... 4
	Sertleştirilmiş dişliler	12... 9	9... 7	7... 5	5... 4	—

Cetvel E6.4 - Dişli kalitesinin seçimi için yardımcı

cetvel (TGL 10546).

16 - Teorik (virtüel) diş sayıları ;

Yarı çapı, helisel çarkın normal kesitinde ortaya çıkan elipsin eğrilik yarıçapına eşit olarak düşünülen bir düz dişli alın çarkının diş sayısına eşittir (eşdeğer düz dişli çarkın diş sayısı).

$$Z_n = Z_v \approx \frac{Z}{\cos^3 \beta_0}$$

$$Z_n = Z_v = Z \frac{1}{\cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_0} = Z \cdot Z'_v$$

(Cetvel 2.1)

$Z'_v$  - Diş sayısı  $Z=1$  ve kavrama açısı  $\alpha_{n0} = 20^\circ$  olan helisel alın dişli çarklar için virtüel diş sayısı ( $\beta_0$  açısına bağlı olarak Cetvel E6.5 ten alınabilir).

$\beta_0 = 11^\circ$  için Cetvel E6.5 ten

$$Z'_v = 1,053$$

alınırsa,

$$Z_{v1} = Z_1 \cdot Z'_v = 30 \cdot 1,053$$

$$\| \quad Z_{v1} \approx 31,6$$

$$Z_{v2} = Z_2 \cdot Z'_v = 94 \cdot 1,053$$

$$\| \quad Z_{v2} \approx 99$$

bulunur.

$\beta_0$	$Z'_v$	$\beta_0$	$Z'_v$	$\beta_0$	$Z'_v$	$\beta_0$	$Z'_v$	$\beta_0$	$Z'_v$	$\beta_0$	$Z'_v$
0°	1,000	8°	1,027	16°	1,115	24°	1,282	32°	1,568	40°	2,055
1°	1,000	9°	1,035	17°	1,131	25°	1,310	33°	1,616	41°	2,137
2°	1,002	10°	1,043	18°	1,148	26°	1,340	34°	1,666	42°	2,226
3°	1,004	11°	1,053	19°	1,167	27°	1,372	35°	1,721	43°	2,320
4°	1,007	12°	1,063	20°	1,187	28°	1,406	36°	1,779	44°	2,422
5°	1,011	13°	1,074	21°	1,208	29°	1,443	37°	1,841	45°	2,532
6°	1,015	14°	1,087	22°	1,231	30°	1,482	38°	1,907		
7°	1,021	15°	1,100	23°	1,256	31°	1,523	39°	1,979		

Cetvel E6.5 -  $z=1$  ve  $\alpha_{no} = 20^\circ$  için teorik (virtüel) diş sayısı  $Z'_v$  nün, helis açısı  $\beta_0$  a bağlı olarak değerleri.

17- Alın kavrama açısı (Cetvel 2.1);

$$\operatorname{tg} \alpha_{50} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{no}}{\cos \beta_0} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 41^\circ}$$

$$\boxed{\alpha_{50} = 20^\circ 20' 38''}$$

18- Sifir - mekanizması için eksenler arası mesafe (hesap büyüklüğü);

$$a_0 = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$a_0 = \frac{76,404 + 239,398}{2}$$

$$\boxed{a_0 = 157,901 \text{ mm.}}$$

19- Eksenler arası mesafe;

Cetvel E6.6 dan standart değer,

$$\boxed{a = 160 \text{ mm.}}$$

olarak seçilir.

20- İşletme kavrama açısı ;

Çalışma durumundaki kavrama açısı = çalışma durumundaki yuvarlanma daireesi üzerinde bulunan kavrama açısı da denir.

$$\cos \alpha_{sb} = \frac{a_0}{a} \cos \alpha_{50} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$\cos \alpha_{sb} = \frac{157,901}{160} \cos 20^\circ 20' 38''$$

$$\boxed{\alpha_{sb} = 22^\circ 16' 59''}$$

21- Profil kaydırma faktörlerinin toplamı ;

Toplam profil kaydırma faktörü,

$$X_1 + X_2 = (Z_1 + Z_2) \frac{ev \alpha_{sb} - ev \alpha_{50}}{2 \operatorname{tg} \alpha_{no}} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$X_1 + X_2 = (30 + 94) \frac{ev 22^\circ 16' 59'' - ev 20^\circ 20' 38''}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{ev } 22^{\circ}16'59'' = 0,020872 \\ \text{ev } 20^{\circ}20'38'' = 0,015714 \end{array} \right\} \text{ (Çetvel E1.10)}$$

$$x_1 + x_2 = (30 + 94) \frac{0,020872 - 0,015714}{2 \cdot \text{tg } 20^{\circ}}$$

$$\| x_1 + x_2 = 0,8786$$

Seri	Eksenler arası mesafe, mm olarak																	
1			63				100				160				250			
2	50		63		80		100		125		160		200		250		315	
3	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
Seri	Eksenler arası mesafe (devamı), mm olarak																	
1	400				630					1000					1600			
2	400		500		630		800		1000		1250		1600		2000			
3	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000			

Çetvel E6.6 - TGL 6482 ye göre standart eksenler arası mesafe serisi (Değerler, modülü  $m \geq 0,5$  mm olan alın dişli çark ve silindirik spiral dişli çark mekanizmaları için geçerlidir).

Tercih edilen 1. seridir, özel durumlarda 2. ve 3. seri de kullanılabilir.

22- Toplam profil kaydırma faktörünün, pinyon ve çarkı paylaşırılması;

$$\left. \begin{array}{l} \frac{Z_{v1} + Z_{v2}}{2} = \frac{31,6 + 99}{2} = 65,3 \text{ apsis} \\ \frac{x_1 + x_2}{2} = \frac{0,8786}{2} = 0,4393 \text{ ordinat} \end{array} \right\} \text{ Olmak üzere Şekil 6.1b de bulunan noktadan en yakın}$$

doğru olan L13 doğrusuna,  $Z_{v1} = 31,6$  ve  $Z_{v2} = 99$  hizalarına kadar bir paralel çizilirse,  $Z_{v1}$  ve  $Z_{v2}$  ye karşılık gelen bu iki noktadan;

$$\| x_1 = 0,47$$

$$\| x_2 = 0,4086$$

elde edilir.

23- Baş dairesi çapları (baş kısaltmalı - baş kısaltması yapılmış -);

$$\left. \begin{array}{l} d_{k1} = 2(a + m_n - x_2 \cdot m_n) - d_{o2} \\ d_{k2} = 2(a + m_n - x_1 \cdot m_n) - d_{o1} \end{array} \right\} \text{ (E6/10)}$$

$$d_{k1} = 2(160 + 2,5 - 0,4086 \cdot 2,5) - 239,398$$

$$\| d_{k1} = 83,559 \text{ mm.}$$

$$d_{k2} = 2(160 + 2,5 - 0,47 \cdot 2,5) - 76,404$$

$$\| d_{k2} = 246,246 \text{ mm.}$$



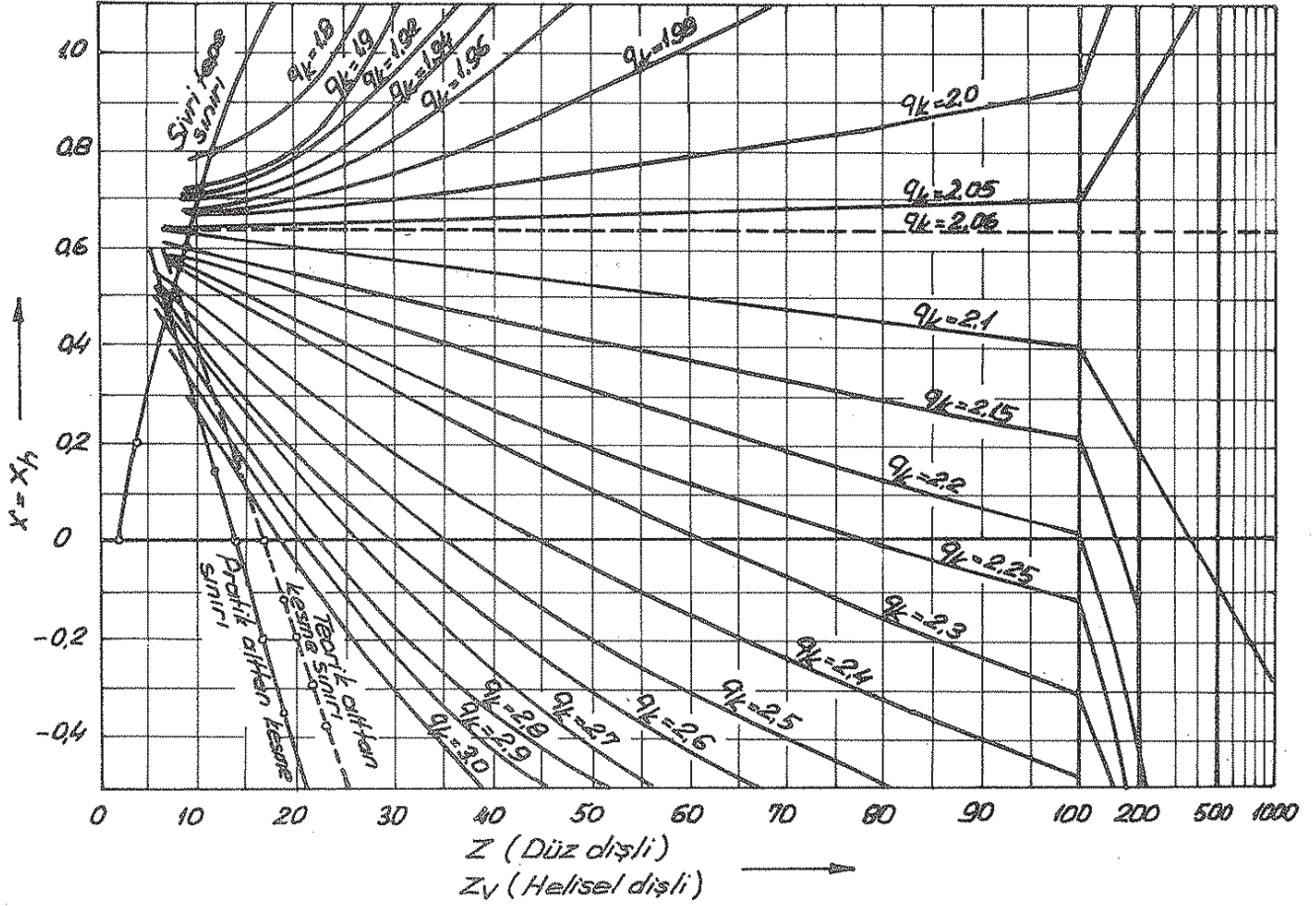
24- Form faktörü (Şekil E6.1) ;

Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{v1} = 31,6 \\ x_1 = 0,47 \end{array} \right\} \underline{q_k = 2,17}$$

Çark için ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{v2} = 99 \\ x_2 = 0,4086 \end{array} \right\} \underline{q_k = 2,10}$$



Şekil E6.1- Kavrama açısı  $\alpha_0$  veya  $\alpha_{n0} = 20^\circ$  olan normal-dış dişliler için form faktörü  $q_k$  (TGL 10545).

25- Diş başı yükseklik faktörü ;

• Sifir-mekanizmalar :

$$y_{ok1} = y_{ok2} = \cos \beta_0 \quad (E6/11)$$

• V-Sifir-mekanizmalar :

$$y_{ok1} = (1 + x_1) \cdot \cos \beta_0 ; y_{ok2} = (1 - x_1) \cdot \cos \beta_0 \quad (E6/12)$$

• V-Mekanizmalar :

$$\left. \begin{array}{l} y_{ok1} = \frac{d_{k1} - d_{o1}}{2 \cdot m_s} = \frac{h_{k1}}{m_s} \\ y_{ok2} = \frac{d_{k2} - d_{o2}}{2 \cdot m_s} = \frac{h_{k2}}{m_s} \end{array} \right\} \quad (E6/13)$$

$$Y_{ok1} = \frac{83,559 - 76,404}{2 \cdot 2,5468}$$

$$\| Y_{ok1} = 1,40$$

$$Y_{ok2} = \frac{246,246 - 239,398}{2 \cdot 2,5468}$$

$$\| Y_{ok2} = 1,34$$

26- Kısmi kavrama oranı değerleri ;

$$\left. \begin{array}{l} Y_{ok1} = 1,40 \\ Z_1 = 30 \end{array} \right\} \| \underline{E_1 = 2,80} \quad (\text{Şekil E6-2})$$

$$\left. \begin{array}{l} Y_{ok2} = 1,34 \\ Z_2 = 94 \end{array} \right\} \| \underline{E_2 = 6,65} \quad (\text{Şekil E6-3})$$

$$\left. \begin{array}{l} Z_1 + Z_2 = 124 \\ X_1 + X_2 = 0,8786 \end{array} \right\} \| \underline{E_\alpha = 7,98} \quad (\text{Şekil E6-4})$$

27- Profil kavrama oranı ;

$$E = E_1 + E_2 - E_\alpha$$

(E6-14)

$$E = 2,80 + 6,65 - 7,98$$

$$\| \underline{E = 1,47}$$

28- Profil kavrama oranının ters değeri ;

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{1,47}$$

$$\| \underline{1/E = 0,68}$$

29- Diş genişliğinin her mm sine gelen çevre kuvveti ;

$$F'_{U0} = \frac{F_{U0}}{b}$$

(E6/15)

$$F'_{U0} = \frac{764}{40}$$

$$\| \underline{F'_{U0} = 19,1 \text{ N/mm.}}$$

30- Yük dağılım faktörü  $q_L$  ;

Yük dağılım faktörü  $q_L$  ;  $d_{02}$ ,  $m_n$ ,  $F'_{U0}$  ve dişli kalitesine bağlı olarak şekil E6-5 teki diyagramdan okunabilir.

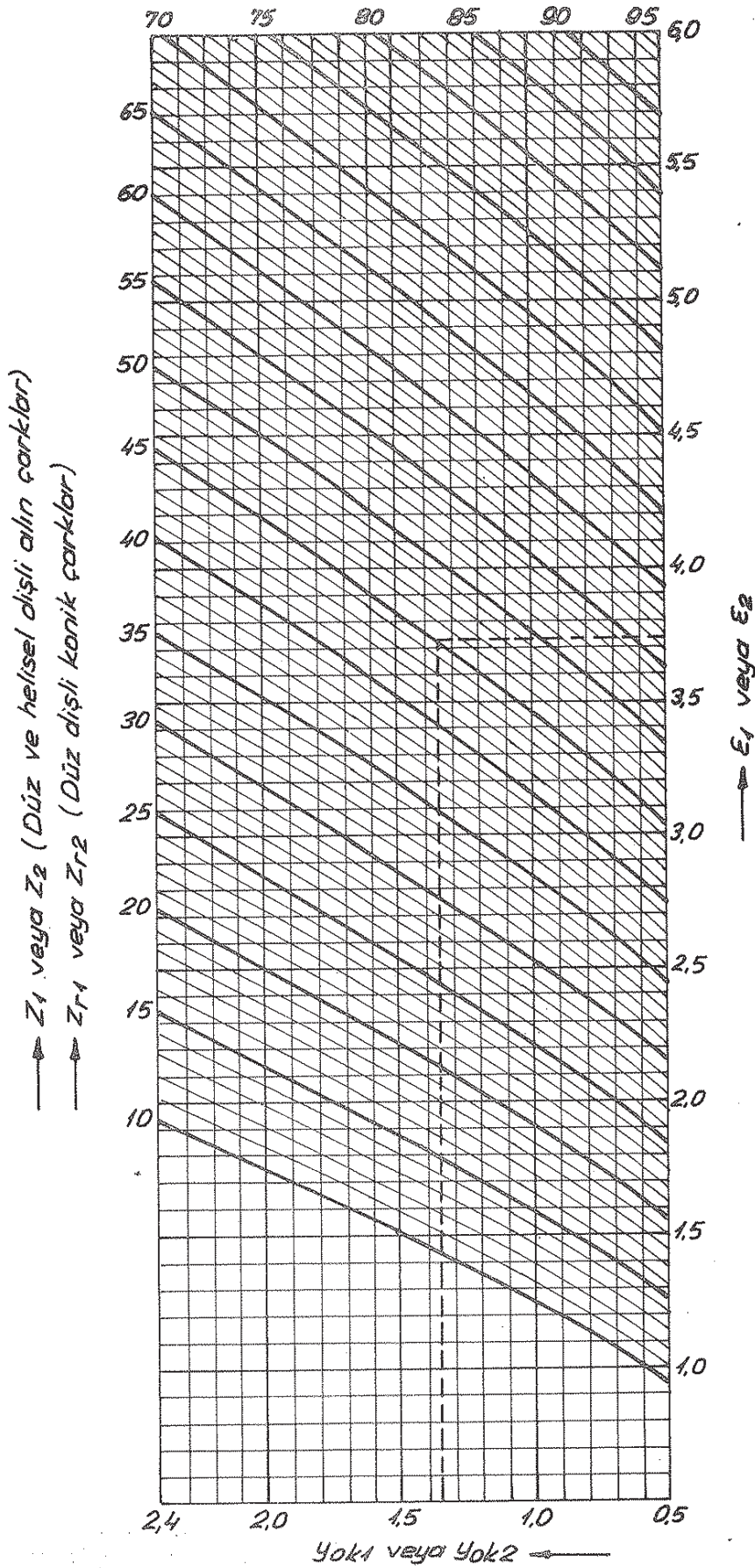
$$d_{02} = 239,398 \text{ mm.}$$

$$m_n = 2,5 \text{ mm}$$

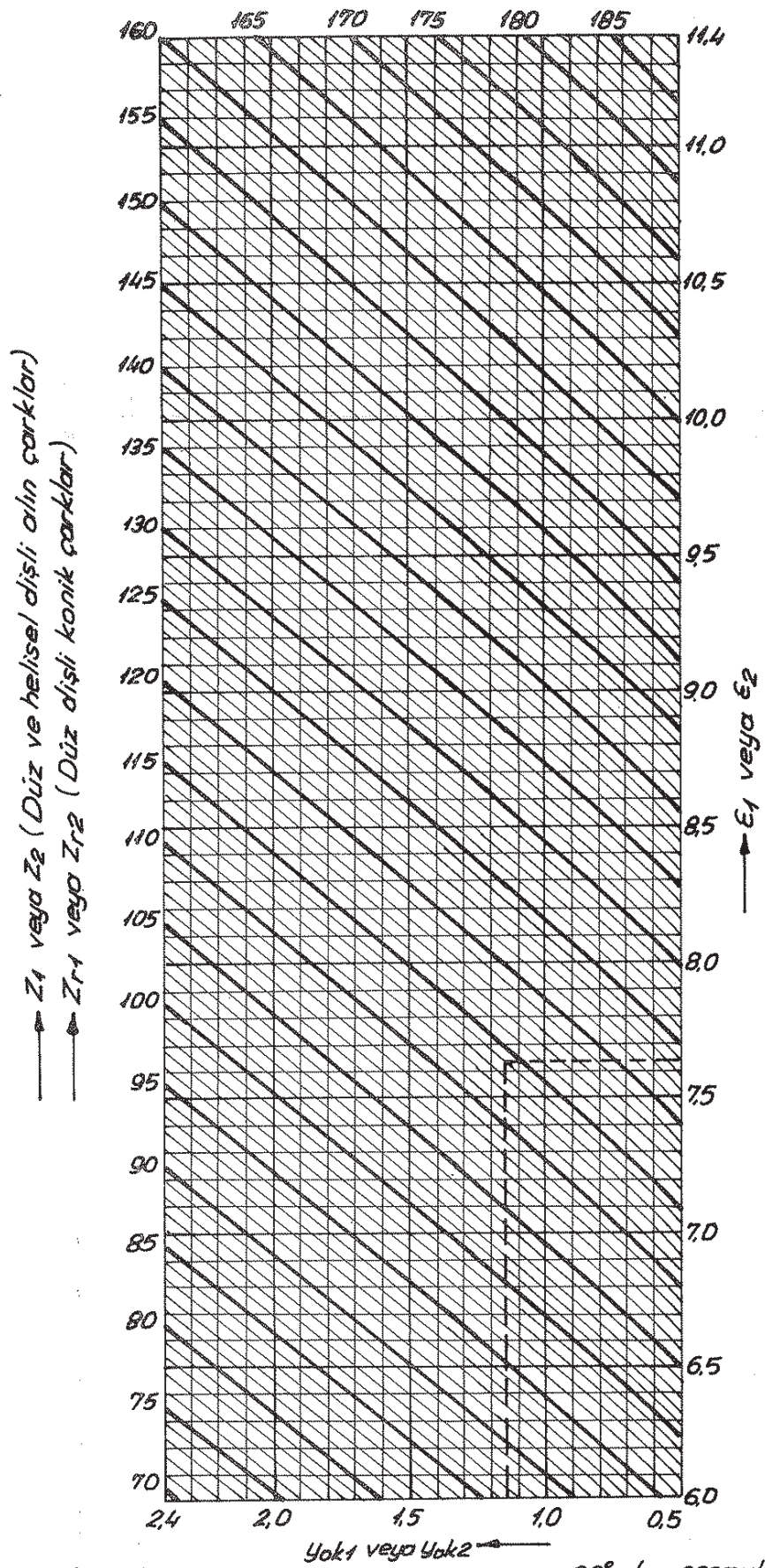
$$\text{Kalite : 8}$$

$$F'_{U0} = 19,1 \text{ N/mm.}$$

$$\| \underline{q_L = 1}$$



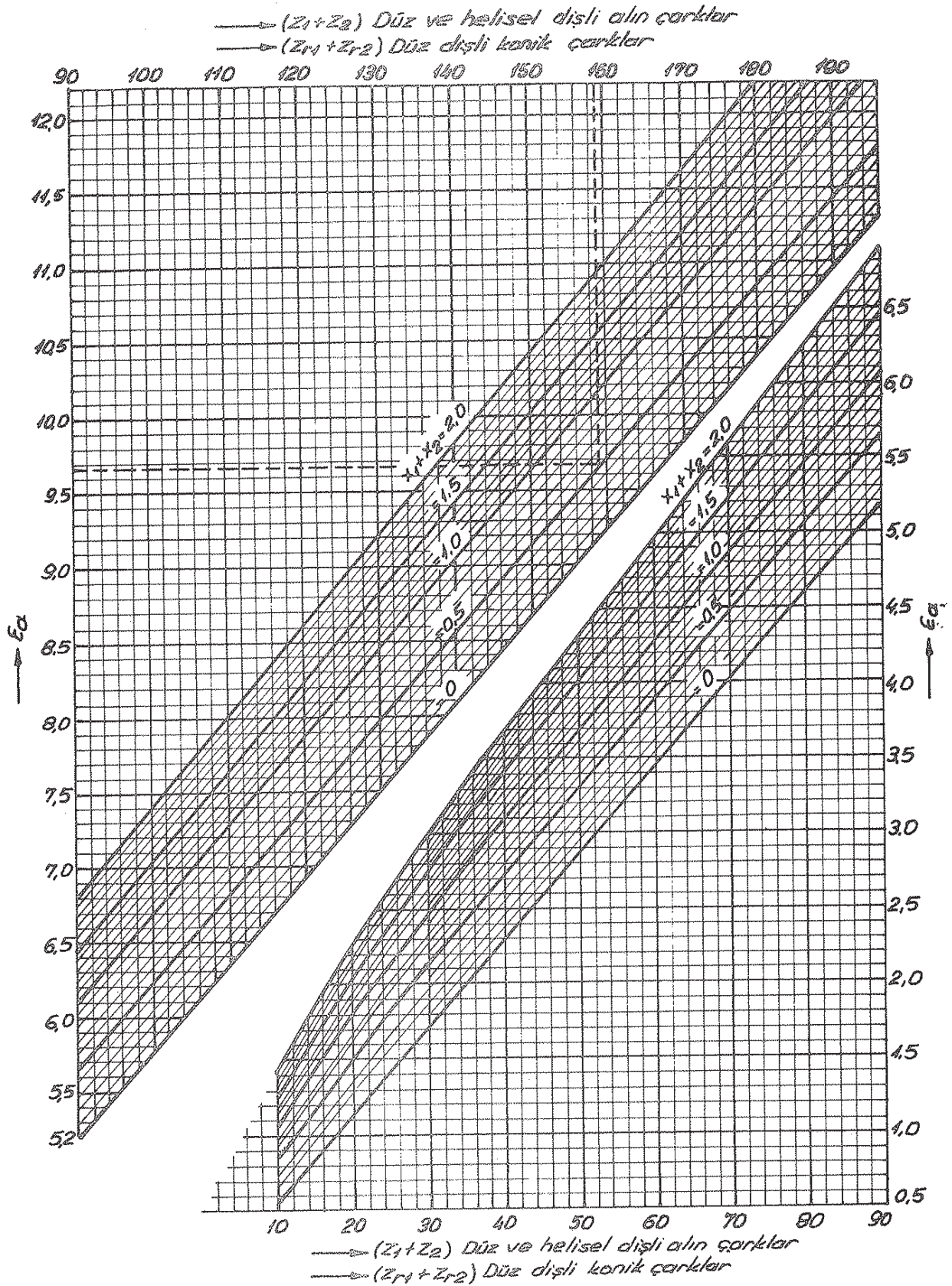
Sekil E6.2 - Kavrama açısı  $\alpha_0$  veya  $\alpha_{n0} = 20^\circ$  olan normal - dış dişlilerdeki profil kavrama oranının elde edilmesi için kullanılan  $E_1$  veya  $E_2$  kısmi değerleri.  
 $Z = 10 \dots 95$ . (TSL 10545).  
Örnek:  $Z_1 = 45$  }  $E_1 = 3,73$   
 $Yok1 = 1,34$



Şekil E6.3- Kavrama açısı  $\alpha_0$  veya  $\alpha_{n0} = 20^\circ$  olan normal-diş dişlilerdeki profil kavrama oranının elde edilmesi için kullanılan  $E_1$  veya  $E_2$  kısmi değerleri.

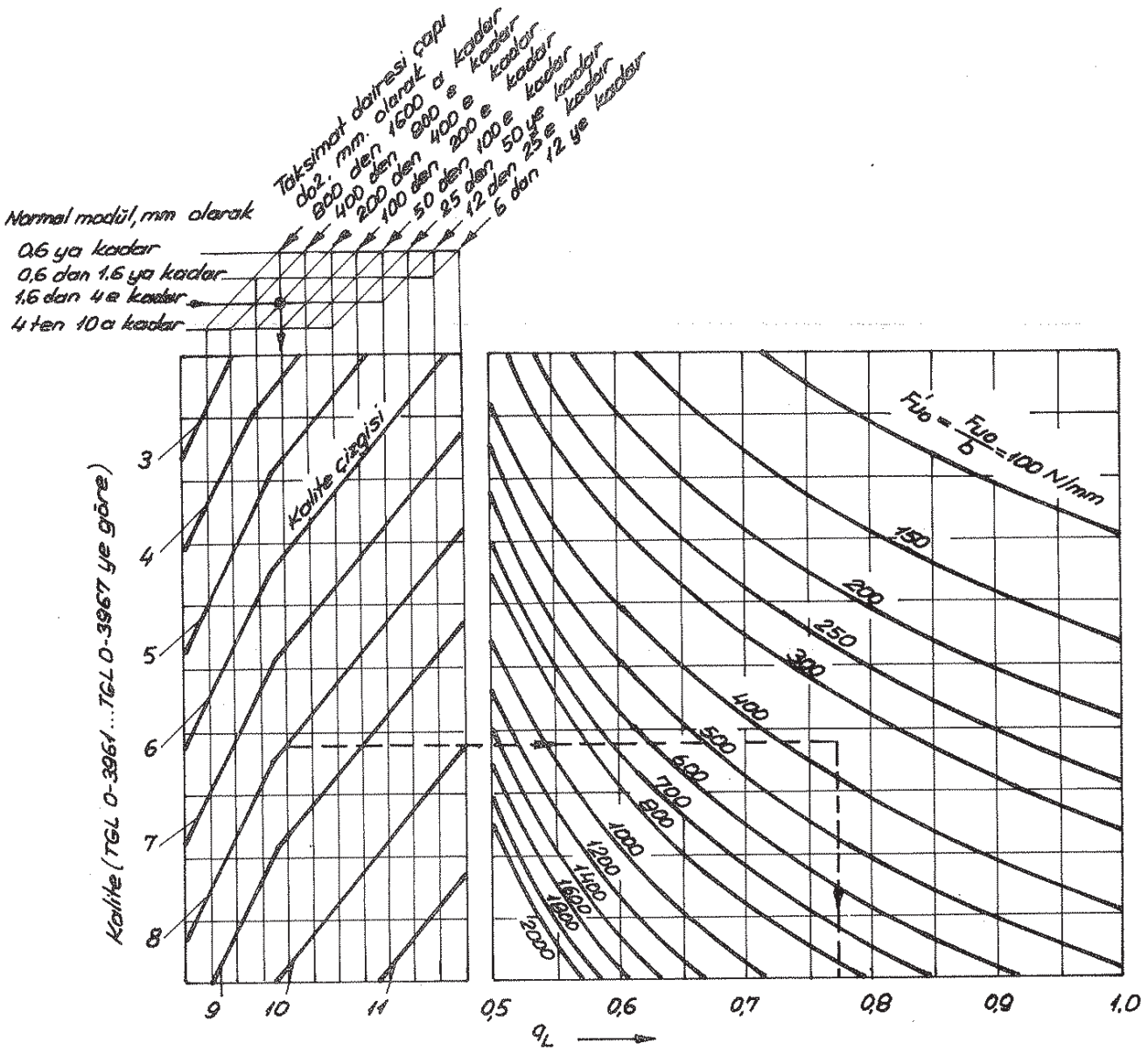
$Z = 70 \dots 185$ . (TGL 10545).

Örnek:  $Z_2 = 114$   
 $Y_{02} = 1,15$  }  $E_2 = 7,63$



Şekil E6.4 - Kavrama açısı  $\alpha_b$  veya  $\alpha_{n0} = 20^\circ$  olan normal - dış dişlilerdeki profil kavrama oranının elde edilmesi için gerekli olan  $E_\alpha$  kısmi değerleri (TGL 10545).

$$\begin{array}{l}
 \text{Örnek: } Z_1 + Z_2 = 159 \\
 \qquad \qquad x_1 + x_2 = 0.5116 \quad \left. \vphantom{\begin{array}{l} Z_1 + Z_2 = 159 \\ x_1 + x_2 = 0.5116 \end{array}} \right\} E_\alpha = 9.67
 \end{array}$$



Şekil E6.5 - Yük dağılım faktörü  $q_L$  (TGL 10546 ya göre).

Örnek :  $da_2 = 213,786 \text{ mm}$

$m_n = 3,5 \text{ mm}$

Kalite : 8

$F_{u0} = 374 \text{ N/mm}$

$q_L = 0,77$

31- Kuvvet oranı faktörü ,

$q_L \leq \frac{1}{E}$  ise ,

$q_E = \frac{1}{E}$

(E6/16)

$q_L > \frac{1}{E}$  ise ,

$q_E = q_L \leq 1$

(E6/17)

dir.

$$q_L (=1) > \frac{1}{E} (=0,68)$$

dolayısıyla,

$$\| \underline{q_E = 1}$$

32- Diş taban gerilmesi (Diş tabanı - eğilme gerilmesi);

Pinyon için,

$$\sigma_{b1} = \frac{F_{t0}}{b \cdot mn} q_{k1} \cdot q_E \leq \sigma_{b1em}$$

Çark için,

$$\sigma_{b2} = \frac{F_{t0}}{b \cdot mn} \cdot q_{k2} \cdot q_E = \sigma_{b1} \frac{q_{k2}}{q_{k1}} \leq \sigma_{b2em}$$

(E6/10)

Pinyondaki diş taban gerilmesi:

$$\sigma_{b1} = \frac{F_{t0}}{b \cdot mn} q_{k1} \cdot q_E = \frac{764}{40 \cdot 2,5} \cdot 2,17 \cdot 1$$

$$\| \underline{\sigma_{b1} = 16,6 \text{ N/mm}^2}$$

Çarktaki diş taban gerilmesi:

$$\sigma_{b2} = \frac{F_{t0}}{b \cdot mn} q_{k2} \cdot q_E = \frac{764}{40 \cdot 2,5} \cdot 2,10 \cdot 1$$

$$\| \underline{\sigma_{b2} = 16 \text{ N/mm}^2}$$

Mukavemet kontrolü:

$$\sigma_{b1} = 16,6 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b1em} = 97 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{b2} = 16 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b2em} = 87 \text{ N/mm}^2$$

} uygundur.

33- Malzeme faktörü;

St/St malzeme çifti için,

$$\| \underline{y_W = 269 \sqrt{\text{N/mm}^2}} \quad (\text{Çetvel E6.7})$$

34- Yuvarlanma noktası faktörü;

Yuvarlanma noktası faktörü  $y_c$ ; normal - diş dişliler için,  $(Z_1 + Z_2)$ ,  $(x_1 + x_2)$  ve helis açısı  $\beta_0$  a bağlı olarak Şekil E6.6'daki diyagramdan alınabilir.

$$Z_1 + Z_2 = 124$$

$$x_1 + x_2 = 0,8786$$

$$\beta_0 = 11^\circ$$

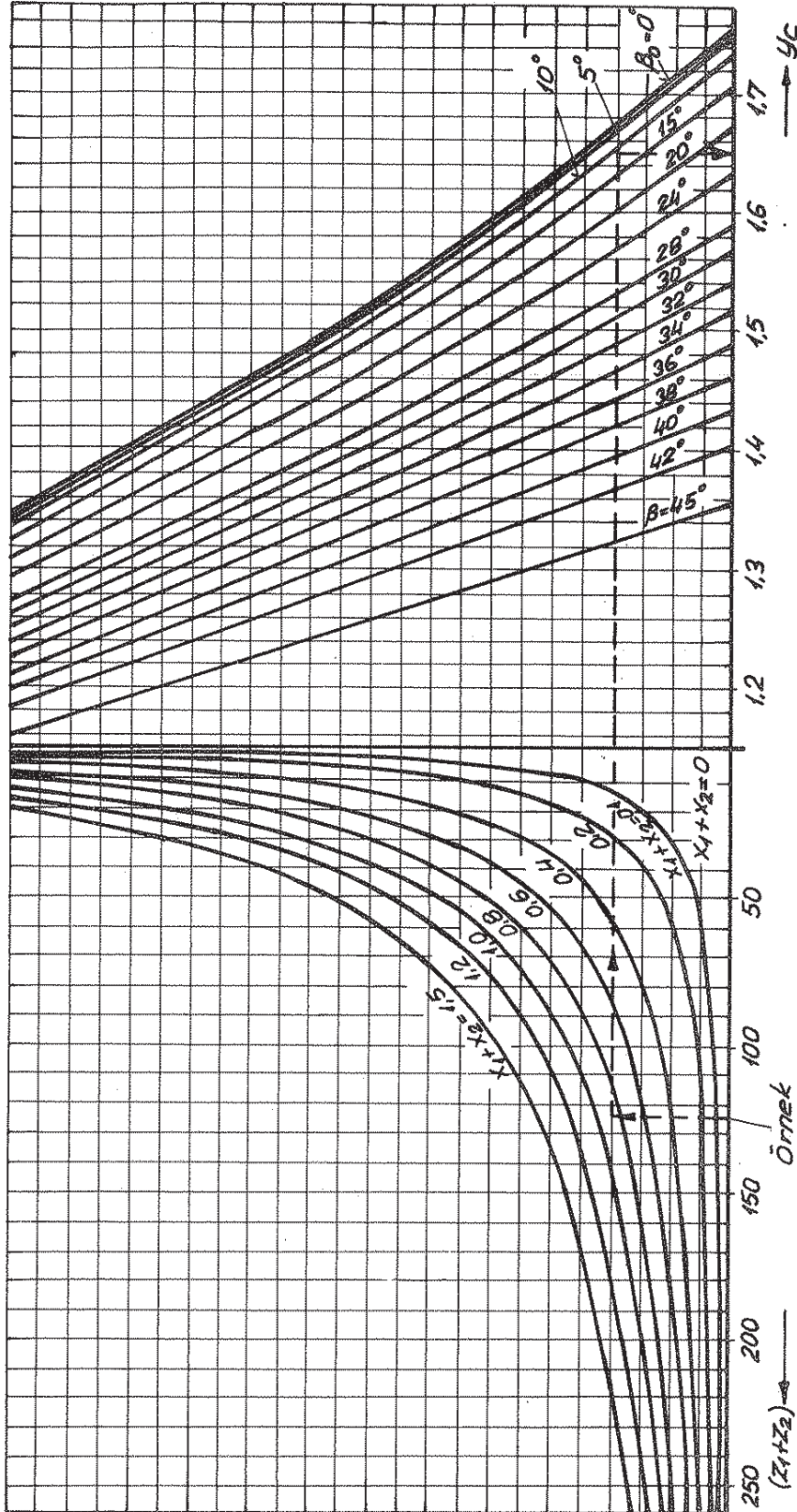
$$\| \underline{y_c = 1,65}$$

35- Adım kavrama oranı

$$E_{sp} = \frac{b \cdot \sin \beta_0}{mn \cdot \pi} \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$E_{sp} = \frac{40 \cdot \sin 11^\circ}{2,5 \cdot \pi}$$

$$\| \underline{E_{sp} = 0,97}$$



Sekil E6.6 - Kavrama açısı  $\alpha_0$  veya  $\alpha_{no} = 20^\circ$  olan normal - dış dişliler için

$Y_c$  yuvarlanma noktası faktörleri (TGL 10545).

Örnek :  $Z_1 + Z_2 = 30 + 94 = 124$

$X_1 + X_2 = 0.8796$

$\beta_0 = 11^\circ$

$Y_c = 1.65$

} (Grouping the example values together)



Malzeme çiftleri						
Pinyon			Çark			Malzeme faktörü $y_w$ $\sqrt{N/mm^2}$
Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü $E_1$ $N/mm^2$	Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü $E_2$ $N/mm^2$	
Çelik	St	206000	Çelik	St	206000	269
			Çelik döküm	GS-60	201000	267
				GS-50	201000	267
			Küresel grafitli dökme demir	GGG-50	173000	257
				GGG-40	172000	256
			Bronz	G-SnBz14	103000	219
			Dövme bronz		113000	226
Lâmel grafitli dökme demir	GGL-25	126000	234			
	GGL-20	118000	229			
Çelik döküm	GS-60	201000	Çelik döküm	GS-50	201000	265
			Küresel grafitli dökme demir	GGG-50	173000	255
			Lâmel grafitli dökme demir	GGL-20	118000	228
Küresel grafitli dökme demir	GGG-50	173000	Küresel grafitli dökme demir	GGG-40	172000	246
			Lâmel grafitli dökme demir	GGL-20	118000	222
Lâmel grafitli dökme demir	GGL-25	126000	Lâmel grafitli dökme demir	GGL-20	118000	207
	GGL-20	118000				203

Cetvel E6.7 - Dişli çarklarda çeşitli malzeme çiftleri için  $y_w$  malzeme faktörleri (TGL 10545).

36- Diş uzunluk faktörü ;

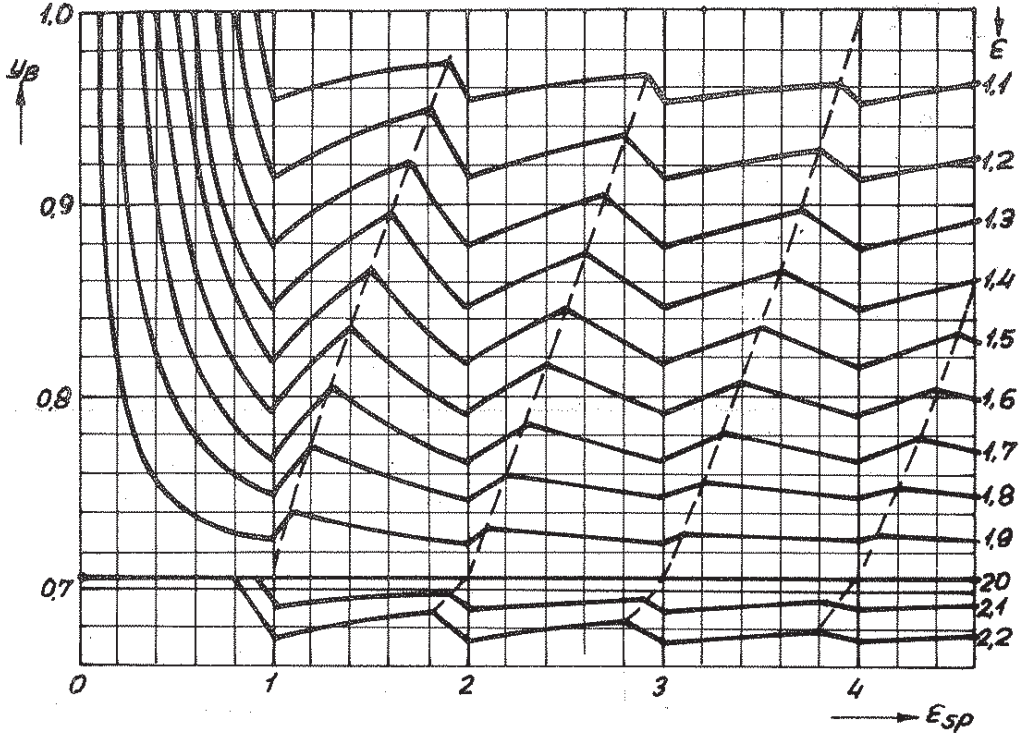
$$\left. \begin{array}{l} E_{sp} = 0,97 \\ E = 1,47 \end{array} \right\} y_{\beta} = 0,83 \quad (\text{Şekil E6.7})$$

Not.  $E_{sp} > 5$  değerleri için, yaklaşık olarak  $y_{\beta} \approx \sqrt{\frac{1}{E}}$  değeri ile hesap yapılabilir.

37- C yuvarlanma noktasındaki yuvarlanma basıncı ;

$$P_C = y_w \cdot y_c \cdot y_{\beta} \sqrt{\frac{F_{u0}}{b \cdot d_{01}} \frac{u \pm 1}{u}} \leq P_{em}. \quad (E6/19)$$

(-) işareti iç dişliler içindir.



Şekil E6.7 - Kavrama açısı  $\alpha_{no} = 20^\circ$  olan normal-dış dişliler için  $y_\beta$  diş uzunluk faktörleri (TGL 10545).

$$P_C = 269 \cdot 1,65 \cdot 0,83 \sqrt{\frac{764}{40 \cdot 76,4} \cdot \frac{3,133 + 1}{3,133}}$$

$$\| P_C = 210 \text{ N/mm}^2$$

Yüzey basınç kontrolü :

$$P_C = 210 \text{ N/mm}^2 < P_{em} = 260 \text{ N/mm}^2; \text{ uygundur.}$$

## E6.2 - Örnek 2 [L.46]

Bir helisel alın dişli çark mekanizmasının projelendirilmesi istenmektedir.

Verilen değerler:

İletilen güç = nominal güç :  $P_{\text{nom.}} = 45 \text{ kW}$

Döndüren milin devir sayısı :  $n_1 = 1500 \text{ d/dak}$

Döndürülen milin devir sayısı :  $n_2 = 410 \text{ d/dak}$

Kavrama açısı :  $\alpha_{n0} = 20^\circ$

Helis açısı :  $\beta_0 = 15^\circ$

Pinyonun diş sayısı :  $Z_1 = 16$

Malzeme; Pinyon için : 20 Mn Cr 5 } Sementasyonla  
Çark için : 16 Mn Cr 5 } sertleştirilmiş

İşletme şartları : Elektrik motoru ile tahrik, darbeli çalışma

Yataklama : Pinyon tek taraflı yataklanmış

Gözüm :

1- Gevrim oranı ;

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1500}{410}$$

$$\| i = 3,66$$

2- Çarkın diş sayısı ;

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 3,66 \cdot 16 = 58,56$$

seçilen :  $\| Z_2 = 59$

3- Diş sayıları oranı ;

$$u = \frac{Z_{\text{çark}}}{Z_{\text{pinyon}}} = \frac{59}{16}$$

$$\| u = 3,6875$$

4- Çıkış devir sayısı ;

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{1500}{3,6875}$$

$$\| n_2 = 407 \text{ d/dak}$$

5- Döndürülen çarkın, verilen değere göre devir sayısındaki sapma ;

$$\Delta n = \frac{n_2 \text{ gerçek} - n_2 \text{ verilen}}{n_2 \text{ verilen}} \cdot 100$$

(E6/20)

$$\Delta n = \frac{407 - 410}{410} \cdot 100$$

$$\| \Delta n = \% (-0,73) < \% 3 ; \text{uygun}$$

Not. TLG 5848 e göre müsaade edilen sapma değerleri :

- Çevrim oranı  $i \leq 250$  olan ; alın dişli çark , konik dişli çark , konik-alın dişli çark ve plânet mekanizmaları için ;

$$\% \pm 3$$

- Çevrim oranı  $i > 250$  olan ; alın dişli çark , konik dişli çark , konik-alın dişli çark ve plânet mekanizmaları ve hemde sonsuz vida mekanizmaları için ;

$$\% \pm 5$$

6- Genişlik oranı  $b/d_{o1}$  ;

Tek taraflı yataklamada :

$$\frac{b}{d_{o1}} \leq 0,75 \text{ (Eşitlik E6/6)}$$

$$\text{Secilen: } \| \frac{b}{d_{o1}} = 0,7$$

7- Pinyondaki nominal döndürme momenti ;

$$M_{t1 \text{ nom.}} = 9550 \frac{P_1 \text{ nom.}}{n_1} = 9550 \frac{45}{1500}$$

$$\| M_{t1 \text{ nom.}} = 286,5 \text{ Nm.}$$

8- İşletme faktörü ;

$$\| C_B = 1,5 \text{ (Cetvel E6.8)}$$

Tahrik eden motor	Tahrik edilen iş makinası (kesintisiz sürekli çalışmada) Yük ifadesi ile		
	Düzgün (üniform)	Darbeli	Ağır darbeli
Elektrik motoru	1,25	1,50	1,75
Çok silindirli - içten yanmalı motor	1,50	1,75	2,00
Tek silindirli - içten yanmalı motor	1,75	2,00	2,25

Cetvel E6.8 - işletme faktörü  $C_B$ .

9- Taşıma kabiliyeti hesabı için esas olan döndürme momenti ;

$$M_{t1} = M_{t1 \text{ nom.}} \cdot C_B = 286,5 \cdot 1,5$$

$$\| M_{t1} = 429,75 \text{ Nm}$$

10- Müsaade edilen dış tabanı - eğilme gerilmesi (Müsaade edilen dış taban gerilmesi) ;

$$\sigma_{bem} = \frac{\sigma_{sch 6}}{1,5} \text{ (Eşitlik E6/1)}$$

Pinyon için (20 Mn Cr 5) ;

$$\| \sigma_{sch 61} = 325 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E6.1)}$$

$$\sigma_{b1em} = \frac{325}{1,5}$$

$$\| \sigma_{b1em} = 217 \text{ N/mm}^2$$

Çark için (16 Mn Cr 5) ;

$$\| \sigma_{sch 62} = 295 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E6.1)}$$

$$\sigma_{b2em} = \frac{295}{1,5}$$

$$\| \sigma_{b2em} = 197 \text{ N/mm}^2$$

11- C yuvarlanma noktasında müsaade edilen yuvarlanma basıncı ;

$$P_{em} = \frac{P_D}{1,5} \text{ (Eşitlik E6/2)}$$

$$\| P_D = 1790 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E6.1)}$$

$$P_{em} = \frac{1790}{1,5}$$

$$\| P_{em} = 1193 \text{ N/mm}^2$$

12- Normal modül ;

$$m_n \approx \sqrt[3]{\frac{4 M_{t1} \cos^3 \beta_0}{Z_1^2 \cdot \left(\frac{b}{d_{b1}}\right) \sigma_{b1em}} \text{ (Eşitlik E6/3)}$$

$$m_n \approx \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 429750 \cdot \cos^3 15^\circ}{16^2 \cdot 0,7 \cdot 217}} = 3,46 \text{ mm}$$

$$\text{Seçilen: } \| m_n = 3,5 \text{ mm (Cetvel 5.8)}$$

13- Alın modülü (Cetvel 2.1) ;

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_0} = \frac{3,5}{\cos 15^\circ}$$

$$\| m_s = 3,6235 \text{ mm}$$

14- Taksimat dairesi çapları (Cetvel 2.1) ;

$$d_{b1} = Z_1 \cdot m_s = 16 \cdot 3,6235$$

$$\| d_{b1} = 57,976 \text{ mm}$$

$$d_{o2} = Z_2 \cdot m_s = 59 \cdot 3,6235$$

$$\| d_{o2} = 213,786 \text{ mm.}$$

15- Diş genişliği ;

$$b = 0,7 \cdot d_{o1} = 0,7 \cdot 57,976 = 40,58 \text{ mm}$$

$$\text{Seçilen : } \| b = 40 \text{ mm}$$

16- Modül ve diş genişliği için müsaade edilen değerler ;

• Maksimum diş genişliği :

$$b_{max.} = \lambda \cdot m_n \text{ (Eşitlik E6.7)}$$

$$\| \lambda = 15 \text{ (Cetvel E6.3)}$$

$$b_{max.} = 15 \cdot 3,5$$

$$\| b_{max.} = 52,5 \text{ mm} > b = 40 \text{ mm} \text{ uygun.}$$

• Minimum modül :

$$m_{n \min.} = \frac{b}{\lambda} \text{ (Eşitlik E6/B)}$$

$$m_{n \min.} = \frac{40}{15}$$

$$\| m_{n \min.} = 2,7 \text{ mm} < m_n = 3,5 \text{ mm} \text{ uygun.}$$

17- Taksimat dairesindeki çevre kuvveti ;

$$F_{U0} = \frac{2M_{t1}}{d_{o1}} = \frac{2 \cdot 42975}{5,798}$$

$$\| F_{U0} = 14824 \text{ N}$$

18- Taksimat dairesindeki çevre hızı ;

$$v = \frac{d_{o1} \cdot \pi \cdot n_1}{60000} = \frac{57,976 \cdot \pi \cdot 1500}{60000}$$

$$\| v = 4,55 \text{ m/sn.}$$

19- Dişli kalitesi ;

$v = 4,55 \text{ m/sn.}$  olduğuna göre Cetvel E6.4 ten dişli çarklar için

$$\| \underline{8. \text{ Kalite}}$$

seçilir.

20- Virtüel (teorik) diş sayıları ;

$$Z_V = Z \cdot Z'_V \text{ (Cetvel 2.1)}$$

$\beta_0 = 15^\circ$  için Cetvel E6.5 ten

$$Z'_V = 1,100$$

alınırsa,

$$Z_{V1} = Z_1 \cdot Z'_1 = 16 \cdot 1,100$$

$$\| Z_{V1} = 17,6$$

$$Z_{V2} = Z_2 \cdot Z'_2 = 59 \cdot 1,100$$

$$\| Z_{V2} = 64,9$$

bulunur:

21- Alın kavrama açısı (Cetvel 2.1) ;

$$\operatorname{tg} \alpha_{s0} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n0}}{\cos \beta_0} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ}$$

$$\| \alpha_{s0} = 20^\circ 38' 49''$$

22- Sıfır - mekanizması için eksenler arası mesafe (hesaplanan) ;

$$a_0 = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$a_0 = \frac{57,976 + 213,786}{2}$$

$$\| a_0 = 135,881 \text{ mm.}$$

23- Eksenler arası mesafe ;

$$\text{Seçilen : } \| a = 140 \text{ mm (Cetvel E6-6)}$$

24- İşletme kavrama açısı ;

$$\cos \alpha_{sb} = \frac{a_0}{a} \cos \alpha_{s0} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$\cos \alpha_{sb} = \frac{135,881}{140} \cos 20^\circ 38' 49''$$

$$\| \alpha_{sb} = 24^\circ 44' 13''$$

25- Profil kaydırma faktörlerinin toplamı ;

$$x_1 + x_2 = (Z_1 + Z_2) \frac{e \nu \alpha_{sb} - e \nu \alpha_{s0}}{2 \operatorname{tg} \alpha_{n0}} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$x_1 + x_2 = (16 + 59) \frac{e \nu 24^\circ 44' 13'' - e \nu 20^\circ 38' 49''}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}$$

$$\left. \begin{array}{l} e \nu 24^\circ 44' 13'' = 0,029004 \\ e \nu 20^\circ 38' 49'' = 0,016453 \end{array} \right\} \quad (\text{Cetvel E1.1a})$$

$$x_1 + x_2 = (16 + 59) \frac{0,029004 - 0,016453}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}$$

$$\| x_1 + x_2 = 1,293$$

26- Toplam profil kaydırma faktörünün, pinyon ve çarkta paylaşılması,

$$\frac{Z_{v1} + Z_{v2}}{2} = \frac{17,6 + 64,9}{2} = 41,25 \text{ opsi}$$

$$\frac{x_1 + x_2}{2} = \frac{1,293}{2} = 0,6465 \text{ ordinat}$$

değerleri, Şekil 6.1b deki diyagramda L15 doğrusunun yakınında kesişir.

Bu noktadan L15 doğrusuna bir paralel çizilirse,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{v1} = 17,6 \text{ için } | x_1 = 0,610 \\ Z_{v2} = 64,9 \text{ için } | x_2 = 0,683 \end{array} \right\} \text{ elde edilir.}$$

27- Baş dairesi çapları (baş kısaltmalı) ;

$$\left. \begin{array}{l} d_{k1} = 2(a + mn - x_2 \cdot mn) - d_{o2} \\ d_{k2} = 2(a + mn - x_1 \cdot mn) - d_{o1} \end{array} \right\} \text{ (Eşitlik E6/10)}$$

$$d_{k1} = 2(140 + 3,5 - 0,683 \cdot 3,5) - 213,786$$

$$| d_{k1} = 68,433 \text{ mm.}$$

$$d_{k2} = 2(140 + 3,5 - 0,610 \cdot 3,5) - 57,976$$

$$| d_{k2} = 224,754 \text{ mm.}$$

28- Form faktörü (Şekil E6.1) ;

Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{v1} = 17,6 \\ x_1 = 0,610 \end{array} \right\} | q_{k1} = 2,10$$

Çark için,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{v2} = 64,9 \\ x_2 = 0,683 \end{array} \right\} | q_{k2} = 2,05$$

29- Diş başı yükseklik faktörü ;

$$\left. \begin{array}{l} y_{ok1} = \frac{d_{k1} - d_{o1}}{2 \cdot m_s} \\ y_{ok2} = \frac{d_{k2} - d_{o2}}{2 \cdot m_s} \end{array} \right\} \text{ (Eşitlik E6/13)}$$

$$y_{ok1} = \frac{68,433 - 57,976}{2 \cdot 3,6235}$$

$$| y_{ok1} = 1,44$$

$$y_{ok2} = \frac{224,754 - 213,786}{2 \cdot 3,6235}$$

$$| y_{ok2} = 1,51$$



30- Kısmi kavrama oranları ;

$$\left. \begin{array}{l} Y_{ok1} = 1,44 \\ Z_1 = 16 \end{array} \right\} \parallel \underline{E_1 = 1,93} \text{ (Şekil E6.2)}$$

$$\left. \begin{array}{l} Y_{ok2} = 1,51 \\ Z_2 = 59 \end{array} \right\} \parallel \underline{E_2 = 4,70} \text{ (Şekil E6.2)}$$

$$\left. \begin{array}{l} Z_1 + Z_2 = 75 \\ X_1 + X_2 = 1,293 \end{array} \right\} \parallel \underline{E_\alpha = 5,40} \text{ (Şekil E6.4)}$$

31- Profil kavrama oranı ;

$$E = E_1 + E_2 - E_\alpha \text{ (Eşitlik E6/14)}$$

$$E = 1,93 + 4,70 - 5,40$$

$$\parallel \underline{E = 1,23}$$

32- Profil kavrama oranının tersi ;

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{1,23}$$

$$\parallel \underline{1/E = 0,81}$$

33- Diş genişliğinin her mm sine gelen çevre kuvveti ;

$$F'_{ü0} = \frac{F_{ü0}}{b} \text{ (Eşitlik E6/15)}$$

$$F'_{ü0} = \frac{14824}{40}$$

$$\parallel \underline{F'_{ü0} = 371 \text{ N/mm}}$$

34- Yük dağılım faktörü  $q_L$  ;

$$d_{o2} = 213,786 \text{ mm}$$

$$m_n = 3,5 \text{ mm}$$

Kalite : B

$$F'_{ü0} = 371 \text{ N/mm}$$

$$\parallel \underline{q_L = 0,77} \text{ (Şekil E6.5)}$$

35- Kavrama oranı faktörü ;

$$q_L (= 0,77) < \frac{1}{E} (= 0,81)$$

oblayısıyla,

$$q_E = \frac{1}{E} \text{ (Eşitlik E6/16)}$$

$$\parallel \underline{q_E = 0,81}$$

36- Diş tabanı - eğilme gerilmesi ;

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{b1} &= \frac{F_{u0}}{b \cdot mn} \cdot q_{k1} \cdot q_E \leq \sigma_{b1em.} \\ \sigma_{b2} &= \frac{F_{u0}}{b \cdot mn} \cdot q_{k2} \cdot q_E \leq \sigma_{b2em.} \end{aligned} \right\} \text{(Eşitlik E6/18)}$$

Pinyondaki diş taban gerilmesi :

$$\sigma_{b1} = \frac{14824}{40 \cdot 3,5} \cdot 2,1 \cdot 0,81$$

$$\| \sigma_{b1} = 180 \text{ N/mm}^2$$

Çarktaki diş taban gerilmesi :

$$\sigma_{b2} = \frac{14824}{40 \cdot 3,5} \cdot 2,05 \cdot 0,81$$

$$\| \sigma_{b2} = 176 \text{ N/mm}^2$$

Mukavemet kontrolü :

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{b1} &= 180 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b1em.} = 217 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{b2} &= 176 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b2em.} = 197 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \right\} \text{Uygundur.}$$

37- Malzeme faktörü ;

St/St malzeme çifti için ,

$$\| y_w = 269 \sqrt{\text{N/mm}^2} \quad \text{(Cetvel E6.7)}$$

38- Yuvarlanma noktası faktörü ;

$$\left. \begin{aligned} z_1 + z_2 &= 75 \\ x_1 + x_2 &= 1,293 \\ \beta_0 &= 15^\circ \end{aligned} \right\} \| y_c = 1,55 \quad \text{(Şekil E6.6)}$$

39- Adım kavrama oranı ;

$$E_{sp} = \frac{b \cdot \sin \beta_0}{mn \cdot \pi} \quad \text{(Cetvel 2.1)}$$

$$E_{sp} = \frac{40 \cdot \sin 15^\circ}{3,5 \cdot \pi}$$

$$\| E_{sp} = 0,94$$

40- Diş uzunluk faktörü ;

$$\left. \begin{aligned} E_{sp} &= 0,94 \\ \epsilon &= 1,23 \end{aligned} \right\} \| y_\beta = 0,90 \quad \text{(Şekil E6.7)}$$

41- C yuvarlanma noktasındaki yuvarlanma basıncı ;

$$P_c = y_w \cdot y_c \cdot y_\beta \sqrt{\frac{F_{u0}}{b \cdot d_0} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad \text{(Eşitlik E6/19)}$$

$$P_C = 269 \cdot 1.55 \cdot 0.90 \sqrt{\frac{14824}{40 \cdot 57,975} \cdot \frac{3,6875 + 1}{3,6875}}$$

$$\| P_C = 1070 \text{ N/mm}^2$$

Yüzey basıncı kontrolü :

$$P_C = 1070 \text{ N/mm}^2 < P_{em} = 1193 \text{ N/mm}^2 ; \text{ uygundur.}$$

Not . Pinyon diş sayısının  $Z_1 < 20$  olması halinde :

• Düz dişliler için ;

Pinyonun diş tabanı kavrama noktası A ve pinyonun iç tekil kavrama noktası B de ,

• Helisel dişliler için ;

Sadece , pinyonun diş tabanı kavrama noktası A da , ortaya çıkan yuvarlanma basınçlarının kontrol edilmesi tavsiye edilir.

Tecribelere göre ;

$$P_B = y_B \cdot P_C \leq 1.1 P_{em} \quad (E6/21)$$

$$P_A = y_A \cdot P_C \leq 1.5 P_{em} \quad (E6/22)$$

olmalıdır.

$y_A$  - Pinyonun diş tabanı kavrama noktası A için dönüşüm faktörü (Pinyon - taban kavrama faktörü). Şekil E6.8

$P_A$  - Pinyonun diş tabanı kavrama noktası A'daki yuvarlanma basıncı

$y_B$  - Pinyonun iç tekil kavrama noktası B için dönüşüm faktörü (Pinyon - tekil kavrama faktörü). Şekil E6.9

$P_B$  - Pinyonun iç tekil kavrama noktası B'deki yuvarlanma basıncı.

$Z_1 = 16 < 20$  , dolayısıyla pinyonun diş tabanı kavrama noktası A da ortaya çıkan yuvarlanma basıncına göre de kontrol yapılmalıdır.

42- Pinyonun diş tabanı kavrama noktası A için dönüşüm faktörü (Pinyon - taban kavrama faktörü) ;

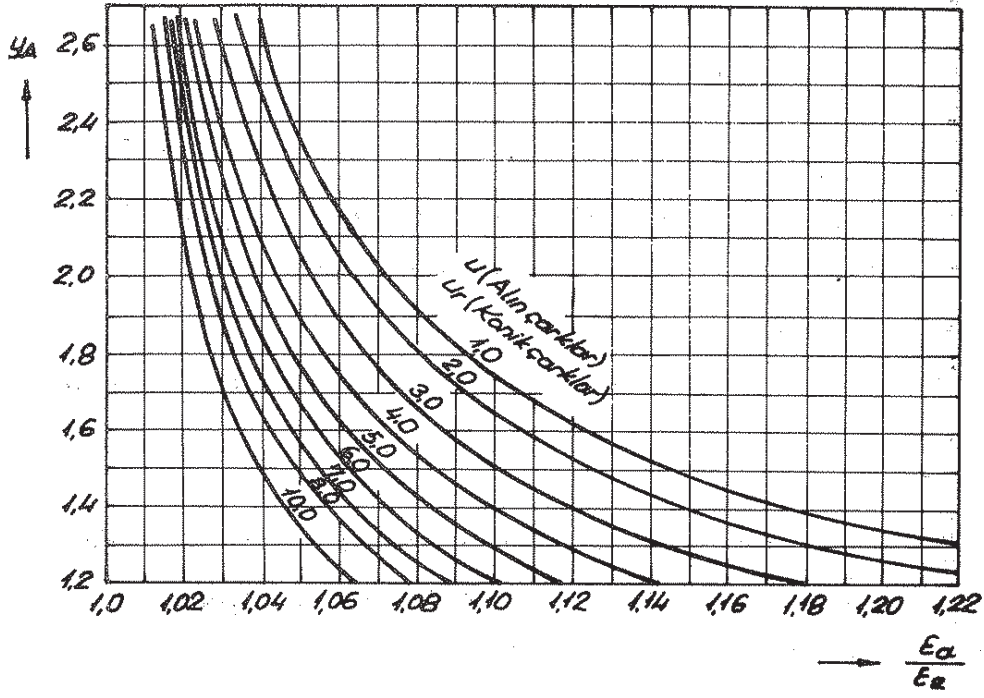
$$\left. \begin{aligned} \frac{E_1}{E_2} &= \frac{5,40}{4,70} = 1,15 \\ u &= 3,6875 \end{aligned} \right\} \| \underline{y_A = 1,20} \text{ (Şekil E6.8)}$$

43- Pinyonun A diş tabanı kavrama noktasındaki yuvarlanma basıncı ;

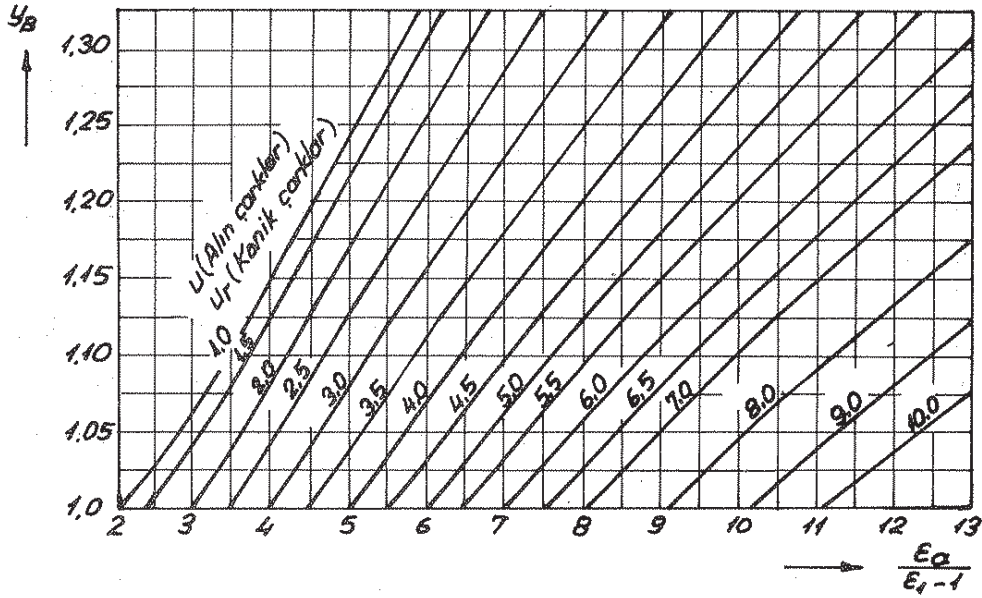
$$P_A = y_A \cdot P_C \leq 1.5 P_{em} \text{ (Eşitlik E6/22)}$$

$$P_A = 1.2 \cdot 1070$$

$$\| \underline{P_A = 1284 \text{ N/mm}^2}$$



Şekil E6.8 - Kavrama açısı  $\alpha_o$  veya  $\alpha_{no} = 20^\circ$  olan normal-dış dişlilerde, pinyonun dış tabanı kavrama noktası A için dönüşüm faktörleri  $Y_A$  (TGL 10545).



Şekil E6.9 - Kavrama açısı  $\alpha_o$  veya  $\alpha_{no} = 20^\circ$  olan normal-dış dişlilerde, pinyonun iç tekil kavrama noktası B için dönüşüm faktörleri  $Y_B$  (TGL 10545).

Kontrol :

$$1,5 \cdot P_{em.} = 1,5 \cdot 1193$$

$$\| 1,5 P_{em} = 1790 \text{ N/mm}^2$$

$$P_A = 1284 \text{ N/mm}^2 < 1,5 P_{em.} = 1790 \text{ N/mm}^2 ; \text{ uygundur.}$$

44- Sıcaklık emniyeti (yenme sınırı);

Sadece, pinyon devir sayısı  $n_1 \geq 1500$  d/dak. olan mekanizmalar için bu kontrol yapılır ve sıcaklık emniyeti,  $n_1 \geq 1500$  d/dak. ile dönen yüksek kaliteli dişliler için müsaade edilen ısınma sınırına ait "Hofer" in aşağıda verilen bağıntıları ile hesaplanabilir.

$$S_T = \frac{b \cdot d_{o1}}{1360 \cdot P_1 \cdot q_w} \geq 1 \quad \begin{array}{c|c|c} b & d_{o1} & P_1 \\ \text{mm} & \text{mm} & \text{kW} \end{array} \quad (EG/23)$$

$q_w$  - Katsayı

$$q_w = \frac{U \mp 1}{7 \cdot Z_1 \cdot U} \quad (EG/24)$$

Dişlilerin birkaç defa kavraması halinde (ara çarklar veya plânet mekanizmalarındaki plânetler) her kavrama durumu için  $q_w$  hesaplanır ve değerler toplanır. Artı işareti dış dişliler, eksi işareti iç dişliler için geçerlidir.

$$q_w = \frac{U + 1}{7 \cdot Z_1 \cdot U} = \frac{3,6875 + 1}{7 \cdot 16 \cdot 3,6875}$$

$$\| \underline{q_w = 0,0113}$$

$$S_T = \frac{b \cdot d_{o1}}{1360 \cdot P_1 \cdot q_w} = \frac{40 \cdot 57,976}{1360 \cdot 45 \cdot 0,0113}$$

$$\| \underline{S_T = 3,35}$$

### E6.3 - Örnek 3 [L.12 ; 1974]

Şekil E6.10 da gösterilen basınçlı havalı şahmerdan çekicinin tahrik sisteminde kullanılan helisel alın dişli çark mekanizmasının hesabı istenmektedir.

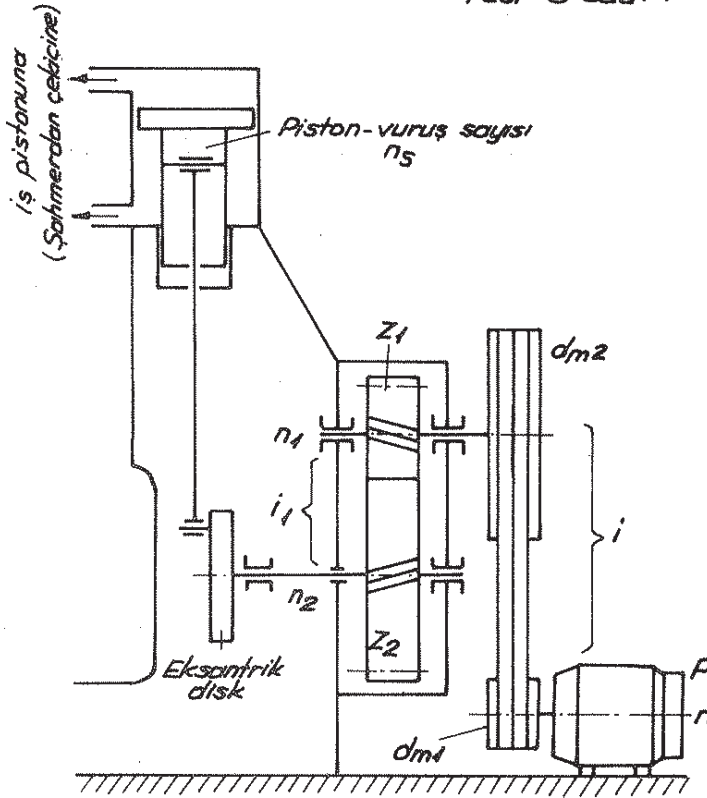
Verilen değerler :

Nominal güç ve devir sayısı :  $P = 22 \text{ kW}$  ;  $n = 1455 \text{ d/dak.}$

1. Kademe : Kayış-kasnak mekanizması. Kasnak çapları,  $d_{m1} = 355 \text{ mm.}$ ,  $d_{m2} = 900 \text{ mm.}$

Şahmerdan çekicinin vuruş sayısı :  $n_s = 125 \text{ d/dak.}$

İşletme şartları : Elektrik motoru ile tahrik ; orta hızda harekete geçirme ; hafif darbeli tam-yükte çalışma ; diş kırılması ve pitting'e göre hassasiyet ; günlük çalışma süresi 8 saat .



Şekil E6.10 - Basıncı hava ile çalışan şahmerdan çekicinin tahrik sistemi

Tayin edilecek değerler :

a) Dişli çark mekanizmasının çevrim oranı ,

b) İlk yaklaşımla mekanizmanın boyutlandırılması ; Çarkların, taşıma kabiliyetlerinin yükseltilmesi için profil kaydırmalı yapılması ve kesin olarak boyutlandırılması ,

c) Dişli çark malzemelerinin ön seçimi ile pinyon ve çark için dış-taban mukavemeti (dış tabanı - taşıma kabiliyeti),

d) Dişli çark malzemelerinin kesin olarak seçimi ve dış-yüzey mukavemeti (dış yüzeyi - taşıma kabiliyeti),

e) Eksenler arası mesafe toleransı ve mekanizma için tespit edilen büyüklüklerin toplu olarak verilmesi,

f) Dişli çarklarda ortaya çıkan kuvvetler ve çark milindeki yatak kuvvetleri.

**Çözüm:**

a) Vuruş sayısı  $n_1$  ile eksantrik diskin devir sayısı  $n_2$  dolayısıyla büyük çark milinin devir sayısı aynıdır. Şu halde;

Tahrik sisteminin toplam çevrim oranı,

$$i_{top} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1445}{125}$$

$$\parallel i_{top} = 11,56$$

olarak elde edilir.

$$i_{top} = i \cdot i_1$$

(E6/25)

eşitliği gereğince;

Kayıp-kasnak mekanizmasının çevrim oranı,

$$i = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{900}{355}$$

$$\parallel i = 2,535$$

Dişli çark mekanizmasının çevrim oranı,

$$i_1 = \frac{i_{top}}{i} = \frac{11,56}{2,535}$$

$$\parallel i_1 = 4,56$$

bulunur.

Sonuç: Tek kademeli alın dişli çark mekanizmasının çevrim oranı  $i_1 = 4,56$  dir.

b) İlk yaklaşımla çarkların boyutlandırılması :

b<sub>1</sub>) Pinyonun taksimat abiresi çapı;

ilk şekillendirme için aşağıdaki formül kullanılabilir:

$$d_{p1} \approx 9500 \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot P}{\psi_d} \cdot \frac{i+1}{i}} \approx \frac{20500}{P} \sqrt{\frac{P_1 \cdot P}{\psi_d \cdot n_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (E6/26)$$

$d_{p1}$	$M_{t1}$	$P_1$	$P$	$n_1$
mm	Nm	kW	N/mm <sup>2</sup>	d/dak

$P_1$  - Pinyon milindeki tahrik gücü

$$P_1 = P \cdot \eta$$

(E6/27)

$\eta$  - Kayış-kasnak mekanizmasının verimi

$$\eta \approx 0,97$$

(E6-28)

$$P_1 = 22 \cdot 0,97$$

$$\| P_1 \approx 21,3 \text{ kW}$$

$\Psi_d$  - Genişlik oranı

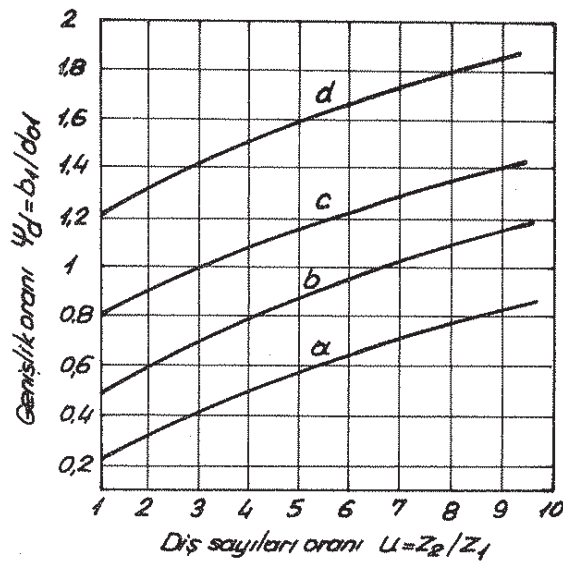
Şekil E6-11 den :

$$U \approx i_1 = 4,56$$

C- eğrisi (yüksek güç mekanizmaları) } için

$$\| \Psi_d = 1,1$$

okunur.



Şekil E6-11-  $\Psi_d = b_1/d_{01}$  genişlik oranı değerleri.

- a- Düşük devirli mekanizmalar; dişlilerin ve millerin yataklanması orta hassasiyete göre; tek taraflı yataklanmış miller (pinyon bir yandan yataklanmış)
- b- Orta devirli mekanizmalar; üniversal mekanizmalar; dişlilerin işlenmesi ve millerin yataklanması iyi hassasiyete göre
- c- Yüksek devirli ve ömürlü mekanizmalar; dişlilerin işlenmesi ve millerin yataklanması yüksek hassasiyete göre
- d- Çok yüksek devirli ve ömürlü mekanizmalar; dişlilerin işlenmesi ve millerin rijit yataklanması çok yüksek hassasiyete göre.



$P$  - Dişli çark malzemesinin yüzey mukavemeti

• Sürekli mekanizmalar için :

$$P = P_D$$

(E6/29)

• Zaman mukavemetli mekanizmalar için :

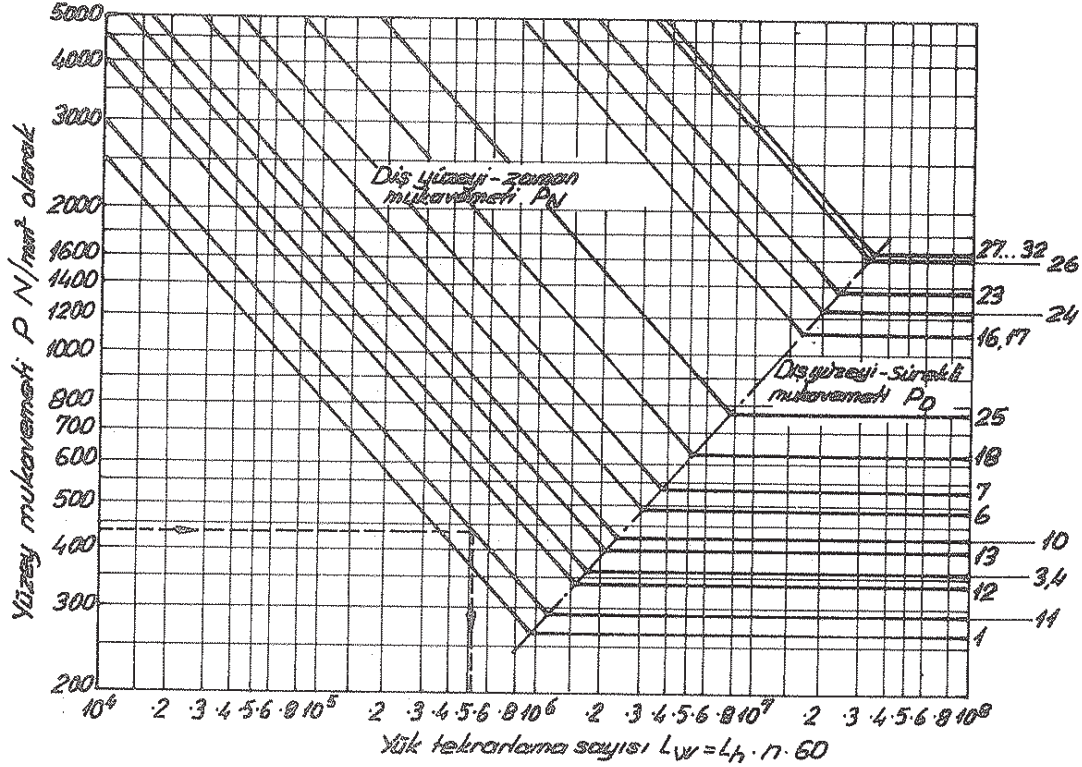
$$P = P_N$$

(E6/30)

alınır.

$P_D$  - Diş yüzeyi - sürekli mukavemeti (Cetvel E6.9 ; Şekil E6.12)

$P_N$  - Diş yüzeyi - zaman mukavemeti (Şekil E6.12)



Şekil E6.12 - Alın ve konik dişli çark malzemeleri için diş yüzeyi - zaman

mukavemeti  $P_N$  ve diş yüzeyi - sürekli mukavemeti  $P_D$  değerleri

(Eğrilerdeki sayılar, Cetvel E6.9'deki malzeme numaralarıdır.)

Mekanimza, sürekli mekanizma olarak projelendirilecek; dolayısıyla (E6/29) eşitliği gereğince  $P = P_D$  alınmalıdır. İlk kabul ile pinyon için öngörülen malzeme, 15-lah çeliği 34 Cr 4 seçilirse, Cetvel E6.9'dan ;

$$\| P_D = 650 \text{ N/mm}^2$$

bulunur.

$n_1$  - Pinyonun devir sayısı

$$n_1 = \frac{n}{i} = \frac{1445}{2,535}$$

$$\| n_1 = 570 \text{ d/tek}$$

No	Malzeme ve sembolü		Isıl işlem durumu	Yüzey sertliği <sup>1)</sup> HV10, HV4*	Dişli çark için mukavemet değerleri			
					$P_D$ 2) N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{bsch}$ 3) N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{bw}$ 3) N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_B$ N/mm <sup>2</sup>
1	Lâmel grafitli dökme demir	GG-20			270	50	35	200
2		GG-25			310	60	42	250
3		GG-35				360	80	56
4	Küresel grafitli dökme demir	GGG-42			360	200	140	800
5		GGG-50			420	210	150	900
6		GGG-60			490	220	155	1000
7		GGG-70			525	230	160	1100
8	Çelik döküm	GS-45			280	130	90	410
9		GS-52			340	150	105	470
10		GS-60			420	170	120	520
11	Genel konstrüksiyon çelikleri	St 42			290	170	120	450
12		St 50			340	190	135	550
13		St 60			400	200	140	650
14		St 70			460	220	140	800
15	İslah çelikleri	Ck 22	İslah edilmiş	140	440	170	120	600
16		Ck 45	Düner sistemde sertleştirilmiş	560	1100	270	190	1000
17		Ck 45	Banyoda nitrürlenmiş	400*	1100	350	250	1100
18		Ck 60	İslah edilmiş	210	620	220	155	900
19		34Cr4	İslah edilmiş	260	650	260	180	900
20		37Cr4	İslah edilmiş	260	650	270	190	950
21		37Cr4	Düner sistemde sertleştirilmiş	610	1280	310	220	1150
22		42CrMo4	İslah edilmiş	280	670	290	200	1100
23		42CrMo4	Düner sistemde sertleştirilmiş	650	1360	350	250	1300
24		42CrMo4	Banyoda nitrürlenmiş	500*	1220	430	300	1450
25		34CrNiMo6	İslah edilmiş	310	770	320	225	1300
26	Sementasyon çelikleri	C 15	Sementasyonla sertleştirilmiş	720*	1600	230	160	900
27		16MnCr5		720*	1630	460	320	1400
28		20MnCr5		720*	1630	480	335	1500
29		20MoCr4		720*	1630	400	280	1300
30		15CrNi6		720*	1630	500	350	1600
31		18CrNi8		740*	1630	500	350	1700
32		17CrNiMo6		740*	1630	500	350	1700

Çetvel E6.9.- Alın ve konik dişli çark malzemelerinin mukavemet değerleri (Pürüz derinliği  $R_a \approx 3...6 \mu m$  için geçerlidir).

$P_D$  - Diş yüzeyi, sürekli mukavemeti

$\sigma_{bsch}$  - Eğilme - titreşim mukavemeti (malzemenin titreşim eğilme mukavemeti veya eğilmede titreşimli zorlanma sınırı)

$\sigma_{bw}$  - Eğilme - alternatif mukavemeti (malzemenin alternatif eğilme mukavemeti veya eğilmede tam değişken - alternatif - zorlanma sınırı)

$\sigma_B$  - Kopma mukavemeti

1) Sertlik deneyi, Vickers HV10 veya HV4\* e göre; meselâ Vickers sertlik değeri HV10 = 560, yaklaşık olarak 5600 N/mm<sup>2</sup> veya tam olarak 560 kg/mm<sup>2</sup> ye karşılık gelmektedir.

2)  $P_D$  için değerler, yuvarlanma sayısı yaklaşık  $5 \cdot 10^3$  olan pinyonun aktif diş yüzeyinin %1...2 si civarında bir pitting teşekkülünün kabulü ile geçerlidir.

3)  $\sigma_{bsch}$  ve  $\sigma_{bw}$  değerleri, sürekli kırılma tehlikesi olmaksızın en az  $3 \cdot 10^6$  yük tekrarı için geçerlidir.

Bulunan değerler ile,

$$d_{01} \approx \frac{20500}{P} \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot P}{\Psi_B \cdot n_1} \cdot \frac{i+1}{i}} = \frac{20500}{650} \sqrt[3]{\frac{21,3 \cdot 650}{4,1 \cdot 570} \cdot \frac{4,56+1}{4,56}}$$

$$\boxed{d_{01} \approx 95 \text{ mm.}}$$

olarak elde edilir.

Kontrol:

Pinyonun taksimat dairesi çapı  $d_{01}$ , ilk yaklaşımla;

$$d_{01} \approx \frac{1,8 \cdot d \cdot Z_1}{Z_1 - 2,5} \quad (E6/31)$$

veya

$$d_{01} \approx 2 \cdot d \quad (E6/32)$$

bağıntılarından da hesaplanabilir.

d- Mil çapı

Ampirik olarak,

$$d \approx c_1 \cdot \sqrt[3]{M_t} \approx c_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad \begin{array}{c|c|c|c} d & M_t & P & n \\ \hline \text{mm} & \text{Nm} & \text{kw} & \text{d/dak} \end{array} \quad (E6/33)$$

formülü ile verilir (Kısım 12 ye bakınız).

$c_1$ ,  $c_2$  faktörleri:

• St 37, St 42 ve eşdeğer mukavemetteki çelikler için  $\tau_{tem.} = 15 \text{ N/mm}^2$  de;

$$\left. \begin{array}{l} c_1 = 6,9 \\ c_2 = 146 \end{array} \right\} \quad (E6/34)$$

• St 50, St 60 ve eşdeğer mukavemetteki çelikler için  $\tau_{tem.} = 20 \text{ N/mm}^2$  de;

$$\left. \begin{array}{l} c_1 = 6,3 \\ c_2 = 133 \end{array} \right\} \quad (E6/35)$$

• Yüksek mukavemetli çelikler için  $\tau_{tem.} = 25 \text{ N/mm}^2$  de;

$$\left. \begin{array}{l} c_1 = 5,8 \\ c_2 = 123 \end{array} \right\} \quad (E6/36)$$

$\tau_{tem.}$  - Mil malzemesinin burulma emniyet gerilmesi (Kısım 12)

Mil St 50 den imal edilmiş olsun, buna göre mil çapı;

$$d \approx c_2 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 133 \sqrt[3]{\frac{21,3}{570}}$$

$$\boxed{d \approx 45 \text{ mm.}}$$

bulunur.

$$d_{01} \approx 2 \cdot d = 2 \cdot 45$$

$$\boxed{d_{01} = 90 \text{ mm.}}$$

Daha önce hesaplanan:  $\boxed{d_{01} = 95 \text{ mm.}}$  uygun.

b<sub>2</sub>) Pinyonun diş sayısı ;

• Büyük hızlarda ( $v_u > 5$  m/sn.);

$$Z_1 \approx 20 \dots 25$$

(E6/37)

• Orta hızlarda ( $v_u = 1 \dots 5$  m/sn.);

$$Z_1 \approx 18 \dots 22$$

(E6/38)

• Küçük hızlarda ( $v_u < 1$  m/sn.);

$$Z_1 \approx 15 \dots 20$$

(E6/39)

secilir.

$v_u$  - Taksimat dairesindeki çevre hızı

$$v_u = \frac{d_{o1} \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{0,095 \cdot \pi \cdot 570}{60}$$

$$\| v_u \approx 2,8 \text{ m/sn.}$$

olduğuna göre Eşitlik E6/38 den,

$$\| Z_1 = 18$$

olarak alınır.

b<sub>3</sub>) Çarkın diş sayısı ;

$$Z_2 = i_1 \cdot Z_1 = 4,56 \cdot 18 = 82,08$$

$$\| Z_2 = 82$$

Böylece gerçek çevrim oranı ,

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{82}{18}$$

$$\| i_1 = 4,5556$$

olur.

b<sub>4</sub>) Alın modülü (Cetvel 2-1) ;

$$m_s = \frac{d_{o1}}{Z_1} = \frac{95}{18}$$

$$\| m_s = 5,28 \text{ mm.}$$

b<sub>5</sub>) Diş genişlikleri ;

Pinyon için,

• Şekil E6-11 den,

$$\psi_d = \frac{b_1}{d_{o1}} = 1,1$$

okunmuştur. Buna göre,

$$b_1 = 1,1 \cdot d_{o1} = 1,1 \cdot 95$$

$$\| b_1 \approx 105 \text{ mm.}$$

• Cetvel E6.3 ve Cetvel 5.10 dan,

$$\psi_m = \frac{b_1}{m_s} = 20 \text{ (Dişliler mekanizma kutusunda dikkatli ve parantez)}$$

yordaklanmış)

alınırsa,

$$b_1 = 20 \cdot m_s = 20 \cdot 5,28 = 105,6 \text{ mm}$$

$$\| b_1 \approx 105 \text{ mm.}$$

bulunur.

$$\text{Seçilen : } \| b_1 = 105 \text{ mm.}$$

Gark için,

$$b_2 \approx 0,9 \cdot b_1$$

(E6/40)

$$b_2 = 0,9 \cdot 105$$

$$\| b_2 = 94,5 \text{ mm.}$$

veya

$$b_2 = b_1 - (5 \dots 10) \text{ mm.}$$

(E6/41)

$$b_2 = 105 - (5 \dots 10)$$

$$\| b_2 = 95 \dots 100 \text{ mm.}$$

$$\text{Seçilen : } \| b_2 = 100 \text{ mm.}$$

b<sub>6</sub>) Helis açısı ;

$$\text{tg } \beta_0 = \frac{\pi \cdot m_s}{b_1} \cdot E_s \text{ (Cetvel 2.1)}$$

$$\text{tg } \beta_0 \approx 3,5 \cdot \frac{m_s}{b_1}$$

(E6/42)

$$\text{tg } \beta_0 = 3,5 \cdot \frac{5,28}{105} = 0,176$$

$$\beta_0 = 9,98^\circ = 9^\circ 59'$$

$$\text{Seçilen : } \| \beta_0 = 10^\circ$$

b<sub>7</sub>) Normal modül (Cetvel 2.1) ;

$$m_n = m_s \cdot \cos \beta_0 = 5,28 \cdot \cos 10^\circ$$

$$m_n = 5,199 \text{ mm.}$$

$$\text{Seçilen : } \| m_n = 5 \text{ mm. (Cetvel 5.8)}$$

Bu değere göre kesin alın modülü ;

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_0} = \frac{5}{\cos 10^\circ}$$

$$\| m_s = 5,077 \text{ mm.}$$

bulunur.

Dişlilerin taşıma kabiliyetlerinin artırılması için mekanizma, profil kaydır-  
malı olarak yapılmalıdır.

b<sub>8</sub>) Eşdeğer diş sayıları (Cetvel 2.1) ;

$$Z_{v1} = \frac{Z}{\cos^3 \beta_0} = \frac{18}{\cos^3 10^\circ}$$

$$\| Z_{V1} = 18,85$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta_0} = \frac{82}{\cos^3 10^\circ}$$

$$\| Z_{V2} = 85,86$$

b9) Profil kaydırma faktörleri ;

$Z_{V1} + Z_{V2} = 18,85 + 85,86 \cong 105$  değeri ve yüksek taşıma kabiliyeti için Şekil 6.1a dan ,

$$\| X_1 + X_2 = 1$$

secilir.

Dişliler V- mekanizması meydana getirecektir.

Ortalama diş sayısı ,

$$Z = \frac{Z_{V1} + Z_{V2}}{2} = \frac{105}{2} = 52,5$$

ve

Ortalama profil kaydırma faktörü ,

$$X = \frac{X_1 + X_2}{2} = \frac{1}{2} = 0,5$$

için, Şekil 6.1b den ,

$$\| X_1 = X_2 = +0,5$$

elde edilir (0,5 - Dişlileri, DIN 3995 e göre).

b10) Çarkların kesin olarak boyutlandırılması (Cetvel 2.1) ;

• Taksimat dairesi çapları :

$$d_{01} = m_s \cdot Z_1 = 5,077 \cdot 18 = 91,386 \text{ mm.}$$

$$\| d_{01} = 91,39 \text{ mm.}$$

$$d_{02} = m_s \cdot Z_2 = 5,077 \cdot 82 = 416,314 \text{ mm.}$$

$$\| d_{02} = 416,31 \text{ mm.}$$

• Diş başı dairesi çapları :

$$d_{kV1} = d_{01} + 2 \cdot m_n + 2 \cdot v_1$$

$v_1$  - Profil kaydırma boyutu (profil kaydırma miktarı)

$$v_1 = X_1 \cdot m_n$$

$$v_1 = v_2 = 0,5 \cdot 5$$

$$\| v_1 = v_2 = +2,5 \text{ mm.}$$

$$d_{kV1} = 91,39 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 2,5$$

$$\| d_{kV1} = 106,39 \text{ mm.}$$

$$d_{kV2} = d_{02} + 2 \cdot m_n + 2 \cdot v_2$$

$$d_{kv2} = 416,31 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 2,5$$

$$\| d_{kv2} = 431,31 \text{ mm.}$$

•  $a_v$  - mekanizmasının eksenler arası mesafesi :

$$a_v = a_0 \cdot \frac{\cos \alpha_{s0}}{\cos \alpha_{sb}}$$

$a_0$  - Sıfır - mekanizmasının eksenler arası mesafesi

$$a_0 = \frac{m_s(z_1 + z_2)}{2} = \frac{5,077(18 + 82)}{2}$$

$$\| a_0 = 253,85 \text{ mm.}$$

$\alpha_{s0}$  - Alın kavrama açısı

$$\tan \alpha_{s0} = \frac{\tan \alpha_{n0}}{\cos \beta_0} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 0,3696$$

$$\| \alpha_{s0} = 20,28^\circ = 20^\circ 17'$$

$\alpha_{sb}$  - İşletme kavrama açısı

$$ev_{\alpha_{sb}} = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_{n0} + ev_{\alpha_{s0}}$$

$$ev_{\alpha_{s0}} = ev_{20^\circ 17'} = 0,01557 \text{ (Cetvel E1.1a veya Cetvel E6.10)}$$

$$ev_{\alpha_{sb}} = 2 \cdot \frac{0,5 + 0,5}{18 + 82} \cdot \tan 20^\circ + 0,01557 = 0,02285$$

$$\| \alpha_{sb} = 22^\circ 56' \text{ (Cetvel E6.10)}$$

$$a_v = 253,85 \cdot \frac{\cos 20^\circ 17'}{\cos 22^\circ 56'} = 253,85 \cdot \frac{0,938}{0,9209}$$

$$\| a_v = 258,56 \text{ mm.}$$

$b_{11}$ ) Dişli kalitesi ;

$v_u = 2,8 \text{ m/sn.} \approx 3 \text{ m/sn.}$  olduğuna göre Şekil E2.1b den dişli çark-

lar için,

Kalite : 8...10

Seçilen : 8. Kalite

Sonuç : Kesin olarak tespit edilen dişli boyutları

	Pinyon	Çark
Diş sayısı Z	18	82
Taksimat dairesi çapı $d_0$	91,39 mm	416,31 mm
Profil kaydırma miktarı $x \cdot m_n$	+2,5 mm	+2,5 mm
Baş dairesi çapı $d_{kv}$	106,39 mm	431,31 mm
Diş genişliği b	105 mm	100 mm

Helis açısı	: $\beta_0 = 10^\circ$
Normal modül	: $m_n = 5 \text{ mm}$
Alın modülü	: $m_s = 5,077 \text{ mm.}$
Eksenler arası mesafe	: $a_v = 258,56 \text{ mm}$
Dişli kalitesi	: 8

Değerler	L° için ev α												
	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
0	0,00749	0,00903	0,01076	0,01272	0,01490	0,01735	0,02005	0,02305	0,02635	0,02997	0,03385	0,03802	0,04302
1	751	805	1079	1275	1494	1739	2010	2310	2641	3004	3402	3836	4310
2	754	808	1082	1278	1498	1743	2015	2315	2646	3010	3408	3844	4318
3	757	811	1085	1282	1502	1747	2019	2321	2652	3017	3416	3851	4326
4	759	813	1088	1285	1506	1752	2024	2326	2658	3023	3423	3859	4335
5	761	816	1092	1289	1510	1756	2029	2331	2664	3029	3429	3867	4343
6	764	819	1095	1292	1514	1760	2034	2336	2670	3036	3436	3874	4351
7	766	822	1098	1296	1518	1765	2039	2342	2676	3042	3443	3882	4359
8	769	824	1101	1299	1522	1769	2044	2347	2681	3048	3450	3889	4368
9	771	827	1104	1303	1525	1773	2048	2352	2687	3055	3457	3897	4376
10	774	830	1107	1306	1529	1778	2053	2358	2693	3061	3464	3905	4384
11	776	833	1110	1310	1533	1782	2058	2363	2699	3068	3471	3912	4393
12	779	836	1113	1313	1537	1786	2063	2368	2705	3074	3478	3920	4401
13	781	838	1117	1317	1541	1791	2068	2374	2711	3081	3486	3928	4410
14	783	841	1120	1320	1545	1795	2073	2379	2717	3087	3493	3935	4418
15	786	844	1123	1324	1549	1799	2078	2385	2723	3094	3499	3943	4426
16	788	847	1126	1327	1553	1804	2082	2390	2728	3100	3507	3951	4435
17	791	849	1129	1331	1557	1808	2087	2395	2734	3107	3514	3959	4443
18	793	852	1132	1335	1561	1813	2092	2401	2740	3113	3521	3966	4452
19	796	855	1136	1338	1565	1817	2097	2406	2746	3119	3528	3974	4460
20	798	858	1139	1342	1569	1822	2102	2411	2752	3126	3535	3982	4468
21	801	861	1142	1345	1573	1826	2107	2417	2758	3133	3542	3990	4477
22	803	864	1145	1349	1577	1831	2112	2422	2764	3139	3549	3997	4486
23	806	867	1148	1353	1581	1835	2117	2428	2770	3146	3557	4005	4494
24	808	869	1152	1356	1585	1840	2122	2433	2776	3152	3564	4013	4502
25	811	872	1155	1360	1589	1844	2127	2439	2782	3159	3571	4021	4511
26	813	875	1158	1363	1593	1849	2132	2444	2788	3165	3578	4029	4519
27	816	878	1161	1367	1597	1853	2137	2450	2794	3172	3585	4037	4528
28	818	881	1164	1371	1601	1858	2142	2455	2800	3178	3592	4044	4537
29	821	884	1168	1374	1605	1862	2147	2461	2806	3185	3599	4052	4545
30	823	887	1171	1378	1609	1867	2154	2466	2812	3192	3607	4060	4554
31	826	889	1174	1382	1613	1871	2156	2472	2818	3198	3614	4068	4562
32	829	892	1178	1385	1617	1876	2161	2477	2824	3205	3621	4076	4571
33	831	895	1181	1389	1621	1880	2167	2483	2830	3212	3629	4084	4579
34	834	898	1184	1393	1625	1885	2171	2488	2836	3218	3636	4092	4588
35	836	0,01001	1187	1396	1629	1889	2177	2494	2842	3225	3643	4099	4597
36	839	1004	1191	1399	1634	1894	2181	2499	2848	3231	3650	4108	4605
37	841	1007	1194	1404	1638	1898	2187	2505	2855	3238	3658	4116	4614
38	844	1010	1197	1407	1642	1903	2192	2510	2861	3245	3665	4124	4623
39	847	1013	1201	1411	1646	1907	2197	2516	2867	3252	3672	4132	4631
40	849	1016	1204	1415	1650	1912	2202	2521	2873	3258	3680	4139	4640
41	852	1019	1207	1419	1654	1917	2207	2527	2879	3265	3687	4148	4649
42	854	1022	1211	1422	1658	1921	2212	2532	2885	3272	3695	4156	4657
43	857	1025	1214	1426	1663	1926	2217	2538	2891	3279	3702	4164	4666
44	860	1028	1217	1430	1667	1930	2222	2544	2898	3285	3709	4172	4675
45	862	1034	1221	1433	1671	1935	2227	2549	2904	3292	3717	4180	4684
46	865	1034	1224	1437	1675	1940	2232	2555	2910	3299	3724	4188	4692
47	868	1037	1227	1441	1679	1944	2238	2561	2916	3306	3731	4196	4701
48	870	1040	1231	1445	1684	1949	2243	2566	2922	3312	3739	4204	4710
49	873	1043	1234	1449	1688	1954	2248	2572	2929	3319	3746	4212	4719
50	876	1046	1237	1452	1692	1958	2253	2578	2935	3326	3754	4220	4728
51	878	1049	1241	1456	1696	1963	2258	2583	2941	3333	3761	4228	4736
52	881	1052	1244	1459	1700	1968	2263	2589	2947	3340	3769	4236	4745
53	884	1055	1248	1464	1705	1972	2268	2595	2954	3347	3776	4244	4754
54	886	1058	1251	1467	1709	1977	2274	2601	2960	3353	3783	4253	4763
55	889	1061	1254	1471	1713	1982	2279	2606	2966	3360	3791	4261	4772
56	892	1064	1258	1475	1717	1986	2284	2612	2972	3367	3798	4269	4780
57	894	1067	1261	1479	1722	1991	2289	2618	2979	3374	3806	4277	4789
58	897	1070	1265	1483	1726	1996	2294	2624	2985	3381	3814	4285	4798
59	899	1073	1268	1487	1730	2001	2300	2629	2991	3388	3821	4294	4807

Cetvel.E6.10 - Evolvent fonksiyonun değerleri . ev α = tg α - arc α



c) Mukavemet kontrolü :

c<sub>1</sub>) Diş tabanı - eğilme gerilmesi ;

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{b1} &= \frac{F_{U1}}{b_1 \cdot m_n} \cdot q_{k1} \cdot q_E \leq \sigma_{b1em} \\ \sigma_{b2} &= \frac{F_{U2}}{b_2 \cdot m_n} \cdot q_{k2} \cdot q_E \leq \sigma_{b2em} \end{aligned} \right\} \text{(Eşitlik E6/18)}$$

• Döndürme momenti ;

$$M_{k1} = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{21,3}{570}$$

$$\| M_{k1} = 356,87 \text{ Nm.}$$

• İşletme faktörü ;

Elektrik motoru ile tahrik ; orta hızda harekete geçirme ; hafif darbeli tam yükte çalışma ; « diş kırılma hassasiyeti » ve günlük çalışma süresi 8 saat olan bir mekanizmada :

$$\| C_5 \cong 2,1 \text{ (Cetvel 8.1 c)}$$

bulunur.

• Taksimat dairesindeki çevre kuvveti ;

$$F_{U1} = \frac{2000 \cdot M_{k1} \cdot C_5}{d_{b1}} = \frac{2000 \cdot 356,87 \cdot 2,1}{91,39}$$

$$\| F_{U1} \cong 16400 \text{ N}$$

• Form faktörü (Şekil E6.1) ;

Pinyon için ,

$$\left. \begin{aligned} Z_{v1} &= 18,85 \\ x_1 &= +0,5 \end{aligned} \right\} \| q_{k1} \cong 2,22$$

Çark için ,

$$\left. \begin{aligned} Z_{v2} &= 85,86 \\ x_2 &= +0,5 \end{aligned} \right\} \| q_{k2} = 2,09$$

• Kavrama oranı faktörü ;

$q_E$  değeri (E6/16) ve (E6/17) bağıntıları ile hesaplanabilir ancak, düşük kaliteli (hassas olmayan) dişlilerde (yaklaşık olarak 8. kaliteden 12. kaliteye kadar) ve orta dereceli yüklenmelerinden daha küçük olan yüklenmelerde,

$$q_E = 1$$

(E6/43)

alınabilir.

$$\left. \begin{aligned} \text{Dişli kalitesi} &: \text{B} \\ \text{Yüklenme} &: \text{Hafif darbeli tam yük} \end{aligned} \right\} \| q_E = 1$$

Pinyondaki dış taban gerilmesi :

$$\sigma_{b1} = \frac{16400}{105 \cdot 5} \cdot 2,22 \cdot 1$$

$$\| \sigma_{b1} \cong 69 \text{ N/mm}^2$$

Çarktaki dış taban gerilmesi :

$$\sigma_{b2} = \frac{16400}{100 \cdot 5} \cdot 2,09 \cdot 1$$

$$\| \sigma_{b2} \cong 69 \text{ N/mm}^2$$

C2) Müsaade edilen dış taban gerilmesi (Eğilme emniyet gerilmesi) ;

• Yavaş çalışan dişlilerde ;

$$\sigma_{bem} \cong \frac{\sigma_B}{2 \dots 3} \cong \frac{\sigma_B}{2,5} \quad (E6/44)$$

• Hızlı ve titreşimli yük altında çalışan dişlilerde ;

$$\sigma_{bem} \cong \frac{\sigma_{bsch}}{1,5 \dots 2} \cong \frac{\sigma_{bsch}}{2} \quad (E6/45)$$

• Hızlı ve tam değişken yük altında çalışan dişlilerde ;

$$\sigma_{bem} \cong \frac{\sigma_{bw}}{1,5 \dots 2} \cong \frac{\sigma_{bw}}{2} \quad (E6/46)$$

$\sigma_B$ ,  $\sigma_{bsch}$  ve  $\sigma_{bw}$  değerleri için Cetvel E6.9 a bakınız.

Çarklar tek yönlü olarak çalışmakta, dolayısıyla ilk kabul ile öngörülen pinyon malzemesi 34Cr4 için Cetvel E6.9 dan eğilme - titreşim mukavemeti ,

$$\| \sigma_{bsch} = 260 \text{ N/mm}^2$$

olarak okunur. Buna göre eğilme emniyet gerilmesi ;

$$\sigma_{b1em} = \frac{\sigma_{bsch}}{2} \quad (\text{Eşitlik E6/45})$$

$$\sigma_{b1em} = \frac{260}{2}$$

$$\| \sigma_{b1em} = 130 \text{ N/mm}^2$$

bulunur.

Çarktaki dış taban gerilmesi ( $\sigma_{b2} \cong 69 \text{ N/mm}^2$ ) göz önüne alınırsa Cetvel E6.9 dan, çark malzemesi olarak GGG-42 seçilebilir. Buna göre eğilme emniyet gerilmesi ;

$$\sigma_{b2em} = \frac{\sigma_{bsch}}{2} \quad (\text{Eşitlik E6/45})$$

$$\| \sigma_{bsch} = 200 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Cetvel E6.9})$$

$$\sigma_{b2em} = \frac{200}{2}$$

$$\| \sigma_{b2em} = 100 \text{ N/mm}^2$$

bulunur.

Kontrol :

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{b1} \cong 69 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b1em.} = 130 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{b2} \cong 69 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b2em.} = 100 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \text{Uygundur.}$$

Sonuç :

	Pinyon	Çark
Öngörülen malzeme	34 Cr 4	GGG-42
Diş tabanı - eğilme gerilmesi $\sigma_b$ (Diş - taban mukavemeti)	69 N/mm <sup>2</sup>	69 N/mm <sup>2</sup>
Müsaade edilen diş taban gerilmesi $\sigma_{bem.}$ (Eğilme emniyet gerilmesi)	130 N/mm <sup>2</sup>	100 N/mm <sup>2</sup>

d) Yüzey basınç kontrolü :

d<sub>1</sub>) C yuvarlanma noktasındaki yüzey basıncı ;

$$P_C = \sqrt{\frac{F_U}{b \cdot d_{b1}} \cdot \frac{U+1}{U} \cdot y_w \cdot y_c \cdot y_L} \leq P_{em.} \text{ (Eşitlik E6/19)}$$

• İşletme faktörü ;

Elektrik motoru ile tahrik ; orta hızda harekete geçirme ; hafif darbeli tam yükte çalışma ; « Pitting hassasiyeti » ve günlük çalışma süresi 8 saat olan bir mekanizmadır ;

$$\| C_S \cong 1,8 \text{ (Cetvel B-1c)}$$

bulunur.

• Taksimat dairesindeki çevre kuvveti ;

$$F_{U1} = \frac{2000 \cdot M_{t1} \cdot C_S}{d_{b1}} = \frac{2000 \cdot 356,87 \cdot 1,8}{91,39}$$

$$\| F_{U1} \cong 14060 \text{ N}$$

• Malzeme faktörü ;

St/666 malzeme çifti için,

$$\| y_w \cong 260 \sqrt{\text{N/mm}^2} \text{ (Cetvel E6-7)}$$

• Yuvarlanma noktası faktörü ;

$$Z_1 + Z_2 = 18 + 82 = 100$$

$$x_1 + x_2 = 0,5 + 0,5 = 1$$

$$\beta_0 = 10^\circ$$

$$\| y_c = 1,62 \text{ (Şekil E6-6)}$$

Not . Profil kaydırmaz düz dişli alın çarklar ve düz dişli konik çarklarda ,  
 $y_c = 1,76$  alınabilir.

• Diş uzunluk faktörü ;

$$q_L > \frac{1}{E_s} \text{ ise } y_L = 1$$

(E6/47)

$$q_L \leq \frac{1}{\epsilon_s} \text{ ise } y_L = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_s}} \quad (E6/48)$$

dir

$\epsilon_s$  - Profil kavrama oranı (Eşitlik E6/14)

$q_L$  - Yük dağılım faktörü (Şekil E6.5)

Ancak, düşük kaliteli (hassas olmayan) dişlilerde (yaklaşık olarak 8. kaliteden 12. kaliteye kadar) ve orta dereceli yüklenme halinden daha küçük olan yüklenmelerde,

$$y_L = 1 \quad (E6/49)$$

alınabilir.

Dişli kalitesi : 8

Yüklenme : Hafif darbeli tam yük }  $y_L = 1$

• Diş genişliği ;

Dişlerin efektif değme genişliği (her iki çarkın daha küçük olan diş genişliği) alınır.

$$b = b_2 = 100 \text{ mm.}$$

$$P_C = \sqrt{\frac{14060}{100 \cdot 91,39} \cdot \frac{4,56 + 1}{4,56} \cdot 260 \cdot 1,62 \cdot 1}$$

$$P_C \approx 577 \text{ N/mm}^2$$

$d_2$ ) Müsaade edilen yüzey basıncı (Yüzey emniyet basıncı) ;

$$P_{em} = \frac{P \cdot y}{S} \quad (E6/50)$$

$P$  - Dişli çark malzemesinin yüzey mukavemeti (Eşitlik E6/29, 30)

$$P = P_D \quad (Eşitlik E6/29)$$

Cetvel E6.9 dan :

Pinyon için (34 Cr 4) ;

$$P = P_D = 650 \text{ N/mm}^2$$

Çark için (GGG-42) ;

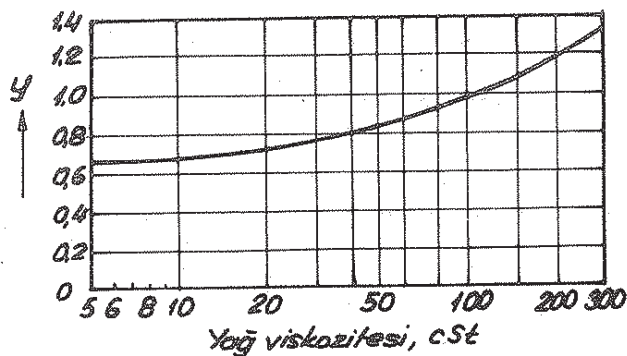
$$P = P_D = 360 \text{ N/mm}^2$$

$y$  - Yağlama faktörü

$y$  değerleri, yağlama yağının viskozitesine bağlı olarak Şekil E6.13 ten alınabilir. Normal şartlarda (ortalama yağ viskozitesi  $v \approx 100 \text{ cst}/50^\circ\text{C}$  de) ;

$$y \approx 1 \quad (E6/51)$$

ile hesap yapılır.



Şekil E6.13- Yağlama faktörü y

S- Emniyet katsayısı :

Devamlı ve düzgün çalışan dişlilerde ;

$$S \cong 1,25$$

Darbeli ve değişken şartlarda (yük, yön bakımından) çalışan dişliler-

de ;

$$S \cong 1,5$$

alınması tavsiye edilir.

Müsaade edilen yüzey basıncı ;

Piryon (34Cr4) için :

$$P_D = 650 \text{ N/mm}^2$$

$$y = 1$$

$$S = 1,5$$

$$P_{1em} = \frac{650 \cdot 1}{1,5}$$

$$\| \underline{P_{1em.} \cong 434 \text{ N/mm}^2}$$

Gark (GGG-42) için :

$$P_D = 360 \text{ N/mm}^2$$

$$y = 1$$

$$S = 1,5$$

$$P_{2em.} = \frac{360 \cdot 1}{1,5}$$

$$\| \underline{P_{2em.} = 240 \text{ N/mm}^2}$$

Kontrol :

$$P_C = 577 \text{ N/mm}^2 > P_{1em.} = 434 \text{ N/mm}^2$$

$$P_C = 577 \text{ N/mm}^2 > P_{2em.} = 240 \text{ N/mm}^2$$

Görüldüğü gibi seçilen malzemeler, yüzey basıncı bakımından uygun değildir. Dolayısıyla, malzeme çiftinin değiştirilmesi gerekir (Pitting teşekkülüne karşı emniyet katsayısının 1 den küçük olması halinde, diş ömrünün kontrolü yapılmalı çünkü dişlinin tam yükteki ömrü pitting teşekkülü ile sınırlıdır).

Yeni seçilen malzeme: Her iki çark, ıslah çeliği Ck 45 (döner sistemde sertleştirilmiş).

Buna göre ;

- C yuvarlanma noktasındaki yüzey basıncı ;

$$y_w \cong 270 \sqrt{N/mm^2} \text{ (St/St malzeme çifti için, Cetvel E6.7)}$$

$$y_c = 1,62 ; y_L = 1$$

$$P_C = \sqrt{\frac{F_u}{b \cdot db1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot y_w \cdot y_c \cdot y_L = \sqrt{\frac{14060}{100 \cdot 91,39} \cdot \frac{4,56+1}{4,56}} \cdot 270 \cdot 1,62 \cdot 1$$

$$\| \underline{P_C \cong 600 \text{ N/mm}^2}$$

- Müsaade edilen yüzey basıncı ;

$$P_D = 1100 \text{ N/mm}^2 \text{ (Ck 45 için, Cetvel E6.9)}$$

$$y = 1 ; S = 1,5$$

$$P_{em.} = \frac{P \cdot y}{S} = \frac{1100 \cdot 1}{1,5} = 733,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\| \underline{P_{em.} \cong 735 \text{ N/mm}^2}$$

bulunur.

Kontrol :

$$P_C \cong 600 \text{ N/mm}^2 < P_{em.} \cong 735 \text{ N/mm}^2 ; \text{ uygundur.}$$

- Diş taban gerilmesi ;

$$\sigma_{b1} \cong 69 \text{ N/mm}^2 ; \sigma_{b2} \cong 69 \text{ N/mm}^2$$

- Müsaade edilen diş taban gerilmesi ;

Ck 45 için eğilme - titreşim mukavemeti ;

$$\| \underline{\sigma_{bSch} = 270 \text{ N/mm}^2} \text{ (Cetvel E6.9)}$$

$$\sigma_{bem.} = \frac{\sigma_{bSch}}{2} = \frac{270}{2}$$

$$\| \underline{\sigma_{bem.} = 135 \text{ N/mm}^2}$$

Kontrol :

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{b1} \cong 69 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b1em.} = 135 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{b2} \cong 69 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b2em.} = 135 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \text{ Uygundur.}$$

Sonuç :

Kesin olarak seçilen malzeme: Her iki çark için, ıslah çeliği Ck 45 (döner sistemde sertleştirilmiş).

e) Eksenler arası mesafe toleransı :

Nominal ölçü :  $a_v = 258,56 \text{ mm}$ .

Kalite : 8

Tolerans alanı : J

değerleri ile Cetvel E2.11 den eksenler arası mesafe toleransı,

$$\| A_a = \mp 63 \mu\text{m}$$

olarak bulunur. Ancak helisel dişli V- mekanizmalarında eksenler arası mesafe toleransı;

$$L = \frac{\text{tg } \alpha_{no}}{\text{tg } \alpha_{sb}} \quad (\text{Cetvel E2.10})$$

dönüşüm faktörü kullanılarak,

$$A_{aSV} = \mp A_a \cdot \frac{\text{tg } \alpha_{no}}{\text{tg } \alpha_{sb}}$$

denklemden hesaplanır (Sayfa 359 daki örneği inceleyiniz).

$$A_{aSV} = \mp 63 \frac{\text{tg } 20^\circ}{\text{tg } 22^\circ 56'} = \mp 54,19 \mu\text{m}$$

$$\| A_{aSV} \approx \mp 54 \mu\text{m}$$

Sonuç : Dişlilerin kesin olarak tespit edilen büyüklükleri ;

		Pinyon	Çark
Diş sayısı	Z	18	82
Taksimat dairesi çapı	$d_o$	91,39 mm	416,31 mm
Profil kaydırma faktörü x		+0,5	+0,5
Baş dairesi çapı	$d_{kv}$	106,39 mm	431,31 mm
Diş genişliği	b	105 mm	100 mm
Malzeme		Ck 45	Ck 45
		İslah çeliği, döner sistemde sertleştirilmiş	

Helis açısı :  $\beta_o = 10^\circ$

Normal modül :  $m_n = 5 \text{ mm}$ .

Eksenler arası mesafe :  $a_v = 258,56 \text{ mm}$

Eksenler arası mesafe toleransı :  $A_{aSV} = \mp 54 \mu\text{m} = \mp 0,054 \text{ mm}$ .

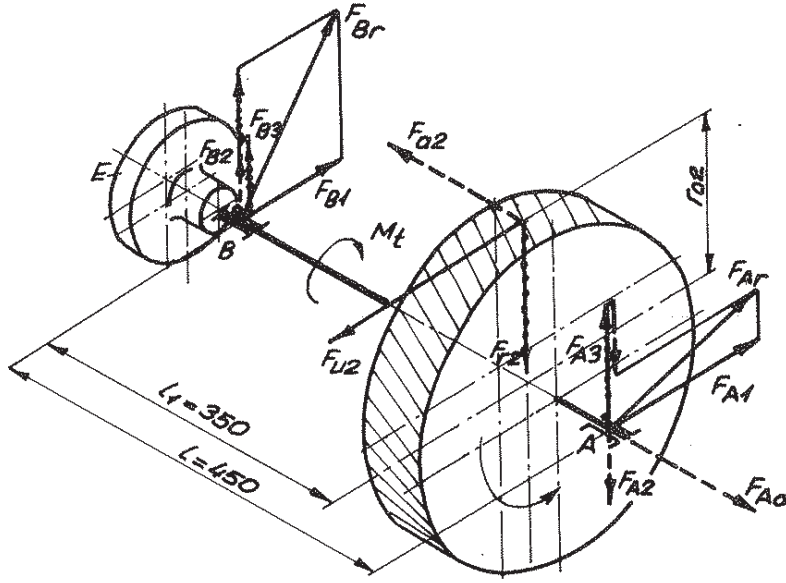
Dişli kalitesi : 8

f) Diş kuvvetleri ve çark milindeki yatak kuvvetleri (Şekil E6.13):

f<sub>1</sub>) Diş kuvvetleri ;

işletme faktörü  $c_5$  sadece mekanizmanın hesabında göz önüne

alınır; miller, akslar, yataklar ve buna benzer diğer elemanların hesabında dikkate alınmaz. Bilindiği gibi bu elemanların hesabı, nominal yük değeri ile yapılmaktadır.



Şekil E6.13 - Çark milindeki yatak kuvvetlerinin hesabı.

- Çevre kuvveti ;

$$F_{U1} = F_{U2} = \frac{2000 \cdot M_t}{d_{o1}} = \frac{2000 \cdot 356,87}{91,39}$$

$$\| F_{U1} = F_{U2} \cong 7810 \text{ N}$$

- Aksenal kuvvet ;

$$F_{A1} = F_{A2} = F_{U1} \cdot \operatorname{tg} \beta_o \quad (\text{Şekil 12.2})$$

$$F_{A1} = F_{A2} = 7810 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ$$

$$\| F_{A1} = F_{A2} \cong 1377 \text{ N}$$

- Radyal kuvvet ;

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{U1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{no}}{\cos \beta_o} \quad (\text{Şekil 12.2})$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{7810 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ}$$

$$\| F_{r1} = F_{r2} \cong 2887 \text{ N}$$

- f<sub>2</sub>) A yatağı ;

$$\Sigma M(B) = 0$$

- Yatay düzlemde,

$$F_{U2} \cdot L_1 - F_{A1} \cdot L = 0$$

$$F_{A1} = \frac{F_{U2} \cdot L_1}{L} = \frac{7810 \cdot 350}{450}$$

$$\| F_{A1} = 6074 \text{ N}$$

- Düşey düzlemde ,



$$F_{A2} \cdot l - F_{02} \cdot r_{02} = 0$$

$$F_{A2} = \frac{F_{02} \cdot r_{02}}{l} = \frac{1377 \cdot (416,34/2)}{450}$$

$$\| \underline{F_{A2} = 637 \text{ N}}$$

$$F_{A3} \cdot l - F_{r2} \cdot l_1 = 0$$

$$F_{A3} = \frac{F_{r2} \cdot l_1}{l} = \frac{2887 \cdot 350}{450}$$

$$\| \underline{F_{A3} \cong 2245 \text{ N}}$$

• Toplam radyal kuvvet ,

$$F_{Ar} = \sqrt{F_{A1}^2 + (F_{A3} - F_{A2})^2}$$

$$F_{Ar} = \sqrt{6074^2 + (2245 - 637)^2}$$

$$\| \underline{F_{Ar} \cong 6280 \text{ N}}$$

• Eksenel kuvvet ,

$$F_{Aa} = F_{02}$$

$$\| \underline{F_{Aa} = 1377 \text{ N}}$$

B yatağı ;

$$\Sigma F = 0$$

• Yatay düzlemde ,

$$F_{B1} = F_{u2} - F_{A1}$$

$$F_{B1} = 7810 - 6074$$

$$\| \underline{F_{B1} = 1736 \text{ N}}$$

• Düşey düzlemde ,

$$F_{B2} = F_{A2} \text{ (Kuvvet çifti; } F_{02} \text{ nin eğilme momentinden gelen tepkiler)}$$

$$\| \underline{F_{B2} = 637 \text{ N}}$$

$$F_{B3} = F_{r2} - F_{A3} = 2887 - 2245$$

$$\| \underline{F_{B3} = 642 \text{ N}}$$

• Toplam radyal kuvvet ,

$$F_{Br} = \sqrt{F_{B1}^2 + (F_{B2} + F_{B3})^2}$$

$$F_{Br} = \sqrt{1736^2 + (637 + 642)^2}$$

$$\| \underline{F_{Br} \cong 2160 \text{ N}}$$

Sonuç ;

Diş kuvvetleri ;

$$\text{Çevre kuvveti} : F_{U1} = F_{U2} = 7810 \text{ N} ,$$

$$\text{Eksenel kuvvet} : F_{a1} = F_{a2} = 1377 \text{ N} ,$$

$$\text{Radyal kuvvet} : F_{r1} = F_{r2} = 2887 \text{ N} .$$

A-yatağı ;

$$\text{Toplam radyal kuvvet} : F_{Ar} = 6280 \text{ N} ,$$

$$\text{Eksenel kuvvet} : F_{Aa} = 1377 \text{ N} .$$

B-yatağı ;

$$\text{Toplam radyal kuvvet} : F_{Br} = 2160 \text{ N}$$

A yatağı, eksenel kuvveti alabilecek şekilde seçilecektir.

### E6-4 - Örnek 4 [ L.12 ; 1983 ]

Sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış ( $R_z = 4 \mu\text{m}$ ) helisel alın dişli çark çiftinin taşıma kabiliyetinin kontrolü istenmektedir. Mekanizma elektrik motoru tarafından tahrik edilmekte ve iş makinasının çalışma koşulları günde 8 saat olmak üzere hafif darbeli olarak verilmektedir.

Verilen değerler :

Helisel dişli çarklar : DIN 857 ye göre imal edilmiş

Nominal - döndürme momenti :  $T_1 = 150 \text{ Nm}$

Normal modül :  $m_n = 2 \text{ mm}$

Diş sayıları : Pinyon  $Z_1 = 33$  , Çark  $Z_2 = 34$

Profil kaydırma faktörleri :  $X_1 = +0,1642$  ,  $X_2 = +0,1745$

Helis açısı :  $\beta = 24^\circ$

Normal kavrama açısı :  $\alpha_n = 20^\circ$

Eksenler arası mesafe :  $a = 74 \text{ mm}$

Diş genişlikleri : Pinyon  $b_1 = 17,5 \text{ mm}$  , Çark  $b_2 = 16,5 \text{ mm}$

Dişli kalitesi : 6

Malzeme (pinyon ve çark için) : 16 Mn Cr 5 Sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış ; diş yüzey sertliği : 60 HRC

Çözüm :

a) Dişlilerin meydana getirdiği V-mekanizması için gerekli olan boyutlar :

a.1) Taksimat dairesi çapları ;

$$d = Z \cdot m_n / \cos \beta \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$d_1 = 33 \cdot 2 / \cos 24^\circ$$

$$\| \underline{d_1 = 72,246 \text{ mm.}}$$

$$d_2 = 34 \cdot 2 / \cos 24^\circ$$

$$\| \underline{d_2 = 74,435 \text{ mm.}}$$

a<sub>2</sub>) Alın kavrama açısı ;

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 24^\circ} = 0,3984$$

$$\| \underline{\alpha_t = 21,723^\circ}$$

a<sub>3</sub>) Temel daire çapları ;

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$d_{b1} = 72,246 \cdot \cos 21,723^\circ$$

$$\| \underline{d_{b1} = 67,115 \text{ mm.}}$$

$$d_{b2} = 74,435 \cdot \cos 21,723^\circ$$

$$\| \underline{d_{b2} = 69,149 \text{ mm.}}$$

a<sub>4</sub>) Baş dairesi çapları (baş kısaltması yapılmış) ;

$$\left. \begin{aligned} d_{a1} &= 2(\alpha + m_n - x_2 \cdot m_n) - d_2 \\ d_{a2} &= 2(\alpha + m_n - x_1 \cdot m_n) - d_1 \end{aligned} \right\} \quad (\text{Eşitlik E6/10})$$

$$d_{a1} = 2(74 + 2 - 0,1745 \cdot 2) - 74,435$$

$$\| \underline{d_{a1} = 76,867 \text{ mm.}}$$

$$d_{a2} = 2(74 + 2 - 0,1642 \cdot 2) - 72,246$$

$$\| \underline{d_{a2} = 79,097 \text{ mm}}$$

a<sub>5</sub>) Alın kesitindeki işletme kavrama açısı ;

$$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = \frac{0,1642 + 0,1745}{33 + 34} = 0,005$$

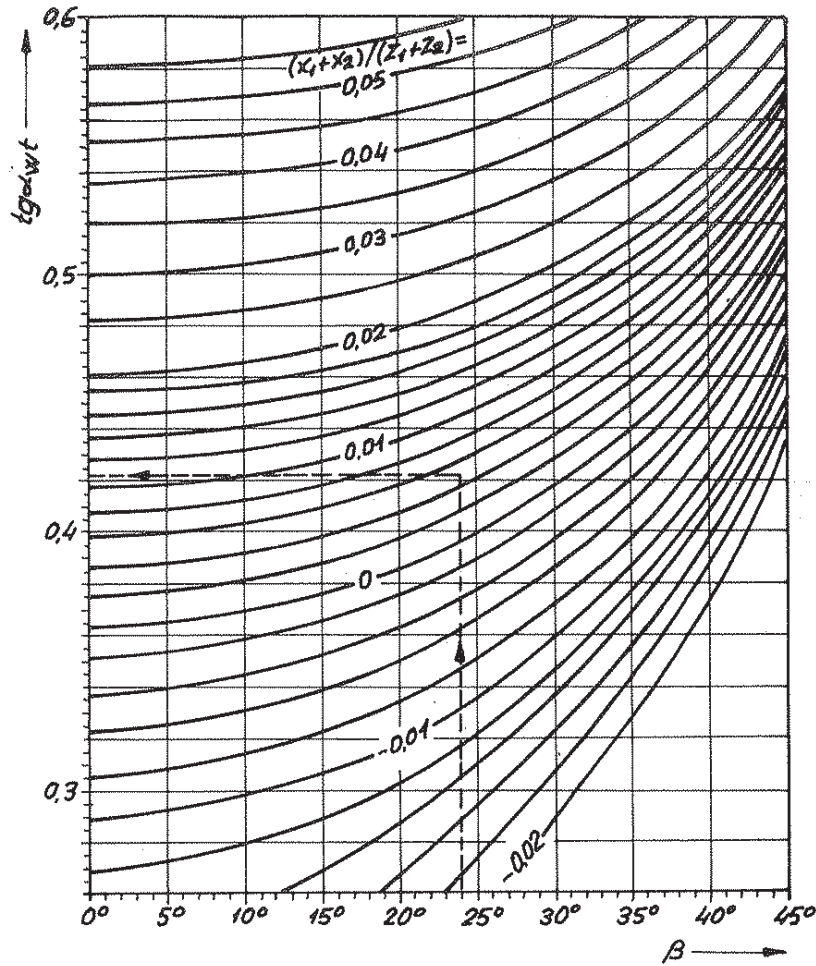
$$(x_1 + x_2) / (z_1 + z_2) = 0,005$$

$$\beta = 24^\circ$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\| \underline{\operatorname{tg} \alpha_{wt} = 0,423} \quad (\text{Şekil E6.14})$$

$$\| \underline{\alpha_{wt} = 22,928^\circ}$$



Şekil E6.14 -  $\beta$  ve  $(x_1+x_2)/(Z_1+Z_2)$  oranına bağlı olarak, alın kesitindeki işletme kavrama açısı  $\alpha_{wt}$  için  $tg \alpha_{wt}$  değerleri ( $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ ). Düz alın dişli çarklar için  $\beta = 0$ ,  $\alpha_{wt} = \alpha_w$  dir.

Örnek: Helisel alın dişli çark ;  $\beta = 24^\circ$ ,  $Z_1 = 33$ ,  $Z_2 = 34$ ,  
 $x_1 = 0.164$ ,  $x_2 = 0.174$

$$\left. \begin{array}{l} (x_1+x_2)/(Z_1+Z_2) = 0.005 \\ \beta = 24^\circ \end{array} \right\} tg \alpha_{wt} = 0.422, \alpha_{wt} = 22.88^\circ$$

a<sub>6</sub>) Profil kavrama oranı ;

$$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1}{2\pi} (tg \alpha_{E1} - tg \alpha_{A1}) \quad (E6/52)$$

$\alpha_{E1}$  - Pinyon için, kavramanın sona erdiğini belirten E noktasındaki profil açısı.

$tg \alpha_{E1}$ ,  $D_1 = d_{a1}/d_{b1}$  ve  $Z_{n1} = \infty$  için Şekil E6.15 ten okunabilir.

$$D_1 = \frac{d_{a1}}{d_{b1}} = \frac{76.867}{67.115} = 1.145$$

$$\left. \begin{array}{l} D_1 = 1,145 \\ Z_{n1} = \infty \end{array} \right\} \parallel \underline{tg \alpha_{E1} = 0,558}$$

$\alpha_{A1}$  - Pinyon için, kavramanın başlangıcını gösteren A noktasındaki profil

açısı

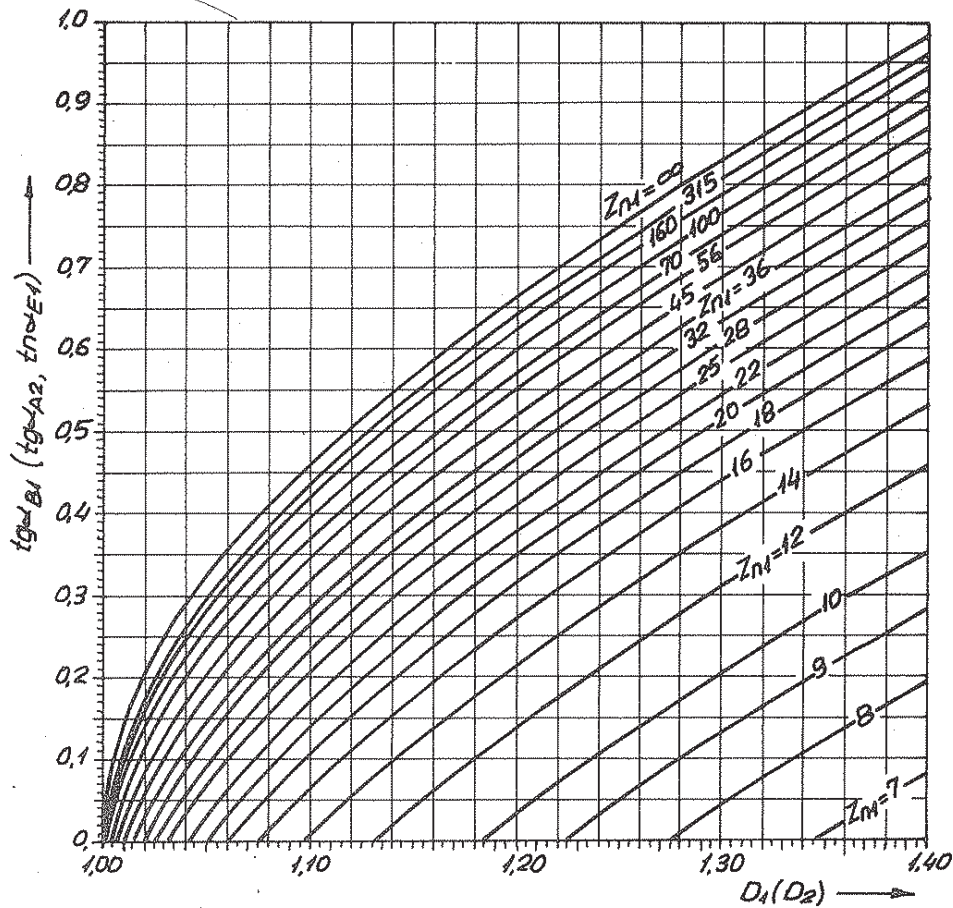
$$tg \alpha_{A1} = tg \omega t (1+U) - U \cdot tg \alpha_{A2} \quad (E6/53)$$

$\alpha_{A2}$  - Gark için profil açısı

$tg \alpha_{A2}$ ,  $D_2 = d_{a2} / d_{b2}$  ve  $Z_{n1} = \infty$  için Şekil E6.15 ten okunabilir.

$$D_2 = \frac{d_{a2}}{d_{b2}} = \frac{79,097}{69,149} = 1,144$$

$$\left. \begin{array}{l} D_2 = 1,144 \\ Z_{n1} = \infty \end{array} \right\} \parallel \underline{tg \alpha_{A2} = 0,555}$$



Şekil E6.15-  $Z_{n1}$  ve  $D_1 = d_{a1} / d_{b1}$  oranına bağlı olarak, pinyon-tekil kavrama noktası faktörü  $Z_B$  nin hesabı için  $tg \alpha_{B1}$  değerleri. Düz dişli pinyon için  $Z_{n1} = Z_1$  dir.

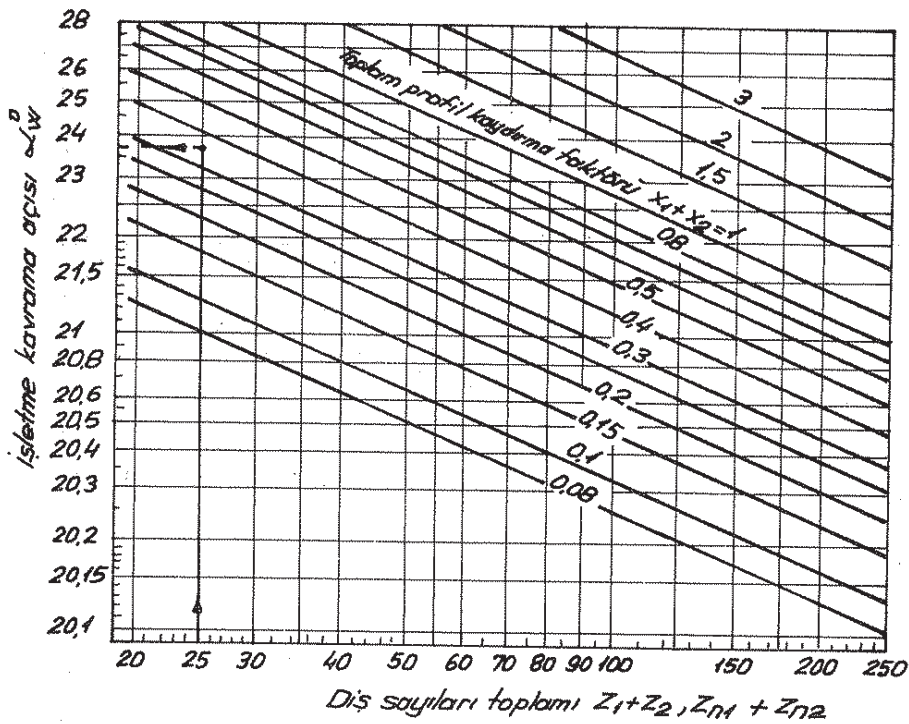
$$tg \alpha_{A1} = 0,423 \left(1 + \frac{34}{33}\right) - \frac{34}{33} \cdot 0,555$$

$$\parallel \underline{tg \alpha_{A1} = 0,287}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{Z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{E1} - \operatorname{tg} \alpha_{A1}) = \frac{33}{2 \cdot \pi} (0.558 - 0.287)$$

$$\| \varepsilon_{\alpha} = 1,42$$

Not . Profil kavrama oranı : Normal kesitteki işletme kavrama açısı  $\alpha_w$ , eşdeğer diş sayılarının toplamı ( $Z_{n1} + Z_{n2}$ ) ve profil kaydırma faktörlerinin toplamına ( $x_1 + x_2$ ) bağlı olarak Şekil E6.16 dan elde edilir. Daha sonra  $Z_{n1}$  veya  $Z_{n2}$  ve  $\alpha_w$  ye karşılık gelen  $E_1, E_2$  profil kavrama oranları (normal kesitteki çarkların) Şekil E6.17 den okunarak profil kavrama oranı,  $\varepsilon_{\alpha} \cong (E_1 + E_2) \cdot \cos^2 \beta$  bağıntısından hesaplanabilir.



Şekil E6.16 - İşletme kavrama açısı  $\alpha_w$  nin yaklaşık olarak elde edilmesi .

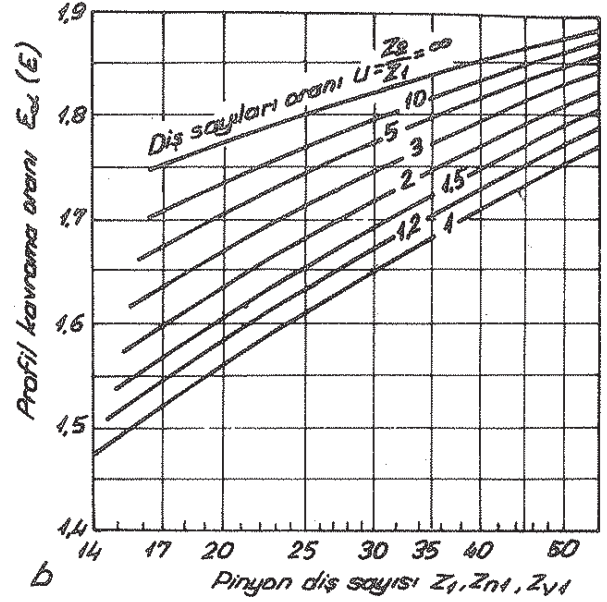
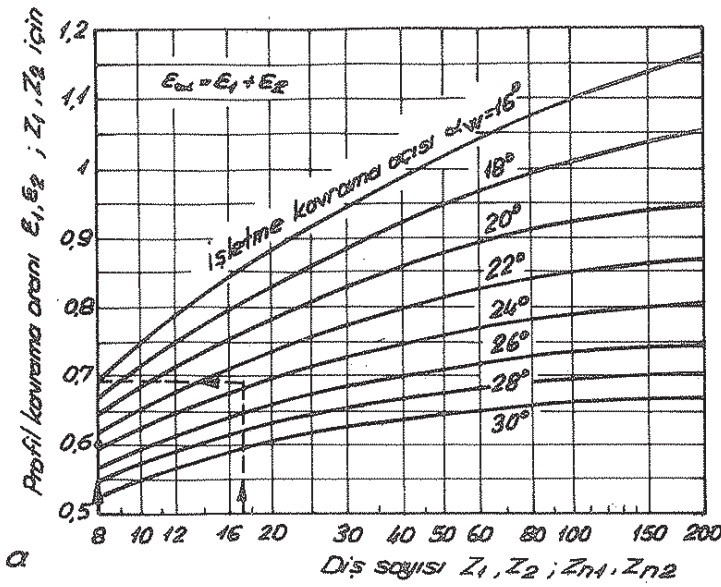
$$\left. \begin{array}{l} \text{Örnek : } Z_1 + Z_2 = 8 + 17 = 25 \\ x_1 + x_2 = 0,36 \end{array} \right\} \alpha_w \cong 23,7^\circ$$

$\alpha_7$ ) Adım kavrama oranı ;

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{16,5 \cdot \sin 24^\circ}{\pi \cdot 2}$$

$$\| \varepsilon_{\beta} = 1,07 > 1$$



Şekil E6-17- Profil kavrama oranı  $E_\alpha$  nin yaklaşık olarak elde edilmesi .

a) V- mekanizmalarında ;

$$\begin{array}{l} \text{Örnek : } \alpha_w = 23,7^\circ \\ Z_1 = 8 \\ \alpha_w = 23,7^\circ \\ Z_2 = 17 \end{array} \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} E_1 \approx 0,6 \\ \\ E_2 \approx 0,69 \end{array}$$

$$E_\alpha = E_1 + E_2 \approx 1,3$$

Helisel dişliler için : Önce ;  $Z_{n1}$  ,  $Z_{n2}$  ve  $\alpha_w$  yardımı ile  $E_1$  ,  $E_2$  okunur sonra ;  $E_\alpha \approx (E_1 + E_2) \cdot \cos^2 \beta$  hesaplanır.

b) Sıfır ve V- sıfır mekanizmalarında ;

Helisel dişliler için : Pinyonun eş değer diş sayısı  $Z_{n1}$  ve diş sayıları oranı  $U = Z_2 / Z_1$  ile  $E$  okunur sonra ,  $E_\alpha \approx E \cdot \cos^2 \beta$  hesaplanır.

a8) Toplam kavrama oranı ;

$$E_\gamma = E_\alpha + E_\beta \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$E_\gamma = 1,42 + 1,07$$

$$\| E_\gamma = 2,49$$

a9) Eşdeğer diş sayıları (Çetvel 2.1) ;

Pinyon için ,

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{33}{\cos^3 24^\circ}$$

$$\| Z_{n1} = 43,9$$

Çark için ,

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{34}{\cos^3 24^\circ}$$

$$\| Z_{n2} = 44,6$$

b) Diş tabanı - taşıma kabiliyetinin kontrolü :

b1) Yerel diş taban gerilmesi ;

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_E \cdot Y_\beta \quad (\text{Eşitlik 10/17})$$

• Nominal - çevre kuvveti ;

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 150}{72,246}$$

$$\| F_{t1} = 4152 \text{ N}$$

• Form faktörü (Şekil 10.12/5) ;

Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n1} = 43,3 \\ X_1 = +0,1642 \end{array} \right\} \| Y_{Fa1} = 2,3$$

Çark için ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n2} = 44,6 \\ X_2 = +0,1745 \end{array} \right\} \| Y_{Fa2} = 2,29$$

• Gerilme düzeltme faktörü (Şekil 10.12/13) ;

Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n1} = 43,3 \\ X_1 = +0,1642 \end{array} \right\} \| Y_{Sa1} = 1,85$$

Çark için ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n2} = 44,6 \\ X_2 = +0,1745 \end{array} \right\} \| Y_{Sa2} = 1,87$$

• Kavrama oranı faktörü ;

$$Y_E = 0,25 + \frac{0,75}{E_\alpha} \quad (\text{Şekil 10.5c})$$

$$Y_E = 0,25 + \frac{0,75}{1,42}$$

$$\| Y_E = 0,78$$

• Helisel dişli faktörü (Şekil 10.5b) ;

$$\left. \begin{array}{l} E_\beta = 1,07 > 1 \\ \beta = 24^\circ \end{array} \right\} \| Y_\beta = 0,8$$

veya hesapla,



$$Y_B = 1 - \epsilon_B \frac{B}{120^\circ} = 1 - \frac{B}{120^\circ} \quad (\epsilon_B > 1, \text{ dolayısıyla } \epsilon_B = 1 \text{ konur})$$

$$Y_B = 1 - \frac{24^\circ}{120^\circ}$$

$$\| Y_B = 0.8$$

elde edilir.

Yerel diş taban gerilmesi :

Pinyon için ;

$$\sigma_{F01} = \frac{4152}{17,5 \cdot 2} \cdot 2,3 \cdot 1,85 \cdot 0,78 \cdot 0,8$$

$$\| \sigma_{F01} = 315 \text{ N/mm}^2$$

Çark için ,

$$\sigma_{F02} = \frac{4152}{16,5 \cdot 2} \cdot 2,29 \cdot 1,87 \cdot 0,78 \cdot 0,8$$

$$\| \sigma_{F02} = 336 \text{ N/mm}^2$$

b2) Ortaya çıkan diş taban gerilmesi ;

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{FB} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (\text{Eşitlik 10/18})$$

• İşletme faktörü ;

Uniform (düzgün) tahrik ve hafif darbeli iş makinası için ,

$$\| K_A = 1,25 \quad (\text{Çetvel 8.1a})$$

• Dinamik faktör ;

Devir sayısı, dolayısıyla çevre hızı belli değil

ancak,

- Taşlanmış önemli yük gelmeyen dişlilerde :

$$K_V = 1 \quad (\text{Şekil 8.9A})$$

- Dişli kalitesi 6 ve yüzey sertliği > 350 HB olan dişlilerde :

$$K_V \approx 1 \quad (\text{Çetvel 8.2d})$$

alınabilir.

$$\| K_V = 1 \quad (\text{Kabül})$$

• Yüzey doğrultu hatası ;

Orta rijitlikte ve  $b < 20 \text{ mm}$  olan mekanizmalar için Çetvel 8.4 ten,

$$\| f_{sh} = 6 \mu\text{m}$$

olarak alınır.

• İmalât hatası ;

$$f_{ma} \approx f_{H\beta} = 4,16 \cdot b^{0,14} \cdot H_V \quad (\text{Kısım 8.10})$$

$$\| H_y = 1,32 \text{ (DIN - kalite 6 için Cetvel B.3)}$$

$$f_{ma} = 4,16 \cdot 16,5^{0,14} \cdot 1,32$$

$$\| f_{ma} \cong 8 \mu\text{m}$$

- Etkili dış yüzeyi doğrulttu hatası (alışmadan sonra);

$$F_{\beta y} = R_{\beta} (f_{sh} + f_{ma})$$

(E6/54)

$R_{\beta}$  - Aıştırma - karakteristik değeri (Cetvel E6.11)

Malzeme	$\bar{\sigma}_{Hlim}$ N/mm <sup>2</sup>	$R_{\beta}$
Dökme demir	—	0,45
İslah çeliği	400	0,20
	800	0,60
	1200	0,73
	1500	0,79
Sementasyonla sertleştirilmiş veya nitrür-lenmiş	—	0,85

Cetvel E6.11 - Aıştırma - karakteristik değeri  $R_{\beta}$  (genişlik faktörü  $K_{FB}$  veya  $K_{HB}$  nin elde edilmesinde kullanılan  $F_{\beta y}$  için).

$\bar{\sigma}_{Hlim}$  - Pitting - sürekli mukavemeti.

Sementasyonla sertleştirilmiş çelik için  $R_{\beta} = 0,85$  (Cetvel E6.11) değeri ile,

$$F_{\beta y} = 0,85 (6 + 8)$$

$$\| F_{\beta y} \cong 12 \mu\text{m}$$

bulunur.

- Taksimat dairesindeki ortalama çevre kuvveti;

$$F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_V \text{ (Eşitlik 8/44)}$$

$$F_m = 4152 \cdot 1,25 \cdot 1$$

$$\| F_m = 5190 \text{ N}$$

- Spesifik kuvvet;

$$\frac{F_m}{b} = 5190 / 16,5$$

$$\| F_m / b \cong 315 \text{ N/mm}$$

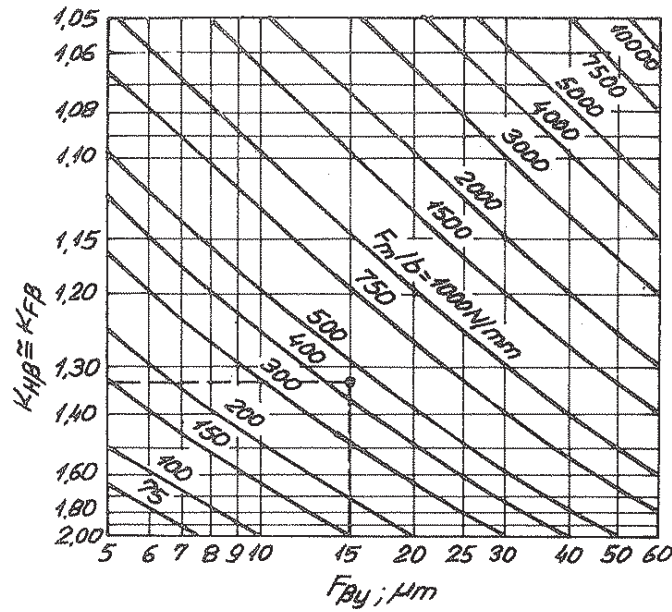
- Genişlik faktörü;

$$F_{\beta y} = 12 \mu\text{m}$$

$$F_m / b = 315 \text{ N/mm}$$

$$\| K_{FB} \cong K_{HB} = 1,35 \text{ (Şekil E6.18)}$$

(Daha geniş bilgi için kısım 8.10'a bakınız).



Şekil E6.18- Etkili dış yüzeyi doğrultu hatası ( $F_{\beta y}$ ) ve spesifik kuvvete ( $F_m/b$ ) bağlı olarak genişlik faktörü  $K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$

• Alın faktörü ;

Dişli kalitesi 7 veya daha hassas olan dişlilerde  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$  alınabilir.

$$\| K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$$

(Daha geniş bilgi için kısım 8.11'e bakınız).

Ortaya çıkan dış taban gerilmesi :

Pinyondaki ,

$$\sigma_{F1} = 315 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,35 \cdot 1$$

$$\| \sigma_{F1} = 532 \text{ N/mm}^2$$

Çarktaki ,

$$\sigma_{F2} = 336 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,35 \cdot 1$$

$$\| \sigma_{F2} = 567 \text{ N/mm}^2$$

b3) Müsaade edilen dış taban gerilmesi ;

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FLim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{R rel T} \cdot Y_x}{S_{Fmin}} \quad (\text{Eşitlik 10/31})$$

• Dış tabanı - sürekli mukavemeti ;

Sementasyonla sertleştirilmiş 16 MnCr5 için, Cetvel E1.6 veya Şekil E1.31 den,

$$\| \sigma_{FLim} = 450 \text{ N/mm}^2$$

olarak alınabilir:

- Ömür faktörü;

Yük tekrarlama sayısının  $N_L \geq 3 \cdot 10^6$  olması halinde (endüstri mekanizmaları) sürekli mukavemet için ömür faktörü,

$$Y_{NT} = 1 \quad (\text{Şekil 10.21 ; Cetvel 10.2})$$

dir.

- Relatif destek sayısı (Şekil 10.13);

Pinyon için ,

$$Y_{Sa1} = 1,85$$

Malzeme : Sementasyonla sertleştirilmiş  
(Eh)

$$\| \underline{Y_{\delta rel T}} = 1$$

Çark için ,

$$Y_{Sa2} = 1,87$$

Malzeme : Sementasyonla sertleştirilmiş  
(Eh)

$$\| \underline{Y_{\delta rel T}} = 1$$

- Relatif yüzey düzgünlüğü faktörü ;

Pinyon ve çarkta ,

$$R_z = 4 \mu m$$

Malzeme : (Eh)

$$\| \underline{Y_{Rel T}} = 1,05 \quad (\text{Şekil 10.17})$$

- Büyüklük faktörü ;

$$m_n = 2 \text{ mm}$$

Malzeme : (Eh)

$$\| \underline{Y_x} = 1 \quad (\text{Şekil 10.16 ; Cetvel 10.1})$$

- En küçük emniyet faktörü ;

Taban zorlanması için en küçük emniyet faktörü ;

$$S_{Fmin} = (1) \dots 1,4 \dots 1,6$$

- Ortalama :

$$S_{Fmin} = 1,5$$

- Yüksek devirli mekanizmalarda :

$$S_{Fmin} = 1,8$$

- Hasar rizikosunun yüksek olduğu konstrüksiyonlarda :

$$S_{Fmin} = 3$$

$$\| \underline{S_{Fmin}} = 1,5 \quad (\text{Kabul})$$

$Y_{ST} = 2$  Sabiti ile (kısım 10.2) müsaade edilen dış taban gerilmesi (pinyon ve çark için) :

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \frac{450 \cdot 2 \cdot 1}{1,5} \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1$$

$$\| \sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = 630 \text{ N/mm}^2$$

Kontrol:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &= 532 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FP1} = 630 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{F2} &= 567 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FP2} = 630 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \right\} \text{Uygundur.}$$

c) Diş yüzeyi - taşıma kabiliyetinin kontrolü:

c1) C yuvarlanma noktasındaki yüzey basıncının nominal değeri;

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (E6/55)$$

• Yuvarlanma noktası faktörü;

$$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = \frac{0,1642 + 0,1745}{33 + 34} = 0,005$$

$$\left. \begin{aligned} (x_1 + x_2) / (z_1 + z_2) &= 0,005 \\ \beta &= 24^\circ \end{aligned} \right\} \| Z_H = 2,25 \text{ (Şekil 9.7)}$$

• Elâstisite faktörü;

Çelik / Çelik malzeme çifti için,

$$\| Z_E = 189,8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$$

• Kavrama oranı faktörü;

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_\alpha &= 1,42 \\ \epsilon_\beta &= 1,07 \end{aligned} \right\} \| Z_\epsilon = 0,84 \text{ (Şekil 9.6)}$$

veya hesapla,

$$Z_E = \sqrt{1/\epsilon_\alpha} \quad (\epsilon_\beta \geq 1, \text{ Şekil 9.6})$$

$$Z_E = \sqrt{1/1,42} = 0,8392$$

$$\| Z_E \approx 0,84$$

bulunur.

• Helisel dişli faktörü;

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (\text{Şekil 9.6})$$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos 24^\circ}$$

$$\| Z_\beta \approx 0,96$$

Yüzey basıncının nominal değeri:

$$\sigma_{H0} = 2,25 \cdot 189,8 \cdot 0,84 \cdot 0,96 \sqrt{\frac{4152}{16,5 \cdot 72,246} \cdot \frac{(34/33)+1}{(34/33)}}$$

$$\| \sigma_{H0} \approx 902 \text{ N/mm}^2$$

C<sub>2</sub>) Yuvarlanma dairesindeki yüzey basıncı (diş yüzeyi-taşıma kabiliyeti);

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{Eşitlik 9/19})$$

$$\sigma_H = 902 \cdot \sqrt{1,25 \cdot 1 \cdot 1,35 \cdot 1}$$

$$\|\sigma_H \cong 1172 \text{ N/mm}^2$$

Not. Helisel dişli çarklarda, pinyon - eşdeğer diş sayısı  $Z_{n1} < 20$  ise, iç tekil-kavrama noktası B'deki yuvarlanma basıncı göz önüne alınır ve bu basınç  $Z_B$  dönüşüm faktörünün kullanılması ile elde edilir.

$$\sigma_{HB} = \sigma_H \cdot Z_B \quad (\text{E6/56})$$

$Z_B$  - Pinyon - tekil kavrama noktası faktörü

$$Z_B = \frac{\text{tg} \alpha_{wt} \cdot \cos B}{\sqrt{\text{tg} \alpha_{B1} \cdot \text{tg} \alpha_{B2}}} \quad (\text{Eşitlik 9/17})$$

$\text{tg} \alpha_{wt}$  - Şekil E6.14

$\text{tg} \alpha_{B1}$  - Şekil E6.15

$\text{tg} \alpha_{B2}$  - Eşitlik 9/18

$Z_{n1} = 43,3 > 20$  dolayısıyla, iç tekil-kavrama noktası B'deki yuvarlanma basıncı  $\sigma_{HB}$  nin hesaplanmasına gerek yoktur.

C<sub>3</sub>) Müsaade edilen yüzey basıncı ;

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HLim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{S_{Hmin}} \quad (\text{Eşitlik 9/21})$$

• Diş yüzeyi - sürekli mukavemeti ;

Sementasyonla sertleştirilmiş 16 Mn Cr 5 için Cetvel E1.6 dan,

$$\|\sigma_{HLim} = 1450 \text{ N/mm}^2$$

alınabilir.

• Ömür faktörü ;

Sementasyonla sertleştirilmiş malzemelerde, sürekli mukavemet için

(Cetvel 9.2a ; Şekil 9.14) :

Ömür faktörü ,

$$\|\ Z_{NT} = 1$$

Yük tekrarlama sayısı ,

$$\|\ N_L \geq 5 \cdot 10^7$$

dir.

- $Z_L$ ,  $Z_V$  ve  $Z_R$  faktörleri ;  
 $Z_L$  - Yağlayıcı madde faktörü Şekil 9.9,  
 $Z_V$  - Hız faktörü Şekil 9.10,  
 $Z_R$  - Yüzey düzgünlüğü faktörü Şekil 9.11 den

alınabilir veya :

- Endüstri mekanizmaları için ;

$$Z_L \cdot Z_V = 1 \quad (E6/57)$$

- Sertleştirilmiş ve taşlanmış dişlilerde ;

$$Z_R = 1 \quad (E6/58)$$

- İslah edilmiş ve frezelenmiş dişlilerde ;

$$Z_R = 0,85 \quad (E6/59)$$

değerleri ile hesap yapılabilir.

$$\| \underline{Z_L \cdot Z_V = 1} \quad (\text{Eşitlik E6/57})$$

$$\| \underline{Z_R = 1} \quad (\text{Eşitlik E6/58})$$

- Malzeme çifti faktörü ;

$$\| \underline{Z_W = 1} \quad (60\text{HRC} > 470\text{ HB}, \text{Eşitlik 9/30a})$$

- Büyüklük faktörü ;

$$\left. \begin{array}{l} m_n = 2\text{mm} \\ \text{Malzeme: (Eh)} \end{array} \right\} \| \underline{Z_X = 1} \quad (\text{Şekil 9.12 ; Cetvel 9.1a})$$

- Yüzey basıncı için istenen en küçük emniyet faktörü ;

$$S_{H\min} = 1 \dots 1,3$$

- Hasar rizikosunun yüksek olduğu konstrüksiyonlarda :

$$S_{H\min} = 1,6$$

$$\| \underline{S_{H\min} = 1,2} \quad (\text{Kabul})$$

Müsaade edilen yüzey basıncı (pinyon ve çark için) :

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} = \frac{1450 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,2}$$

$$\| \underline{\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} \cong 1208 \text{ N/mm}^2}$$

Kontrol:

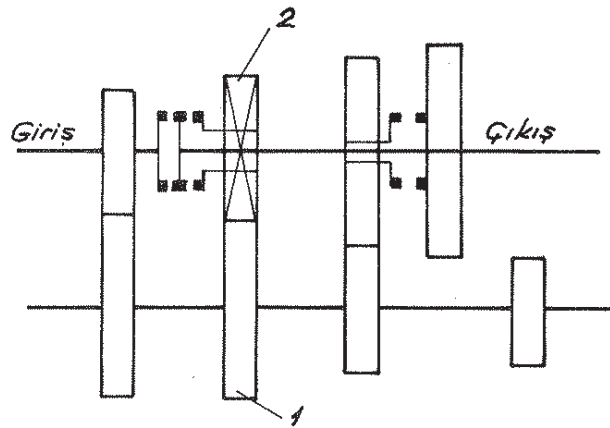
$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{H1} = 1172 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{HP1} = 1208 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{H2} = 1172 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{HP2} = 1208 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \text{Uygundur.}$$

## E6.5 - Örnek 5 [L.2]

Bir otomobile ait, helisel alın dişli çark çiftinden oluşan 3. Vites mekanizmasının taşıma kabiliyetinin hesabı istenmektedir (Şekil E6.19).

Verilenler:

Pinyon milindeki tahrik gücü = nominal güç:	$N_1 = 29 \text{ BG}$
Normal modül	: $m_n = 2,75 \text{ mm}$
Normal kavrama açısı	: $\alpha_{0n} = 20^\circ$
Helis açısı	: $\beta_0 = 23^\circ$
Diş sayıları	: pinyon $Z_1 = 30$ , Çark $Z_2 = 33$
Eksenler arası mesafe	: $a = 95 \text{ mm}$ .
Pinyon devir sayısı	: $n_1 = 858 \text{ d/dak}$
Diş genişliği	: $b = 17,5 \text{ mm}$ .
Dişli kalitesi	: 6 (DIN 3962)



Şekil E6.19 - Mekanizma şeması

Çözüm :

1- Alın modülü (Cetvel 2.1);

$$m = \frac{m_n}{\cos \beta_0} = \frac{2,75}{\cos 23^\circ}$$

$$\| m = 2,987 \text{ mm} \cong 2,99 \text{ mm}.$$

2- Taksimat dairesi çapları (Cetvel 2.1);

$$d_{01} = \frac{Z_1 \cdot m_n}{\cos \beta_0} = \frac{30 \cdot 2,75}{\cos 23^\circ}$$

$$\| d_{01} = 89,625 \text{ mm}.$$

$$d_{02} = \frac{Z_2 \cdot m_n}{\cos \beta_0} = \frac{33 \cdot 2,75}{\cos 23^\circ}$$

$$\| d_{02} = 98,587 \text{ mm}.$$



3- Sıfır - mekanizmasının eksenler arası mesafesi ;

$$a_0 = \frac{d_{b1} + d_{b2}}{2} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$a_0 = \frac{89,625 + 98,587}{2}$$

$$\| a_0 = 94,106 \text{ mm}$$

Çarkların  $\alpha = 95 \text{ mm}$  değerinde bir eksenler arası mesafeye yerleştirebilmeleri için mekanizma, profil kaydırmalı olarak yapılmalıdır yani, dişliler bir V- mekanizması meydana getirmelidir.

4- Profil kaydırma faktörlerinin toplamı ;

•  $B_V$  faktörü ,

$$a = a_0 + \frac{a_0}{\cos^2 \beta_0} \cdot \left( \frac{\cos \alpha_{bn}}{\cos \alpha_{bn}} - 1 \right) = a_0 + \frac{a_0}{\cos^2 \beta_0} \cdot B_V \quad (\text{E6/60})$$

$$B_V = \frac{a - a_0}{a_0} \cdot \cos^2 \beta_0 \quad (\text{E6/61})$$

$$B_V = \frac{95 - 94,106}{94,106} \cdot \cos^2 23^\circ$$

$$\| B_V = 0,0080496$$

• Yuvarlanma dairesindeki kavrama açısı (normal kesitte),

$$B_V = 0,0080496 \text{ için,}$$

$$\| \alpha_{bn} = 21,22^\circ \quad (\text{Cetvel E6/12})$$

veya hesapla ,

$$\cos \alpha_{bn} = \frac{\cos \alpha_{bn}}{1 + \cos^2 \beta_0 \cdot (a - a_0) / a} \quad (\text{Eşitlik E6/60})$$

$$\cos \alpha_{bn} = \frac{\cos 20^\circ}{1 + \cos^2 23^\circ \cdot (95 - 94,106) / 94,106}$$

$$\| \alpha_{bn} = 21,22^\circ$$

bulunur.

•  $B_X$  faktörü ,

$$B_V = 0,0080496 \text{ için,}$$

$$B_X = 0,008287 \quad (\text{Cetvel E6/12})$$

$$x_1 + x_2 = \frac{B_X (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos^3 \beta_0} \quad (\text{E6/62})$$

$$x_1 + x_2 = \frac{0,008287 (30 + 33)}{2 \cdot (\cos 23^\circ)^3}$$

$$\| x_1 + x_2 = 0,3347 \cong 0,335$$

Lbn (Lbn=20)	0		2		4		6		8	
	B <sub>x</sub>	B <sub>v</sub>	B <sub>x</sub>	B <sub>v</sub>	B <sub>x</sub>	B <sub>v</sub>	B <sub>x</sub>	B <sub>v</sub>	B <sub>x</sub>	B <sub>v</sub>
20.0	0.00000	0.00000	0.0013	0.0013	0.0026	0.0026	0.0038	0.0038	0.0051	0.0051
1	0.00064	0.00064	0.00077	0.00077	0.00090	0.00090	0.00103	0.00102	0.00115	0.00115
2	0.00128	0.00128	0.00141	0.00141	0.00155	0.00154	0.00168	0.00167	0.00181	0.00179
3	0.00194	0.00192	0.00207	0.00205	0.00220	0.00218	0.00233	0.00231	0.00246	0.00244
4	0.00260	0.00257	0.00273	0.00270	0.00286	0.00283	0.00300	0.00296	0.00313	0.00309
5	0.00326	0.00322	0.00340	0.00336	0.00353	0.00349	0.00367	0.00362	0.00380	0.00375
6	0.00394	0.00388	0.00407	0.00401	0.00421	0.00415	0.00435	0.00428	0.00448	0.00444
7	0.00462	0.00454	0.00476	0.00467	0.00489	0.00481	0.00503	0.00494	0.00517	0.00507
8	0.00531	0.00521	0.00545	0.00534	0.00558	0.00547	0.00572	0.00561	0.00586	0.00574
9	0.00600	0.00587	0.00614	0.00601	0.00628	0.00614	0.00642	0.00628	0.00656	0.00641
21.0	0.00671	0.00655	0.00685	0.00668	0.00689	0.00682	0.00713	0.00695	0.00727	0.00709
1	0.00742	0.00722	0.00756	0.00736	0.00770	0.00749	0.00785	0.00763	0.00799	0.00777
2	0.00813	0.00790	0.00828	0.00804	0.00842	0.00818	0.00857	0.00831	0.00871	0.00845
3	0.00886	0.00859	0.00900	0.00873	0.00915	0.00886	0.00930	0.00900	0.00944	0.00914
4	0.00960	0.00928	0.00974	0.00941	0.00989	0.00955	0.10003	0.00969	0.10108	0.00983
5	0.10033	0.09997	0.10048	0.10011	0.10063	0.10025	0.10078	0.10039	0.10093	0.10053
6	0.10108	0.10067	0.10123	0.10081	0.10138	0.10095	0.10153	0.10109	0.10168	0.10123
7	0.10184	0.10137	0.10199	0.10151	0.10214	0.10165	0.10229	0.10170	0.10245	0.10193
8	0.10260	0.10207	0.10275	0.10221	0.10294	0.10235	0.10306	0.10250	0.10321	0.10264
9	0.10337	0.10278	0.10352	0.10292	0.10368	0.10306	0.10384	0.10321	0.10389	0.10335
22.0	0.10415	0.10349	0.10431	0.10363	0.10446	0.10378	0.10462	0.10392	0.10478	0.10406
1	0.10494	0.10421	0.10509	0.10435	0.10525	0.10450	0.10541	0.10464	0.10557	0.10478
2	0.10573	0.10493	0.10589	0.10507	0.10605	0.10522	0.10621	0.10536	0.10637	0.10551
3	0.10653	0.10565	0.10669	0.10580	0.10686	0.10595	0.10702	0.10609	0.10718	0.10624
4	0.10734	0.10638	0.10751	0.10653	0.10767	0.10668	0.10783	0.10682	0.10800	0.10697
5	0.10816	0.10712	0.10833	0.10726	0.10849	0.10741	0.10866	0.10756	0.10882	0.10771
6	0.10899	0.10785	0.10915	0.10800	0.10932	0.10815	0.10949	0.10830	0.10966	0.10845
7	0.10982	0.10860	0.10999	0.10874	0.2016	0.10889	0.2033	0.10904	0.2050	0.10919
8	0.2066	0.1934	0.2084	0.1949	0.2101	0.1964	0.2118	0.1979	0.2135	0.1994
9	0.2152	0.2009	0.2169	0.2024	0.2186	0.2039	0.2203	0.2054	0.2221	0.2069
23.0	0.2238	0.2085	0.2255	0.2100	0.2272	0.2115	0.2290	0.2130	0.2307	0.2145
1	0.2325	0.2160	0.2342	0.2176	0.2360	0.2191	0.2377	0.2206	0.2395	0.2221
2	0.2412	0.2237	0.2430	0.2252	0.2448	0.2267	0.2465	0.2283	0.2483	0.2298
3	0.2501	0.2313	0.2519	0.2329	0.2536	0.2344	0.2554	0.2360	0.2572	0.2375
4	0.2590	0.2390	0.2608	0.2406	0.2626	0.2421	0.2644	0.2437	0.2662	0.2452
5	0.2680	0.2468	0.2699	0.2484	0.2717	0.2499	0.2735	0.2515	0.2753	0.2630
6	0.2771	0.2546	0.27	0.2562	0.2808	0.2577	0.2827	0.2593	0.2845	0.2609
7	0.2863	0.2624	0.2882	0.2640	0.2900	0.2656	0.2919	0.2672	0.2938	0.2687
8	0.2956	0.2703	0.2975	0.2719	0.2993	0.2735	0.3012	0.2751	0.3031	0.2767
9	0.3050	0.2783	0.3069	0.2798	0.3088	0.2814	0.3107	0.2830	0.3126	0.2846
24.0	0.3145	0.2862	0.3163	0.2878	0.3183	0.2894	0.3202	0.2910	0.3220	0.2926
1	0.3240	0.2942	0.3259	0.2958	0.3279	0.2975	0.3298	0.2991	0.3317	0.3007
2	0.3337	0.3023	0.3356	0.3039	0.3375	0.3055	0.3395	0.3072	0.3414	0.3088
3	0.3434	0.3104	0.3453	0.3129	0.3473	0.3137	0.3493	0.3153	0.3512	0.3169
4	0.3532	0.3185	0.3552	0.3202	0.3572	0.3218	0.3591	0.3235	0.3611	0.3251
5	0.3631	0.3267	0.3651	0.3284	0.3671	0.3300	0.3691	0.3317	0.3711	0.3333
6	0.3731	0.3350	0.3751	0.3366	0.3772	0.3383	0.3792	0.3399	0.3812	0.3416
7	0.3832	0.3433	0.3853	0.3449	0.3873	0.3466	0.3893	0.3482	0.3914	0.3499
8	0.3934	0.3516	0.3955	0.3532	0.3975	0.3549	0.3996	0.3566	0.4016	0.3583
9	0.4037	0.3600	0.4058	0.3616	0.4078	0.3633	0.4099	0.3650	0.4120	0.3667
25.0	0.4141	0.3684	0.4162	0.3701	0.4183	0.3717	0.4204	0.3734	0.4224	0.3751
1	0.4246	0.3768	0.4267	0.3785	0.4288	0.3802	0.4309	0.3819	0.4330	0.3836
2	0.4351	0.3853	0.4372	0.3870	0.4394	0.3887	0.4415	0.3905	0.4436	0.3922
3	0.4458	0.3939	0.4479	0.3956	0.4501	0.3973	0.4522	0.3990	0.4544	0.4008
4	0.4566	0.4025	0.4587	0.4042	0.4609	0.4059	0.4631	0.4077	0.4652	0.4094
5	0.4674	0.4111	0.4696	0.4129	0.4718	0.4146	0.4740	0.4163	0.4762	0.4180
6	0.4784	0.4198	0.4806	0.4216	0.4828	0.4233	0.4850	0.4251	0.4872	0.4268
7	0.4894	0.4286	0.4916	0.4303	0.4939	0.4321	0.4961	0.4338	0.4983	0.4356
8	0.5006	0.4373	0.5028	0.4391	0.5051	0.4409	0.5073	0.4426	0.5096	0.4444
9	0.5118	0.4462	0.5141	0.4479	0.5164	0.4497	0.5186	0.4515	0.5209	0.4533
26.0	0.5232	0.4550	0.5255	0.4568	0.5278	0.4586	0.5301	0.4604	0.5324	0.4622
1	0.5347	0.4640	0.5370	0.4658	0.5393	0.4675	0.5416	0.4693	0.5439	0.4711
2	0.5462	0.4729	0.5485	0.4747	0.5509	0.4765	0.5532	0.4783	0.5555	0.4801
3	0.5579	0.4820	0.5602	0.4838	0.5626	0.4856	0.5649	0.4874	0.5673	0.4892
4	0.5696	0.4910	0.5720	0.4928	0.5744	0.4947	0.5767	0.4965	0.5791	0.4983
5	0.5815	0.5001	0.5839	0.5020	0.5863	0.5038	0.5887	0.5056	0.5911	0.5075
6	0.5935	0.5093	0.5959	0.5111	0.5983	0.5130	0.6007	0.5148	0.6031	0.5167
7	0.6056	0.5185	0.6080	0.5204	0.6104	0.5222	0.6129	0.5241	0.6153	0.5259
8	0.6177	0.5278	0.6202	0.5296	0.6226	0.5315	0.6251	0.5333	0.6276	0.5352
9	0.6300	0.5371	0.6325	0.5389	0.6350	0.5408	0.6375	0.5427	0.6390	0.5445
27.0	0.6424	0.5464	0.6449	0.5483	0.6474	0.5502	0.6499	0.5521	0.6524	0.5539
1	0.6549	0.5558	0.6574	0.5577	0.6600	0.5596	0.6625	0.5615	0.6650	0.5634
2	0.6675	0.5653	0.6701	0.5672	0.6726	0.5691	0.6752	0.5710	0.6777	0.5729
3	0.6803	0.5748	0.6828	0.5767	0.6854	0.5786	0.6879	0.5805	0.6905	0.5824
4	0.6931	0.5843	0.6957	0.5862	0.6983	0.5882	0.7008	0.5901	0.7034	0.5920
5	0.7060	0.5939	0.7086	0.5959	0.7112	0.5978	0.7138	0.5997	0.7165	0.6016
6	0.7191	0.6036	0.7217	0.6055	0.7243	0.6075	0.7270	0.6094	0.7296	0.6113
7	0.7322	0.6133	0.7349	0.6152	0.7375	0.6172	0.7402	0.6191	0.7429	0.6211
8	0.7455	0.6230	0.7482	0.6250	0.7509	0.6269	0.7535	0.6289	0.7562	0.6309
9	0.7589	0.6328	0.7612	0.6348	0.7643	0.6368	0.7670	0.6387	0.7697	0.6407
28.0	0.7724	0.6427								

Cetvel E6.12- Lbn , B<sub>x</sub> ve B<sub>v</sub> değerleri.

5- Normal kesitte, eşdeğer diş sayıları (Cetvel 2.4);

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_o}$$

• Taksimat dairesindeki kavrama açısı (alın kesitinde),

$$\operatorname{tg} \alpha_o = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{on}}{\cos \beta_o} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 23^\circ} = 0,3954$$

$$\| \alpha_o = 21,574^\circ \cong 21,6^\circ$$

• Temel dairesindeki helis açısı,

$$\operatorname{tg} \beta_g = \operatorname{tg} \beta_o \cdot \cos \alpha_o = \operatorname{tg} 23^\circ \cdot \cos 21,6^\circ = 0,3947$$

$$\| \beta_g \cong 21,54^\circ$$

$$Z_{1n} = \frac{Z_1}{\cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_o} = \frac{30}{(0,9291)^2 \cdot \cos 23^\circ}$$

$$\| Z_{1n} = 37,7$$

$$Z_{2n} = \frac{Z_2}{\cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_o} = Z_{1n} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} = 37,7 \cdot \frac{33}{30}$$

$$\| Z_{2n} = 41,5$$

( $Z_n$  değerleri için, Cetvel E6.13'ü inceleyiniz)

$\beta_o$	0°	1	2	3	4	5°	6	7	8	9	10°	11	12	13	14	15°
$\cos^2 \beta_g$	1,0000	0,9997	0,9989	0,9976	0,9957	0,9933	0,9904	0,9869	0,9829	0,9784	0,9734	0,9679	0,9618	0,9553	0,9483	0,9408
$Z_n/Z$	1,000	1,000	1,002	1,004	1,007	1,011	1,015	1,021	1,027	1,035	1,043	1,053	1,063	1,074	1,087	1,110
$\beta_o$	16	17	18	19	20°	21	22	23	24	25°	26	27	28	29	30°	31
$\cos^2 \beta_g$	0,9329	0,9245	0,9157	0,9064	0,8967	0,8866	0,8761	0,8652	0,8539	0,8423	0,8303	0,8180	0,8054	0,7925	0,7792	0,7658
$Z_n/Z$	1,115	1,131	1,148	1,167	1,187	1,208	1,231	1,256	1,282	1,310	1,340	1,372	1,406	1,443	1,482	1,523
$\beta_o$	32	33	34	35°	36	37	38	39	40°	41	42	43	44	45°	-	-
$\cos^2 \beta_g$	0,7520	0,7361	0,7209	0,7065	0,6919	0,6782	0,6653	0,6533	0,6432	0,6352	0,6299	0,6246	0,6203	0,6179	0,6165	-
$Z_n/Z$	1,568	1,616	1,666	1,721	1,779	1,841	1,907	1,979	2,055	2,137	2,226	2,320	2,422	2,532	-	-

Cetvel E6.13-  $\beta_o$  helis açısına bağlı olarak hesap büyüklükleri.

6- Toplam profil kaydırma faktörünün, pinyon ve çarka paylaştırılması;

$$\frac{Z_{1n} + Z_{2n}}{2} = \frac{37,7 + 41,5}{2} = 39,6$$

$$\frac{x_1 + x_2}{2} = \frac{0,335}{2} = 0,1675$$

koordinatları, Şekil 6.1b'deki L11 doğrusu üzerinde kesişir. Bu doğru üzerinde:

$$\left. \begin{array}{l} Z_{1n} = 37,7 \text{ için } \| X_1 = 0,210 \\ Z_{2n} = 41,5 \text{ için } \| X_2 = 0,125 \end{array} \right\} \text{ elde edilir.}$$

7- Diş başı dairesi çapları (Cetvel 2.1);

Baş kısaltması yapılmayan dişli çarklarda,

$$d_{k1} = d_{b1} + 2m_n (1 + X_1)$$

şeklindedir.

$$d_{k1} = 89,625 + 2 \cdot 2,75 (1 + 0,210)$$

$$\| \underline{d_{k1} = 96,28 \text{ mm.}}$$

$$d_{k2} = d_{b2} + 2m_n (1 + X_2)$$

$$d_{k2} = 98,587 + 2 \cdot 2,75 (1 + 0,125)$$

$$\| \underline{d_{k2} = 104,775 \text{ mm}}$$

8- Yuvarlanma dairesi çapları (Cetvel 2.1);

$$d_{b1} = 2a \frac{Z_1}{Z_1 + Z_2} = 2 \cdot 95 \cdot \frac{30}{30 + 33}$$

$$\| \underline{d_{b1} = 90,476 \text{ mm.}}$$

$$d_{b2} = u \cdot d_{b1} = \frac{39}{30} \cdot 90,476$$

$$\| \underline{d_{b2} = 99,524 \text{ mm.}}$$

9- Diş yüksekliği (yuvarlanma dairesinden itibaren);

$$h_{k1} = 0,5 (d_{k1} - d_{b1}) \left\{ \right.$$

$$h_{k2} = 0,5 (d_{k2} - d_{b2}) \left\{ \right.$$

(E6/63)

$$h_{k1} = 0,5 (96,28 - 90,476)$$

$$\| \underline{h_{k1} = 2,902 \text{ mm.}}$$

$$h_{k2} = 0,5 (104,775 - 99,524)$$

$$\| \underline{h_{k2} = 2,625 \text{ mm.}}$$

10- Normal kesitte, yuvarlanma dairesi çapları;

(Normal kesitte, eşdeğer - düz dişli çarkların yuvarlanma dairesi çapları veya yuvarlanma dairesindeki eşdeğer çaplar)

$$d_{bn} = \frac{d_p}{\cos \beta_g}$$

(E6/64)

Pinyon için,

$$d_{b1n} = \frac{d_{b1}}{\cos^2 \beta_g} = \frac{90,476}{\cos^2 21,54^\circ}$$

$$\| d_{b1n} = 104,57 \text{ mm.}$$

Çark için,

$$d_{b2n} = \frac{d_{b2}}{\cos^2 \beta_g} = \frac{99,524}{\cos^2 21,54^\circ}$$

$$\| d_{b2n} = 115,03 \text{ mm.}$$

11- Normal kesitteki yuvarlanma dairesi modülü ;

$$m_{bn} = \frac{d_{b1n}}{Z_{1n}} = \frac{d_{b1} \cdot \cos \beta_0}{Z_1} \quad (\text{Şekil E6.20})$$

$$m_{bn} = \frac{104,57}{37,7}$$

$$\| m_{bn} = 2,77 \text{ mm.}$$

12- Taksimat dairesindeki profil kavrama oranının kısımları (Şekil E6.20);

$$100 \cdot h_{k1} / d_{b1n} = 100 \cdot 2,902 / 104,52 = 2,776$$

$$\left. \begin{array}{l} 100 \cdot h_{k1} / d_{b1n} = 2,776 \\ \alpha_{bn} = 21,22^\circ \end{array} \right\} \quad \| \underline{E_{01} = 0,81}$$

$$100 \cdot h_{k2} / d_{b2n} = 100 \cdot 2,625 / 115,03 = 2,282$$

$$\left. \begin{array}{l} 100 \cdot h_{k2} / d_{b2n} = 2,282 \\ \alpha_{bn} = 21,22^\circ \end{array} \right\} \quad \| \underline{E_{02} = 0,83}$$

13- Normal kesitte, profil kavrama oranının kısımları (kısmi kavrama oranları) ;

$$E_{1n} = E_{01} \cdot h_{k1} / m_{bn} \quad (\text{Şekil E6.20})$$

$$E_{1n} = 0,81 \cdot 2,902 / 2,77$$

$$\| \underline{E_{1n} \cong 0,85}$$

$$E_{2n} = E_{02} \cdot h_{k2} / m_{bn} \quad (\text{Şekil E6.20})$$

$$E_{2n} = 0,83 \cdot 2,625 / 2,77$$

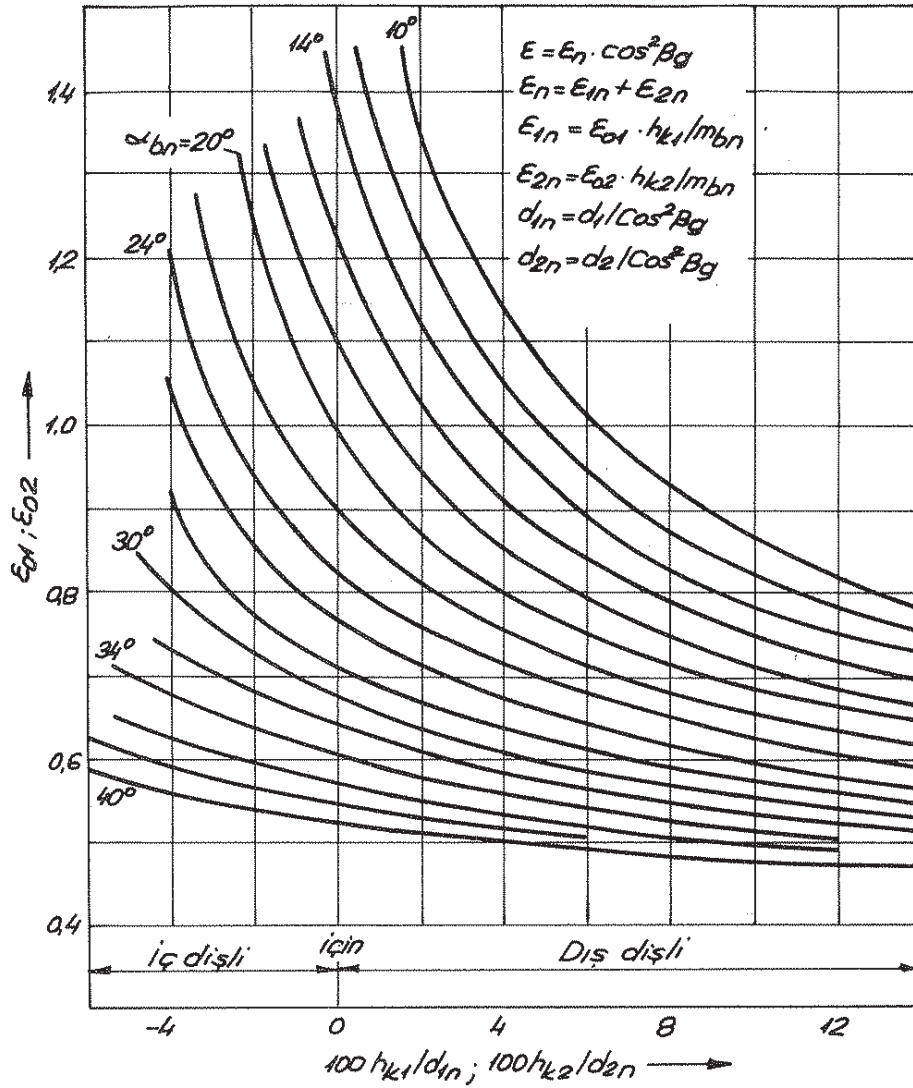
$$\| \underline{E_{2n} \cong 0,79}$$

14- Normal kesitte, profil kavrama oranı (normal kesitteki mekanizmanın profil kavrama oranı) ;

$$E_n = E_{1n} + E_{2n} \quad (\text{Şekil E6.20})$$

$$\epsilon_n = 0,85 + 0,79$$

$$\| \epsilon_n = 1,64$$



Şekil E6.20 - 20° - dişliler için, alın ve normal kesitteki profil kavrama oranları  $E$ ,  $E_n$ .

$$m_{bn} = d_{b1n} / Z_{1n} = d_{b1} \cdot \cos \beta_0 / Z_1 ;$$

$$d_1 = d_{b1} ; d_{1n} = d_{b1n} ;$$

$$E_w = 1 + (\epsilon_n - 1) \frac{m_n + v^2/4}{m_n + f/6} \leq 2$$

15- Alın kesitinde, profil kavrama oranı;

$$E = \epsilon_n \cdot \cos^2 \beta_g \text{ (Şekil E6.20)}$$

$$E = 1,64 \cdot \cos^2 21,54^\circ$$

$$\| \underline{E \cong 1,42}$$

16- Adım kavrama oranı (Cetvel 2.1);

$$\epsilon_{sp} = \frac{b \cdot \sin \beta_0}{m_n \cdot \pi} = \frac{17,5 \cdot \sin 23^\circ}{2,75 \cdot \pi}$$

$$\| \epsilon_{sp} = 0,79$$

17- Yuvarlanma dairesindeki çevre hızı ;

$$v = \frac{\pi \cdot d_{b1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,90476 \cdot 858}{60}$$

$$\| v \approx 4,07 \text{ m/sn.}$$

18- Dış hataları (Cetvel E6.14);

(Dış hatası için pinyonda veya karşı dişlide en büyük hata esas alınır).

• Kavrama - taksimat hatası ,

$$f_e \leq g_e (3 + 0,3 \cdot m + 0,2 \sqrt{d_o})$$

$g_e$  faktörü,

$$\left. \begin{array}{l} \text{Kalite: 6} \\ v = 4,07 \text{ m/sn.} \end{array} \right\} \| g_e = 1,4$$

$$f_e \leq g_e (3 + 0,3 \cdot m + 0,2 \sqrt{d_{o2}}) = 1,4 (3 + 0,3 \cdot 2,99 + 0,2 \sqrt{98,587})$$

$$\| f_e \leq 8,24 \mu$$

• Yüzey - doğrultu hatası (dış yüzeyi genişliği boyunca hata) ,

$$f_R \leq g_R \sqrt{b}$$

$g_R$  faktörü,

$$\left. \begin{array}{l} \text{Kalite: 6} \\ v = 4,07 \text{ m/sn.} \end{array} \right\} \| g_R = 1,0$$

$$f_R \leq 1 \sqrt{17,5}$$

$$\| f_R \leq 4,2 \mu$$

• Etkili yüzey doğrultu hatası - etkili dış yüzeyi boyunca hata - (iyi bir alışmadan sonra),

$$f_{Rw} \approx 0,75 \cdot f_R + g_K \cdot u \cdot C_s$$

$g_K$  faktörü,

$$\| g_K = 0 \text{ (Her iki taraftan yataklanmış alın çarklar için)}$$

$$f_{Rw} \approx 0,75 \cdot 4,2$$

$$\| f_{Rw} \approx 3,15 \mu$$

Çevre hızı $v$ [m/sn]	Yağlama şekli	Diş yüzeyi (imal metodu)	Kalite DIN 3962	Faktörler	
				$g_e$	$g_R$
0 ... 0,8	Gresle	Döküm, kaba talaş alınmış	12	16	4
			11	10	3,2
			10	6,3	2,6
0,8 ... 4	Gres veya dalma yağlama	Frezeleşmiş	9	4	2,0
			8	2,8	1,6
4 ... 12	Dalma yağlama	İnce talaş alınmış veya taşlanmış	7	2	1,3
			6	1,4	1,0
12 ... 60	Püskürtme yağlama	İnce taşlanmış, master dişli çark	5	1,0	0,8
			4	0,7	0,64

Cetvel E6.14 - Yağlama ve diş kalitesi için değerler, diş hataları  $f_e$  ve  $f_R$ .

- DIN 3961'e göre, kavrama - taksimat hatası :

$$f_e \leq g_e (3 + 0,3 \cdot m + 0,2 \sqrt{d_0}) [\mu]$$

- FZG nin tekliflerine göre ;

- Diş yüzeyi genişliği boyunca hata (diş yüzeyi - doğrulttu hatası) :

$$f_R = g_R \sqrt{b} [\mu] ; b - \text{diş genişliği [mm]}$$

- Etkili diş yüzeyi boyunca hata (iyi bir alışmadan sonra) :

$$f_{RW} \approx 0,75 \cdot f_R + g_K \cdot u \cdot C_S$$

- Her iki taraftan yataklanmış alın dişli çarklar için :

$$g_K = 0$$

- Tek taraftan yataklanmış alın dişli çarklar için :

$$g_K = 0,3$$

- Diş yüzeyi bombesiz tek taraftan yataklanmış konik dişli çarklar için :  $g_K = 1,2$  (diş yüzeyi bombeli ise = 0,6)

- Diş yüzeyi bombeli ve her iki taraftan yataklanmış konik pinyon için :  $g_K = 0,3$

$C_S$  - Darbe katsayısı (Cetvel E6.15)

$u$  - Diş genişliğinin her mm sine etki eden çevre kuvveti (Eşitlik E6/69)

19- Etkili kavrama oranı ;

Maksimum kuvvetin dişe etki ettiği noktanın bulunması için etkili kavrama oranı  $E_W$  kullanılır. Bu değer 1. derecede yaklaşık olarak :

$$E_W = 1 + (E_n - 1) \frac{m_n + v/4}{m_n + f/b} \quad (\text{Şekil E6.20})$$



yazılabilir. Burada  $f$ ; taksimat-, yüzey şekli- ve yuvarlanma dairesindeki hataların maksimum  $U$  değeridir.

Tek dişin kavramaya başlamasında kuvvetin etki ettiği en uygun alma-yan noktanın yeri  $E_w$  ile tespit edilir. Bundan dolayı  $E_w$  sadece döndürülen dişlinin (pinyonun) diş yüzeyinin ve döndürülen dişlinin diş tabanının taşıma kabiliyetinin hesabında kullanılır.

Eğer Çark 1 döndürüyorsa:

$$E_{1W} \cong E_{1n} \frac{E_w}{E_n} \quad (E6/65)$$

Eğer Çark 2 döndürüyorsa:

$$E_{1W} \cong E_{1n} \quad (E6/66)$$

dir.

$f = 8,24 \mu$  alınarak (en büyük hata değeri),

$$E_w = 1 + (E_n - 1) \frac{m_n + v/4}{m_n + f/b} = 1 + (1,64 - 1) \frac{2,75 + 4,07/4}{2,75 + 8,24/6}$$

$$\| E_w = 1,585 < 2 \quad (E_w > 2 \text{ olursa, } E_w = 2 \text{ alınır})$$

ve, çark 1 döndürdüğüne göre;

$$E_{1W} \cong E_{1n} \frac{E_w}{E_n} = 0,85 \cdot \frac{1,585}{1,64}$$

$$\| E_{1W} = 0,82$$

bulunur.

20- Yuvarlanma dairesindeki nominal çevre kuvveti;

$$U = \frac{75 \cdot N_1}{v} = \frac{2 \cdot M_1}{db_1} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} U & N_1 & v & M_1 & db_1 \\ \hline \text{kp} & \text{BG} & \text{m/sn} & \text{kp} \cdot \text{mm} & \text{mm} \end{array} \quad (E6/67)$$

$$U = \frac{75 \cdot 29}{4,07}$$

$$\| U = 534,4 \text{ kp}$$

21- Nominal yük değeri;

$$B = \frac{U}{db_1 \cdot b} = \frac{2 \cdot M_1}{db_1^2 \cdot b} = \frac{1,4324 \cdot 10^6 \cdot N_1^{[BG]}}{db_1^2 \cdot b \cdot n_1} = \frac{1,980 \cdot 10^6 \cdot N_1^{[kW]}}{db_1^2 \cdot b \cdot n_1} \quad (E6/68)$$

$$B = \frac{534,4}{90,476 \cdot 17,5}$$

$$\| B = 0,338 \text{ kp/mm}^2$$

22- Nominal döndürme momenti;

$$M_1 = 71620 \frac{N_1}{n_1} = 71620 \frac{29}{858}$$

$$\| M_1 = 2420,7 \text{ kp} \cdot \text{cm} \cong 24,2 \text{ kp} \cdot \text{m}$$

23- Diş genişliğinin her mm sine etki eden çevre kuvveti ;

$$u = \frac{U}{b} = B \cdot d/b_1 \quad (E6/69)$$

$$u = 534,4 / 17,5$$

$$\| \underline{u = 30,6 \text{ kp/mm}}$$

24- Darbe katsayısı ;

$$\| \underline{C_S = 1,25 \text{ (Cetvel E6.15)}}$$

İş makinasının cinsi	Güç kaynağı		
	Elektrik motoru	Türbin, çok silindri motor	Tek silindri motor
Genaratör, ileri geri hareket mekanizması, bantlı konveyör, küçük kapasiteli asansör ve vinç, türbo vantilatör ve kompresör, yoğunluğu üniform cisimler için karıştırıcı	1,0	1,25	1,5
Takım tezgahlarının ana mekanizması, büyük kapasiteli asansör, döner vinçlerin merkez kısımları, maden ocağı vantilatörleri, yoğunluğu üniform olmayan cisimler için karıştırıcı, çok silindri pistonlu pompalar, tevzi pompaları	1,25	1,5	1,75
Zimba, makas, lastik yoğurma makinası, haddehane ve izabe makineleri, keçeli yükleyici, yüksek güçlü santrifüj, yüksek güçlü tevzi pompaları	1,75	2,0	2,25

Cetvel E6.15 - Darbe katsayısı  $C_S$  için değerler.

$$C_S = M_{winkl.} / M_1$$

$M_{winkl.}$  - Tekerrür eden en büyük dış döndürme momenti

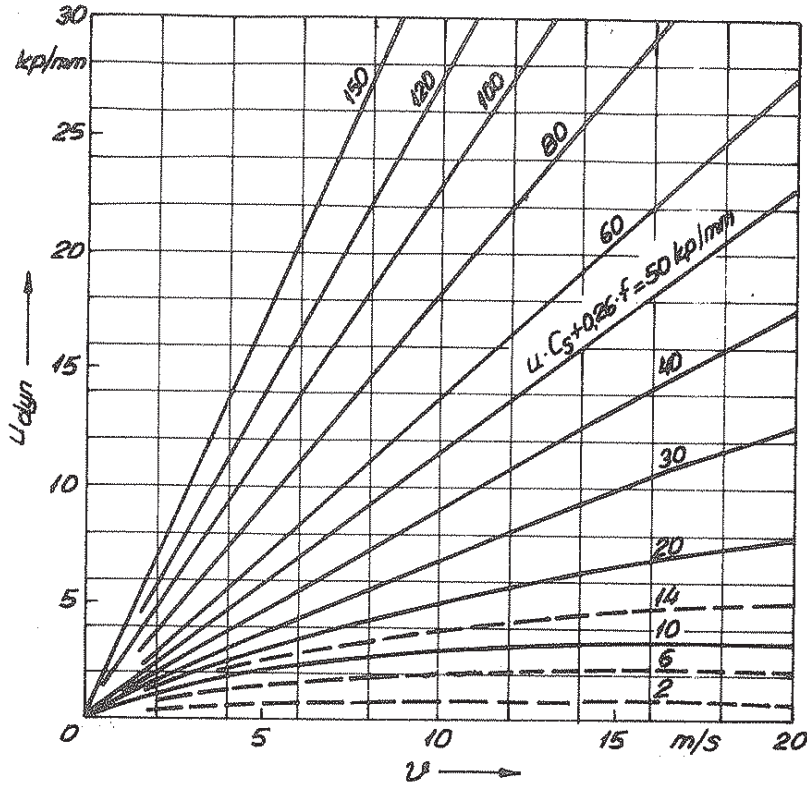
$M_1$  - Hesaptaki nominal döndürme momenti

25- Diş genişliğinin her mm sine etki eden dinamik çevre kuvveti ;

$$u \cdot C_S + 0,26 \cdot f = 30,6 \cdot 1,25 + 0,26 \cdot 8,24$$

$$\| \underline{u \cdot C_S + 0,26 \cdot f \cong 40,4 \text{ kp/mm}}$$

$$\left. \begin{array}{l} u \cdot C_S + 0,26 \cdot f = 40,4 \text{ kp/mm} \\ v = 4,07 \text{ m/sn.} \end{array} \right\} \underline{u_{dyn} = 3,9 \text{ kp/mm (Şekil E6.21)}}$$



Sekil E6.21- Dinamik katsayı  $C_D$  ve  $U_{dyn}$ .

$$C_D = 1 + \frac{U_{dyn}}{u \cdot C_s (E_{sp} + 1)} \leq 1 + \frac{0.3 \cdot u \cdot C_s + f}{u \cdot C_s (E_{sp} + 1)}$$

$$u = B \cdot db_1$$

$f [\mu]$  = Mevcut  $f_e$ ,  $f_f$ ,  $f_i'$  dış hatalarının en büyük değeri

$f_e$  - Kovrama taksimat hatası

$f_f$  - Dış profilinin şekil hatası

$f_i'$  - Yuvarlanma hatası

(Kısım EK-2)

26- Dinamik katsayı (Şekil E6.21);

$$C_D = 1 + \frac{U_{dyn}}{u \cdot C_s (E_{sp} + 1)} = 1 + \frac{3.9}{30.6 \cdot 1.25 (0.79 + 1)}$$

$$\underline{C_D = 1.057}$$

Kontrol:

$$1 + \frac{0.3 \cdot u \cdot C_s + f}{u \cdot C_s (E_{sp} + 1)} = 1 + \frac{0.3 \cdot 30.6 \cdot 1.25 + 8.24}{30.6 \cdot 1.25 (0.79 + 1)} = 1.288$$

$1.057 < 1.288$ ; uygundur.

27- Yük taşıma hatası katsayısı;

Dışın yay sabitesi,

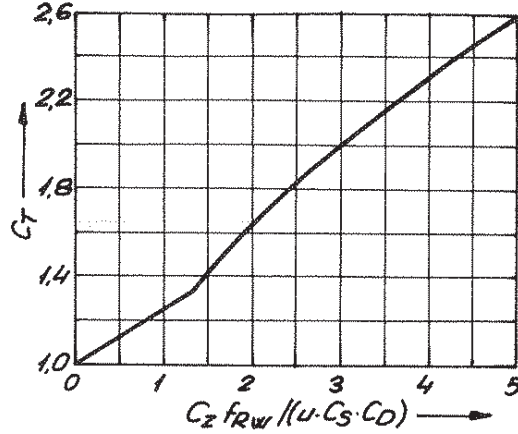
$S_t / S_t$  malzeme çifti için

$$\underline{C_Z \cong 1} \quad (\text{Şekil E6.22})$$

$$C_Z \cdot f_{rw} / (u \cdot C_S \cdot C_D) = 1.315 / (30.6 \cdot 1.25 \cdot 1.057) = 0.08$$

$$C_Z \cdot f_{rw} / (u \cdot C_S \cdot C_D) = 0.08 \text{ için}$$

$$\underline{C_T = 1.02} \text{ (Şekil E6.22)}$$



Şekil E6.22 -  $C_T$  yük taşıma hatası katsayısı.

$$St/St \text{ çifti için } C_Z \cong 1,$$

$$St/GG \text{ " " } C_Z \cong 0.74,$$

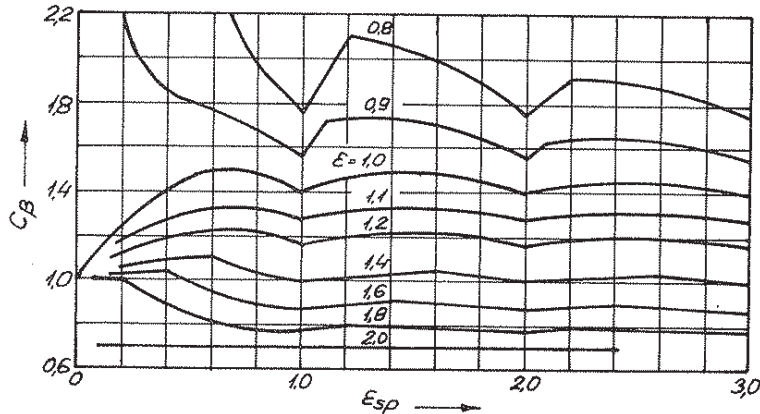
$$GG/GG \text{ " " } C_Z \cong 0.55,$$

$f_{rw}$  için Cetvel E6.14'e bakınız.

28 - Helisel dişli katsayısı ;

Helisel dişlilerde yük dağılımı ayrıca aynı anda kavramada bulunan diş genişliklerinin  $b$  diş genişliğinden farklı olmasıyla ve dişlerin çapraz temas çizgilerindeki yay sabitelerinin değişken olmasından dolayı değişir. Bu etki yapılan hesaplarda  $C_\beta$  katsayısı ile göz önüne alınmıştır.

$$\left. \begin{array}{l} E = 1.42 \\ E_{sp} = 0.79 \end{array} \right\} \underline{C_\beta = 1.01} \text{ (Şekil E6.23)}$$



Şekil E6.23 - Helisel dişliler için  $C_\beta$  katsayısı.

$$\beta = 0^\circ \text{ için } C_\beta = 1,$$

$$E_{sp} = 1, 2, 3, \dots \text{ için } C_\beta = 1.4 / E,$$

$$E_{sp} \geq 1 \text{ için } C_\beta \cong 1.4 / E$$

29- Etkili yük değeri ;

Gerçek diş zorlanmasının hesaplanması için kullanılan etkili yük değeri :

$$B_w = B \cdot C_s \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_p \quad (E6/70)$$

dir. Buna göre ;

$$B_w = 0,338 \cdot 1,25 \cdot 1,057 \cdot 1,02 \cdot 1,01$$

$$\parallel B_w = 0,460 \text{ kp/mm}^2$$

bulunur.

30- Öngörülen malzeme (pinyon ve çark için) ;

16 Mn Cr 5 , sementasyonla sertleştirilmiş ; diş yüzey sertliği : 650 HB (Cetvel E6-16 , Nr. 19)

31- Pitting teşekkülüne karşı emniyet ;

$$S_G = \frac{k_D}{B_w \cdot Y_w} \cdot \frac{i}{i+1} \quad (E6/71)$$

a) Diş yüzeyi taşıma kabiliyeti için esas olan sınır değer (sürekli mukavemet halinde - diş yüzeyi taşıma kabiliyeti)  $k_D$  ;

$$k_{D1,2} = k_{D1,2} \cdot Y_G \cdot Y_H \cdot Y_S \cdot Y_V \quad (E6/72)$$

$Y_G$  - Malzeme çifti için katsayı

Cetvel E6-16 daki malzemelerin ;

• Çeliğe karşı çalışması halinde :

$$Y_G = 1 \quad (E6/73)$$

• Dökme demire (GG) karşı çalışması halinde :

$$Y_G = 1,5 \quad (E6/74)$$

• Elastikiyet modülü  $E_G$  [ $\text{kp/mm}^2$ ] olan malzemeye karşı çalışması halinde :

$$Y_G = 0,5 + 2,1 \cdot 10^4 / 2 \cdot E_G \quad (E6/75)$$

alınır.

Çelik / Çelik malzeme çifti için ,

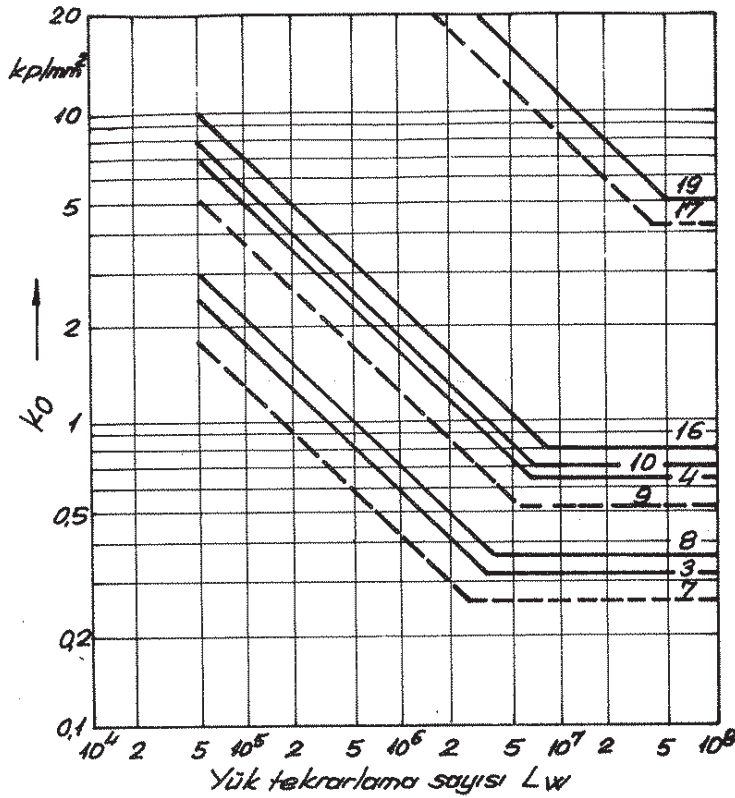
$$\parallel Y_G = 1$$

$k_D$  - Dişli çark malzemesinin yuvarlanma mukavemeti (malzemenin sürekli mukavemeti halinde - yuvarlanma mukavemeti) ;

Pinyon ve çark için (16 Mn Cr 5),

$$\parallel k_{D1} = k_{D2} = 5 \text{ kp/mm}^2 \text{ (Cetvel E6-16)}$$

Öngörülen  $L_h$  ömründe ise  $k_0$ , şekil E6.24 ten alınır.



Şekil E6.24 - Diş yüzey mukavemeti  $k_0$  için ömür eğrileri. Eğrilerdeki sayılar Cetvel E6.16 daki malzeme numaralarıdır. Diğer malzemeler için eğriler Cetvel E6.16. daki sürekli  $k_0$  değerine uygun bir şekilde düzenlenebilir.  $S_G < 1$  için tam yükteki ömür:

$$L_h = \frac{L_w}{60} \approx \frac{167 \cdot 10^3 \cdot k_0 \cdot S_G^2}{n} \text{ [h].}$$

$Y_H$  - Yüzey sertliği için katsayı

• Eğer malzemenin yüzey sertliği, Cetvel E6.16 daki HB değeriyle eşit ise:

$$Y_H = 1 \quad (\text{E6/76})$$

• Eğer malzemenin yüzey sertliği, Cetvel E6.16 daki HB değerinden farklı ve 650 den daha küçük ise:

$$Y_H = (H / HB)^2 \quad (\text{E6/77})$$

dir. Meselâ St 70.11 malzemesinde, sertlik 220 HB olsun. Aynı malzemenin cetveldeki değeri 208 HB olduğuna göre;  $Y_H = (220/208)^2 \approx 1.12$  bulunur.

Pinyon ve çark için kullanılan 16MnCr5 malzemesinin yüzey sertliği ile Cetvel E6.16 daki HB değeri aynıdır (650 HB) şu halde;

$$\| Y_{H1} = Y_{H2} = 1 \quad (\text{Eşitlik E6/76})$$

alınır.

Nr.	Malzeme		Deney Çubuğu		Dişli Çarkta <sup>1</sup>				
	Cinsi ve Isıl işlem durumu	Sembol	$\sigma_B$	$\sigma_{bw}$	Sertlik HB		Sürekli mukavemet		Statik mukavemet $\sigma_{DB}$ kp/mm <sup>2</sup>
			kp/mm <sup>2</sup>	kp/mm <sup>2</sup>	Çebirdele	Yüzey	$k_0^7$	$\sigma_0^4$	
1	Dökme demir	GG 18	18	9	170		0,19	4,5	18
2		GG 26	26	12	210		0,33	6,0	26
3	Sfero döküm	ferritik	60	-	170		0,32	25	100
4		ferritik	70...75	-	250		0,64	25	140
5	Çelik döküm	GS 52	52	21	150		0,21	15	47
6		GS 60	60	24	175		0,30	17,5	52
7	Alaşimsız ve sertleştirilmemiş imalat çeliği	St 42.11	42...50	20...24	125		0,25	16	45
8		St 50.11	50...60	23...28	150		0,36	19	55
9		St 60.11	60...70	28...33	180		0,52	21	65
10		St 70.11	70...85	33...40	208		0,70	24	80
11	İslah çeliği	C 22	50...60	22...27	140		0,23	19,3	60
12		C 45	65...80	30...34	185		0,40	23	80
13		C 60	75...90	34...41	210		0,54	25,5	90
14		34Cr4	75...90	36...44	260		0,80	30	90
15a		37MnSi5	70...80	36...42	230		0,55	30,5	90
15b		37MnSi5	80...95	38...46	260		0,70	31,5	95
16	42CrMo4	95...110	46...54	300		0,80	31,5	110	
17	Sementasyon çeliği	C 10	45...60	25	170	590	4,2	20	90
18		C 15	50...65	27	190	736	4,9	22	95
19		16MnCr5	80...110	-	270	650	5,0	42	140
20		20MnCr5	100...130	-	360	650	5,0	47	160
21		15CrNi6	90...120	-	310	650	5,0	44	160
22		18CrNi8	120...145	-	400	650	5,0	47	170
23	Alev veya endüksiyonla sertleştirilmiş çelik	Ck 45	65...80	-	220	595	4,3	31,5	140
24		37MnSi5	90...105	-	270	560	3,7	34	125
25		53MnSi4	90...110	-	275	615	4,5	35	110
26		41Cr4	90...110	-	275	587	4,2	35	110
27	Siyarı banyosunda sertleştirilmiş çelik	41Cr4	140...180	-	460	595	4,3	32	190
28		37MnSi5	150...190	-	470	550	3,6	35	200
29	Sert doku	Kaba	-	-	-	-	0,18	5,6	17
30		İnce	-	-	-	-	0,23	5,6	17

Çetvel E6.16 - Malzemelerin mukavemet değerleri.

 $\sigma_B$  - Kopma mukavemeti $\sigma_{bw}$  - Eğilme - alternatif mukavemeti $k_0$  - Diş yüzeyi - sürekli mukavemeti (dişli çark malzemesinin sürekli - yuvarlanma mukavemeti) $\sigma_0$  - Diş tabanı - sürekli mukavemeti1) Deney dişli çarkları genellikle şu ölçülere sahiptir: 20° - normal dişli;  $m=3$  mm.;  $Z_1=27$ ;  $Z_2=34$ ;  $b=10$  mm.; çevre hızı  $v \approx 8$  m/sn.

2) Sertleştirilmiş çelik için % 35 kadar büyük alınır.

3)  $v=12$  m/sn ve çelikten taşlanmış karşı çark için.4) Diş tabanı yuvarlatılması  $r_f \geq 0,2m$  için geçerlidir. Diğer  $r_f$  değerleri için Şekil E6.24 a'ya bakınız.5) Diş tabanına kadar yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş dişler için; sertleştirilmiş tabanın kalınlığı % 20 kadar daha az; sadece diş yüzeyinde yüzey sertleştirilmesi yapılmış,  $\sigma_0 < 25$  kp/mm<sup>2</sup> dir.6) Bugüne kadar kullanılan C- değeri =  $U/b \cdot t = 0,8$  kp/mm<sup>2</sup> ye uygun.

7) Eş çark aynı sertlikteki çelik ve yağlama 100 cSt için.

$y_s$  - Yağlama yağı için katsayı

$y_s$  katsayısının işletme sıcaklığındaki yağ viskozitesine bağlı olarak değerleri Cetvel E6.17 de verilmiştir.

$v$ [cst]	6,3	21	37	68	100	145	200	265	300
$y_s$	0,7	0,75	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,35

Cetvel E6.17 - işletme sıcaklığındaki yağın  $v$  [cst] viskozitesine bağlı olarak  $y_s$  değerleri.

Kullanılan yağ: Shell - Macoma 68

$$v = 76 \text{ cst (50}^\circ\text{C da)}$$

$$v = 21 \text{ cst (80}^\circ\text{C işletme sıcaklığında)}$$

$$v = 21 \text{ cst için Cetvel E6.17 den,}$$

$$\| \underline{y_s = 0,75}$$

okunur.

$y_v$  - Hız faktörü

$$y_v \cong 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2} \quad (E6/78)$$

$$y_v = 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/4,07)^2}$$

$$\| \underline{y_v = 0,823}$$

Dis yüzeyi - sürekli mukavemeti (pinyon ve çark için):

$$k_{D1} = k_{D2} = 5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 0,823$$

$$\| \underline{k_{D1} = k_{D2} = 3,09 \text{ kp/mm}^2}$$

b) Tekil kavrama noktası için dönüşüm faktörleri  $y_{w1}$ ,  $y_{w2}$  ;

$$\left. \begin{aligned} y_{w1} &= y_C \cdot \frac{y_\beta}{y_E} \\ y_{w2} &= y_C \cdot y_\beta \end{aligned} \right\} \quad (E6/79)$$

$y_C$  - Yuvarlanma noktası faktörü

$y_C$  değeri, cetvel E6.18 den alınabilir veya

$$y_C = \frac{1}{\sin \alpha_{bn} \cdot \cos \alpha_{bn}} \quad (E6/80)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir.



$\alpha_{bn}^\circ$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$y_c = 1 / (\sin \alpha_{bn} \cdot \cos \alpha_{bn})$	5,85	5,34	4,91	4,56	4,26	4,00	3,77	3,58	3,40	3,25	3,11	2,99	2,98
$\alpha_{bn}^\circ$	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
$y_c = 1 / (\sin \alpha_{bn} \cdot \cos \alpha_{bn})$	2,78	2,69	2,61	2,54	2,47	2,41	2,36	2,31	2,27	2,23	2,19	2,16	2,13

Cetvel E6.18 -  $y_c$  faktörü

$$y_c = \frac{1}{\sin 21,22^\circ \cdot \cos 21,22^\circ}$$

$$\| y_c = 2,96$$

$y_\beta$  - Helisel dişli katsayısı

$y_\beta$  değeri, Cetvel E6.19 dan alınabilir veya

$$y_\beta = \frac{\cos^4 \beta_0}{\cos \beta_0}$$

(E6/B1)

bağıntısından tesbit edilebilir.

$\beta_0^\circ$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$y_\beta$	1,000	0,999	0,998	0,997	0,994	0,990	0,986	0,981	0,976	0,969	0,962	0,954	0,946	0,937	0,927	0,916
$\beta_0^\circ$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
$y_\beta$	0,905	0,894	0,882	0,869	0,856	0,842	0,828	0,813	0,798	0,783	0,767	0,751	0,735	0,718	0,701	0,684
$\beta_0^\circ$	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	-	-
$y_\beta$	0,667	0,650	0,632	0,615	0,597	0,579	0,562	0,544	0,527	0,509	0,492	0,475	0,458	0,441	-	-

Cetvel E6.19 -  $y_\beta = \cos^4 \beta_0 / \cos \beta_0$  katsayısı

$\beta_0 = 23^\circ$  için Cetvel E6.19 dan,

$$\| y_\beta = 0,813$$

okunur veya hesaplar,

$$y_\beta = \frac{\cos^4 \beta_0}{\cos \beta_0} = \frac{\cos^4 21,54^\circ}{\cos 23^\circ}$$

$$\| y_\beta = 0,813$$

olarak bulunur.

$y_E$  - Kavrama oranı katsayısı

1 çarkı döndürüyorsa :

$$y_E = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{Z_1 \cdot \tan \alpha_{bn}} \left( 1 - \epsilon_{in} \cdot \frac{\epsilon_w}{\epsilon_n} \right) \leq 1.$$

(E6/B2)

2 çarkı döndürüyorsa :

$$y_E = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{Z_1 n \cdot \tan \phi_b n} (1 - E_{in}) \leq 1$$

(E6/83)

denklemleri kullanılır:

$$y_E = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{37,7 \cdot \tan 21,22^\circ} \left(1 - 0,85 \frac{1,585}{1,64}\right)$$

$$\| \underline{y_E = 0,923}$$

$$y_{w1} = y_C \cdot y_B / y_E = 2,96 \cdot 0,813 / 0,923$$

$$\| \underline{y_{w1} = 2,61}$$

$$y_{w2} = y_C \cdot y_B = 2,96 \cdot 0,813$$

$$\| \underline{y_{w2} = 2,41}$$

Pitting teşekkülüne karşı emniyet:

Pinyon için,

$$S_{G1} = \frac{k_{D1}}{B_w \cdot y_{w1}} \cdot \frac{i}{i+1} = \frac{3,09}{0,460 \cdot 2,61} \cdot \frac{(33/30)}{(33/30)+1}$$

$$\| \underline{S_{G1} = 1,35}$$

Çark için,

$$S_{G2} = \frac{k_{D2}}{B_w \cdot y_{w2}} \cdot \frac{i}{i+1} = \frac{3,09}{0,460 \cdot 2,41} \cdot \frac{(33/30)}{(33/30)+1}$$

$$\| \underline{S_{G2} = 1,46}$$

Kontrol:

$$\left. \begin{array}{l} S_{G1} = 1,35 > 1,3 \\ S_{G2} = 1,46 > 1,3 \end{array} \right\} \text{ uygundur (Cetvel E6-20)}$$

Emniyet	Sürekli (ömrü sınırsız) mekanizma	Zaman mukavemetli (ömrü sınırlı) mekanizma
Diş kırılması $S_B \gg \dots$	1,8 ... 4	1,5 ... 2
Pitting teşekkülü $S_G \dots$	1,3 ... 2,5	0,4 ... 1
Yenme başlangıcı $S_F \dots$	3 ... 5	3 ... 5

Cetvel E6-20 - Lüzumlu emniyet katsayıları için değerler.

32- Diş kırılmasına karşı emniyet ;

$$S_B = \frac{\sigma_D}{\sigma_w} = \frac{\sigma_D}{B_w \cdot Z_1 \cdot y_w} \quad (E6/84)$$

a) Diş tabanı - sürekli mukavemeti (esas alınan diş taban mukavemeti)  $\sigma_D$ ;Diş taban mukavemeti (statik ve dinamik zorlanmanın sınır değeri)  $\sigma_D$  :

• Diş kırılmasına karşı  $S_B$  emniyet katsayısının hesabı için, Cetvel E6.16 dan sürekli mukavemet bölgesinde ;

$$\sigma_D = \sigma_0 \quad (E6/B5)$$

• Ön görülen  $L_h$  ömründe , Şekil E6.25 ten ;

$$\sigma_D = \sigma_0 \quad (E6/B6)$$

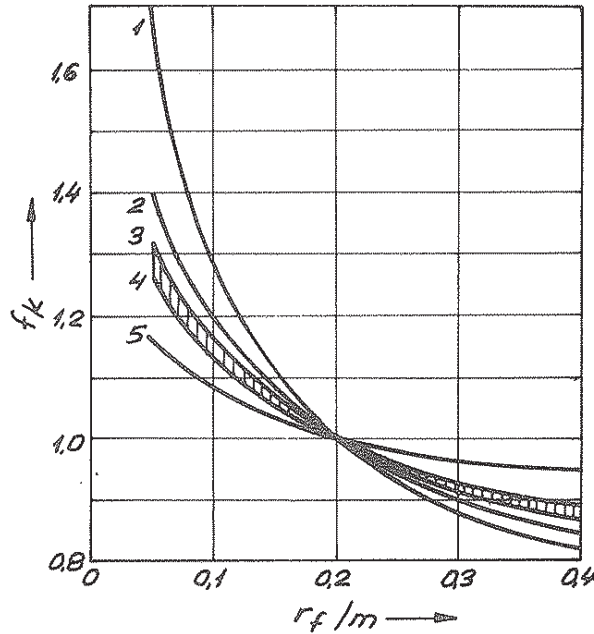
• Zoraki kırılmaya karşı emniyetin hesabı için, Cetvel E6.16 dan statik mukavemet bölgesinde ;

$$\sigma_D = \sigma_{0B} \quad (E6/B7)$$

• Alternatif (tam değişken) yükte (ara çarklar) ;

$$\sigma_D = 0,7 \cdot \sigma_0 \quad (E6/B8)$$

alınır.



Şekil E6.24a - FZG deneylerine göre, diş taban yuvarlatması  $r_f$  nin diş tabanı sürekli mukavemetine etkisi için mukayese değeri (çentik faktörü)  $f_k$ .

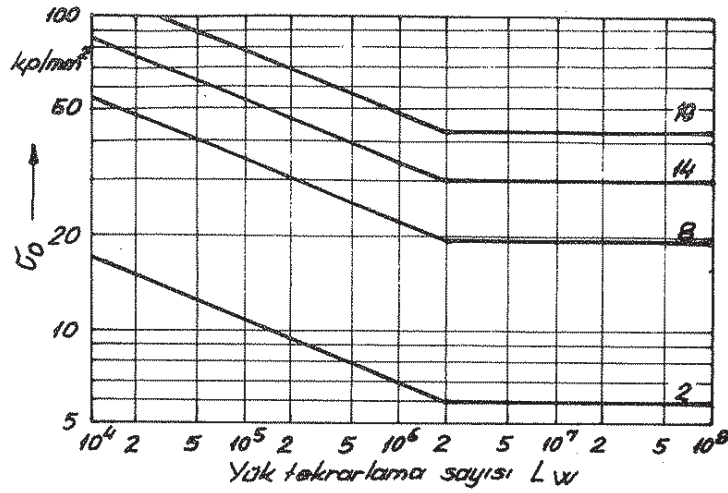
- 1- Polarizaskop aletinde yapılan deneylere göre ;
  - 2- Çok iyi ıslah edilmiş dişliler için ( $\sigma_B = 90 \text{ kp/mm}^2$ ) ;
  - 3,4 - Sementle edilmiş dişliler için ;
  - 5 - St 60 çeliğinden, ıslah edilmemiş dişliler için.
- $m$  - Diş modülü .

Pinyon ve çark (16 Mn Cr 5) için Cetvel E6.16 dan ,

$$\| \sigma_{D1} = \sigma_{01} = 42 \text{ kp/mm}^2$$

$$\| \sigma_{D2} = \sigma_{02} = 42 \text{ kp/mm}^2$$

değerleri okunur.



Şekil E6.25 - Diş taban mukavemeti  $U_0$  için ömür eğrileri. Eğrilerdeki sayılar Cetvel E6.16 daki malzeme numaralarıdır. Diğer malzemeler için eğriler Cetvel E6.16 daki sürekli  $U_0$  değerine uygun bir şekilde düzenlenebilir.

$S_B < 1$  için tam yükteki ömür:

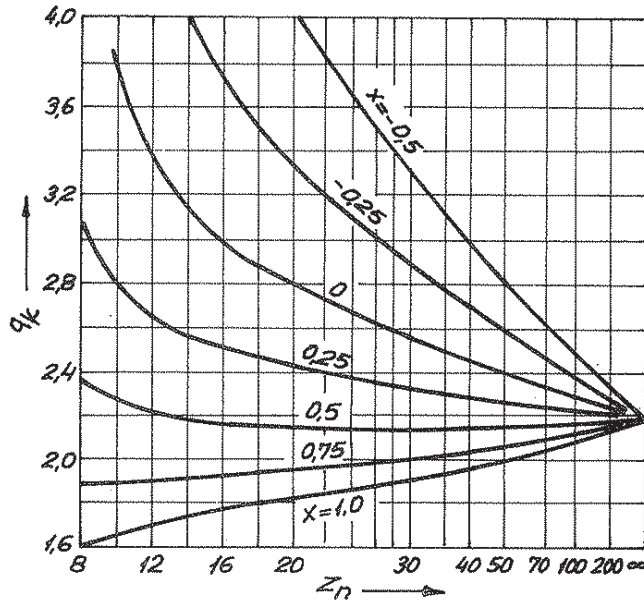
$$L_h = \frac{L_w}{n \cdot 60} \approx \frac{33 \cdot 10^3}{n} \cdot S_B^5 [h].$$

b) Diş tabanı - zorlanma katsayısı  $q_w$  ;

$$q_w = q_k \cdot q_E$$

(E6/89)

$q_k$  - Diş taban katsayısı (Şekil E6.26)



Şekil E6.26 - Diş taban katsayısı  $q_k$ . Kuvvetin,  $2,25 \cdot mn$  diş yüksekliğindeki diş başına etkimesi halinde geçerlidir;  $\alpha_{on} = 20^\circ$ ; yan boşluk sıfır; diş taban kesiti,  $30^\circ$  lik teğetlerin temas noktasında; imali,  $0,3\theta \cdot mn$  baş yuvarlatmalı kremayer ile.

Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} x_1 = 0,210 \\ Z_{1n} = 37,7 \end{array} \right\} \parallel \underline{q_{k1} = 2,30} \text{ (Şekil E6.26)}$$

Çark için ,

$$\left. \begin{array}{l} x_2 = 0,125 \\ Z_{2n} = 41,5 \end{array} \right\} \parallel \underline{q_{k2} = 2,35} \text{ (Şekil E6.26)}$$

$q_E$  - Kavrama faktörü

1 Çarkı döndürüyorsa :

$$\left. \begin{array}{l} q_{E1} = 1,4 / (E_n + 0,4) \\ q_{E2} = 1,4 / (E_w + 0,4) \end{array} \right\} \text{ (E6/90)}$$

2 Çarkı döndürüyorsa :

$$\left. \begin{array}{l} q_{E1} = 1,4 / (E_w + 0,4) \\ q_{E2} = 1,4 / (E_n + 0,4) \end{array} \right\} \text{ (E6/91)}$$

denklemleri kullanılır.

$$q_{E1} = \frac{1,4}{E_n \cdot 0,4} = \frac{1,4}{1,64 \cdot 0,4}$$

$$\parallel \underline{q_{E1} = 0,686}$$

$$q_{E2} = \frac{1,4}{E_w + 0,4} = \frac{1,4}{1,585 \cdot 0,4}$$

$$\parallel \underline{q_{E2} = 0,705}$$

$q_w$  katsayısı ;

Pinyon için ,

$$q_{w1} = q_{k1} \cdot q_{E1} = 2,30 \cdot 0,686$$

$$\parallel \underline{q_{w1} = 1,58}$$

Çark için ,

$$q_{w2} = q_{k2} \cdot q_{E2} = 2,35 \cdot 0,705$$

$$\parallel \underline{q_{w2} = 1,66}$$

Diş kırılmasına karşı emniyet :

Pinyon için ,

$$S_{B1} = \frac{\sigma_{D1}}{B_w \cdot Z_1 \cdot q_{w1}} = \frac{42}{0,460 \cdot 30 \cdot 1,58}$$

$$\parallel \underline{S_{B1} = 1,92}$$

Çark için ,

$$S_{B2} = \frac{\sigma_{D2}}{B_w \cdot Z_1 \cdot q_{w2}} = \frac{42}{0,460 \cdot 30 \cdot 1,66}$$

$$\parallel \underline{S_{B2} = 1,84}$$

Kontrol :

$$\left. \begin{array}{l} S_{B1} = 1,92 > 1,8 \\ S_{B2} = 1,84 > 1,8 \end{array} \right\} \text{ uygundur (Cetvel E6.20)}$$

### 33- Yenmeye karşı emniyet ;

Yenme yükü sınırı , yani dış yüzeyinde « çizilmelerin » veya « yenmenin » başladığı yük , ilk planda yağlama malzemesinin seçilmesi , çevre hızı , dişli çiftinin büyüklükleri ile ve ayrıca dış yüzeyinin yapısı ile (pürüzlülük ve malzeme çifti) ve yağın sıcaklığı ile değişir. Uygun bir yağlama malzemesi seçilerek yük sınırı hemen daima yükseltilebilir. Buna göre , yenme yükünün emniyet katsayısının tespiti bilhassa yağlama malzemesinin seçilmesine etki eder.

Yenmeye karşı emniyet :

$$S_F = \frac{k_F}{k_w} = \frac{k_{Test} \cdot \cos \beta_0}{B_w \cdot Y_C \cdot Y_F} \cdot \frac{i}{i+1} \quad (E6/92)$$

bağlantısı ile verilir.

$k_F$  - Yenme yükü yüzey basıncı (yuvarlanma noktasında yenme yükündeki basınç)

$$k_F = \frac{k_{Test} \cdot \cos \beta_0 \cdot Y_B}{Y_F} \quad (E6/93)$$

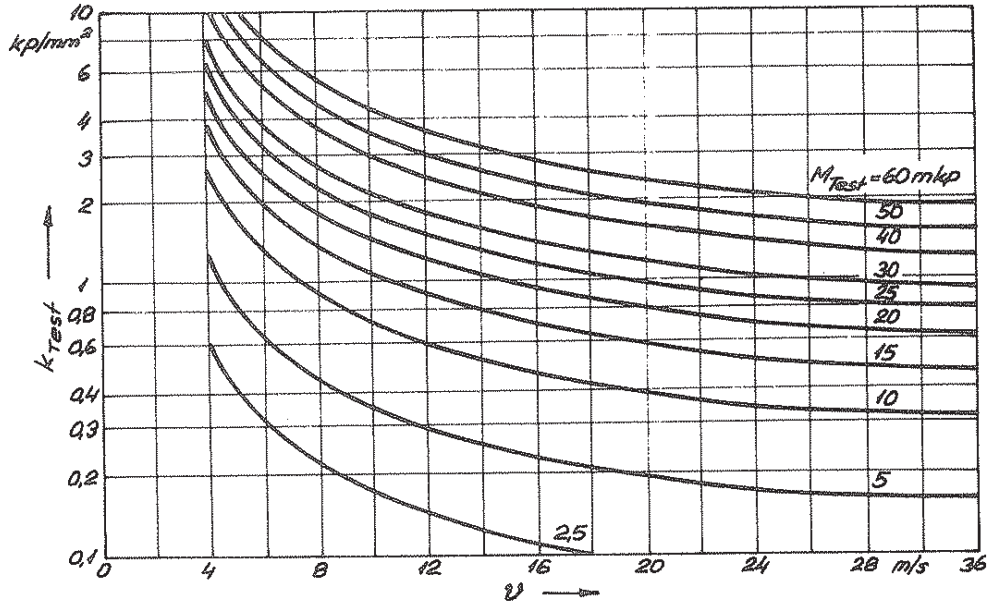
$k_{Test}$  - Yenme yükü test değeri

$k_{Test}$  , test dişlisinin  $v$  çevre hızında (Şekil E6.27) yağlama malzemesinin yenme yükündeki test değeridir.

Şekil E6.27 ,  $k_{Test}$  değerinin  $v$  ye bağlı olarak ve dişli yağlarının FZG-normal yük A da elde edilen yenme yükü - döndürme momenti  $M_{Test}$  e bağlı olarak değişmesini göstermektedir. Çeşitli dişli yağlarının  $M_{Test}$  değerleri için yaklaşık değerler Cetvel E6.21 de verilmiştir.

Kullanıldığı yer	Saf madeni yağ		Aleşimli madeni yağ		EP. katkıli yağ	
	Viskozite	$M_{Test}$	Viskozite	$M_{Test}$	Viskozite	$M_{Test}$
Motorlu taşıtlar ve endüstri	SAE 80	6... 9,4	SAE 80	17,4... 30,8	SAE 80	46...
	SAE 90	9,4... 13,4	SAE 90	24... 39	SAE 90	54...
	SAE 140	13,4... 17				
Türbinler	38... 55 cSt	1,4... 2,7	38... 55 cSt	9,4	38... 55 cSt	54
Türbinli mekanizmalar	6... 12 cSt	0,3... 1,4	6... 12 cSt	6,0	6... 12 cSt	46...

Cetvel E6.21- Mekanizma yağları için yaklaşık değerler, viskozite ve  $M_{Test}$  [mkp].



Şekil E6.27 -  $M_{Test}$  [mkp] ve  $v$  ye bağlı olarak çeşitli dişli yağları için  $k_{Test}$  aşınma yükü değerleri.

$$e_{max} = E_{1n} \cos^2 \beta_g \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_o \text{ veya } = E_{2n} \cos^2 \beta_g \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_o$$

$$\text{ile katsayı } y_F = \left( \frac{12,7}{d_{b1}} \cdot \frac{i+1}{i} \right)^2 \left[ 1 + \left( \frac{e_{max}}{10} \right)^4 \right] \sqrt{m_n}$$

En büyük değer alınacaktır. Yaklaşık olarak

$$e_{max} \leq h_{k_{max}} \cdot \cos \beta_o / \sin \alpha_{on} \cdot M_{Test}, \text{ FZG-Normal yük}$$

A da tespit edilen aşınma yükü döndürme momentidir.

$y_F$  - Yenme yükü için katsayı (yenme yükünün sınır değeri için katsayı)

$$y_F \approx \left( \frac{12,7}{d_{b1}} \cdot \frac{i+1}{i} \right)^2 \left[ 1 + \left( \frac{e_{max}}{10} \right)^4 \right] \sqrt{m_n} \quad (\text{Şekil E6.27})$$

$e_{1,2}$  - Diş başı kavrama uzaklığı (alın kesitinde). Şekil E5.3 ü inceleyiniz.

$e_{max} = e_1$  veya  $e_{max} = e_2$  1 veya 2 çarkının diş başının alın kesitindeki kavrama uzaklığıdır (en büyük değer önemlidir).

$k_w$  - Yuvarlanma noktası C'deki etkili yüzey basıncı

$$k_w = k_{w2} = \frac{i+1}{i} \cdot y_C \cdot y_B \cdot B_w \quad (\text{E6/94})$$

"Yenme" kontrolü :

• Yenme yükü - döndürme momenti ,

$$\parallel M_{Test} = 30 \text{ mkp} \quad (\text{Cetvel E6.21})$$

• Yenme yükü test değeri,

$$v = 4,07 \text{ m/sn}$$

$$M_{Test} = 30 \text{ mkp}$$

$$\parallel k_{Test} = 7 \text{ kp/mm}^2 \quad (\text{Şekil E6.27})$$

•  $e_{max}$  değeri (Şekil E6.27),

$$e_1 = E_{1n} \cdot \cos^2 \beta_g \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_o = 0,85 \cdot \cos^2 21,54^\circ \cdot \pi \cdot 2,99 \cdot \cos 21,6^\circ$$

$$\| e_1 = 6,4 \text{ mm}$$

$$e_2 = E_{2n} \cdot \cos^2 \beta_g \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_o = 0,79 \cdot \cos^2 21,54^\circ \cdot \pi \cdot 2,99 \cdot \cos 21,6^\circ$$

$$\| e_2 = 5,97 \text{ mm.}$$

$$\| e_{max} = e_1 = 6,4 \text{ mm.}$$

Kontrol:

$$e_{max} \leq h_{kmax} \cdot \cos \beta_o / \sin \alpha_{on} = 2,902 \cdot \cos 23^\circ / \sin 20^\circ = 7,81 \text{ mm.}$$

$$e_{max} = 6,4 \text{ mm} < 7,81 \text{ mm}; \text{ uygundur.}$$

• Yenme yükü için katsayı,

$$y_F = \left( \frac{12,7}{db_1} \cdot \frac{i+1}{i} \right)^2 \left[ 1 + \left( \frac{e_{max}}{10} \right)^4 \right] \cdot \sqrt{mn} \quad (\text{Şekil E6.27})$$

$$y_F = \left[ \frac{12,7}{90,476} \cdot \frac{(33/30)+1}{(33/30)} \right]^2 \left[ 1 + \left( \frac{6,4}{10} \right)^4 \right] \cdot \sqrt{2,75}$$

$$\| y_F = 0,14$$

Yenmeye karşı emniyet:

$$S_F = \frac{k_{rest} \cdot \cos \beta_o}{B_w \cdot y_C \cdot y_F} \cdot \frac{i}{i+1} \quad (\text{Eşitlik E6/92})$$

$$S_F = \frac{7 \cdot \cos 23^\circ}{0,460 \cdot 2,96 \cdot 0,14} \cdot \frac{(33/30)}{(33/30)+1}$$

$$\| S_F = 17,7$$

Kontrol:

$$S_F = 17,7 > 3; \text{ uygundur (Cetvel E6.20).}$$

**Not.**  $v$ 'nin çok küçük olduğu mekanizmalarda  $S_F$  hesabı katılmaz (Şekil E6.27 yi inceleyiniz).

34- Tam yükteki ömür;

Zaman mukavemet alanındaki dişli çarklar için ayrıca tam yükteki ömür ( $L_h$ ) hesaplanmalıdır. Bu değer;

- Diş yüzeyi için ( $S_G < 1$  ise):

$$L_h = \frac{L_w}{n \cdot 60} \approx \frac{167 \cdot 10^3 \cdot k_D}{n} \cdot S_G^2 \text{ [h]} \quad (\text{Şekil E6.24})$$

- Diş tabanı için ( $S_B < 1$  ise):

$$L_h = \frac{L_w}{n \cdot 60} \approx \frac{33 \cdot 10^3}{n} \cdot S_B^5 \text{ [h]} \quad (\text{Şekil E6.25})$$



Örnek :  $n_1 = 386 \text{ d/d}$  ;  $n_2 = 91 \text{ d/d}$  ;  $k_{D1} = k_{D2} = 0,705 \text{ kp/mm}^2$  ;  $S_{G1} = 0,388$  ve  $S_{G2} = 0,674$  olan bir mekanizmada tam yükteki ömür :

Pinyon için ,

$$L_{h1} = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot k_{D1}}{n_1} \cdot S_{G1}^2 = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot 0,705}{386} \cdot 0,388^2$$

$$\| \underline{L_{h1} = 46 \text{ saat}} \text{ (pitting teşekkülü ile sınırlıdır)}$$

Çark için ,

$$L_{h2} = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot k_{D2}}{n_2} \cdot S_{G2}^2 = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot 0,705}{91} \cdot 0,674^2$$

$$\| \underline{L_{h2} = 587 \text{ saat}} \text{ (pitting teşekkülü ile sınırlıdır)}$$

bulunur.

Çözülen problemde  $S_{G1} = 1,35$  ve  $S_{G2} = 1,46$  , dolayısıyla tam yükteki ömür (pinyon ve çark için) ;

$$\| \underline{L_{h1} = \infty}$$

$$\| \underline{L_{h2} = \infty}$$

dur.

### E6.6 - Örnek 6 [L.51]

Bir türbo vantilatörün tahrik edilmesinde kullanılacak olan, helisel alın dişli hız düşürme mekanizmasının projelendirilmesi istenmektedir.

Verilen değerler :

Güç :  $N_1 = 550 \text{ PS}$

Öngörülen çevrim oranı :  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{6000}{1500} = 4$

Helis açısı :  $\beta_0 = 20^\circ$

Normal kavrama açısı :  $\alpha_{on} = 20^\circ$

Normal modül :  $m_n = h_k = 5 \text{ mm}$  (normal dişli)

İşletme şartları : Türbin ile tahrik , darbesiz tam yükte çalışma

Tam yük ömrü : Sürekli mekanizma

Malzeme : Pinyon 34Cr4 ,

Çark 37MnSi5

Çözüm :

1- Minimum diş sayısı ;

Helisel dişlilerde alttan kesmeyi sınırlayan minimum diş sayısı (teorik sınır diş sayısı) ,

$$Z_{gmin} = Z_{min} \cdot \cos^3 \beta_0$$

(E6/95)

veya pratik minimum diş sayısı (pratik sınır diş sayısı),

$$Z'_{g\min} = Z'_{\min} \cdot \cos^3 \beta_0 \quad (E6/96)$$

dir.

$Z_{\min}$ ,  $Z'_{\min}$  - Düz dişlere ait minimum diş sayıları

$$\left. \begin{aligned} Z_{\min} &= \frac{2}{\sin^2 \alpha_0} \cdot \frac{h_k}{m} \\ Z'_{\min} &\approx \frac{5}{6} \cdot Z_{\min} \end{aligned} \right\} \quad (E6/97)$$

$h_k = 1 \cdot m$  ;  $\alpha_0 = 20^\circ$  için :

$$\| Z_{\min} = 17 \quad ; \quad \| Z'_{\min} = 14$$

olur.

$h_k$  - Takımın diş başı yüksekliği (yuvarlanma dairesinden itibaren)  
Alttan kesmesiz minimum diş sayısı,

$$Z_1 = Z_{1n} \cdot \cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_0 \geq \frac{2 \cdot h_k}{1,2 \cdot m_n \cdot \sin^2 \alpha_{on}} \cdot \cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_0 = \frac{(Z_{1n})_{\min}}{(Z_n/Z)} \quad (E6/98)$$

denklemden de hesaplanabilir.

$(Z_{1n})_{\min}$  - Normal kesitte minimum diş sayısı (Cetvel E6.22)

$(Z_n/Z)$  - Cetvel E6.13

+ x	$Z_n$	- x	$Z_n$
0	14,3	0	14,3
+ 0,1	12,8	- 0,1	15,6
+ 0,2	11,4	- 0,2	17,0
+ 0,3	10,0	- 0,3	18,5
+ 0,4	8,6	- 0,4	19,8
+ 0,5	7,2*	- 0,5	21,2
+ 0,6	8,8*	- 0,6	22,6
+ 0,7	10,4*	- 0,7	24,0
+ 0,8	12,2*	- 0,8	25,5
+ 0,9	14,1*	- 0,9	26,9
+ 1,0	16,1*	- 1,0	28,3

Cetvel E6.22 - Normal kesitte en küçük diş sayısı  $Z_n$ .

a)  $20^\circ$  - Sıfır dişlisi için:  $Z_{1n} + Z_{2n} \geq 24$

$Z_n \geq 12$  çok küçük hızda

$Z_n \geq 14$  orta hızda

$Z_n \geq 18$  büyük hızda

b)  $20^\circ$  - V dişlisi için (orta hızda)

\* İşaretleli  $Z_n$  değerleri sivri tepe, diğer bütün değerler ise alttan kesme dolayısıyla sınırlıdır.

2 - Diş sayıları ;

Pinyon için,

$$\text{Seçilen : } \| Z_1 = 20 \quad (\text{Cetvel E6.22})$$

Çark için ,

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 4 \cdot 20 = 80$$

$$\text{Seçilen : } \| Z_2 = 81$$

3- Mekanizmanın çevrim oranı ;

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{81}{20}$$

$$\| i = 4,05$$

4- Taksimat dairesi çapları (Cetvel 2.1) ;

$$d_{o1} = \frac{Z_1 \cdot m_n}{\cos \beta_o} = \frac{20 \cdot 5}{\cos 20^\circ}$$

$$\| d_{o1} = 106,42 \text{ mm.}$$

$$d_{o2} = \frac{Z_2 \cdot m_n}{\cos \beta_o} = \frac{81 \cdot 5}{\cos 20^\circ}$$

$$\| d_{o2} = 431 \text{ mm.}$$

5- Eksenler arası mesafe (Cetvel 2.1)

$$a_o = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{106,42 + 431}{2}$$

$$\| a_o = 268,71 \text{ mm.}$$

6- Eş değer diş sayıları ;

$$Z_{1n} = Z_1 / (\cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_o) = Z_1 (Z_n / Z) \quad (\text{Eşitlik E6/98})$$

$$\beta_o = 20^\circ \text{ için ,}$$

$$\left. \begin{array}{l} \| \cos^2 \beta_g = 0,8967 \\ \| Z_n / Z = 1,187 \end{array} \right\} \quad (\text{Cetvel E6.13})$$

$$Z_{1n} = 20 \cdot 1,187$$

$$\| Z_{1n} = 23,74$$

$$Z_{2n} = 81 \cdot 1,187$$

$$\| Z_{2n} = 96,147$$

7- Kavrama oranları (Şekil E6.20) ;

• Taksimat dairesindeki profil kavrama oranının kısımları ,

$$100 \cdot \frac{h_{k1}}{d_{o1n}} = 100 \cdot \frac{h_{k1}}{d_{o1} / \cos^2 \beta_g} = 100 \cdot \frac{5}{106,42 / 0,8967} = 4,21$$

$$\left. \begin{array}{l} 100 \cdot h_{k1} / d_{o1n} = 4,21 \\ \alpha_{on} = 20^\circ \end{array} \right\} \quad \| \underline{\underline{\epsilon_{o1} \approx 0,79}}$$

$$100 \cdot \frac{h_{k2}}{d_{o2n}} = 100 \cdot \frac{h_{k2}}{d_{o2} / \cos^2 \beta_g} = 100 \cdot \frac{5}{431 / 0,8967} = 1,04$$

$$\left. \begin{array}{l} 100 \cdot h_{k2} / d_{o2n} = 1,04 \\ \alpha_{on} = 20^\circ \end{array} \right\} \quad \| \underline{\underline{\epsilon_{o2} \approx 0,93}}$$

- Normal kesitte, profil kavrama oranının kısımları,

$$E_{1n} = \epsilon_{01} \cdot h_{k1} / m_n = 0,79 \cdot 5 / 5$$

$$\| E_{1n} = 0,79$$

$$E_{2n} = \epsilon_{02} \cdot h_{k2} / m_n = 0,93 \cdot 5 / 5$$

$$\| E_{2n} = 0,93$$

- Normal kesitte, profil kavrama oranı,

$$E_n = E_{1n} + E_{2n} = 0,79 + 0,93$$

$$\| E_n = 1,72$$

- Alın kesitinde, profil kavrama oranı

$$E = E_n \cdot \cos^2 \beta_g = 1,72 \cdot 0,8967$$

$$\| E = 1,54$$

8- Diş genişliği (Cetvel E6.23);

Yataklama:

Pinyon mili her iki taraftan yataklanmış.

$$1^\circ - b / d_{b1} \leq 1,2 ; b \leq 1,2 \cdot 106,42 = 127,7 \text{ mm.}$$

$$2^\circ - b \leq 30 \cdot m_n ; b \leq 30 \cdot 5 = 150 \text{ mm}$$

$$\text{Seçilen: } \| b = 125 \text{ mm.}$$

$m_n \geq b/10$	Dişliler temiz dökülmüş
$m_n \geq b/15$	Dişliler işlenmiş, çelik konstrüksiyon üzerinde yataklama veya pinyon tek taraftan yataklanmış
$m_n \geq b/25$	Dişliler temiz işlenmiş, mekanizma kutusunda iyi yataklanmış
$m_n \geq b/30$	Dişliler temiz işlenmiş, tam paralel ve rijit yataklanmış
$m_n \geq b/50$	Dişliler temiz işlenmiş, $b/d_{b1} \leq 1$ , tam paralel ve rijit yataklanmış
$b/d_{b1} \leq 0,7$	Tek taraflı yataklanmış pinyon
$b/d_{b1} \leq 1,2$	Rijit ve her iki taraftan yataklanmış pinyon mili

Cetvel E6.23 - Diş genişlik oranı için tavsiye edilen değerler [L.2].

9- Adım kavrama oranı (Cetvel 2.1);

$$E_{sp} = \frac{b \cdot \sin \beta_0}{m_n \cdot \pi} = \frac{125 \cdot \sin 20^\circ}{5 \cdot \pi}$$

$$\| E_{sp} = 2,72$$

10- Çevre hızı;

$$v = \frac{d_{o1} \cdot n_1}{19100} = \frac{106,42 \cdot 6000}{19100}$$

$$\| v = 33,43 \text{ m/sn.}$$

11- Çevre kuvveti

$$U = \frac{75 \cdot N_1}{\nu} \quad (\text{Eşitlik E6/67})$$

$$U = \frac{75 \cdot 550}{33,43}$$

$$\| \underline{U = 1234 \text{ kp.}}$$

12- Diş genişliğinin her mm sine etki eden çevre kuvveti;

$$u = \frac{U}{b} \quad (\text{Eşitlik E6/69})$$

$$u = \frac{1234}{125}$$

$$\| \underline{u = 9,87 \text{ kp/mm}}$$

13- Nominal yük değeri ;

$$B = \frac{U}{d_{o1} \cdot b} \quad (\text{Eşitlik E6/68})$$

$$B = \frac{1234}{106,42 \cdot 125}$$

$$\| \underline{B = 0,0928 \text{ kp/mm}^2}$$

14- Darbe katsayısı ;

Tahrik eden : Türbin

Tahrik edilen : Turbo vantilatör

$$\| \underline{C_s = 1,25} \quad (\text{Cetvel E6.15})$$

15- Dişli kalitesi ;

Dişlilerin çevre hızları ,

$$v = v_1 = v_2 = 33,43 \text{ m/sn olduğuna göre, Cetvel E6.14 ten}$$

dişli çarklar için

$$\| \underline{5. \text{ Kalite}}$$

seçilir.

16- Diş hataları (Cetvel E6.14);

• Faktörler,

Kalite : 5

$$v = 33,43 \text{ m/sn}$$

$$\| \underline{g_e = 1,0} ; \underline{g_R = 0,8}$$

• Kavrama - taksimat hatası ,

$$f_e \leq g_e (3 + 0,3 \cdot m + 0,2 \sqrt{d_{o2}} = 1 (3 + 0,3 \cdot 5 + 0,2 \sqrt{431} )$$

$$\| \underline{f_e = 8,652 \mu}$$

• Yüzey - doğrultu hatası ,

$$f_R \leq g_R \sqrt{b} = 0,8 \sqrt{125}$$

$$\| \underline{f_R = 8,94 \mu}$$

• Etkili yüzey doğrultu hatası (iyi bir alışmadan sonra),

$$f_{Rw} \cong 0,75 \cdot f_R + g_K \cdot u \cdot C_S$$

$$\| \underline{g_K = 0} \text{ ( Her iki taraftan yataklanmış alın çarklar için)}$$

$$f_{Rw} \cong 0,75 \cdot f_R = 0,75 \cdot 8,94$$

$$\| \underline{f_{Rw} = 6,7 \mu}$$

17- Etkili kavrama oranı (Şekil E6.20) ;

$$E_w = 1 + (E_n - 1) \frac{m_n + v/4}{m_n + f_{\max}/6} = 1 + (1,72 - 1) \frac{5 + 33,43/4}{5 + 8,94/6}$$

$$\| \underline{E_w = 2,48} > 2 \text{ olduğundan}$$

$$\| \underline{E_w = 2} \text{ alınacaktır.}$$

$$E_{1w} \cong E_{1n} \cdot \frac{E_w}{E_n} \text{ (Eşitlik E6/65)}$$

$$E_{1w} = 0,79 \cdot \frac{2}{1,72}$$

$$\| \underline{E_{1w} = 0,92}$$

18- Diş genişliğinin her mm sine etki eden dinamik çevre kuvveti ;

$$u \cdot C_S + 0,26 \cdot f = 9,87 \cdot 1,25 + 0,26 \cdot 8,94$$

$$\| \underline{u \cdot C_S + 0,26 \cdot f = 14,7 \text{ kp/mm}}$$

$$u \cdot C_S + 0,26 \cdot f = 14,7 \text{ kp/mm}$$

$$v = 33,43 \text{ m/sn}$$

$$\| \underline{u_{dyn} \cong 5,5 \text{ kp/mm}}$$

19- Dinamik katsayı (Şekil E6.21) ;

$$C_D = 1 + \frac{u_{dyn}}{u \cdot C_S (E_{sp} + 1)} = 1 + \frac{5,5}{9,87 \cdot 1,25 (2,72 + 1)}$$

$$\| \underline{C_D = 1,12}$$

Kontrol :

$$1 + \frac{0,3 \cdot u \cdot C_S + f}{u \cdot C_S (E_{sp} + 1)} = 1 + \frac{0,3 \cdot 9,87 \cdot 1,25 + 8,94}{9,87 \cdot 1,25 (2,72 + 1)} = 1,27$$

$$1,12 < 1,27 ; \text{ uygundur.}$$

20- Taşıma hatası - katsayısı (Şekil E6.22) ;

$S_t / S_t$  malzeme çifti için dışın yay sabitesi,

$$\| C_Z = 1$$

$$C_Z \cdot f_{RW} / (u \cdot C_S \cdot C_D) = 1 \cdot 6,7 / (9,87 \cdot 1,25 \cdot 1,12) = 0,48$$

$$C_Z \cdot f_{RW} / (u \cdot C_S \cdot C_D) = 0,48 \text{ için}$$

$$\| C_T \approx 1,1$$

21- Helisel dişli katsayısı (Şekil E6.23) ;

$$\left. \begin{array}{l} E = 1,54 \\ E_{sp} = 2,72 \end{array} \right\} \| C_B = 0,91$$

veya hesapla,

$$C_B \approx \frac{1,4}{E} = \frac{1,4}{1,54}$$

$$\| C_B = 0,91$$

bulunur.

22- Etkili yük değeri ;

$$B_W = B \cdot C_S \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_B \text{ (Eşitlik E6/70)}$$

$$B_W = 0,0928 \cdot 1,25 \cdot 1,12 \cdot 1,1 \cdot 0,91$$

$$\| B_W = 0,13 \text{ kp/mm}^2$$

23- Pitting teşekkülüne karşı emniyet ;

$$S_G = \frac{k_D}{B_W \cdot Y_W} \cdot \frac{i}{i+1} \text{ (Eşitlik E6/74)}$$

a) Diş yüzeyi - sürekli mukavemeti ;

$$k_{D1,2} = k_{01,2} \cdot Y_G \cdot Y_H \cdot Y_S \cdot Y_J \text{ (Eşitlik E6/72)}$$

• Dişli çark malzemesinin yuvarlanma mukavemeti,

Pinyon (34Cr 4 ; Cetvel E6.16, Nr:14) için ,

$$\| k_{01} = 0,8 \text{ kp/mm}^2$$

Çark (37Mn Si5, Cetvel E6.16, Nr:15b) için ,

$$\| k_{02} = 0,7 \text{ kp/mm}^2$$

• Malzeme çifti için katsayı ,

$$\| Y_G = 1 \text{ (Eşitlik E6/73)}$$

• Yüzey sertliği için katsayı ,

$$\| Y_H = 1 \text{ (Eşitlik E6/76)}$$

• Yağlama yağı için katsayı,

Yağ viskozitesinin seçimi (Cetvel E6.24):

Zorlanma : Sürekli

Hız :  $v = 33,43 \text{ m/sn.}$  } Yağ viskozitesi  $3E \cong 21 \text{ cSt}$

$v = 21 \text{ cSt}$  için Cetvel E6.17 den ,

$$\underline{y_s = 0,75}$$

alınır.

Zorlanma		Hız $v$ [m/sn]						
		...0,5	...1,0	...2,5	...5	...12,5	...25	>25
Sürekli	E	20	15	10,5	7,8	5,7	4	3
	cSt	152	114	80	59	43	29,5	21
Zaman zaman (geçici)	E	34	29	19	13	9	7,5	4,2
	cSt	260	220	145	99	68	57	31
Zaman zaman aşırı yükte	E	60	46	33	22	15	11	-
	cSt	456	350	250	167	114	89,5	-

Cetvel E6.24 - Alın dişli çarklı kapalı mekanizmalar için  
50°C'da Centistokes (cSt) ve Engler (E)  
olarak yağ viskozitesinin seçimi.

• Hız faktörü ,

$$y_v = 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2} \quad (\text{Eşitlik E6/78})$$

$$y_v = 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/33,43)^2}$$

$$\underline{y_v = 1,268}$$

Diş yüzeyi - sürekli mukavemeti ;

Pinyon için ,

$$k_{D1} = 0,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1,268$$

$$\underline{k_{D1} = 0,76 \text{ kp/mm}^2}$$

Çark için ,

$$k_{D2} = 0,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1,268$$

$$\underline{k_{D2} = 0,665 \text{ kp/mm}^2}$$

b) Tekil kavrama noktası için dönüşüm faktörleri ;

$$\left. \begin{aligned} y_{w1} &= y_c \cdot y_\beta / y_e \\ y_{w2} &= y_c \cdot y_\beta \end{aligned} \right\} \quad (\text{Eşitlik E6/79})$$



• Yuvarlanma noktası faktörü ,

$\alpha_{on} = 20^\circ$  için Cetvel E6.18 den ,

$$\| \underline{y_C = 3,11}$$

olarak okunur.

• Helisel dişli katsayısı ,

$\beta_D = 20^\circ$  için Cetvel E6.19 dan ,

$$\| \underline{y_\beta = 0,856}$$

alınır.

• Kavrama oranı katsayısı ,

$$y_E = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{z_{1n} \cdot \tan \alpha_{bn}} \left( 1 - \epsilon_{1n} \cdot \frac{\epsilon_w}{\epsilon_n} \right) \quad (\text{Eşitlik E6/82})$$

$$y_E = 1 - \frac{2 \pi}{23,74 \cdot \tan 20^\circ} \left( 1 - 0,79 \cdot \frac{2}{1,72} \right)$$

$$\| \underline{y_E = 0,94}$$

$$y_{w1} = y_C \cdot y_\beta / y_E = 3,11 \cdot 0,856 / 0,94$$

$$\| \underline{y_{w1} = 2,83}$$

$$y_{w2} = y_C \cdot y_\beta = 3,11 \cdot 0,856$$

$$\| \underline{y_{w2} = 2,66}$$

Pitting teşekkülüne karşı emniyet :

Pinyon için ,

$$S_{G1} = \frac{k_{D1}}{B_w \cdot y_{w1}} \cdot \frac{i}{i+1} = \frac{0,76}{0,13 \cdot 2,83} \cdot \frac{4,05}{4,05+1}$$

$$\| \underline{S_{G1} = 1,66}$$

Gark için ,

$$S_{G2} = \frac{k_{D2}}{B_w \cdot y_{w2}} \cdot \frac{i}{i+1} = \frac{0,665}{0,13 \cdot 2,66} \cdot \frac{4,05}{4,05+1}$$

$$\| \underline{S_{G2} = 1,54}$$

Hermann Trier [L.51] , tam yükteki ömrü de hesaplamıştır ;

Şöyle ki ,

$$L_{h1} = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot k_{D1} \cdot S_{G1}^2}{n_1} \quad (\text{Şekil E6.24})$$

$$L_{h1} = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot 0,76}{6000} \cdot (1,66)^2$$

$$\| \underline{L_{h1} = 58 \text{ saat}}$$

Bu değer sürekli mekanizma için yeterli değildir, o halde yeni bir malzeme çiftinin seçilmesi gerekir.

Yeni seçilen malzeme çifti : Pinyon 16 Mn Cr 5

Çark 20 Mn Cr 5

- Dişli çark malzemesinin yuvarlanma mukavemeti,

$$\| k_{01} = 5,0 \text{ kp/mm}^2 \text{ (16 Mn Cr 5; Cetvel E6-16, Nr: 19)}$$

- Diş yüzeyi - sürekli mukavemeti,

$$k_{D1} = k_{01} \cdot Y_G \cdot Y_H \cdot Y_S \cdot Y_V = 5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1,268$$

$$\| k_{D1} = 4,75 \text{ kp/mm}^2$$

- Pitting teşekkülüne karşı emniyet :

$$S_{G1} = \frac{k_{D1}}{B_w \cdot Y_{W1}} \cdot \frac{i}{i+1} = \frac{4,75}{0,13 \cdot 2,83} \cdot \frac{4,05}{4,05+1}$$

$$\| S_{G1} = 10,4$$

- Tam yükteki ömür ,

$$L_{H1} = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot k_{D1}}{n_1} \cdot S_{G1}^2 = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot 4,75}{6000} \cdot (10,4)^2$$

$$\| L_{H1} = 14300 \text{ saat}$$

Bu değer de yetersiz ise, o zaman; diş sayılarını artırmak ( $\omega$  hızını büyütmek); U, B dolayısıyla  $B_w$  değerlerini azaltmak gibi önlemler ile  $S_{G1}$  ve buna bağlı olarak  $L_{H1}$  ömrü artırılabilir.

24- Diş kırılmasına karşı emniyet;

$$S_B = \frac{\sigma_D}{B_w \cdot Z_{1n} \cdot q_w} \text{ (Eşitlik E6/84)}$$

( $Z_1$  yerine  $Z_{1n}$  alınmıştır)

a) Diş tabanı - sürekli mukavemeti ;

Cetvel E6-16 dan ;

Pinyon (34 Cr 4 ; Nr : 14) için ,

$$\| \sigma_{D1} = \sigma_{01} = 30 \text{ kp/mm}^2$$

Çark (37 Mn Si 5 ; Nr:15b) için ,

$$\| \sigma_{D2} = \sigma_{02} = 31,5 \text{ kp/mm}^2$$

değerleri okunur.

b) Diş tabanı - zorlanma katsayısı ;

$$q_w = q_k \cdot q_E \text{ (Eşitlik E6/89)}$$

• Diş taban katsayısı (Şekil E6-26),

Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} X_1 = 0 \\ Z_{1n} = 23,74 \end{array} \right\} \parallel \underline{q_{k1} = 2,68}$$

Çark için ,

$$\left. \begin{array}{l} X_2 = 0 \\ Z_{2n} = 96,147 \end{array} \right\} \parallel \underline{q_{k2} = 2,3}$$

• Kavrama faktörü (Eşitlik E6/90),

$$q_{E1} = 1,4 / (E_n + 0,4) = 1,4 (1,72 + 0,4)$$

$$\parallel \underline{q_{E1} = 0,66}$$

$$q_{E2} = 1,4 / (E_w + 0,4) = 1,4 (2 + 0,4)$$

$$\parallel \underline{q_{E2} = 0,583}$$

$q_w$  katsayısı ;

$$q_{w1} = q_{k1} \cdot q_{E1} = 2,68 \cdot 0,66$$

$$\parallel \underline{q_{w1} = 1,77}$$

$$q_{w2} = q_{k2} \cdot q_{E2} = 2,3 \cdot 0,583$$

$$\parallel \underline{q_{w2} = 1,34}$$

Diş kırılmasına karşı emniyet :

Pinyon için ,

$$S_{B1} = \frac{\sigma_{D1}}{B_w \cdot Z_{1n} \cdot q_{w1}} = \frac{30}{0,13 \cdot 23,74 \cdot 1,77}$$

$$\parallel \underline{S_{B1} = 5,5}$$

Çark için ,

$$S_{B2} = \frac{\sigma_{D2}}{B_w \cdot Z_{2n} \cdot q_{w2}} = \frac{31,5}{0,13 \cdot 23,74 \cdot 1,34}$$

$$\parallel \underline{S_{B2} = 7,6}$$

25- Aşırı ısınmaya karşı emniyet ;

Fazla zorlanan ve yüksek devirli mekanizmalarda ( $n_1 \geq 1000 \dots 1500 \text{ d/dak}$ ) yağ soğutması yapılmasına rağmen, diş kayıp gücü  $N_{VZ}$  ye bağlı olarak meydana gelen sürtünme ısısı nedeniyle pinyon sıcaklığı aşırı derecede artabiliyor. Bu nedenle, pinyon ölçülerini yeniden gözden geçirmek gerekir. Gelikten sertleştirilmiş ve taşlanmış dişli çarklar için,

$$d_1 \cdot b \geq 10^3 \cdot N_{VZ} \geq 10^3 \cdot N_1 \frac{i \cdot F_1}{7,22} \cdot \frac{h_k^{\max}}{m} \quad \frac{d_1}{\text{mm}} \mid \frac{b}{\text{mm}} \mid \frac{N_{VZ}}{\text{PS}} \mid \frac{N_1}{\text{PS}} \quad (\text{E6/99})$$

$$d_1 \cdot b \geq \frac{B_w \cdot d_1^2 \cdot n_1}{10000} \cdot \frac{i \mp 1}{d_1 \cdot i} \frac{h_k^{max}}{h_k} \geq \frac{B_w \cdot d_1 \cdot b \cdot n_1}{10000} \cdot \frac{i \mp 1}{i} \frac{h_k^{max}}{h_k} \quad (E6/100)$$

$$B_w \leq \frac{i}{i \mp 1} \cdot \frac{10000}{n_1 \cdot h_k^{max}} \quad [kp/mm^2] \quad (E6/101)$$

bağıntıları yazılabilir (eksi işareti iç dişliler, artı işareti dış dişliler için geçerlidir). Pinyonun bir kaç defa kavrama yapması halinde (meselâ, üç planetli plânet mekanizmaları gibi)  $N_{Vz}$ , her kavrama durumu için hesaplanır ve değerler toplanarak  $\Sigma N_{Vz}$  elde edilir.

Aşırı ısınmaya karşı emniyet değeri :

$$S_{T1} = \frac{i}{i \mp 1} \cdot \frac{10000}{n_1 \cdot h_k^{max}} / \Sigma B_w \geq 1 \quad (E6/102)$$

denklemleri ile kontrol edilmelidir.

Şu halde, pinyon için aşırı ısınmaya karşı emniyet :

$$S_{T1} = \frac{i}{i+1} \cdot \frac{10000}{n_1 \cdot h_{k1}} / B_w = \frac{4,05}{4,05+1} \cdot \frac{10000}{6000 \cdot 5 \cdot 0,13}$$

$$\parallel S_{T1} = 2,05$$

bulunur.

## EK-7- AGMA 218.01 (Aralık 1982) Standardı [L.54]

AGMA - Amerikan Gear Manufacturers Association (Amerikan dişli imalatçıları cemiyeti)

AGMA 218.01 Dec. 1982 standardına göre, involut (evolvent) diş profilli düz ve helisel dişli çarklarda, dişlerin eğilme gerilmesini ve pitting - sınır mukavemetini (veya pitting mukavemet.sınırını) hesaplamak mümkündür.

Bu kısımda, literatürü belirtilmeyen her konu, şekil ve cetvel AGMA 218.01 'e ait olup kullanılan semboller ve formüller, aynı zamanda metrik sisteme görede verilmiştir.

### 1- Pitting mukavemeti

Pitting mukavemeti için esas olan formül :

$$s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot F \cdot I}} \quad (E7/1)$$

şeklinde ifade edilir.

$s_c$  - Diş yüzey basıncı,  $lb/in^2$  (MPa)

$C_p$  - Elâstisite katsayısı,  $(lb/in^2)^{1/2}$  [(MPa)<sup>1/2</sup>]

$C_p$  değeri, cetvel E7.1 den alınabilir veya

$$C_p = \sqrt{\frac{1.0}{\pi \left[ \left( \frac{1.0 - \mu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1.0 - \mu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (E7/2)$$

denkleminde hesaplanabilir.

Pinyon malzemesi ve elâstiklik modülü $E_p$	Çark malzemesi ve elâstiklik modülü $E_g$ $Lb/in^2$ (MPa)	Çark malzemesi ve elâstiklik modülü $E_g$ $Lb/in^2$ (MPa)					
		Çelik	Dövme demir	Küresel grafitli dökme demir	Dökme demir	Alüminyum bronzu	Kalay bronzu
$30 \cdot 10^6$ ( $2 \cdot 10^5$ )	$30 \cdot 10^6$ ( $2 \cdot 10^5$ )	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Malleabl (temper) dökme demir $25 \cdot 10^6$ ( $1,7 \cdot 10^5$ )	$25 \cdot 10^6$ ( $1,7 \cdot 10^5$ )	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Küresel grafitli dökme demir $24 \cdot 10^6$ ( $1,7 \cdot 10^5$ )	$24 \cdot 10^6$ ( $1,7 \cdot 10^5$ )	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Dökme demir $22 \cdot 10^6$ ( $1,5 \cdot 10^5$ )	$22 \cdot 10^6$ ( $1,5 \cdot 10^5$ )	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alüminyum bronzu $17,5 \cdot 10^6$ ( $1,2 \cdot 10^5$ )	$17,5 \cdot 10^6$ ( $1,2 \cdot 10^5$ )	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Kalay bronzu $16 \cdot 10^6$ ( $1,1 \cdot 10^5$ )	$16 \cdot 10^6$ ( $1,1 \cdot 10^5$ )	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Cetvel E7.1 - Elâstisite katsayısı,  $C_p$

$\mu_p, \mu_G$  - Pinyon ve çark için Poisson sayısı ( $= 0,30$ )

$E_p, E_G$  - Pinyon ve çark malzemelerinin elâstiklik modülleri,  $Lb/in^2$  (MPa); Cetvel E7.1.

$W_t$  - iletilen çevre kuvveti,  $Lb$  (N)

$$W_t = \frac{33000 \cdot P}{v_t} = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{126000 \cdot P}{n_p \cdot d} \quad (E7/3)$$

$$W_t = \frac{1000 \cdot P}{v_t} = \frac{500 T}{d} = \frac{1,91 \cdot 10^7 \cdot P}{n_p \cdot d} \quad (E7/3M)$$

$v_t$  - İşletme dairesindeki çevre hızı,  $ft/dak$  (m/sn)

$$v_t = \frac{\pi \cdot n_p \cdot d}{12} \quad (E7/4)$$

$$v_t = \frac{\pi \cdot n_p \cdot d}{60000} \quad (E7/4M)$$

$P$  - iletilen güç,  $hp$  (kW)

$T$  - Pinyon tarafından iletilen döndürme momenti,  $Lb \cdot in.$  (Nm)

$d$  - Pinyonun işletme dairesi çapı,  $in.$  (mm)

Dış dişliler için,

$$d = \frac{2 \cdot C}{m_G + 1,0} \quad (E7/5)$$

İç dişliler için,

$$d = \frac{2 \cdot C}{m_G - 1,0} \quad (E7/6)$$

$C$  - İşletme (çalışma) durumundaki eksenler arası mesafe,  $in.$  (mm)

$m_G$  - Diş sayıları oranı,  $Z_2/Z_1$  veya  $N_G/N_p$  (daima  $\geq 1,0$ )

$n_p$  - Pinyon devir sayısı,  $dev./dak.$

$C_a$  - Pitting mukavemeti için kullanma faktörü

$W_t$  nominal çevre yükünün üzerindeki herhangi bir ilâve diş yüküne karşı bir emniyet faktörü gibi çalışan kullanma faktörü, belirli tecrübelerle göre aşağıdaki formül ile tarif edilmiştir.

$$C_{SF} = C_a \left( \frac{C_R}{C_L} \right)^2 \quad (E7/7)$$

$C_{SF}$  - Pitting mukavemeti için işletme faktörü

Önceden, kullanma faktörü ve bazı durumlarda güvenilirlik ve ömür faktörü olarak alınan işletme faktörü, Cetvel E7.2 den tespit edilebilir.

Güç kaynağı	Çalışma süresi	İş makinası (Yük ifadesi ile)		
		Düzensiz (üniform)	Orta darbeli	Ağır darbeli
Elektrik motoru, Buhar türbini veya Hidrolik motor	Arasıra (bazen) 1/2 saat/gün	0,50	0,80	1,25
	Aralıklı 3 saat/gün	0,80	1,00	1,50
	3-10 saat/gün	1,00	1,25	1,75
	10 saatten fazla/gün	1,25	1,50	2,00
Çok silindirli içten yanmalı motor	Arasıra 1/2 saat/gün	0,80	1,00	1,50
	Aralıklı 3 saat/gün	1,00	1,25	1,75
	3-10 saat/gün	1,25	1,50	2,00
	10 saatten fazla/gün	1,50	1,75	2,25
Tek silindirli içten yanmalı motor	Arasıra 1/2 saat/gün	1,00	1,25	1,75
	Aralıklı 3 saat/gün	1,25	1,50	2,00
	3-10 saat/gün	1,50	1,75	2,25
	10 saatten fazla/gün	1,75	2,00	2,50

Cetvel E7.2 - AGMA 420.04'e göre işletme faktörü değerleri [L.55].

$C_L$  - Pitting mukavemeti için ömür faktörü

Çelik dişlilerde pitting mukavemeti için ömür faktörü, şekil E7.1 -deki diyagramdan alınabilir ve bu diyagramda gölgelendirilmiş alanın üst kısmı, genel piyasa tipi uygulamalar için kullanılabilir. Gölgelendirilmiş alanın alt kısmı ise tipik olarak; zarar vermiyecek şekildeki bir pitting teşekkülüne ve aşınmaya müsarade edilen, çok düzensiz bir çalışmanın ve düşük titreşim seviyelerinin istendiği yerlerdeki kritik uygulamalarda kullanılır.

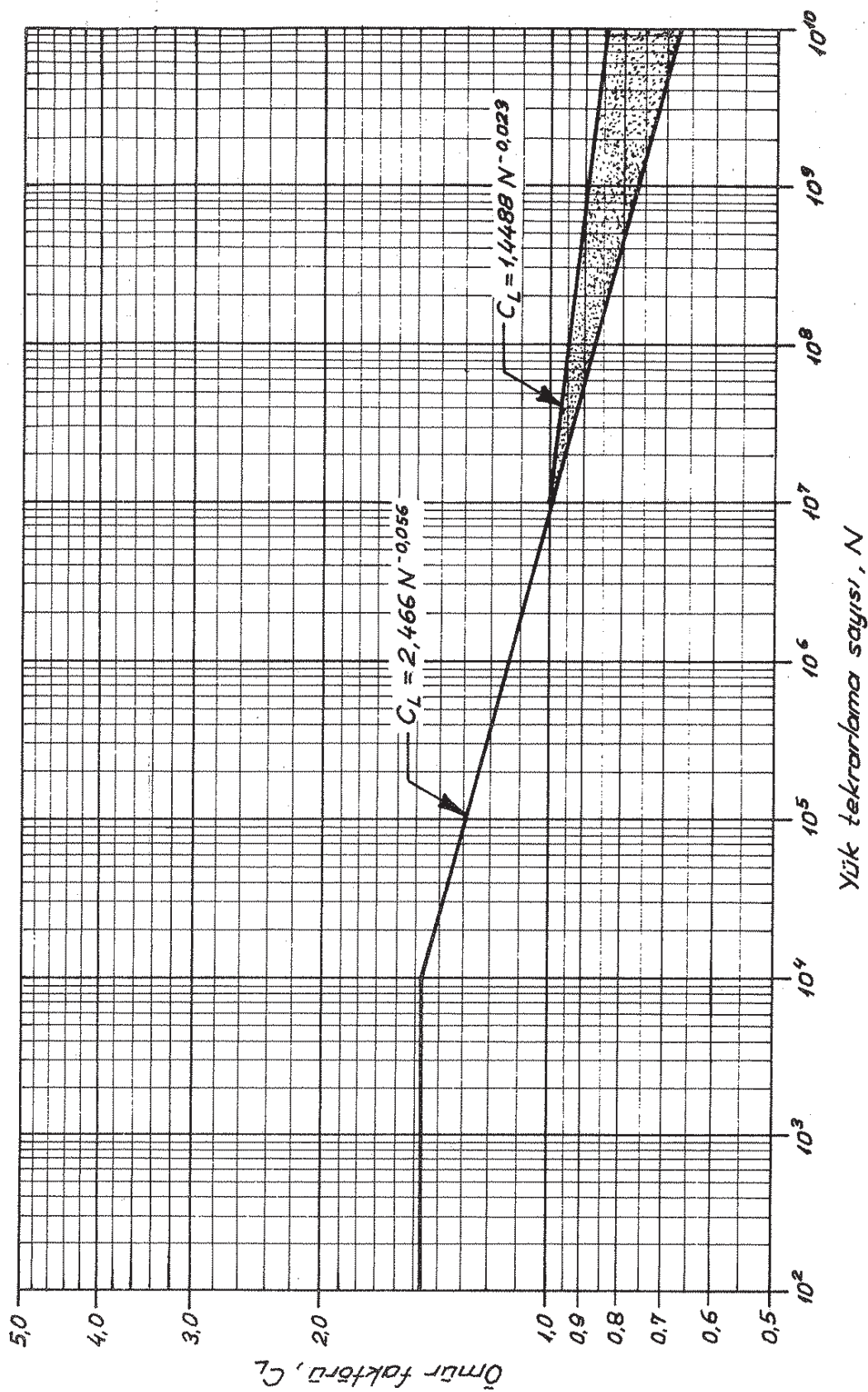
$C_R$  - Güvenirlilik faktörü (Cetvel E7.3)

Kullanma şartları	$C_R, K_R^*$
Hasar ihtimali 1/10000 den az	1,50
Hasar ihtimali 1/1000 den az	1,25
Hasar ihtimali 1/100 den az	1,00
Hasar ihtimali 1/10 den az	0,85 <sup>+</sup>

Cetvel E7.3- Güvenirlilik faktörleri,  $C_R$  ve  $K_R$ .

\* Bazen, diş kırılması pittingden daha büyük bir tehlike olarak kabul edilir. Bu durumlarda  $K_R$  nin değeri  $C_R$  den daha büyük seçilir.

+ Bu değerde, pittingden ziyade plâstik şekil değiştirme meydana gelebilir.



Yük tekrarlama sayısı,  $N$

Şekil E7.1 - Pitting mukavemeti ömür faktörü,  $C_L$ .  
(İşletme faktörü  $C_{SF}$  nin kullanıldığı yerlerde  
bu eğri uygulanmaz).



$C_S$  - Pitting mukavemeti için büyüklük faktörü

• [L.53]'e göre :

$$C_S = 1,0$$

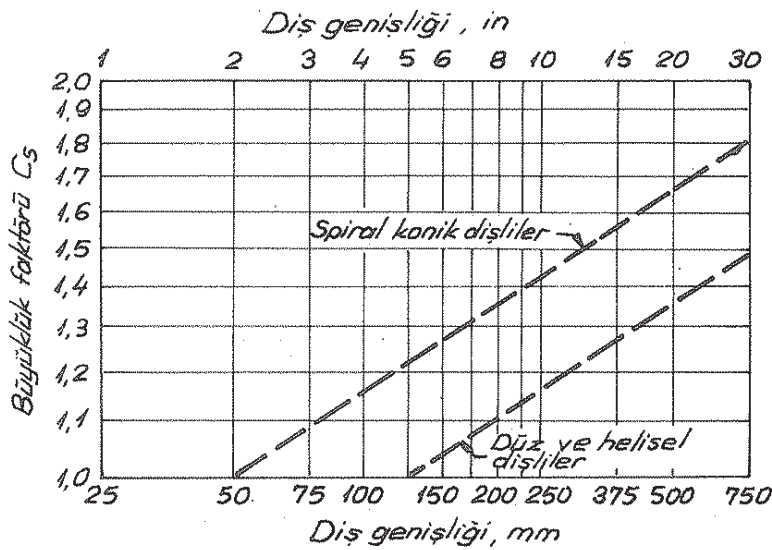
(E7/8)

• AGMA 420.04 Dec. 1975'e göre [L.55]:

$$C_S = 1,0$$

• Darle W. Dudley'e göre [L.36]:

$C_S$  değerleri, diş genişliğine bağlı olarak Şekil E7.2 deki diyagramdan okunabilir.



Şekil E7.2 - Düz, helisel ve spiral konik dişli çarkların yüzey mukavemeti (pitting mukavemeti) için büyüklük faktörü.

$C_m$  - Pitting mukavemeti için yük dağılım faktörü

$$C_m = K_m = C_{mf} \cdot C_{mt}$$

(E7/9)

$C_{mf}$  - Yüzey yükü dağılım faktörü

$C_{mf}$  faktörünün elde edilmesi ;

a) Ampirik metot :

Bu metot oldukça basit dişliler için tavsiye edilir ve aşağıdaki şartlarda geçerlidir :

1-  $F/d \leq 2$  (çift helisel dişlilerde ara boşluk diş genişliğine dahil değildir),

F - Diş genişliği

2- Dişli çark her iki taraftan yataklanmış ,

3- Diş genişliği 40" 'e kadar ( $F < 40$  in.),

4- Yük altında, diş genişliği boyunca tam temas.

Bu metoda göre  $C_{mf}$ , yaklaşık olarak

$$C_{mf} = 1,0 + C_{mc} + (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e)$$

(E7/10)

şeklinde yazılır:

$C_{mc}$  - Helis adımı düzeltme faktörü

• Helis adımı düzeltmesiz dişliler için,

$$C_{mc} = 1,0$$

(E7/11)

• Helis adımı düzeltmeli dişliler için

$$C_{mc} = 0,8$$

(E7/12)

$C_{pf}$  - Pinyon- genişlik faktörü

$C_{pf}$  değerleri şekil E7.3 deki diyagramdan alınabilir veya

$F \leq 1,0$  için :

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot d} - 0,025$$

(E7/13)

$1,0 < F \leq 17$  için :

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot d} - 0,0375 + 0,012 \cdot F$$

(E7/14)

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot d} - 0,0375 + 0,000492 \cdot F$$

(E7/14M)

$17 < F \leq 40$  için :

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot d} - 0,1109 + 0,0207 \cdot F - 0,000228 \cdot F^2$$

(E7/15)

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot d} - 0,1109 + 0,000815 \cdot F - 0,000000353 \cdot F^2$$

(E7/15M)

denklemleri ile hesaplanabilir:

Not .  $F/10 \cdot d < 0,05$  ise , yukardaki eşitliklerde  $F/10 \cdot d$  yerine  $0,05$  konur.

$C_{pm}$  - Pinyon konumu faktörü

$(S_1/S) < 0,175$  için :

$$C_{pm} = 1,0$$

(E7/16)

$(S_1/S) \geq 0,175$  için :

$$C_{pm} = 1,1$$

(E7/17)

$S_1, S$  - Şekil E7.4

$C_{ma}$  - Diş yönü faktörü

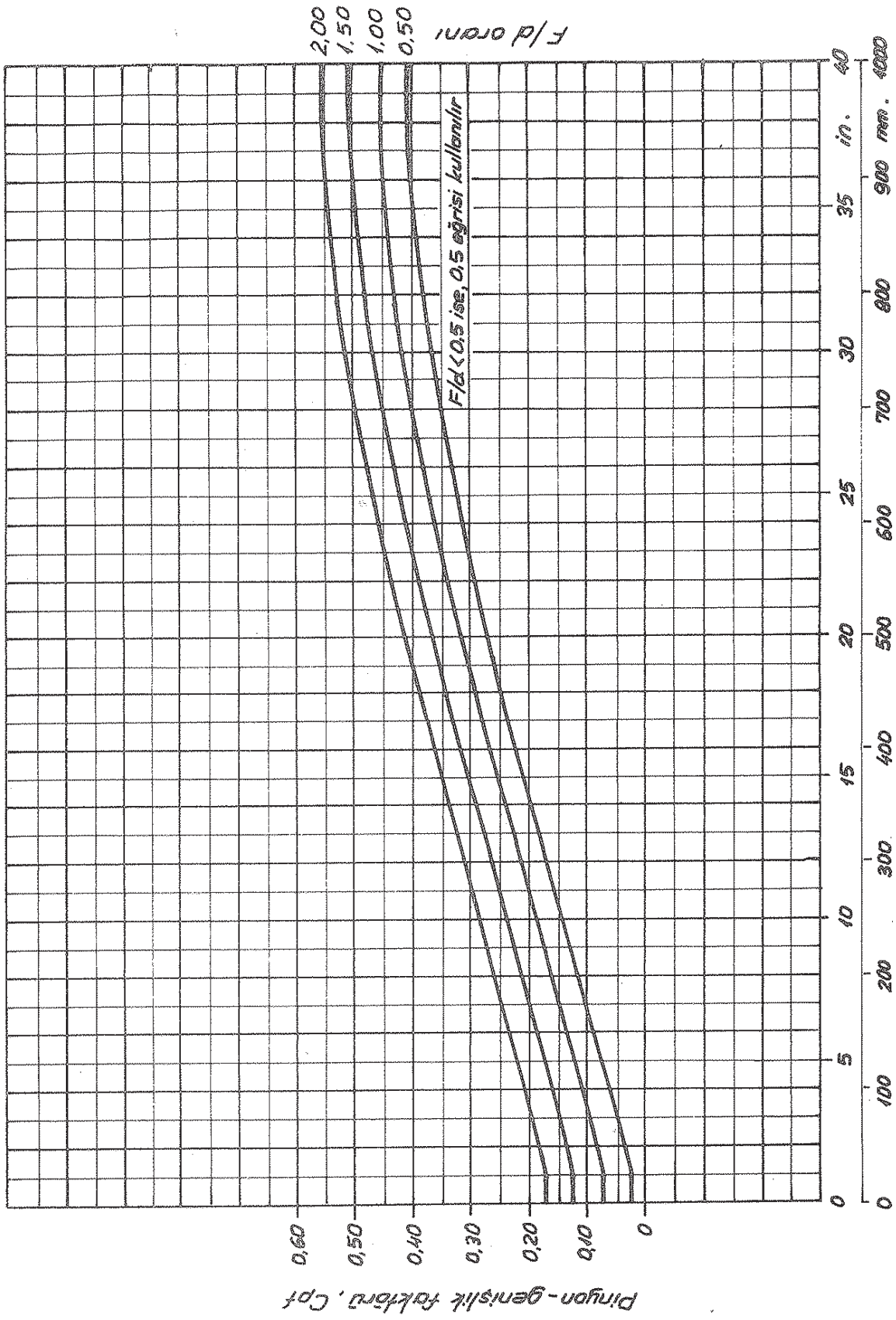
$C_{ma}$  faktörü şekil E7.5 ten alınabilir veya

$$C_{ma} = A + B(F) + C(F)^2$$

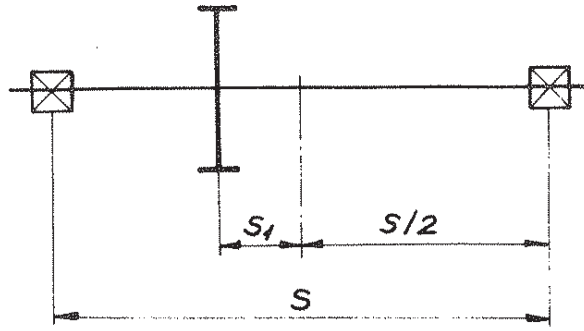
(E7/18)

denklemleri ile hesaplanabilir:

$A, B, C$  - Ampirik sabitler (Çetvel E7.4)



Şekil E7.3 - Pinyon - genişlik faktörü,  $C_{pf}$ .  
Diş genişliği,  $F$

Şekil E7.4 - S ve S<sub>1</sub> değerleri

S - Yatak açıklığı, in. (mm)

Eğriler	Sabitler		
	A	B	C
Eğri 1 ( Açık dişli çark mekanizmaları )	$2,47 \cdot 10^{-1}$ ( $2,47 \cdot 10^{-1}$ )	$0,167 \cdot 10^{-1}$ ( $0,657 \cdot 10^{-3}$ )	$-0,765 \cdot 10^{-4}$ ( $-1,186 \cdot 10^{-7}$ )
Eğri 2 (Piyasa tipi - ticari - kapalı dişli çark mekanizmaları)	$1,27 \cdot 10^{-1}$ ( $1,27 \cdot 10^{-1}$ )	$0,158 \cdot 10^{-1}$ ( $0,622 \cdot 10^{-3}$ )	$-1,093 \cdot 10^{-4}$ ( $-1,69 \cdot 10^{-7}$ )
Eğri 3 (Hassas kapalı dişli çark mekanizmaları)	$0,675 \cdot 10^{-1}$ ( $0,675 \cdot 10^{-1}$ )	$0,128 \cdot 10^{-1}$ ( $0,504 \cdot 10^{-3}$ )	$-0,926 \cdot 10^{-4}$ ( $-1,44 \cdot 10^{-7}$ )
Eğri 4 (Çok hassas kapalı dişli çark mekanizmaları)	$0,380 \cdot 10^{-1}$ ( $0,380 \cdot 10^{-1}$ )	$0,102 \cdot 10^{-1}$ ( $0,402 \cdot 10^{-3}$ )	$-0,822 \cdot 10^{-4}$ ( $-1,27 \cdot 10^{-7}$ )

Cetvel E7.4 - Ampirik sabitler ; A, B ve C

 $C_e$  - Diş yönü düzeltme faktörü

- Hassas montajlı mekanizmalar için,

$$C_e = 0,80$$

(E7/19)

- Leplenmiş mekanizmalar için,

$$C_e = 0,80$$

(E7/20)

- Diğer şartlar için ,

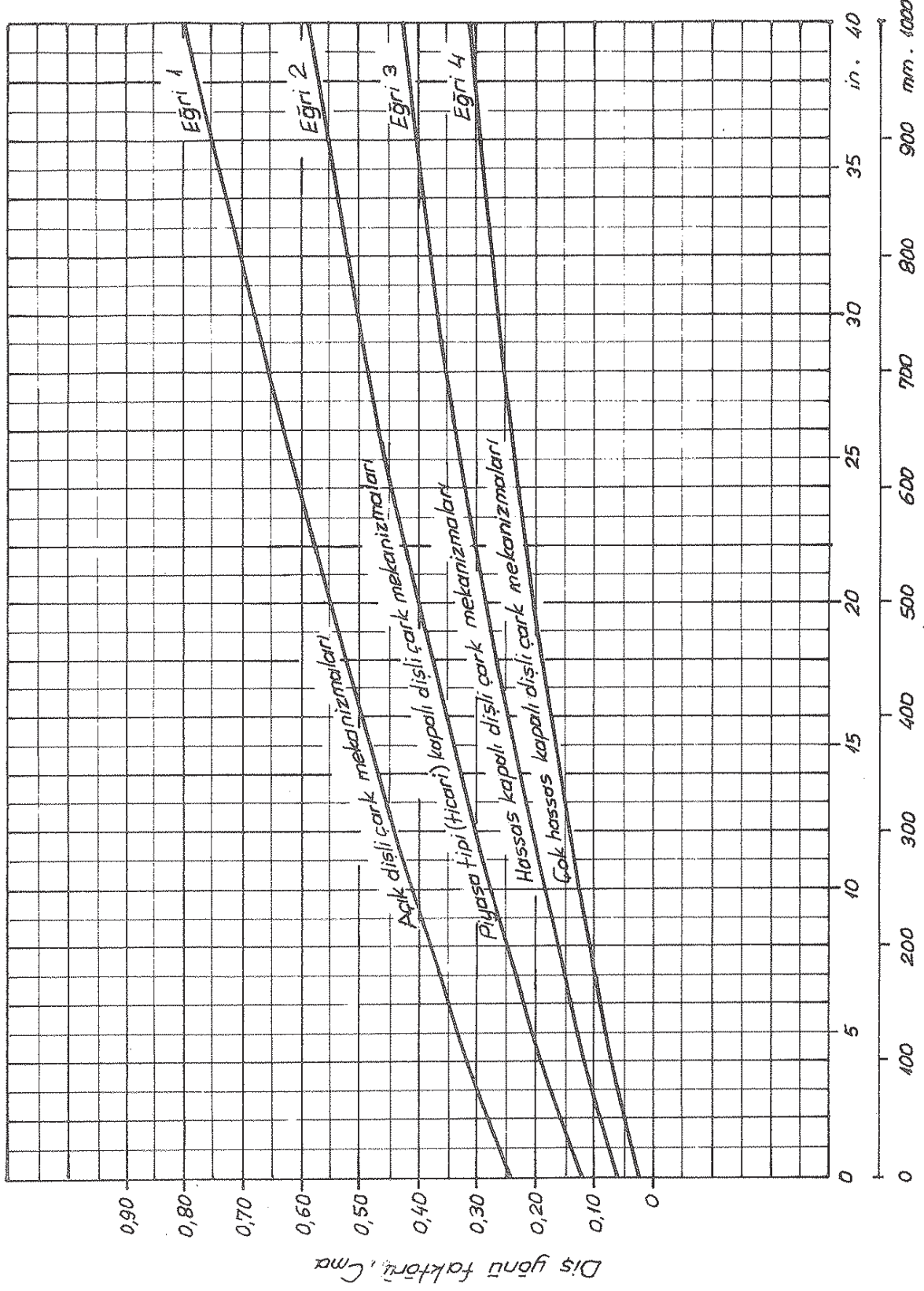
$$C_e = 1,0$$

(E7/21)

b) Analitik metot :

Bu metot herhangi bir dişli dizaynı için geçerli olup, aşağıdaki şartlarda tavsiye edilir :

- 1-  $F/d > 2$  (Çift helisel dişlilerde ara boşluk diş genişliğine dahildir) ,
- 2- Pinyon bir taraftan yataklanmış,
- 3- Şehimin (eğilmenin) temas genişliğini azalttığı uzun milli uygulamalarda,
- 4- Yük altında, diş genişliği boyunca tam temasın olmadığı durumlarda.



Şekil E7.5 - Diş yönü faktörü,  $C_{ma}$

• Normal çalışma yükü altında, tüm diş genişliği boyunca temas var ise :

Düz dişliler için ,

$$C_{mf} = 1,0 + \frac{G \cdot e_t \cdot F}{2 \cdot W_t} \quad (E7/22)$$

Helisel dişliler için ,

$$C_{mf} = 1,0 + \frac{G \cdot e_t \cdot Z \cdot F}{4 \cdot W_t \cdot P_b} \quad (E7/23)$$

• Normal çalışma yükü altında, toplam diş temas uzunluğu diş genişliğinden daha az ise :

Düz dişliler için ,

$$C_{mf} = \sqrt{\frac{2 \cdot G \cdot e_t \cdot F}{W_t}} \quad (E7/24)$$

Helisel dişliler için ,

$$C_{mf} = \sqrt{\frac{G \cdot e_t \cdot Z \cdot F}{W_t \cdot P_b}} \quad (E7/25)$$

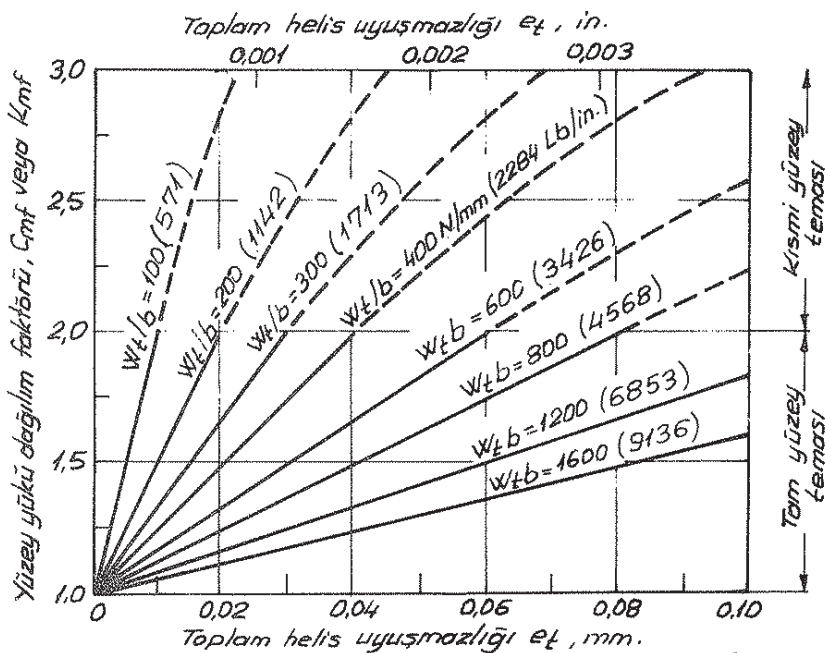
bağıntıları geçerlidir.

$G$  - Dişin yay sabitesi ( Bir diş çiftine ait tekil-yaylanma rijiditesi )

$$\left. \begin{aligned} G &= (1,5 \dots 2,0) \cdot 10^6 \text{ Lb/in}^2 \\ G &= (1,0 \dots 1,4) \cdot 10^4 \text{ MPa} \end{aligned} \right\} \quad (E7/26)$$

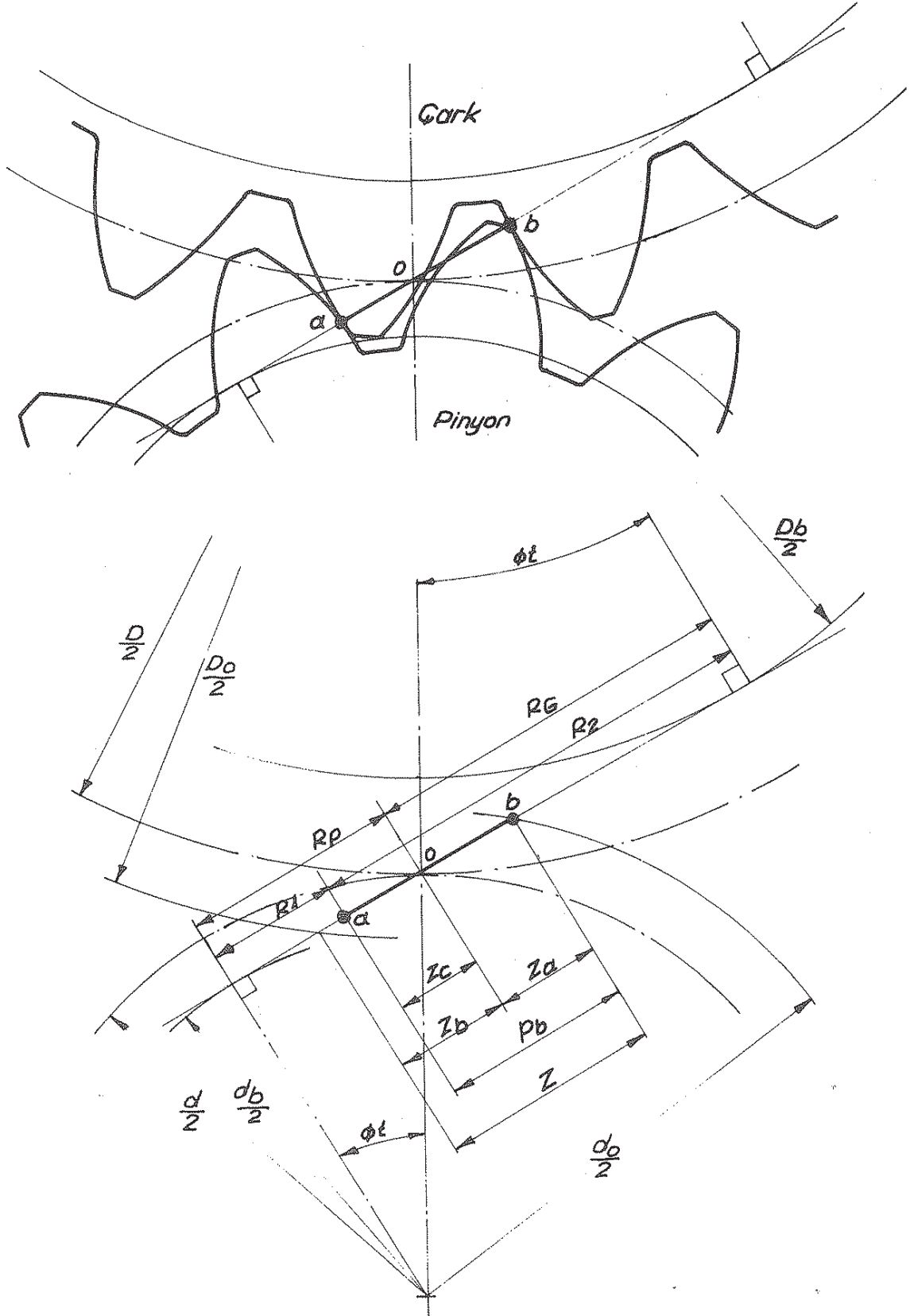
$e_t$  - Eş dişler arasındaki toplam helis adımı (veya uzunluk) uyumsuzluğu, in. (mm).

Şekil E7-6 .



Şekil E7-6 - Mil doğrultu hatasının ve helis uyumsuzluğunun etkisini göz önüne alan  $K_{mf}$  yük dağılım faktörü için yaklaşık değerler [ L. 36 ].

Çift helisel dişliler için  $e_t$  değeri her bir helis için belirlenmeli ve en büyük  $e_t$ , E7/23 veya E7/25 eşitliklerinde kullanılmalıdır.  
Z - Alın kesitindeki kavrama uzunluğu, in. (mm). Şekil E7.7



Şekil E7.7 - Kavrama durumları (dönme düzlemindeki görünüşe göre).

$$Z = Z_a + Z_b$$

(E7/27)

$Z_a$  - Pinyon - diş başı kavrama uzunluğu

$$Z_a = \frac{1}{2} \left( \sqrt{d_o^2 - d_b^2} - \sqrt{d^2 - d_b^2} \right)$$

(E7/28)

$d_o$  - Pinyon - diş başı dairesi çapı, in. (mm)

$d_b$  - Pinyon - temel dairesi çapı, in. (mm)

$$d_b = \frac{N_p \cdot \cos \phi_s}{P_d}$$

(E7/29)

$$d_b = N_p \cdot m \cdot \cos \phi_s$$

(E7/29M)

$N_p$  - Pinyonun diş sayısı

$m$  - Metrik alın modülü, (mm)

$$m = \frac{P_x \cdot \tan \psi_s}{\pi} = \frac{m_n}{\cos \psi_s} \text{ (helisel dişliler için)}$$

(E7/30M)

$m_n$  - Normal metrik modül, (mm)

$\psi_s$  - Taksimat dairesindeki helis açısı

$$\psi_s = \sin^{-1} \left( \frac{\pi}{P_x \cdot P_{nd}} \right)$$

(E7/31)

$$\psi_s = \sin^{-1} \left( \frac{\pi \cdot m_n}{P_x} \right)$$

(E7/31M)

$P_x$  - Eksenel adım, in. (mm)

$$P_x = \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \psi_s}$$

(E7/32M)

$\phi_s$  - Alın kesitinde, taksimat dairesindeki basınç açısı

$$\phi_s = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \phi_c}{\cos \psi_s} \right)$$

(E7/33)

$\phi_c$  - Eşdeğer standart kremayer kesicinin normal profil açısı

$d$  - Pinyonun işletme dairesi çapı (Eşitlik E7/5,6)

$Z_b$  - Pinyon - diş tabanı kavrama uzunluğu

$$Z_b = \frac{1}{2} \left( \sqrt{D_o^2 - D_b^2} - \sqrt{D^2 - D_b^2} \right)$$

(E7/34)

$D_o$  - Çark - diş başı dairesi çapı, in. (mm)

$D_b$  - Çark - temel dairesi çapı, in. (mm)

$$D_b = \frac{N_G \cdot \cos \phi_s}{P_d}$$

(E7/35)

$$D_b = N_G \cdot m \cdot \cos \phi_s$$

(E7/35M)



$N_G$  - Çarkın diş sayısı

$D$  - Çarkın işletme dairesi çapı, in. (mm)

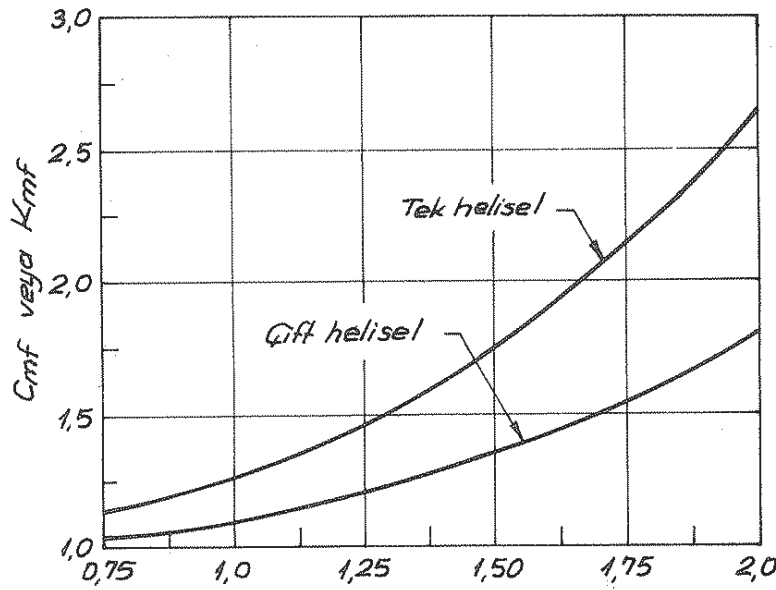
$P_b$  - Alın kesitinde, temel dairesi taksimatı, in. (mm)

$$P_b = \frac{\pi \cdot \cos \phi_s}{P_d} \quad (E7/36)$$

$$P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \phi_s \quad (E7/36M)$$

c) Darle W. Dudley'e göre [L.36]:

Yüzey yükü dağılım faktörü  $C_{mf}$ ; Şekil E7.6 veya Şekil E7.8 den alınabilir.



$$\text{En-boy oranı} = \frac{\text{Diş genişliği} + \text{ara boşluk}}{\text{Pinyonun taksimat dairesi çapı}}$$

Şekil E7.8 -  $C_{mf}$  veya  $K_{mf}$  faktörü (Düz veya tek helisel pinyonun ara boşluğu yoktur).

$C_{mt}$  - Alın yükü dağılım faktörü

• AGMA 218.01'e göre [L.54]:

$C_{mt}$  değerinin etkisini belirleyen standart prosedür henüz belirlenmemiştir.

• Darle W. Dudley'e göre [L.36]:

$$C_{mt} = 1.0 \quad (E7/37)$$

alınarak hesap yapılabilir.

Yük dağılım faktörü  $C_m$ 'in bazı Amerikan literatürlerindeki değerleri;

• AGMA 420.04'e göre [L.55]:

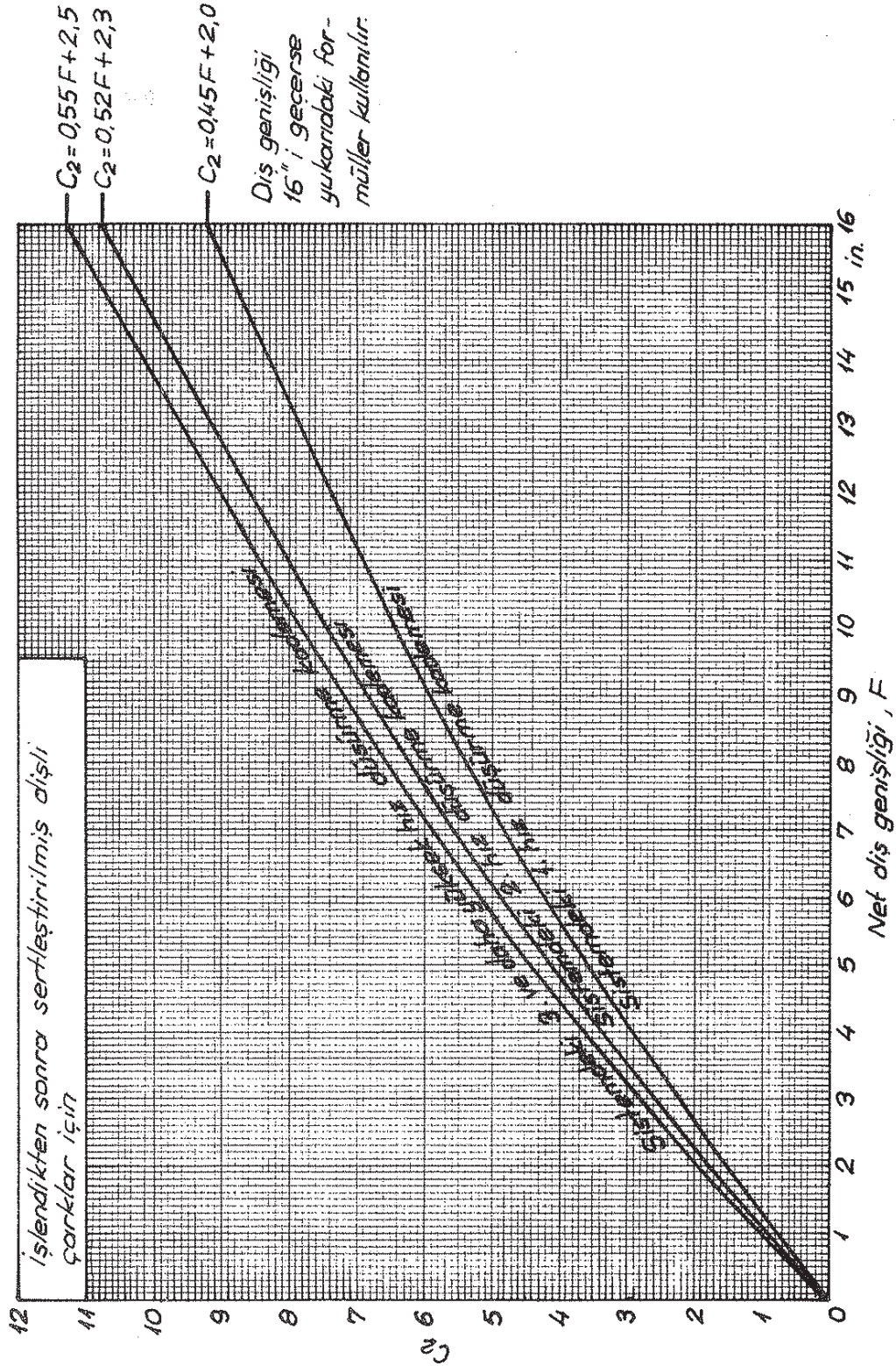
Şekil E7.9'daki diyagramdan  $C_2$  faktörü okunur ve daha sonra

$$C_2 = F / C_m \quad (E7/38)$$

eşitliğinden  $C_m$  değeri hesaplanır.

• Darle V. Dudley'e göre [L.36]:

$C_m$ , düz ve helisel dişliler için Cetvel E7.5 ten alınabilir.



Şekil E7.9 - Kapalı, düz ve helisel dişli mekanizmalarının yüzey

mukavemeti - sınır gücü hesabı için  $C_2$  faktörü.

F- Diş genişliği küçük olan dişlinin net diş genişliği

(ok dişlilerde net diş genişliği; her bir helis dişlinin diş genişlikleri toplamıdır).

Dişli takımın sertliği ve $W_t / b$	Diş genişliği			
	50mm	100mm	250mm	750mm
	(2 in)	(4 in)	(10 in)	(30 in)
<b>Yüksek sertlik (675 HV)</b>				
$W_t/b=100$ ( $W_t/F = 571$ )	1,7	1,9	-	-
$W_t/b=300$ ( $W_t/F = 1713$ )	1,4	1,6	1,8	-
$W_t/b=800$ ( $W_t/F = 4568$ )	1,2	1,3	1,6	1,8
<b>Orta sertlik (300 HB)</b>				
$W_t/b=100$ ( $W_t/F = 571$ )	1,5	1,6	1,8	-
$W_t/b=300$ ( $W_t/F = 1713$ )	1,2	1,3	1,6	1,8
$W_t/b=800$ ( $W_t/F = 4568$ )	1,1	1,2	1,4	1,5
<b>Düşük sertlik (210 HB)</b>				
$W_t/b=100$ ( $W_t/F = 571$ )	1,3	1,4	1,5	1,6
$W_t/b=300$ ( $W_t/F = 1713$ )	1,1	1,2	1,4	1,5
$W_t/b=800$ ( $W_t/F = 4568$ )	1,0	1,1	1,2	1,3

Cetvel E7.5- Düz ve helisel dişliler için kullanılabilir  $C_m$  değerleri.

$C_f$  - Yüzey faktörü

. [L.53]'e göre :

$$C_f = 1,0$$

(E7/39)

. AGMA 420.04'e göre [L.55] :

$$C_f = 1,0$$

alınabilir:

$C_v$  - Pitting mukavemeti için dinamik faktör

$C_v$  veya  $K_v$  değerleri,

$$C_v = K_v = \frac{W_t}{W_d + W_t}$$

(E7/40)

denklemleri ile hesaplanabilir veya yaklaşık olarak Şekil E7.10'daki diyagramdan alınabilir.

$W_d$  - ilave dinamik diş yükü (dinamik ek diş yükü)

Şekil E7.10 :

.  $Q_v \geq 12$  (çok hassas kalitedeki dişliler) ;

$$C_v = K_v = 0,90 \dots 0,98$$

(E7/41)

$Q_v$  - AGMA kalite sayısı

.  $6 \leq Q_v \leq 11$  eğrileri ;

$$C_v = K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{Q_v}} \right)^B$$

(E7/42)

$$C_v = K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{200}v_t} \right)^B \quad (E7/42M)$$

$$A = 50 + 56(1,0 - B) \quad (E7/43)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0,667}}{4} \quad (E7/44)$$

$$v_{tmax.} = [A + (Q_v - 3)]^2 \quad (E7/45)$$

$$v_{tmax.} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \quad (E7/45M)$$

$v_{tmax.}$  - Şekil E7.10 daki  $C_v$  ve  $K_v$  eğrilerinin son noktaları (Şekil E7.10 daki eğrilerin hız limitleri), ft/dak (m/sn).

$v_t$  - İşletme dairesindeki çevre hızı (Eşitlik E7/4)

•  $Q_v = 5$  eğrisi ;

$$C_v = K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v_t}} \quad (E7/46)$$

$$C_v = K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200}v_t} \quad (E7/46M)$$

$Q_v < 6$  ve  $v_t > 2500$  ft/dak (13m/sn) } ise E7/46 eşitlikleri kullanılmamalıdır.

I - Pitting mukavemeti için geometrik faktör

Geometrik faktör I, aşağıdaki bağıntı ile tayin edilir:

$$I = \frac{C_c \cdot C_x \cdot C_v^2}{m_N} \quad (E7/47)$$

$C_c$  - Eğrilik faktörü

$$C_c = \frac{\cos \phi_t \cdot \sin \phi_t}{2} \cdot C_G \quad (E7/48)$$

$\phi_t$  - Alın kesitinde, işletme basınç açısı

$$\phi_t = \cos^{-1} \left( \frac{d_b}{d} \right) \quad (E7/49)$$

$d_b$  - Eşitlik E7/29

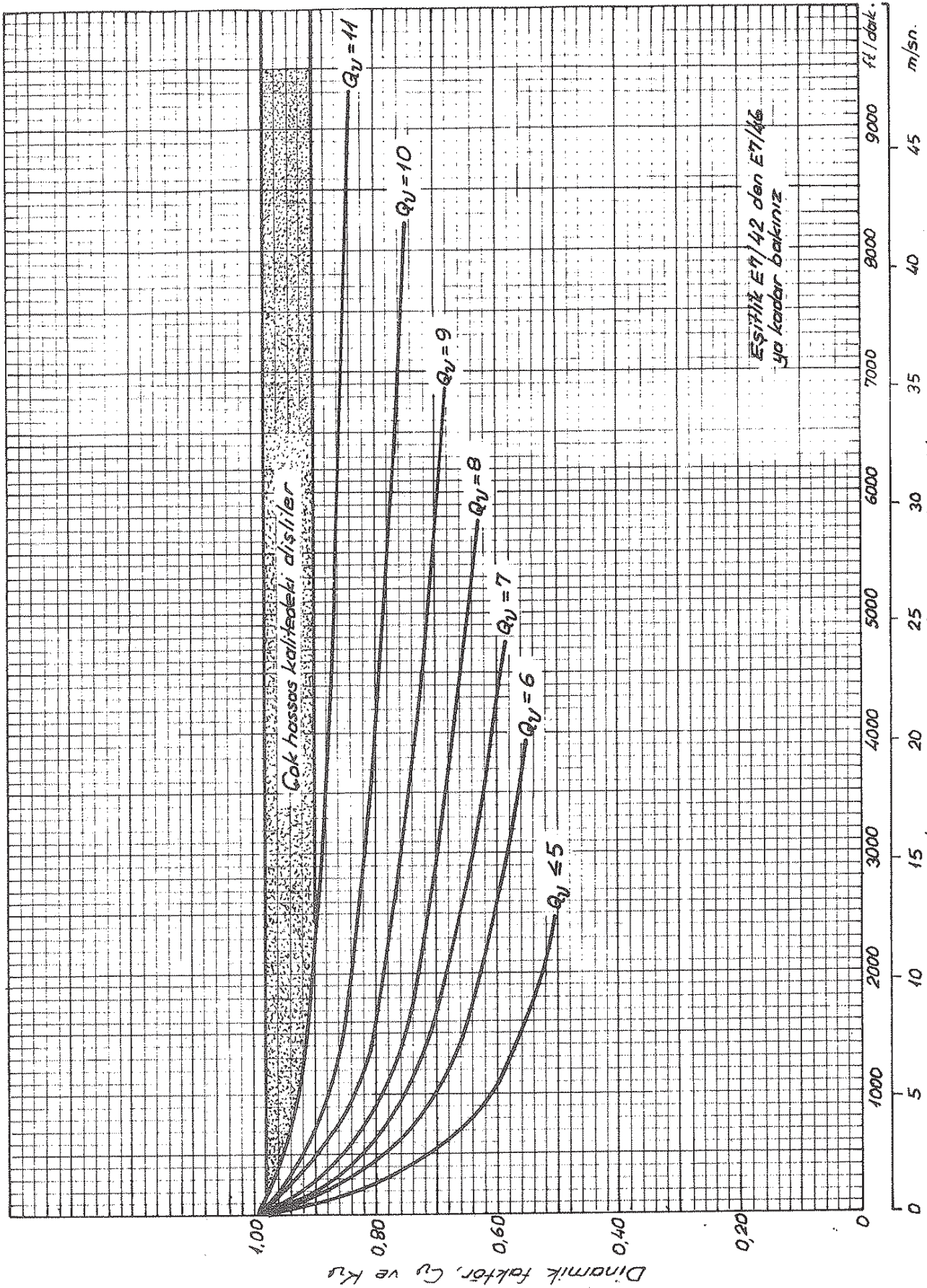
$d$  - Eşitlik E7/5, E7/6

$C_G$  - Çevrim oranı faktörü

Dış dişliler için,

$$C_G = \frac{m_G}{m_G + 1} \text{ veya } \frac{N_G}{N_G + N_P} \quad (E7/50)$$

İç dişliler için,



Şekil E7.10 - Dinamik faktor,  $C_v$  ve  $K_s$   
İşletme dairesindeki çevre hızı,  $U_t$

$$C_G = \frac{m_G}{m_G - 1} \text{ veya } \frac{N_G}{N_G - N_p} \quad (E7/51)$$

$m_G$  - Çevrim oranı,  $Z_2/Z_1$  veya  $N_G/N_p$

$N_G$  - Çarkın diş sayısı

$N_p$  - Pinyonun diş sayısı

$C_x$  - Temas faktörü

$$C_x = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_p \cdot R_G} \quad (E7/52)$$

Şekil E7.7 den faydalanarak :

$R_p$  - Pinyonun yuvarlanma noktasındaki eğrilik yarı çapı, in. (mm)

$$R_p = \frac{d}{2} \cdot \sin \phi_t \quad (E7/53)$$

$R_G$  - Çarkın yuvarlanma noktasındaki eğrilik yarı çapı, in. (mm)

$$R_G = \frac{D}{2} \cdot \sin \phi_t \quad (E7/54)$$

$D$  - Çarkın işletme dairesi çapı, in. (mm)

$$D = d \cdot m_G \quad (E7/55)$$

$R_1$  - Pinyonun, hesaplanan noktadaki eğrilik yarı çapı, in. (mm)

$$R_1 = R_p - Z_c \quad (E7/56)$$

$R_2$  - Çarkın, hesaplanan noktadaki eğrilik yarı çapı, in. (mm)

Dış dişliler için ,

$$R_2 = R_G + Z_c \quad (E7/57)$$

İç dişliler için ,

$$R_2 = R_G - Z_c \quad (E7/58)$$

$Z_c$  - Kovrama doğrusu üzerinde, gerilme hesabı yapılan noktanın yuvarlanma noktasına olan mesafesi, in. (mm)

• Düz ( $m_F = 0$ ) ve düşük temas oranlı helisel ( $m_F \leq 1,0$ ) dişliler için ,

$$Z_c = P_b - Z_\alpha \quad (E7/59)$$

$P_b$  - Eşitlik E7/36

$Z_\alpha$  - Eşitlik E7/28

• Normal helisel dişliler ( $m_F > 1,0$ ) için ,

$$Z_c = \frac{1}{2} \left( \sqrt{d^2 - d_b^2} - \sqrt{d_m^2 - d_b^2} \right) \quad (E7/60)$$

$d_m$  - Pinyonun ortalama dairesi çapı, in. (mm)

Dış dişliler için ,

$$d_m = C - \left( \frac{D_o - d_o}{2} \right) \quad (E7/61)$$

İç dişliler için ,

$$d_m = \left( \frac{D_i + d_o}{2} \right) - C \quad (E7/62)$$

$C$  - Eksenler arası mesafe (Eşitlik E7/5, E7/6)

$D_o$  - Dış dişli çarkın baş dairesi çapı , in. (mm)

$D_i$  - İç dişli çarkın taban dairesi çapı , in. (mm)

$d_o$  - Pinyonun baş dairesi çapı , in. (mm)

$m_F$  - Yüzey temas oranı

$$m_F = \frac{F}{P_x} \quad (\text{düz dişliler için , } m_F = 0) \quad (E7/63)$$

$F$  - Net diş genişliği (Şekil E7.9)

$P_x$  - Eşitlik E7/32M

$C_\psi$  - Helisel kavrama faktörü (kavrama faktörü)

• Düz ve normal helisel dişliler ( $m_F = 0$  veya  $m_F \geq 1.0$ ) için ,

$$C_\psi = 1.0 \quad (E7/64)$$

• Düşük temas oranlı helisel dişliler ( $0 < m_F \leq 1.0$ ) için ,

$$C_\psi = \sqrt{1 - m_F + \frac{C_{xh} \cdot Z \cdot m_F^2}{C_x \cdot F \cdot \sin \psi_b}} \quad (E7/65)$$

$C_{xh}$  - Eşdeğer normal düşük temas oranlı helisel dişliler için temas faktörü.

Not .  $C_{xh}$  , E7/53 .... E7/58 eşitliklerinden  $Z_c$  yardımı ile ( $Z_c$  - Eşitlik E7/60) hesaplanır. Eşitlik E7/65 de ;  $C_{xh}$  eşitlik E7/60 daki  $Z_c$  ,  $C_x$  eşitlik E7/59 daki  $Z_c$  ye göre belirlenir.

$Z$  - Eşitlik E7/27

$\psi_b$  - Temel dairesindeki helis açısı

$$\psi_b = \sin^{-1} \frac{P_N}{P_x} \quad (E7/66)$$

$P_N$  - Temel dairesine karşılık gelen normal taksimat , in. (mm)

$$P_N = \frac{\pi}{P_{nd}} \cdot \cos \phi_c \quad (E7/67)$$

$$P_N = \pi \cdot m_n \cdot \cos \phi_c \quad (E7/67M)$$

$P_{nd}$  - Standart normal diametral - pitch , in<sup>-1</sup>

$$P_{nd} = \frac{25.4}{m_n} \quad (E7/68)$$

$\phi_c$  - Eşdeğer standart kremayer kesicinin normal profil açısı

$m_N$  - Yük dağılım oranı

$$m_N = \frac{F}{L_{min.}} \quad (E7/69)$$

- Düz dişliler için ( $L_{min.} = F$ ),

$$m_N = 1,0 \quad (E7/70)$$

- Düşük temas oranlı helisel dişliler için,

$$m_N = 1,0 \quad (E7/71)$$

- Normal helisel dişliler ( $m_F > 1,0$ ) için,

$$m_N = \frac{F}{L_{min.}} \quad (\text{Eşitlik E7/69})$$

- $m_F > 2,0$  olan helisel dişliler (en çok kullanılan) için,

$$m_N = \frac{P_N}{0,95 \cdot Z} \quad (E7/72)$$

bağıntıları geçerlidir.

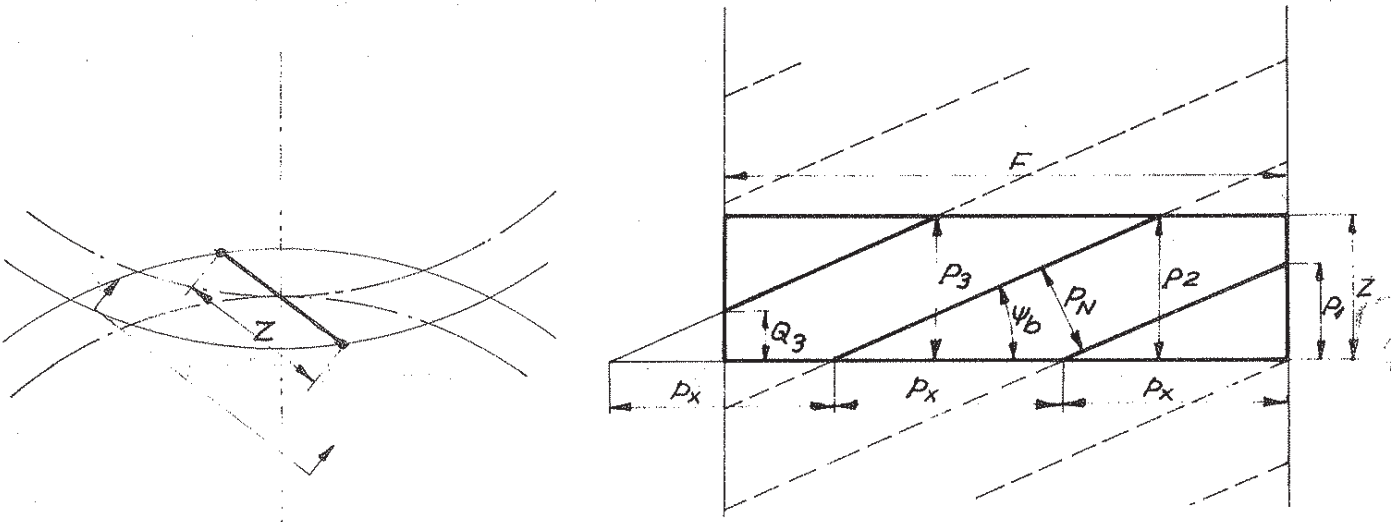
$L_{min}$  - Kavrama alanındaki temas çizgilerinin minimum toplam uzunluğu, in. (mm)

$$L_{min} = \frac{[(P_1 - Q_1) + (P_2 - Q_2) + \dots + (P_i - Q_i) + \dots + (P_n - Q_n)]}{\sin \psi_b} \quad (E7/73)$$

$P_i$  için (Şekil E7-11)

$$P_i = (i \cdot P_x \cdot \tan \psi_b) \text{ veya } Z \quad (E7/74)$$

değerlerinden daha küçük olanı alınır.



Şekil E7-11 - Kavrama alanındaki temas çizgileri (doğruları).



$Q_i$  için (Şekil E7.11),

$$i \cdot P_x \leq F \text{ ise ; } Q_i = 0 \quad (E7/75)$$

$$i \cdot P_x > F \text{ ise ;}$$

$$Q_i = [(i \cdot P_x - F) \cdot \text{tg} \psi_b] \text{ veya } Z \quad (E7/76)$$

değerlerinden daha küçük olanı alınır.

$n$  - Temas çizgisinin limit (sınır) sayısı

$$n = \frac{\frac{Z}{\text{tg} \psi_b} + F}{P_x} \text{ nin tam sayı kısmı} \quad (E7/77)$$

Örnek [L.54] -  $F=11 \text{ in.}$ ,  $P_N=2 \text{ in.}$ ,  $\psi_b=26,57^\circ$  ve  $Z=3,2 \text{ in.}$  olan helisel bir dişlide  $L_{\min}$  değerinin hesabı istenmektedir.

Çözüm:

$$P_x = \frac{P_N}{\sin \psi_b} \quad (\text{Eşitlik E7/66})$$

$$P_x = \frac{2}{\sin 26,57^\circ}$$

$$\| P_x = 4,47 \text{ in.}$$

$$n = \frac{\frac{Z}{\text{tg} \psi_b} + F}{P_x} \text{ nin tam sayı kısmı} \quad (\text{Eşitlik E7/77})$$

$$n = \frac{\frac{3,2}{\text{tg} 26,57^\circ} + 11}{4,47} = 3,097$$

$$\| n = 3$$

$i$	$i \cdot P_x \cdot \text{tg} \psi_b$	$Z$	$P_i$	$i \cdot P_x$	$(i \cdot P_x - F) \text{tg} \psi_b$	$Z$	$Q_i$
1	2,24	3,2	2,24	4,47	< 0	-	0
2	4,48	3,2	3,2	8,94	< 0	-	0
3	6,71	3,2	3,2	13,41	1,21	3,2	1,21
$\Sigma$			8,64				1,21

$$L_{\min} = \frac{[(P_1 - Q_1) + \dots + (P_i - Q_i) + \dots + (P_n - Q_n)]}{\sin \psi_b} \quad (\text{Eşitlik E7/73})$$

$$L_{\min} = \frac{(8,64 - 1,21)}{\sin 26,57^\circ}$$

$$\| L_{\min} = 16,61 \text{ in.}$$

Not. Geometrik faktör  $I$  nin (Pitting mukavemeti için) hesabında kullanılan büyüklükler, eşitlik numaraları ile Cetvel E7.6 da verilmiştir.

Terim	Düz dişliler	Helisel dişliler		
	$m_F = 0$	$m_F < 1,0$	$m_F \geq 1,0$	$m_F > 2,0$
I			E7/47	
$C_c$			E7/48	
$C_G$ , dış			E7/50	
$C_G$ , iç			E7/51	
$C_x$			E7/52	
$R_p$			E7/53	
$R_G$			E7/54	
$R_1$			E7/56	
$R_2$ , dış			E7/57	
$R_2$ , iç			E7/58	
$Z_c$	E7/59		E7/60	
$Z_\alpha$	E7/28		NA	
$d_b$		E7/29		
$d_m$ , dış	NA		E7/61	
$d_m$ , iç	NA		E7/62	
$C_\psi$	$C_\psi = 1,0$	E7/65	$C_\psi = 1,0$	
$m_F$	NA	E7/63	NA	
$Z_b$	NA	E7/34	NA	
$m_N$	$m_N = 1$	E7/69	E7/72	
$Z$	NA		E7/27	
$P_N$	NA	NA	E7/67	
$L_{min}$	NA	E7/73	NA	
$n$	NA	E7/77	NA	
$P_i$	NA	E7/74	NA	
$Q_i$	NA	E7/76	NA	

Cetvel E7-6 - I faktörünün hesabında kullanılan terimlerin eşitlik numaraları ( $m_F$  değerine bağlı olarak).

- $m_F \geq 2$  olması halinde bu prosedür isteğe bağlıdır.
- NA : Henüz bilgi yok

## 2- Müsaade edilen dış yüzey basıncı (dışın yüzey emniyet basıncı)

Hesaplanan dış yüzey basıncı ile müsaade edilen dış yüzey basıncı arasında, aşağıdaki bağıntı vardır :

$$s_c \leq s_{ac} \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad (E7/78)$$

$s_c$  - Hesaplanan dış yüzey basıncı (Eşitlik E7/1)

$s_{ac}$  - Müsaade edilen dış yüzey basıncı, Lb/in<sup>2</sup> (MPa)

$s_{ac}$  'nin değerleri ;

• AGMA 218.01'e göre [L.54] :

$s_{ac}$ , Cetvel E7.7 ve Şekil E7.12 den alınabilir.

• AGMA 420.04'e göre [L.55] :

- Düz dişliler için ,

Şekil E7.13 deki diyagramdan  $\left(\frac{s_{ac}}{C_p}\right)^2$  değeri okunur ve çelik/çelik malzeme çifti için  $C_p = 2300 \text{ Lb/in}^2$  (Cetvel E7.1) ile  $s_{ac}$  bulunur.

- Helisel dış dişliler için ,

Şekil E7.14 deki diyagramdan  $C_3$  faktörü okunur ve daha sonra

$$C_3 = 0,225 \left( \frac{m_G}{m_G + 1} \right) \left( \frac{s_{ac}}{C_p} \right)^2 \quad (E7/79)$$

eşitliğinden  $s_{ac}$  değeri hesaplanır.

- Helisel iç dişliler için ,

Şekil E7.15 deki diyagramdan  $C_3$  faktörü okunur ve daha sonra

$$C_3 = 0,225 \left( \frac{m_G}{m_G - 1} \right) \left( \frac{s_{ac}}{C_p} \right)^2 \quad (E7/80)$$

eşitliğinden  $s_{ac}$  değeri hesaplanır.

-  $s_{ac}$  değeri, çelik dişliler için Cetvel E7.8 den de alınabilir.

$C_L$  - Pitting mukavemeti için ömür faktörü (Şekil E7.1)

$C_R$  - Pitting mukavemeti için güvenilirlik faktörü (Cetvel E7.3)

$C_H$  - Sertlik oranı faktörü

• Tamamen sertleştirilmiş dişliler için ,

$C_H$  değeri Şekil E7.16 dan alınabilir veya

$$C_H = 1,0 + A (m_G - 1,0) \quad (E7/81)$$

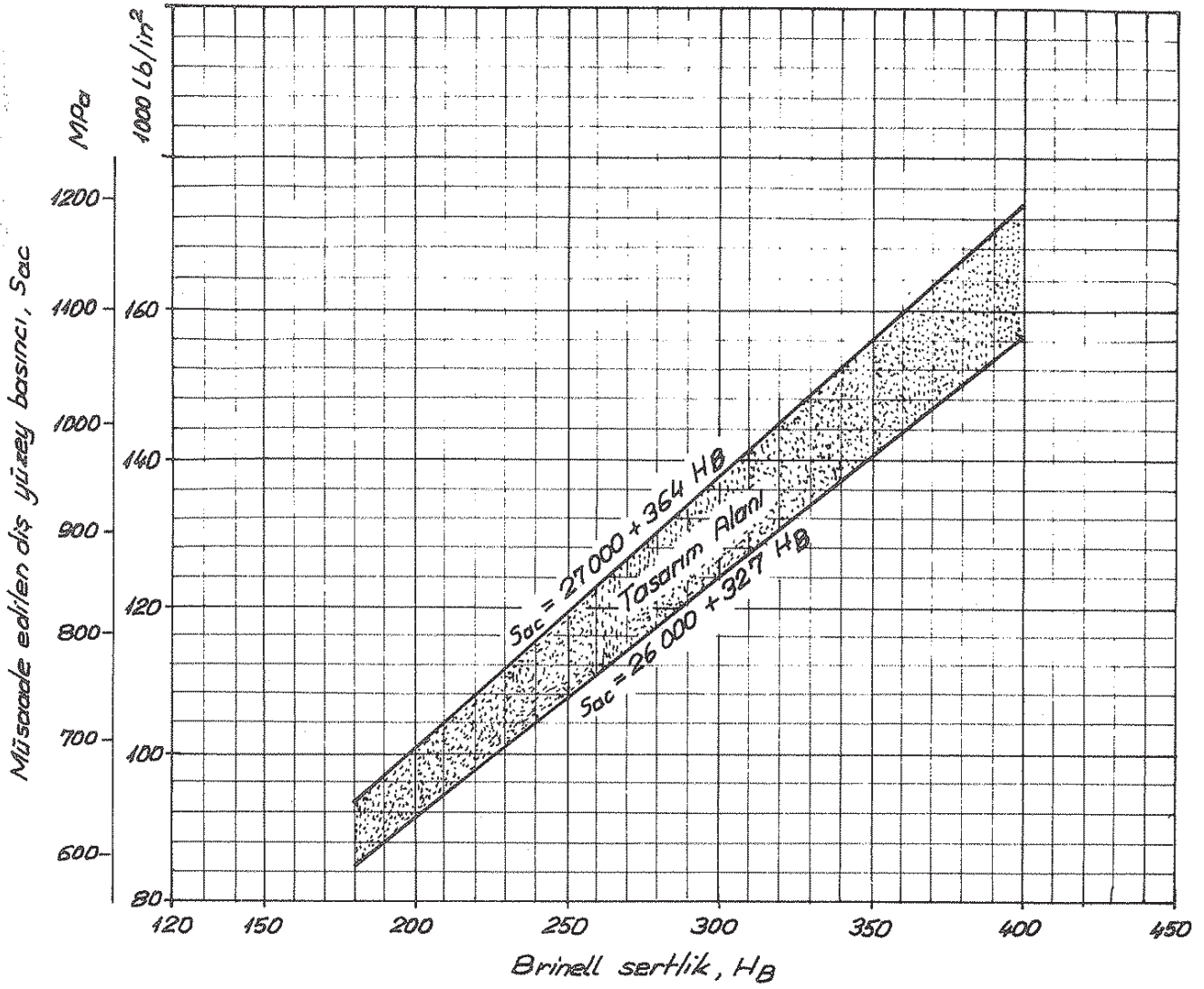
formülü ile hesaplanabilir.

A - Katsayı

$$A = 0,00898 \left( \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 0,00829 \quad (E7/82)$$

Malzeme	AGMA Klası	Ticari ismi	Isıl işlem	Minimum Sertlik (yüzeyde)	Sac	
					Lb/in <sup>2</sup>	(MPa)
Çelik	A-1 . . . A 5	-	Sertleştirilmiş ve temperlenmiş (Şekil E7-12)	180 BHN ve daha az	85-95000	(590-660)
				240 BHN	105-115000	(720-790)
				300 BHN	120-135000	(830-930)
				360 BHN	145-160000	(1000-1100)
				400 BHN	155-170000	(1100-1200)
			Alev veya endüksiyonla sertleştirilmiş	50 HRC 54 HRC	170-190000 175-195000	(1200-1300) (1200-1300)
			Semante edil- miş ve sertleş- tirilmiş	55 HRC 60 HRC	180-200000 200-225000	(1250-1400) (1400-1550)
		AISI 4140	Nitrürlenmiş	48 HRC	155-180000	(1100-1250)
		AISI 4340	Nitrürlenmiş	46 HRC	150-175000	(1050-1200)
		Nitralloy 135M	Nitrürlenmiş	60 HRC	170-195000	(1170-1350)
	%2 1/2 Krom	Nitrürlenmiş	54 HRC	155-172000	(1100-1200)	
	%2 1/2 Krom	Nitrürlenmiş	60 HRC	192-216000	(1300-1500)	
Dökme demir	20			-	50-60000	(340-410)
	30			175 BHN	65-75000	(450-520)
	40			200 BHN	75-85000	(520-590)
Küresel grafitli dökme demir	A-7-a	60-14-1B	Tavllanmış	140 BHN	Aynı sertlikte- ki çeliklerin Sac değerlerini %90-100'ü	
	A-7-c	80-55-06	su verilmiş ve temperlenmiş	180 BHN		
	A-7-d	100-70-03		230 BHN		
	A-7-e	120-90-02		270 BHN		
Malleabl (temper) dökme demir (Perlitik)	A-8-c	45007	-	165 BHN	72000	(500)
	A-8-e	50005	-	180 BHN	78000	(540)
	A-8-f	53007	-	195 BHN	83000	(570)
	A-8-i	80002	-	240 BHN	94000	(650)
Bronz	Bronz 2	AGMA 2C	Kum döküm	Çekme mukave- meti minimum 40000 Lb/in <sup>2</sup> (275 MPa)	30000	(205)
	Al/Br 3	ASTM B-148-52 Alloy 9C	Isıl işlem yapılmış	Çekme mukave- meti minimum 90000 Lb/in <sup>2</sup> (620 MPa)	65000	(450)

Çizelge E7-7- Müsaade edilen dış yüzey basıncı, sac değerleri  
(10<sup>7</sup> yük tekrarına karşılık gelen).

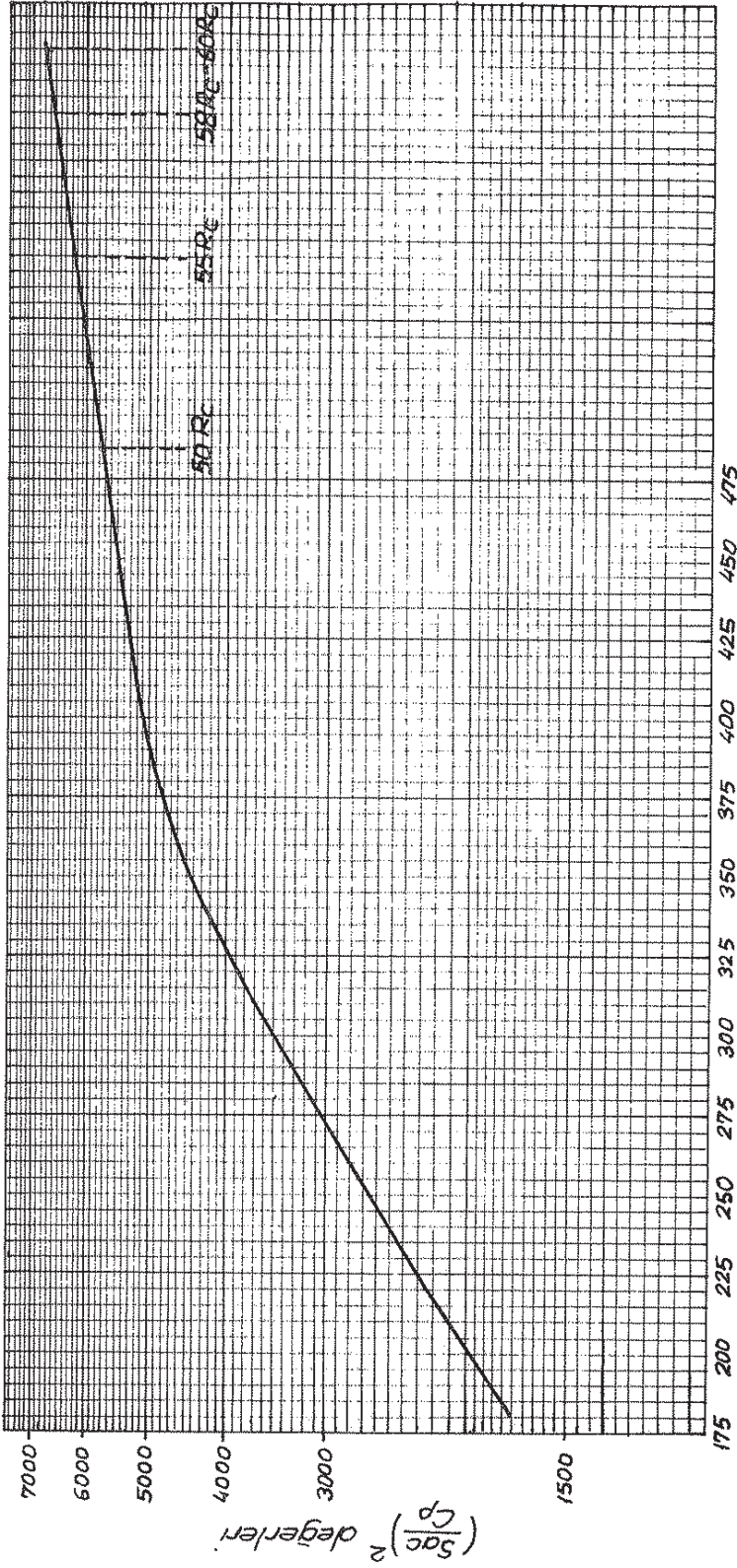


Şekil E7.12- Çelik dişliler için müsaade edilen dış yüzey basıncı, Sac

Minimum sertlik	Isıl * İşlem	Sac
180 Bhn	1	95 000
300 Bhn	1	135 000
440 Bhn	1	170 000
50 Rockwell C	2	170 000
55 Rockwell C	3	180 000
58 Rockwell C	3	187 000

Cetvel E7.8- Müsaade edilen dış yüzey basıncı, Sac

- \* 1) Sertleştirilmiş ve temperlenmiş  
 2) Alev veya endüksiyonla sertleştirilmiş  
 3) Sementasyonla sertleştirilmiş



Minimum dişli sertliği - Bhn

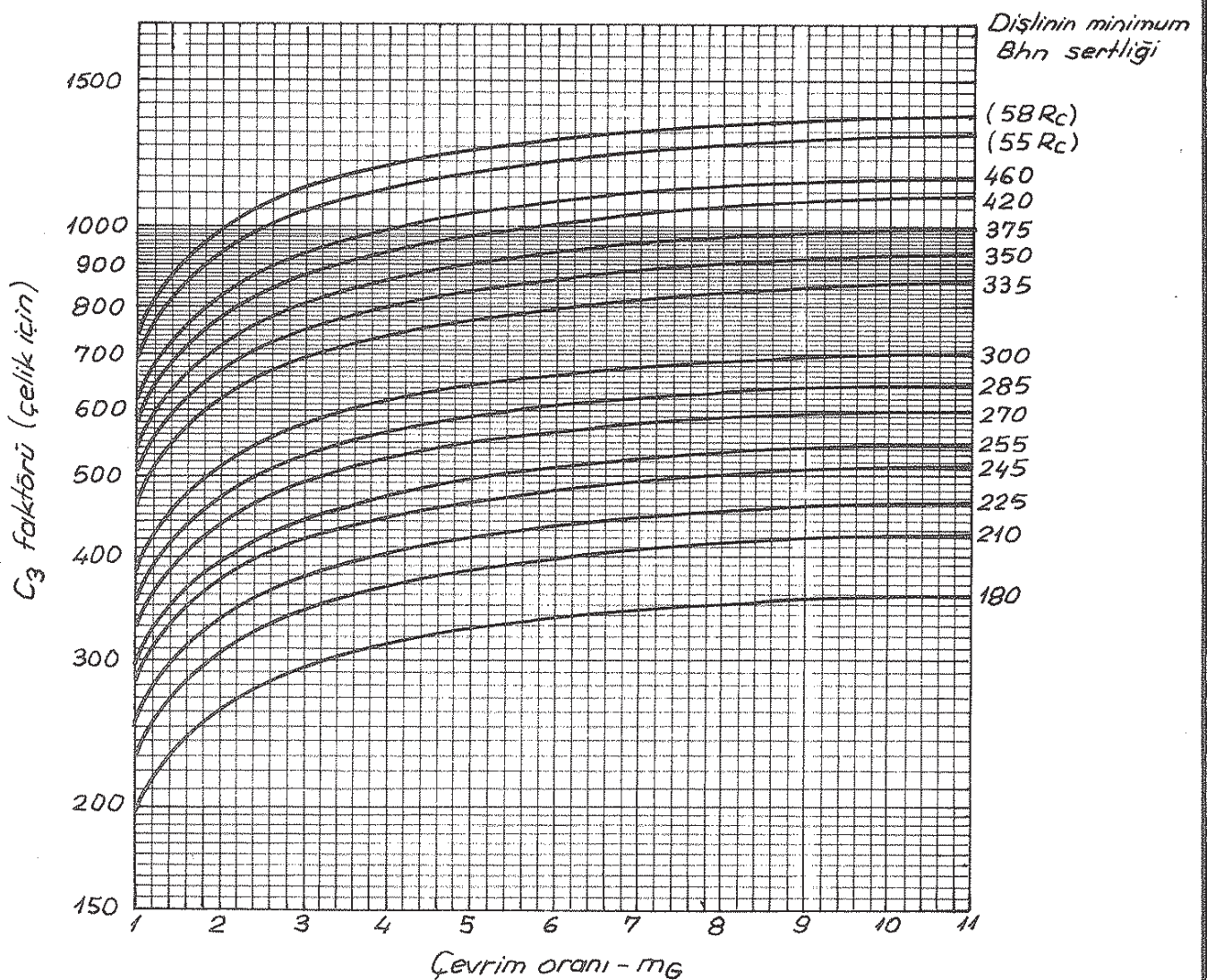
Değerler minimum sertlik için alınmalıdır. Pinyon ve ıark kombinasyonları için önerilen sertlik değerleri aşağıda verilmiştir.

Minimum Brinell sertliği													
ıark	180	210	225	245	255	270	285	300	335	350	375	55 Rc	58 Rc
Pinyon	210	245	265	285	295	310	325	340	375	390	445	55 Rc	58 Rc
$(\frac{SAC}{CP})^2$	1750	2100	2300	2560	2700	2950	3200	3460	4200	4460	4820	6200	6600

şekil E7.13 - Düz dişliler için  $(\frac{SAC}{CP})$  değerleri

Değerler minimum sertlik için alınmalıdır. Pinyon ve çark kombinezonları için önerilen sertlik değerleri aşağıda verilmiştir. Çevrim oranının 1.5 veya daha küçük olması halinde, pinyon ve çarkın sertlikleri aynı olabilir.

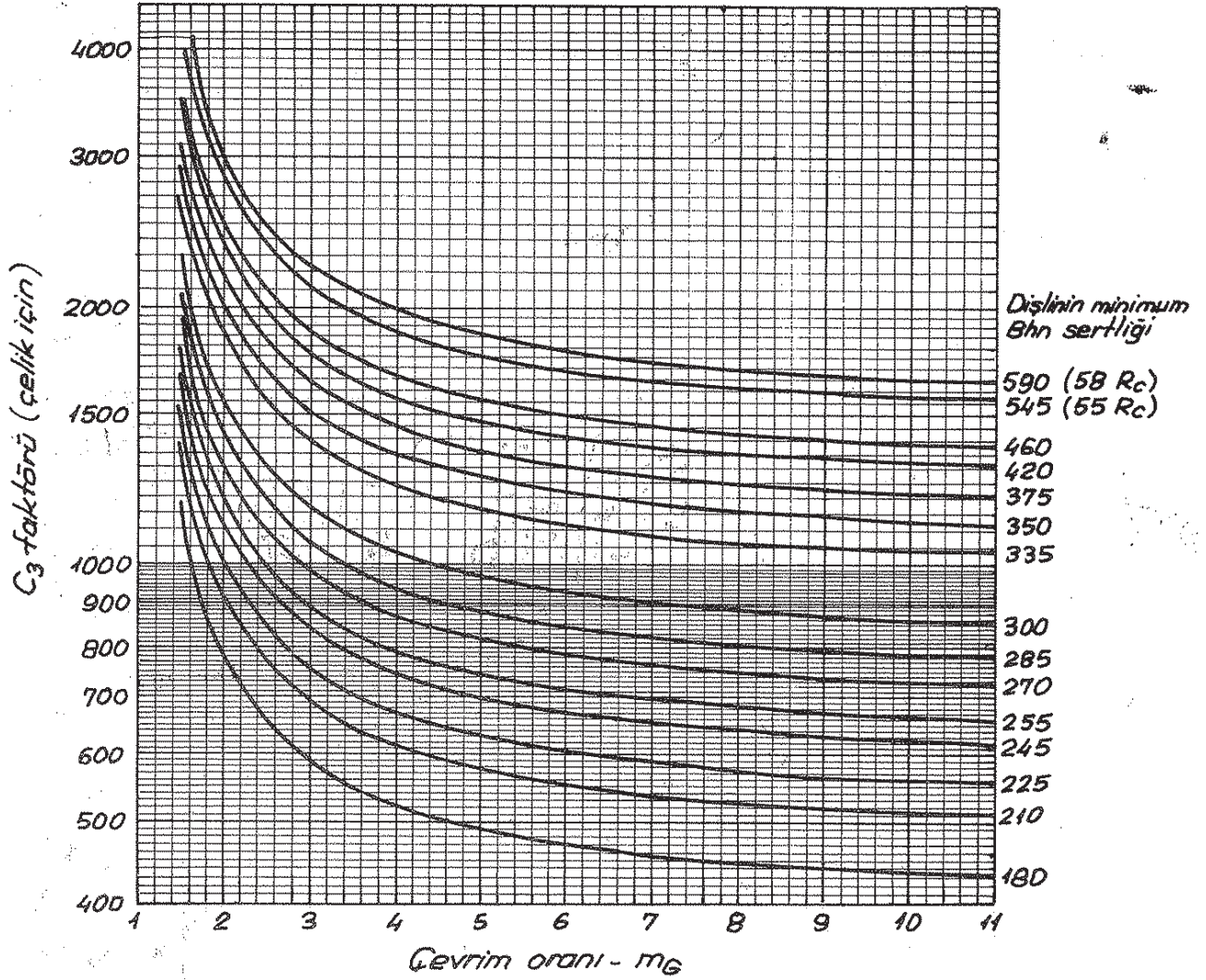
		Minimum Brinell sertliği												
Çark	180	210	225	245	255	270	285	300	335	350	375	55 R <sub>C</sub>	58 R <sub>C</sub>	
Pinyon	210	245	265	285	295	310	325	340	375	390	415	55 R <sub>C</sub>	58 R <sub>C</sub>	



Şekil E7.14- Helisel dış dişliler için C<sub>3</sub> değerleri.

## Pinyon ve çark kombinezonları için önerilen sertlik değerleri

Minimum Brinell sertliği												
Çark	180	210	225	245	255	270	285	300	335	350	375	55 Rc
Pinyon	210	245	265	285	295	310	325	340	375	390	415	55 Rc

Şekil E7.15 - Helisel iç dişliler için  $C_3$  değerleri.

$H_{BP}$  - Pinyonun Brinell sertliği (3000 kg yükte, bilya çapı 10 mm)

$H_{BG}$  - Çarkın Brinell sertliği

Bu eşitlik (E7/82),  $H_{BP}/H_{BG} \leq 1,7$  şartında geçerlidir.

Şekil E7.16'daki  $C_H$  değerleri, pratik olarak sadece çarka ait olup pinyona ait değildir.

• Yüzey sertleştirilmesi yapılmış / tamamen sertleştirilmiş dişliler için,



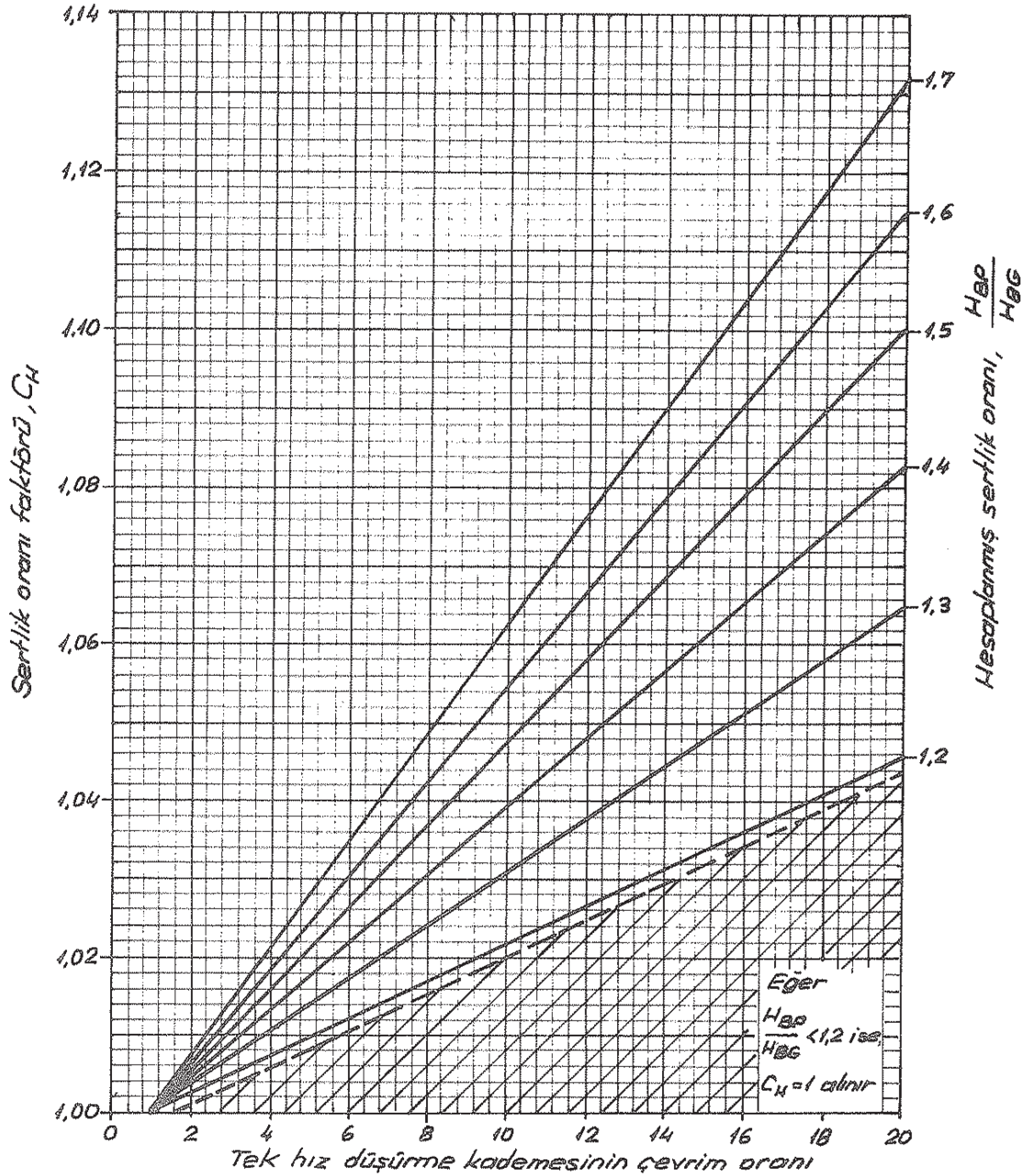
Yüzey sertleştirilmesi yapılmış pinyonlar (48 HRC veya daha sert) ile tamamen sertleştirilmiş çarklar (180... 400 BHN) eş olarak çalıştıklarında  $C_H$  faktörü, pinyonun işlenmesi tamamlanmış yüzey durumuna ve dişlilerin sertliklerine göre değişir.  $C_H$  değeri Şekil E7.17 den alınabilir veya

$$C_H = 1,0 + B (450 - H_{BG}) \quad (E7/B3)$$

denklemini ile hesaplanabilir.

B - Katsayı

$$B = 0,00075 \cdot (e)^{-0,0112 f_p} \quad (E7/B4)$$



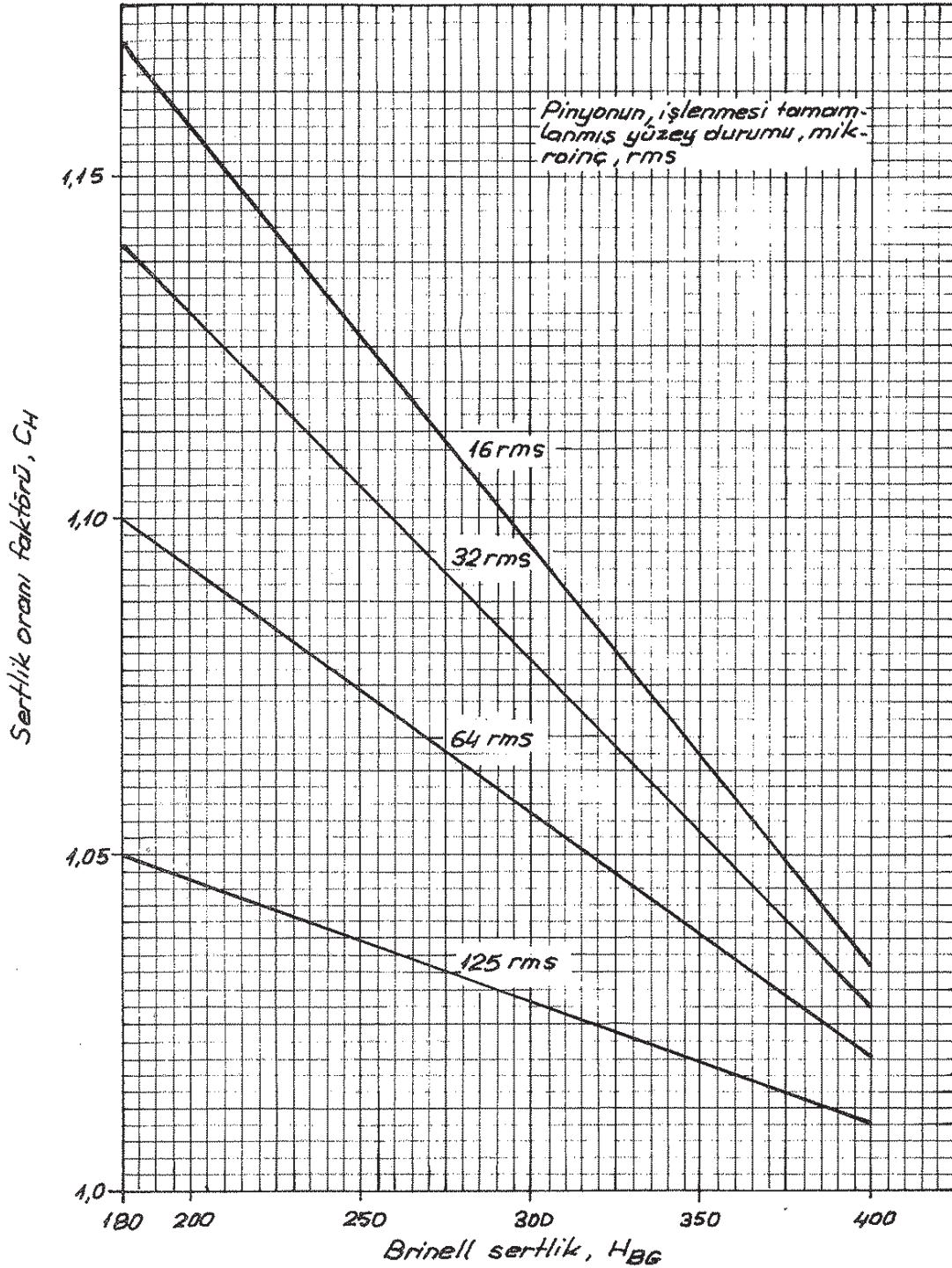
Şekil E7.16 - Sertlik oranı faktörü,  $C_H$   
(Tamamen sertleştirilmiş)

$e$  - Tabii logaritma tabanı ( $= 2,71828$ )

$f_p$  - Pinyonun işlenmesi tamamlanmış yüzey durumu, mikroinç, rms  
Ayrıca  $C_H$  değeri ;

- [L.53]'e göre :

$C_H$  , sadece işlenmiş dişli çarklar için (eğer pinyon çarkları önemli derecede daha sert ise) geçerlidir.



Şekil E7.17- Sertlik oranı faktörü,  $C_H$   
(Diş yüzeyi sertleştirilmiş)

- AGMA 420.04'e göre [L.55] :

Normal hız düşürücü mekanizmalar için,

$$C_H = 1,0$$

(E7/85)

$C_T$  - Pitting mukavemeti için sıcaklık faktörü

[L.53]'e göre :

Yağ sıcaklığının  $120^\circ\text{C}$  den küçük olması halinde,

$$C_T = 1,0$$

(E7/86)

alınabilir.

### 3- Pitting mukavemeti - sınır gücü

Pitting mukavemeti - sınır gücü veya pitting mukavemeti güç sınırı :

$$P_{ac} = \frac{n_p \cdot F}{12600} \cdot \frac{I \cdot C_v}{C_s \cdot C_m \cdot C_f \cdot C_a} \left( \frac{d \cdot s_{ac}}{C_p} \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right)^2 \quad (E7/87)$$

$$P_{ac} = \frac{n_p \cdot F}{1,91 \cdot 10^7} \cdot \frac{I \cdot C_v}{C_s \cdot C_m \cdot C_f \cdot C_a} \left( \frac{d \cdot s_{ac}}{C_p} \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right)^2 \quad (E7/87M)$$

bağıntılarından elde edilir.

Yukardaki sınır gücü formülleri,

$$P_{ac} = \frac{n_p \cdot F}{12600} \cdot \frac{I \cdot C_v}{C_{SF} \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f} \left( \frac{d \cdot s_{ac}}{C_p} \cdot \frac{C_H}{C_T} \right)^2 \quad (E7/88)$$

$$P_{ac} = \frac{n_p \cdot F}{1,91 \cdot 10^7} \cdot \frac{I \cdot C_v}{C_{SF} \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f} \left( \frac{d \cdot s_{ac}}{C_p} \cdot \frac{C_H}{C_T} \right)^2 \quad (E7/88M)$$

şeklinde yazılabilir.

$P_{ac}$  - Pitting mukavemeti için müsaade edilen güç (iletilebilecek güç),  
 $h_p$  (kw)

$n_p$  - Pinyonun devir sayısı, (dev/dak.)

Not . Pitting mukavemeti güç sınırı, eş çalışan dişlilerin her biri için  
 $s_{ac} \cdot C_L \cdot C_H$  çarpım sonucunun en küçük değerine bağlıdır.

### 4- Diş tabanı - eğilme mukavemeti (diş taban mukavemeti)

Diş tabanı - eğilme gerilmesi (diş taban gerilmesi) için esas olan formül:

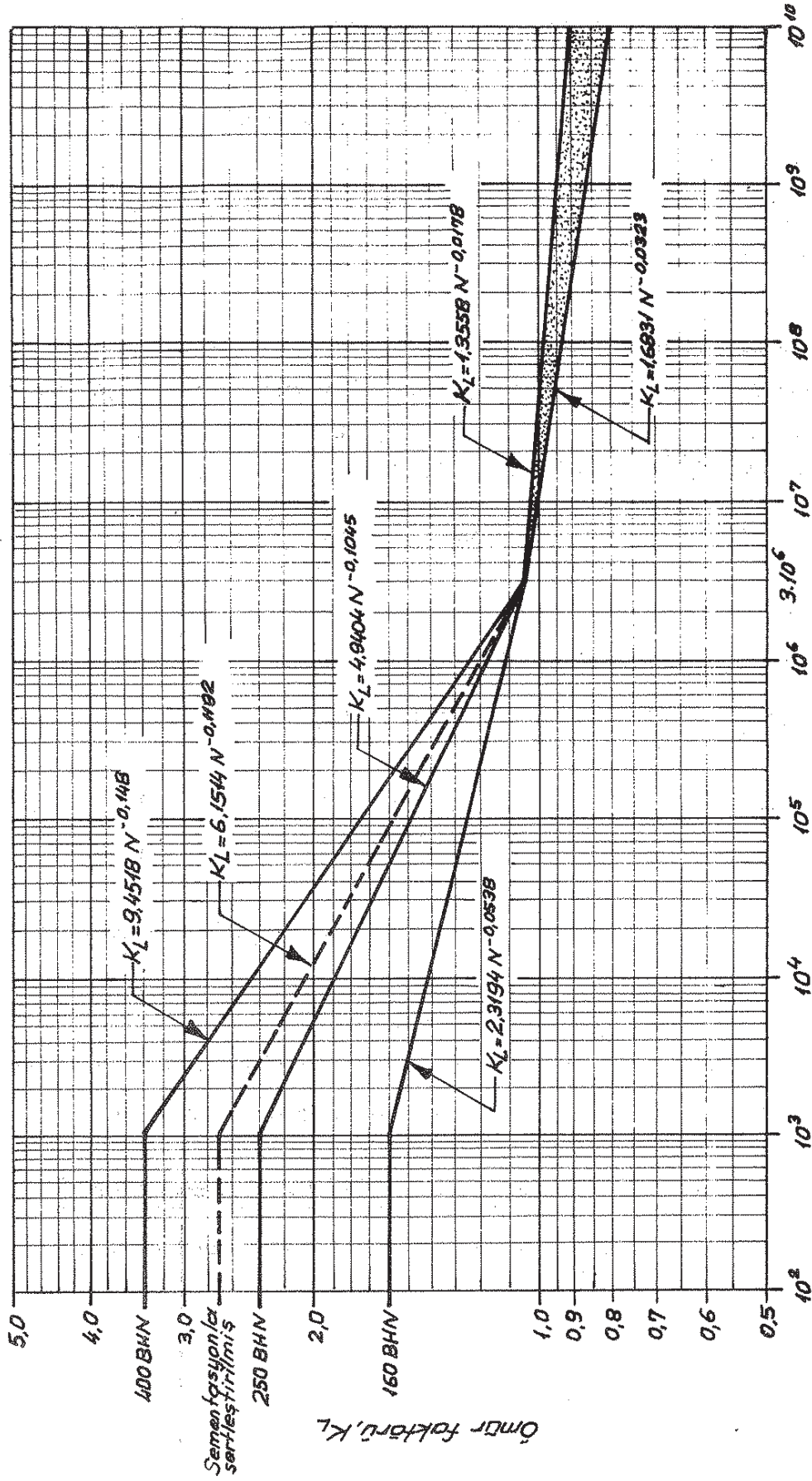
$$s_t = \frac{W_t \cdot K_a}{K_v} \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_s \cdot K_m}{J} \quad (E7/89)$$

$$s_t = \frac{W_t \cdot K_a}{K_v} \cdot \frac{1,0}{F \cdot m} \cdot \frac{K_s \cdot K_m}{J} \quad (E7/89M)$$

şeklinde ifade edilir.

$s_t$  - Diş tabanı - eğilme gerilmesi (diş taban gerilmesi),  $\text{lb}/\text{in}^2$  (MPa)

$W_t$  - iletilen çevre kuvveti (Eşitlik E7/3),  $\text{lb}$  (N)



Yük tekrarlama sayısı, N

Şekil E7.18 - Diş taban mukavemeti (diş tabanı - eğilme mukavemeti)

ömür faktörü,  $K_L$ .

(İşletme faktörü  $K_{SF}$  nin kullanıldığı yerlerde bu eğri uygulanmaz).

$K_a$  - Diş taban mukavemeti için kullanma faktörü

$$K_{SF} = \frac{K_a \cdot K_R}{K_L} \quad (E7/90)$$

$K_{SF}$  - Diş taban mukavemeti için işletme faktörü (Cetvel E7.2)

$K_L$  - Diş taban mukavemeti için ömür faktörü

• AGMA 218.01'e göre [L.54]:

$K_L$ , Şekil E7.18 den alınabilir.

• [L.53]'e göre:

$K_a$  faktörü yeterli olan endüstri mekanizmaları için

$$K_L = 1,0 \quad (E7/91)$$

dir.

$K_R$  - Diş taban mukavemeti için güvenirlilik faktörü (Cetvel E7/3)

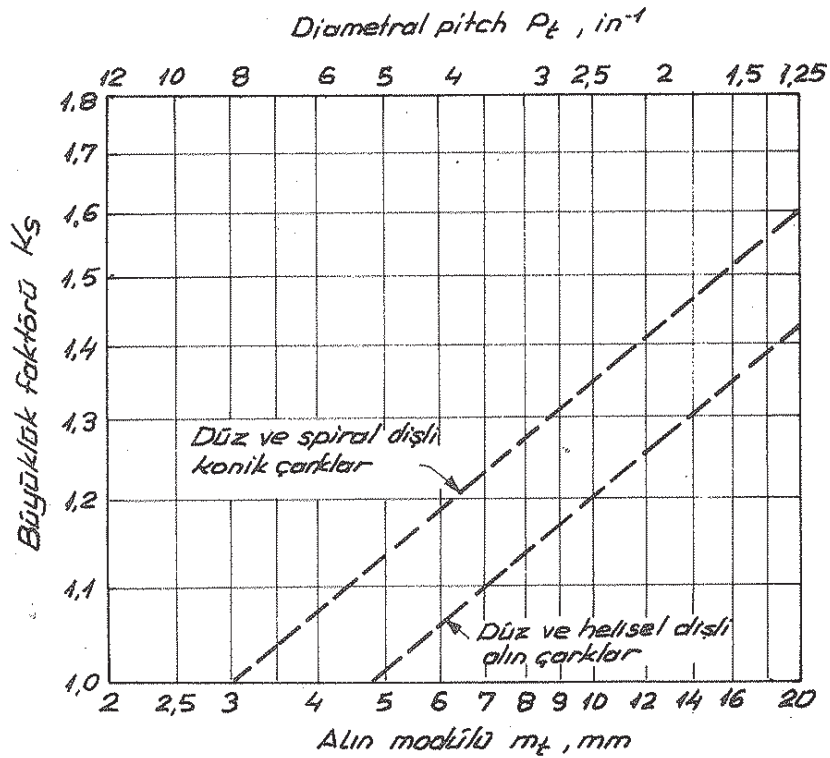
$K_S$  - Diş taban mukavemeti için büyüklük faktörü

• AGMA 420.04'e göre [L.55]:

$$K_S = 1,0 \quad (E7/92)$$

• Darle W. Dudley'e göre [L.35]:

$K_S$  değerleri Şekil E7.19'deki diyogramdan okunabilir.



Şekil E7.19 - Düz, helisel ve konik dişli çarklar için büyüklük faktörü.

$K_m$  - Diş taban mukavemeti için yük dağılım faktörü

• AGMA 218.01'e göre [L.54]:

$$K_m = C_m \text{ (Eşitlik E7/9)}$$

• AGMA 420.04'e göre [L.55]:

Şekil E7.20'deki diyagramdan  $K_2$  faktörü okunur ve daha sonra

$$K_2 = F / K_m \text{ (E7/93)}$$

eşitliğinden  $K_m$  değeri hesaplanır.  $K_m$ , ayrıca Cetvel E7.9'dan da alınabilir.

• Darle W. Dudley'e göre [L.36]:

Genel olarak;

$$K_m = C_m \text{ (Cetvel E7.5)}$$

alınır (Bazı özel durumlarda  $K_m$ ,  $C_m$  den daha küçüktür).

Diş genişliği in.	Düz dişliler	Helisel ve ok dişliler
2 ve daha küçük	1,3	1,2
6	1,4	1,3
9	1,5	1,4
16 ve daha büyük	1,8	1,7

Cetvel E7.9 -  $K_m$  faktörleri (verilmeyen diş genişlikleri için interpolasyon yapılır).

$K_d$  - Diş taban mukavemeti için dinamik faktör.

$$K_d = C_d \text{ (Eşitlik E7/40 ; Şekil E7.10)}$$

$j$  - Diş taban mukavemeti için geometrik faktör

Geometrik faktör  $j$ , aşağıdaki bağıntı ile tayin edilir :

$$j = \frac{Y \cdot C_\psi}{K_F \cdot m_N} \text{ (E7/94)}$$

$Y$  - Diş form faktörü

Kuvvetin etkime noktasına bağlı olarak (Şekil E7.21, 22, 23),

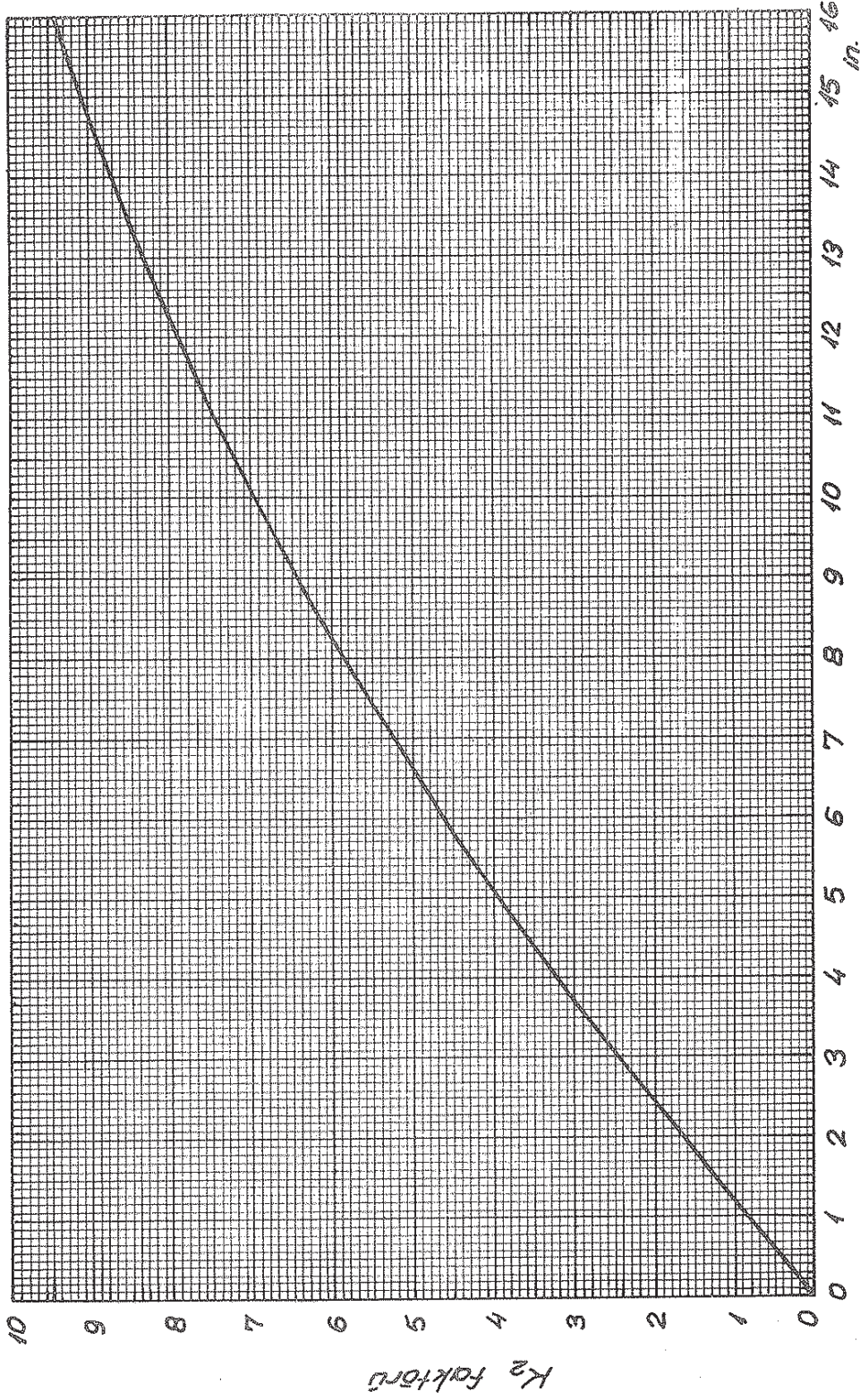
$$Y = \frac{K_\psi \cdot P_s}{\left( \frac{\cos \phi_L}{\cos \phi_n} \right) \left( \frac{1,5}{u \cdot C_h} - \frac{\tan \phi_L}{t} \right)} \text{ (E7/95)}$$

$$Y = \frac{K_\psi}{\left( \frac{\cos \phi_L}{\cos \phi_n} \right) \left( \frac{1,5}{u \cdot C_h} - \frac{\tan \phi_L}{t} \right)} \cdot m_s \text{ (E7/95M)}$$

denklemlerinden hesaplanabilir.

$K_\psi$  - Helis açısı faktörü

• Düz ve düşük temas oranlı helisel dişliler ( $m_F \leq 1,0$ ) için,



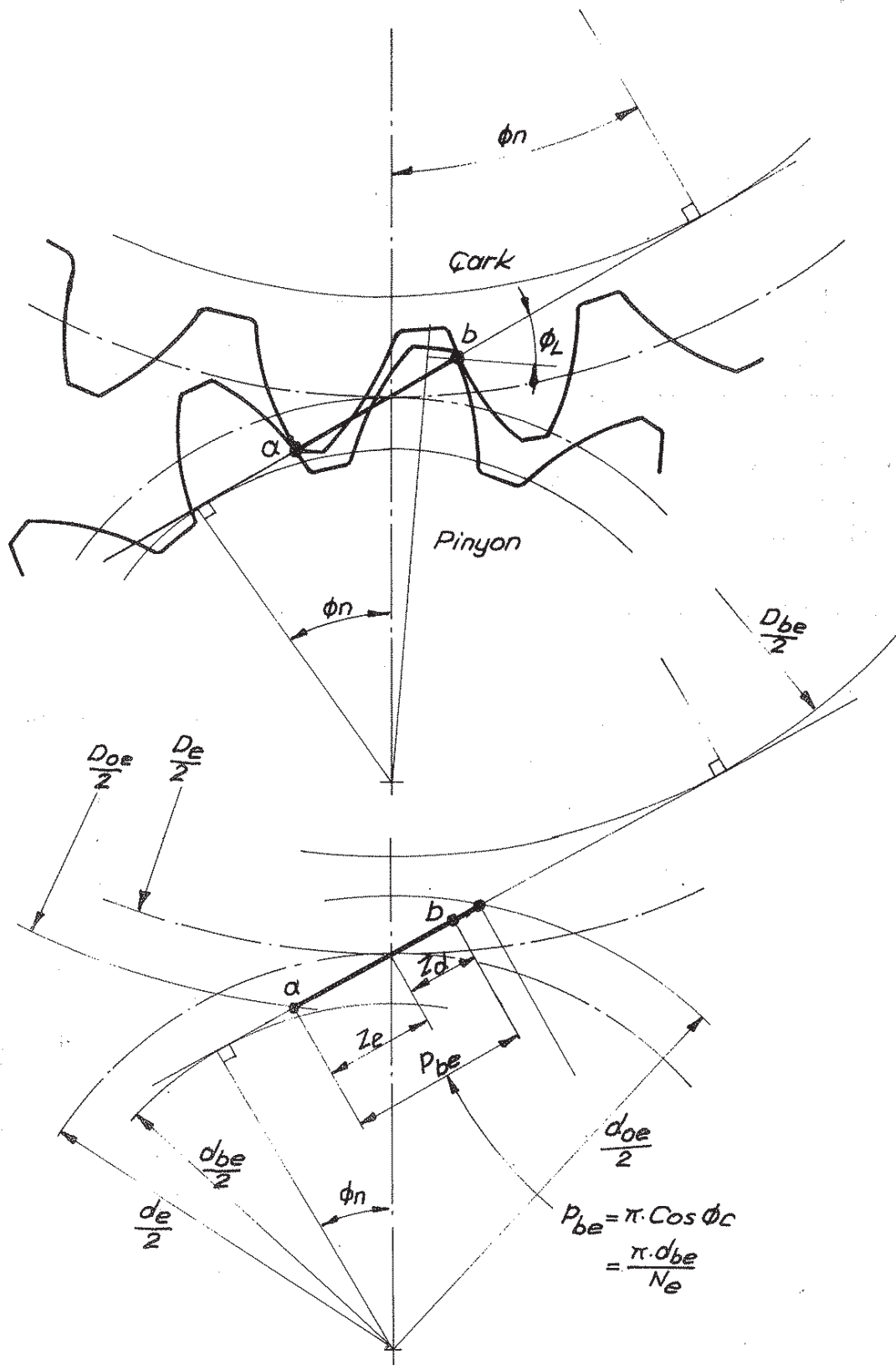
Şekil F7.20 - Düz ve helisel dişlerde, pinyon ve çark için  $K_2$  faktörü.

• İşlendikten sonra, dişli çarklardan birisi sertleştirilmiş ise,

$K_2$  0,95 ile çarpılır.

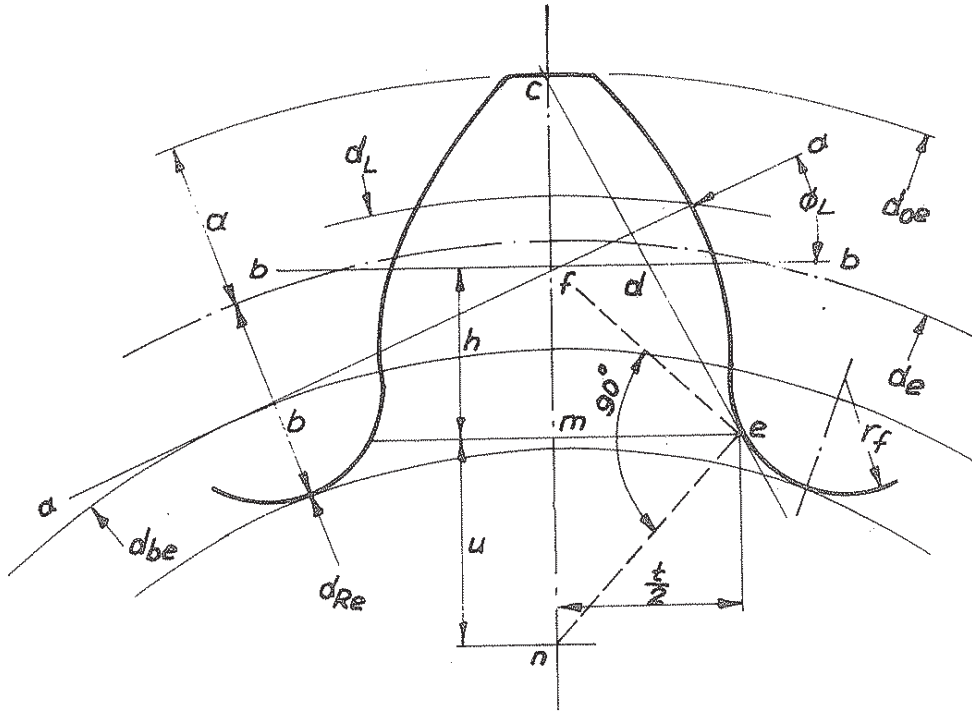
• İşlendikten sonra, dişli çarklardan her ikisi de sertleştirilmiş ise,  $K_2$  0,90 ile çarpılır.

F- Diş genişliği küçük olan dişlinin net diş genişliği (ok dişlerinde net diş genişliği; her bir helis dişinin diş genişlikleri toplamıdır).

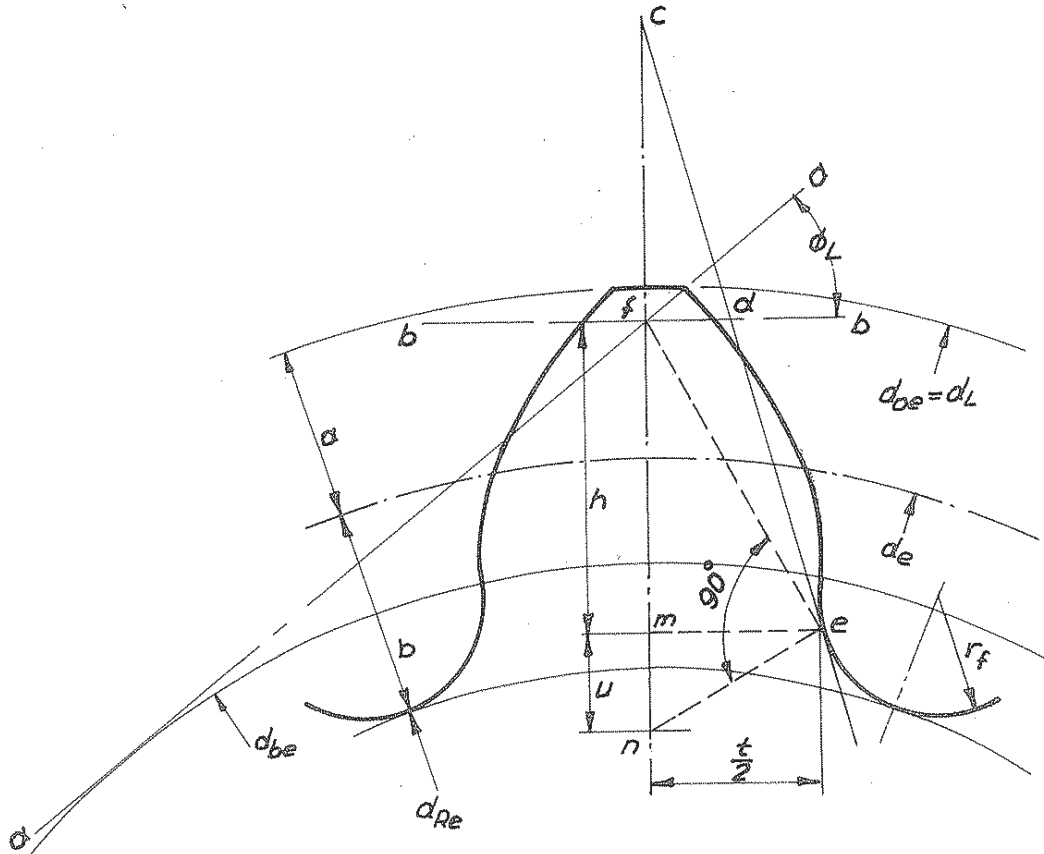


Şekil E7-21- Taksimat dairelerinin temas noktasındaki normal düzlemde, kuvvetin tekil-kavrama noktasına etkimesi.  
( $DP=1$  olan virtüel-teorik-düz dişlinin gösterilmesi)





Şekil E7.22- Kuvvetin dış tekil- kavrama noktasına etkimesi (taksimat dairelerinin temas noktasından geçen normal düzlemde).



Şekil E7.23- Kuvvetin dış başına etkimesi (taksimat dairelerinin temas noktasından geçen normal düzlemde).

$$K_{\psi} = 1,0$$

(E7/96)

• Normal helisel dişliler ( $m_F > 1,0$ ) için,

$$K_{\psi} = \cos \Psi \cdot \cos \psi_s$$

(E7/97)

$\Psi$  - İşletme dairesindeki helis açısı

$$\Psi = \text{tg}^{-1} \left( \frac{\pi \cdot d}{N_p \cdot P_x} \right)$$

(E7/98)

$d$  - Pinyonun işletme dairesi çapı (Eşitlik E7/5,6)

$N_p$  - Pinyonun diş sayısı

$P_x$  - Eksenel adım (Eşitlik E7/32M)

$\psi_s$  - Taksimat dairesindeki helis açısı (Eşitlik E7/31, E7/31M)

$\phi_L$  - Yük açısı (kuvvet etkime açısı); Şekil E7.21, 22, 23

$\phi_N$  - Normal işletme basınç açısı

$$\phi_n = \text{tg}^{-1} (\text{tg} \phi_t \cdot \cos \Psi)$$

(E7/99)

$\phi_t$  - Alın kesitinde, işletme basınç açısı (Eşitlik E7/49)

$\Psi$  - İşletme dairesindeki helis açısı (Eşitlik E7/98)

$u$  - Ölçülmüş radyal mesafe (Şekil E7.22, 23), in. (mm)

$C_h$  - Helisel faktör

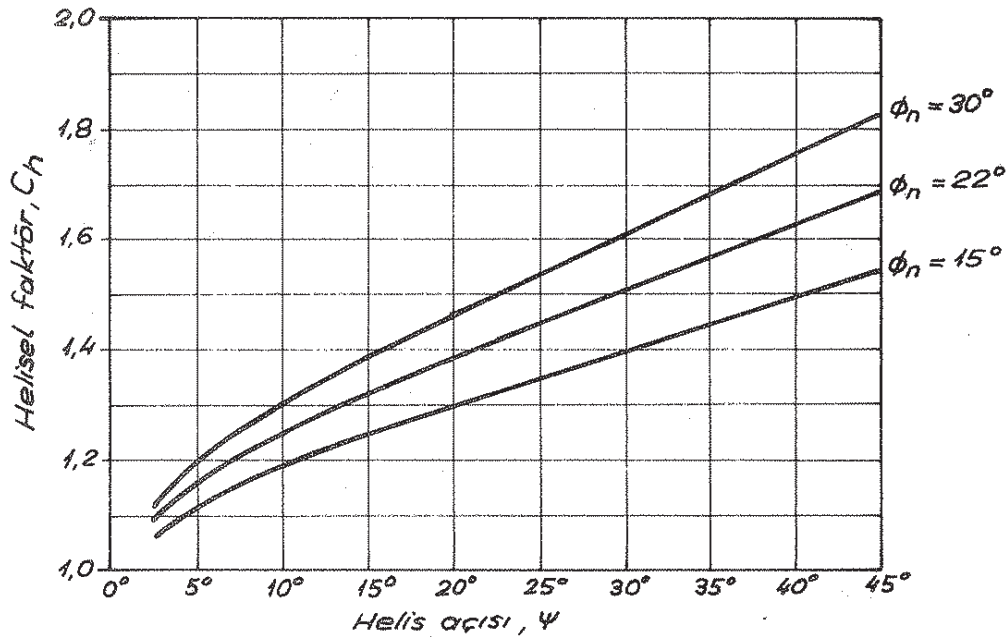
• Düz ve düşük temas oranlı helisel dişliler ( $m_F \leq 1,0$ ) için,

$$C_h = 1,0$$

(E7/100)

• Normal helisel dişliler ( $m_F > 1,0$ ) için,

$C_h$  değeri Şekil E7.24 ten alınabilir veya



Şekil E7.24 - Helisel faktör,  $C_h$

$$C_h = \frac{1}{1 - \sqrt{\frac{\omega}{100} \left(1 - \frac{\omega}{100}\right)}}$$

(E7/101)

formülü ile hesaplanabilir.

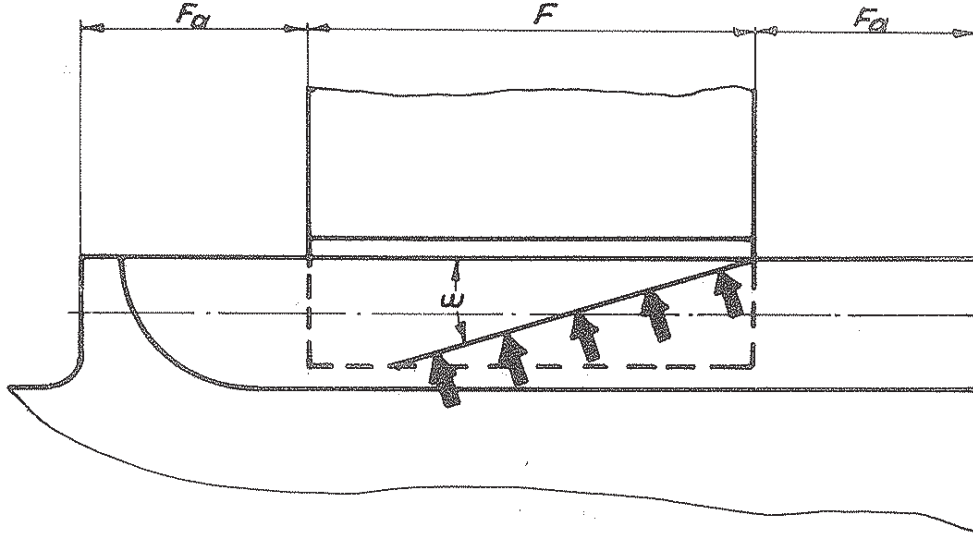
$\omega$  - Yük eğim açısı (Şekil E7.25), derece

$$\omega = \text{tg}^{-1}(\text{tg}\psi \cdot \text{Sin}\phi_n)$$

(E7/102)

$\psi$  - Eşitlik E7/98

$\phi_n$  - Eşitlik E7/99



Şekil E7.25 - Diyağonal temas doğrusu

(Eğer,  $F_a \geq 1$ . diş başı yüksekliği ise tam destekleme vardır).

$t$  - Kritik kesitteki diş kalınlığı (Şekil E7.22, 23), in. (mm)

$P_s$  - Normal diametral-pitch (ölçü taksimatı, çoğunlukla  $1,0 \text{ in}^{-1}$ )

$m_s$  - Normal metrik modül (ölçü modülü, çoğunlukla  $25,4 \text{ mm}$ )

$C_\psi$  - Helisel kavrama faktörü (kavrama faktörü); Eşitlik E7/64, 65

$m_N$  - Yük dağılım oranı (Eşitlik E7/69, 70, 71, 72)

$K_f$  - Gerilme düzeltme faktörü

$$K_f = H + \left(\frac{t}{r_f}\right)^L + \left(\frac{t}{h}\right)^M$$

(E7/103)

$H, L, M$  - Katsayılar

$H, L$  ve  $M$  katsayıları Cetvel E7.10 dan alınabilir veya

$$H = 0,18 - 0,008 (\phi_n - 20)$$

(E7/104)

$$L = H - 0,03$$

(E7/105)

$$M = 0,45 + 0,010 (\phi_n - 20)$$

(E7/106)

denklemlerinden hesaplanabilir ( $\phi_n = 14,5^\circ \dots 27,5^\circ$ ).

Basınç açısı	H	L	M
14,5°	0,22	0,20	0,40
20°	0,18	0,15	0,45
25°	0,14	0,11	0,50

Cetvel E7.10 - H, L ve M katsayıları için değerler.

$t$  - Kritik kesitteki diş kalınlığı (Şekil E7.22, 23), in. (mm)

$h$  - Ölçülmüş  $\bar{f}_m$  mesafesi (Şekil E7.22, 23), in. (mm)

$r_f$  - Minimum taban yuvarlaklık yarıçapı (Şekil E7.22, 23), in. (mm)

$$r_f = r_1 + r_{Te} \quad (E7/107)$$

$r_1$  - Trochoid (diş taban eğrisi) yarıçapı, in. (mm)

$$r_1 = \frac{b - r_{Te}}{R_0 + b - r_{Te}} \quad (E7/107)$$

$b$  - DP (diametral pitch) = 1 olan pinyonun çalışma durumundaki diş taban yüksekliği (Şekil E7.22, 23), in. (mm)

$$b = \frac{d - d_R}{2} P_{nd} \quad (E7/108)$$

$$b = \frac{d - d_R}{2} \cdot \frac{25,4}{m_n} \quad (E7/108M)$$

$P_{nd}$  - Standart normal diametral pitch (Eşitlik E7/68)

$d$  - Eşitlik E7/5, 6

$d_R$  - Gerçek dişin taban dairesi çapı, in. (mm)

$m_n$  - Normal metrik modül (Eşitlik E7/30M), (mm)

$r_{Te}$  - Kesici takımın eşdeğer baş (uc) yuvarlaklık yarıçapı, in. (mm)

$$r_{Te} = r_T \cdot P_{nd} \quad (E7/109)$$

$$r_{Te} = r_T \cdot \frac{25,4}{m_n} \quad (E7/109M)$$

$r_T$  - Kesici takımın baş (uc) yuvarlaklık yarıçapı, in. (mm)

$R_0$  - Relatif eğrilik yarıçapı, in. (mm)

• Freze veya kremayer kesici takım için:

$$R_0 = \frac{d_{se}}{2} \quad (E7/110)$$

• Dişli çark (pinyon) şeklindeki kesici takım için

$$R_0 = \frac{d_{se} \cdot D_c \cdot P_{nd}}{2(d_{se} + D_c \cdot P_{nd})} \quad (E7/111)$$

$$R_0 = \frac{25,4 \cdot d_{se} \cdot D_c}{2(d_{se} \cdot m_n + 25,4 \cdot D_c)} \quad (E7/111M)$$

$d_{se}$  - Eşdeğer taksimat dairesi çapı, in. (mm)

$$d_{se} = \frac{N_e}{P_s} \quad (E7/112)$$

$$d_{se} = N_e \cdot m_s \quad (E7/112M)$$

$N_e$  - Pinyonun eşdeğer diş sayısı

$$N_e = \frac{N_p}{\cos^3 \psi} \quad (E7/113)$$

$N_p$  - Pinyonun diş sayısı

$\psi$  - İşletme dairesindeki helis açısı (Eşitlik E7/98)

$P_s$  - Normal diametral pitch (ölçü taksimatı, çoğunlukla  $1,0 \text{ in}^{-1}$ )

$m_s$  - Normal metrik modül (ölçü modülü, çoğunlukla 25,4 mm)

$D_c$  - Dişli çark (pinyon) şeklindeki kesici takımın taksimat dairesi çapı, in. (mm)

Not. Yüzey temas oranı ( $m_F$ ), 2,0 veya daha büyük olan involüt helisel dişliler (en çok kullanılan) için, geometrik faktör  $J$  nin yaklaşık olarak elde edilmesi (AGMA 218.01-L.54):

Şekil E7.26'deki geometrik faktör  $J$ , basınç açısı  $14\frac{1}{2}^\circ$  ve yuvarlaklık formu standart veya tam olan helisel çarklar ve pinyonlar için geçerli olup buradaki değerler, karşı diş sayısı 75 olan bir dişli içindir. Şekil E7.27 ise, diğer diş sayıları için düzeltme faktörünün çarpım değerini verir.

Şekil E7.28... E7.31'deki geometrik faktör  $J$ , basınç açısı  $20^\circ$  ve yuvarlaklık formu standart veya tam olan helisel dişli çarklar için geçerlidir. Şekil E7.32 ve E7.33 ise, eş çalışan dişlinin gerçek diş sayıları için düzeltme faktörünün çarpım değerini verir.

$P_d$  - Nominal diametral pitch,  $\text{in}^{-1}$

• Düz dişliler için,

$$P_d = P_{nd} \quad (E7/114)$$

• Helisel dişliler için,

$$P_d = \frac{\pi}{P_x \cdot \tan \psi_s} = P_{nd} \cdot \cos \psi_s \quad (E7/115)$$

$P_{nd}$  - Normal diametral pitch (Eşitlik E7/68)

$P_x$  - Eksenel adım (Eşitlik E7/32M)

$\psi_s$  - Taksimat dairesindeki helis açısı (Eşitlik E7/31)

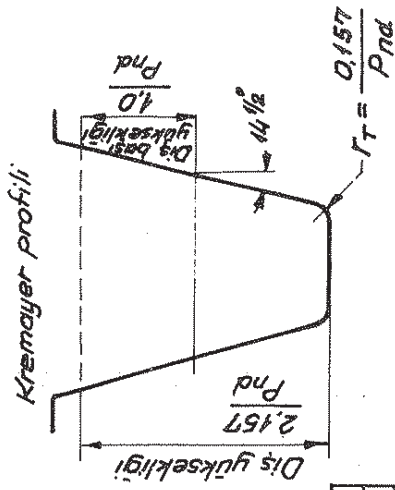
$m$  - Metrik alın modülü (Eşitlik E7/30M)

$F$  - Diş genişliği

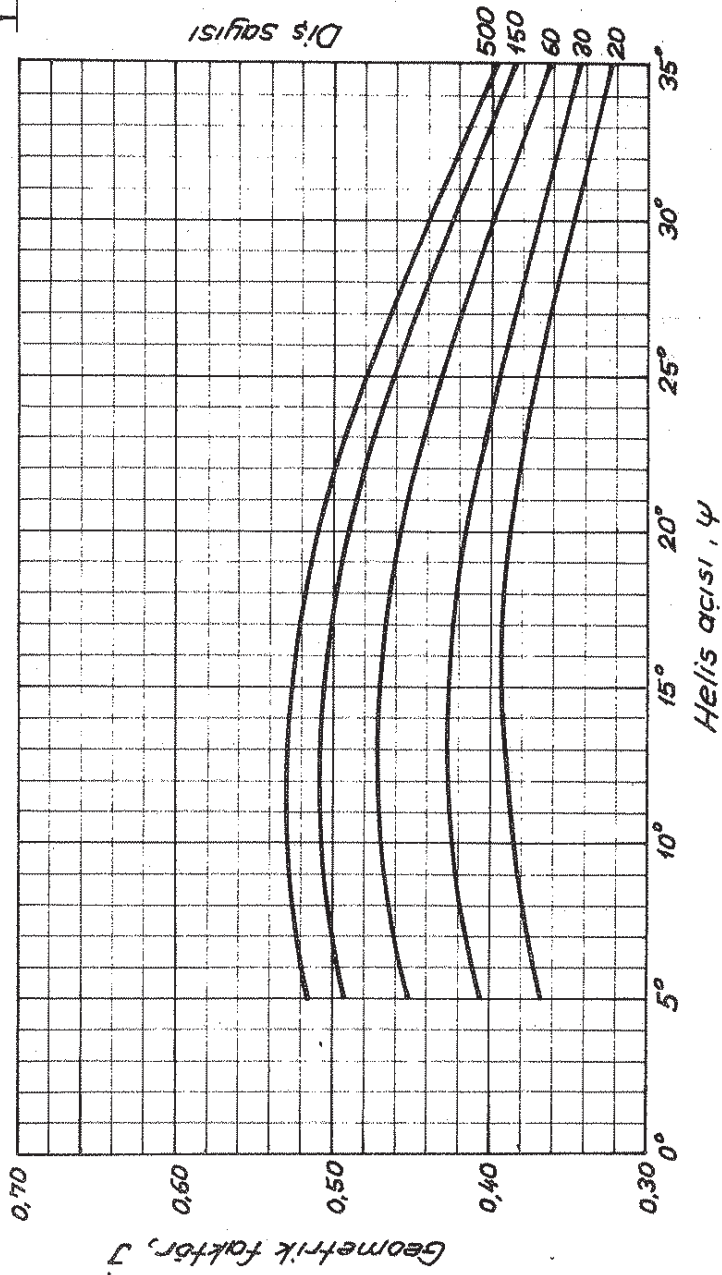
$$m_N = \frac{P_N}{0.95 Z}$$

Z değeri, diş sayısı belirtilmiş ve karşı diş sayısı 75 olan bir dişli içindir.

Dişin ve çarkın normal diş kalınlığının her biri, normal diametral pitch (DP) = 1 için 0.048 in. toplam yan boşluk sağlamak üzere 0.024 in. küçültülmüştür.

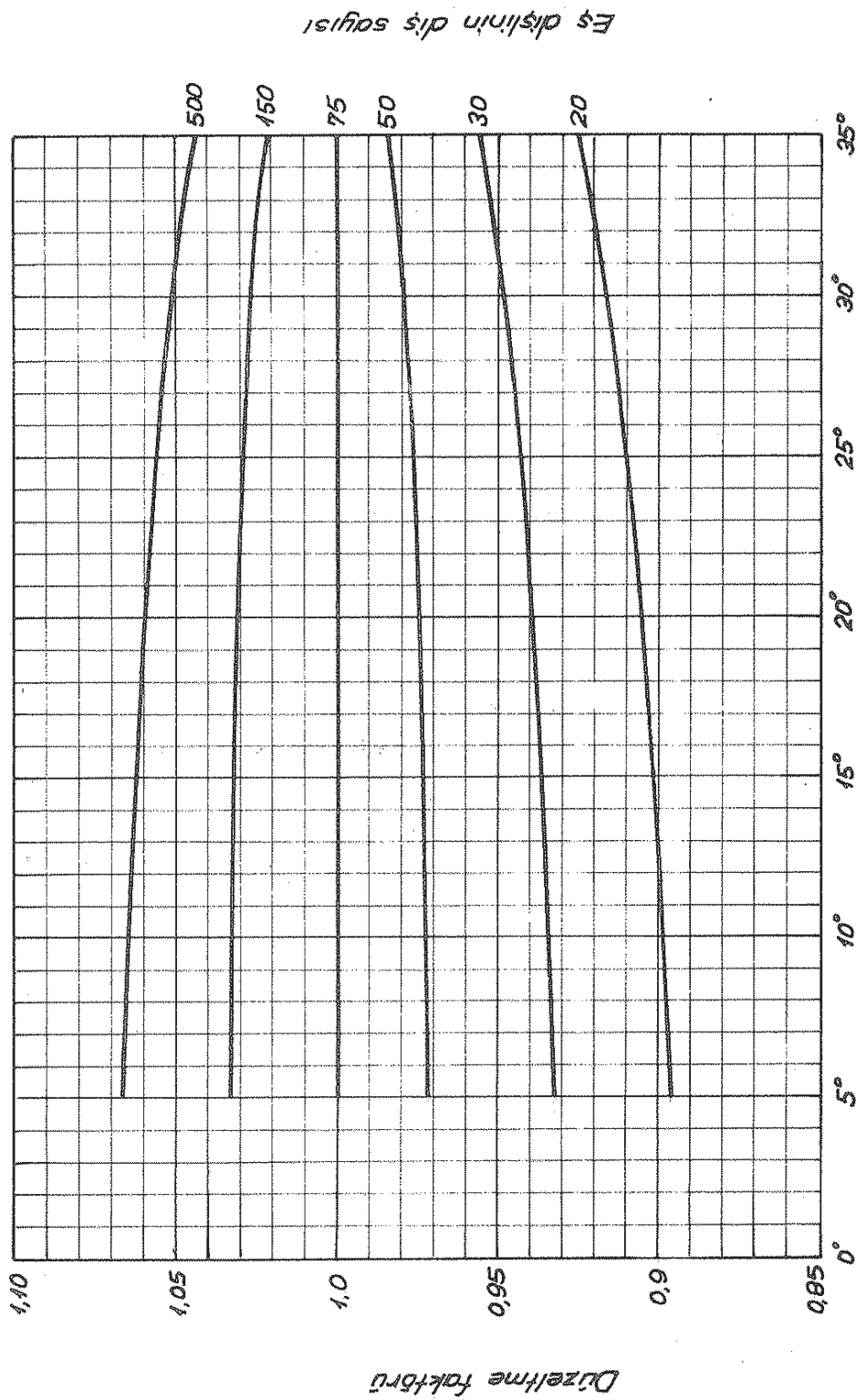


Bu faktörler, son işlemi frezelenerek yapılan imalâtlar içindir.



Şekil ET. 26 - Normal basınç açısı 14 1/2° olan helisel dişli çarklar için geometrik faktör, J.  
(Standart diş başı yüksekliği, imalât frezelenerek ta-  
mamlanmış)

Düzeltilme faktörü, eş çalışan dişlinin  
diş sayısı 75 ten farklı ise J faktörüne  
uygulanabilir.

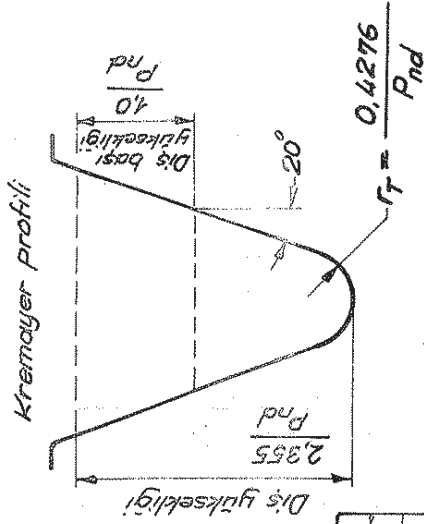


Helis açısı,  $\psi$   
Şekil ET.27 - Normal basınç açısı  $14\frac{1}{2}^\circ$  olan helisel dişliler için,  
J faktörü düzeltme katsayısı

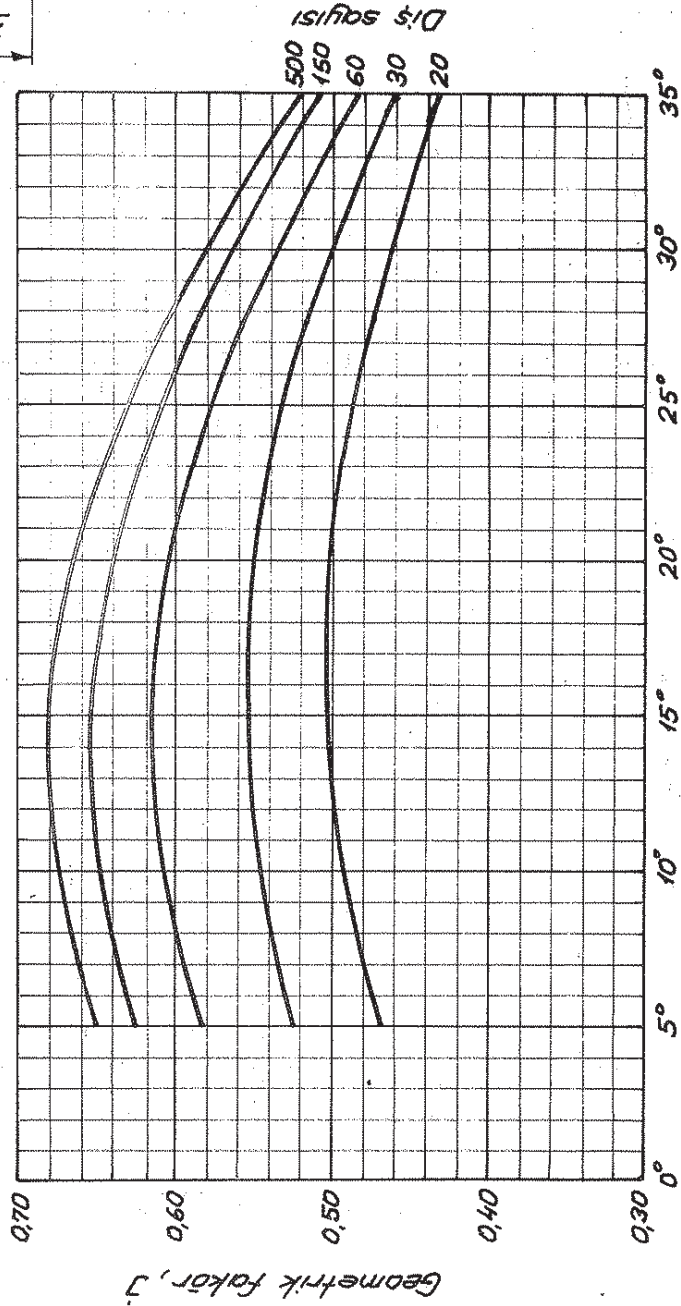
$$m_N = \frac{P_N}{0,95 \cdot Z}$$

Z değeri, diş sayısı belirtilmiş ve karşı diş sayısı 75 olan bir dişli içindir.

Pinyon ve çarkın normal diş kalınlığının her biri, normal diametral pitch (DP)=4 için 0,048 in. toplam yan boşluk sağlamak üzere 0,024 in. küçültülmüştür.

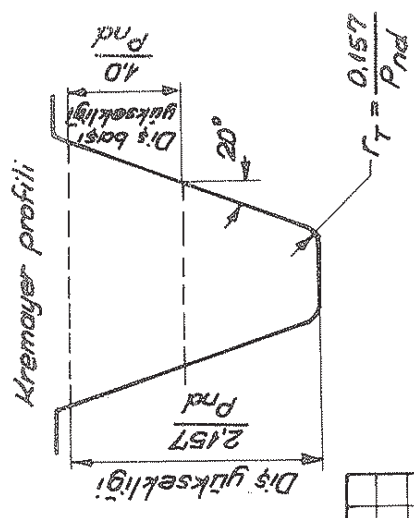


Bu faktörler, yuvarlaklık formu tam olan freze ile yapılan imalâtlar içindir.



Şekil E7.28 - Normal basınç açısı 20° olan helisel dişli çarklar için geometrik faktör, J. (Standart diş başı yüksekliği, tam yuvarlak frezelenmiş)

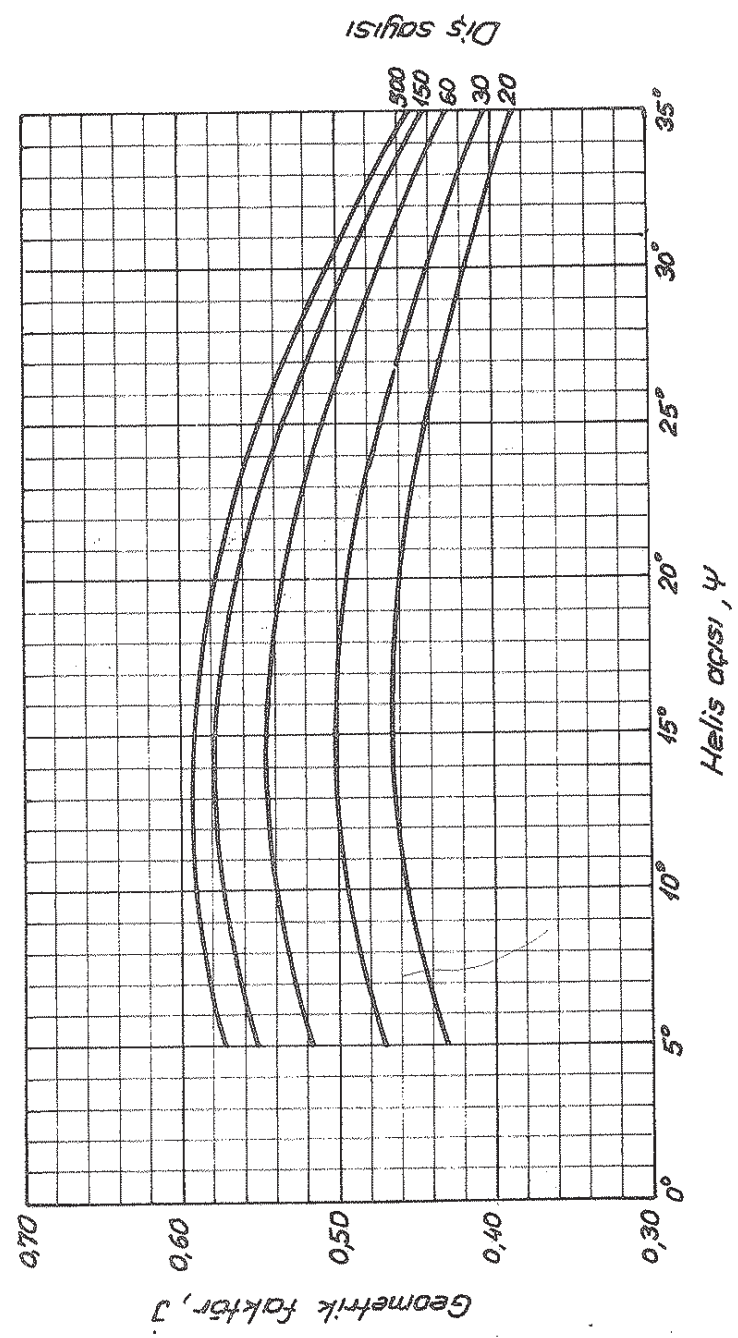




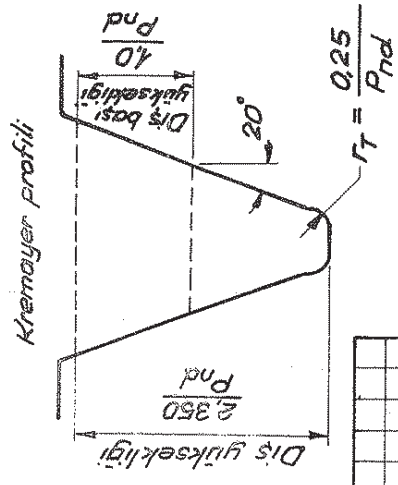
Bu faktörler, son işlemi frezeleme yapmak için imalât içinidir.

$$m_N = \frac{P_N}{0.95 \cdot Z}$$

Z değeri, diş sayısı belirtilmiş ve karşı diş sayısı 75 olan bir dişli içindir.  
 Pinyon ve çarkın normal diş kalınlığının her biri, normal diametral pitch (DP=4) için 0.048 in. toplam yan boşluk sağlamak üzere 0.024 in. küçültülmüştür.



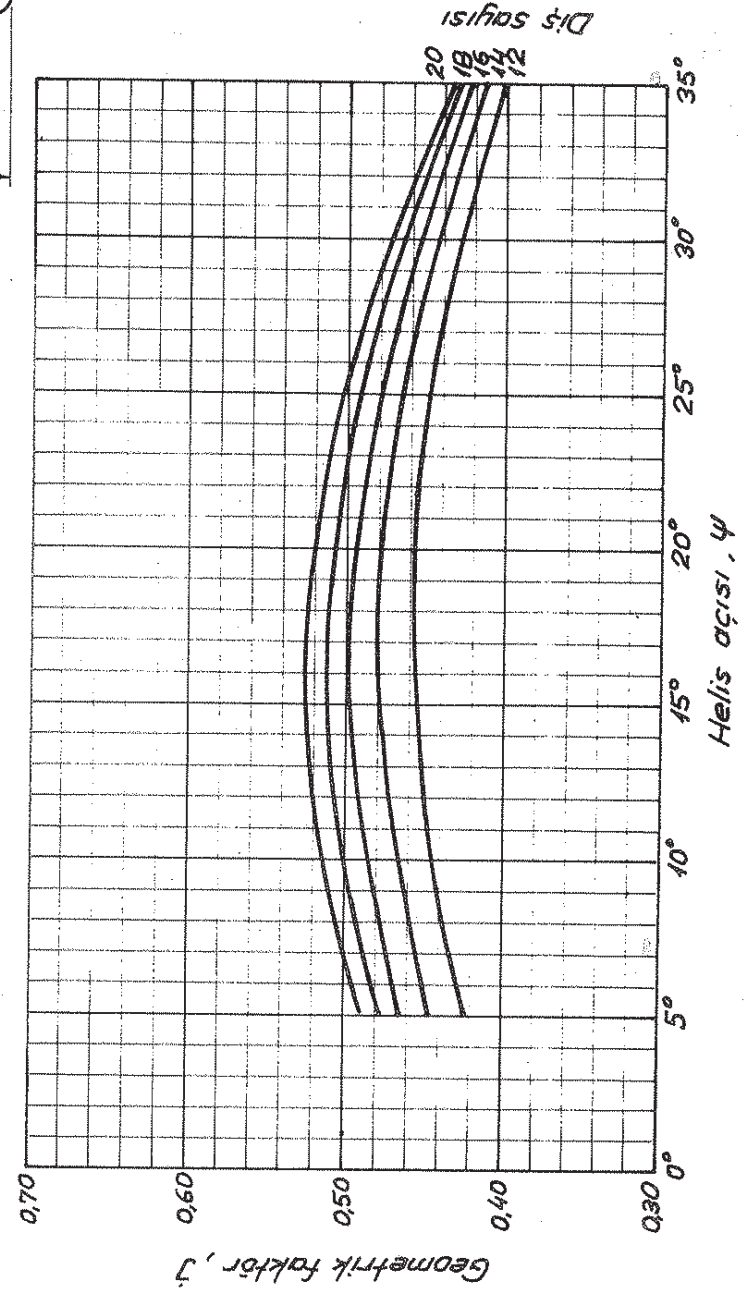
Şekil ET. 29 - Normal basınç açısı 20° olan helisel dişli çarklar için geometrik faktör, J.  
 (Standart diş başı yüksekliği, imalât frezeleme tamamlanmış)



Bu faktörler, kamburlu takım ile frezelenerek yapılan imalatlar içindir.

$$m_N = \frac{P_N}{0.95 \cdot Z}$$

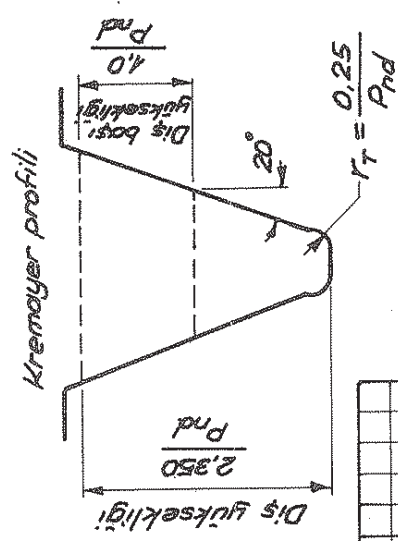
Z değeri, diş sayısı belirlenmiş ve karşı diş sayısı 75 olan bir dişli içindir. Pinyon ve çarkın normal diş kalınlığının her biri, normal diometrel pitch (DP)=4 için 0.046 in. toplam yan boşluk sağlamak üzere 0.024 in. küçültülmüştür.



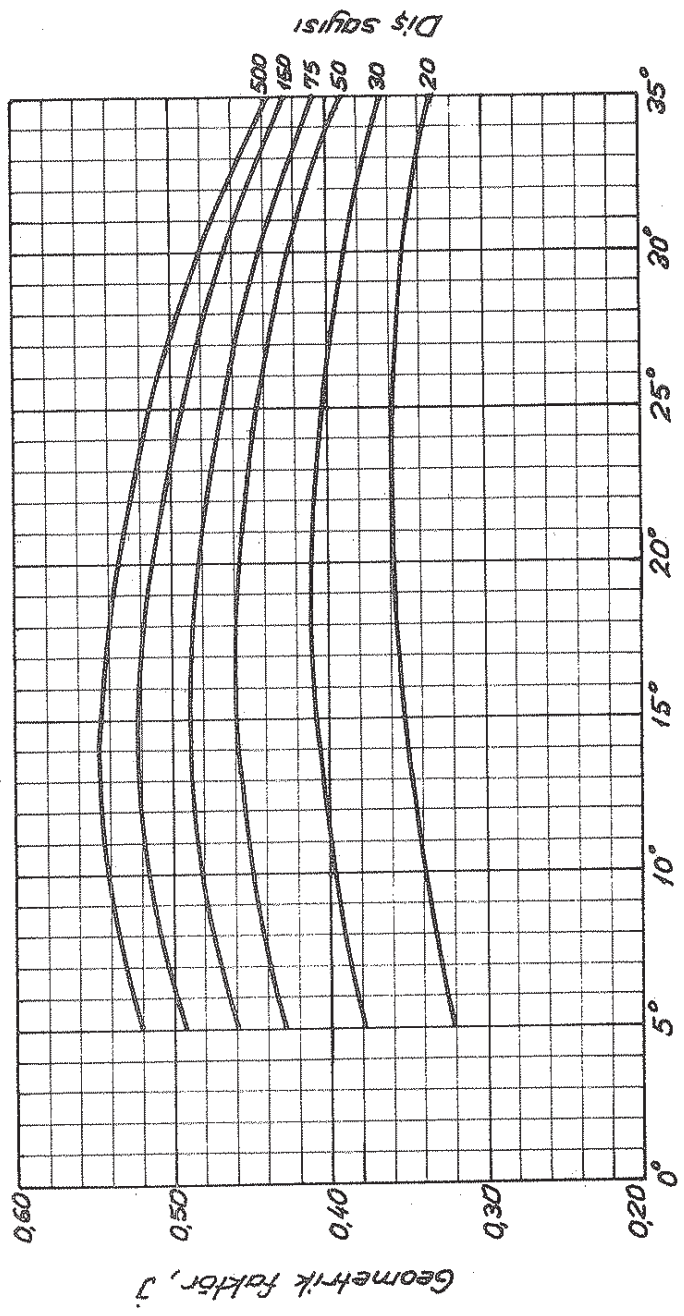
Şekil E7.30 - Normal basınç açısı 20° olan helisel dişli çarklar için geometrik faktör, J. (Kamburlu takım ile frezelenmiş, uzun dış boşluk yüksekliği, standardın %125'i)

$$m_N = \frac{P_N}{0.095 \cdot Z}$$

Z değeri, belirtilmiş diş sayısındaki çark ve diş sayısı 12 olan pinyon içindir. Pinyon ve çarkın normal diş kalınlığının her biri, normal diometral pitch (DP)=1 için 0,048 in. toplam yan boşluk sağlamak üzere 0,024 in. küçültülmüştür.

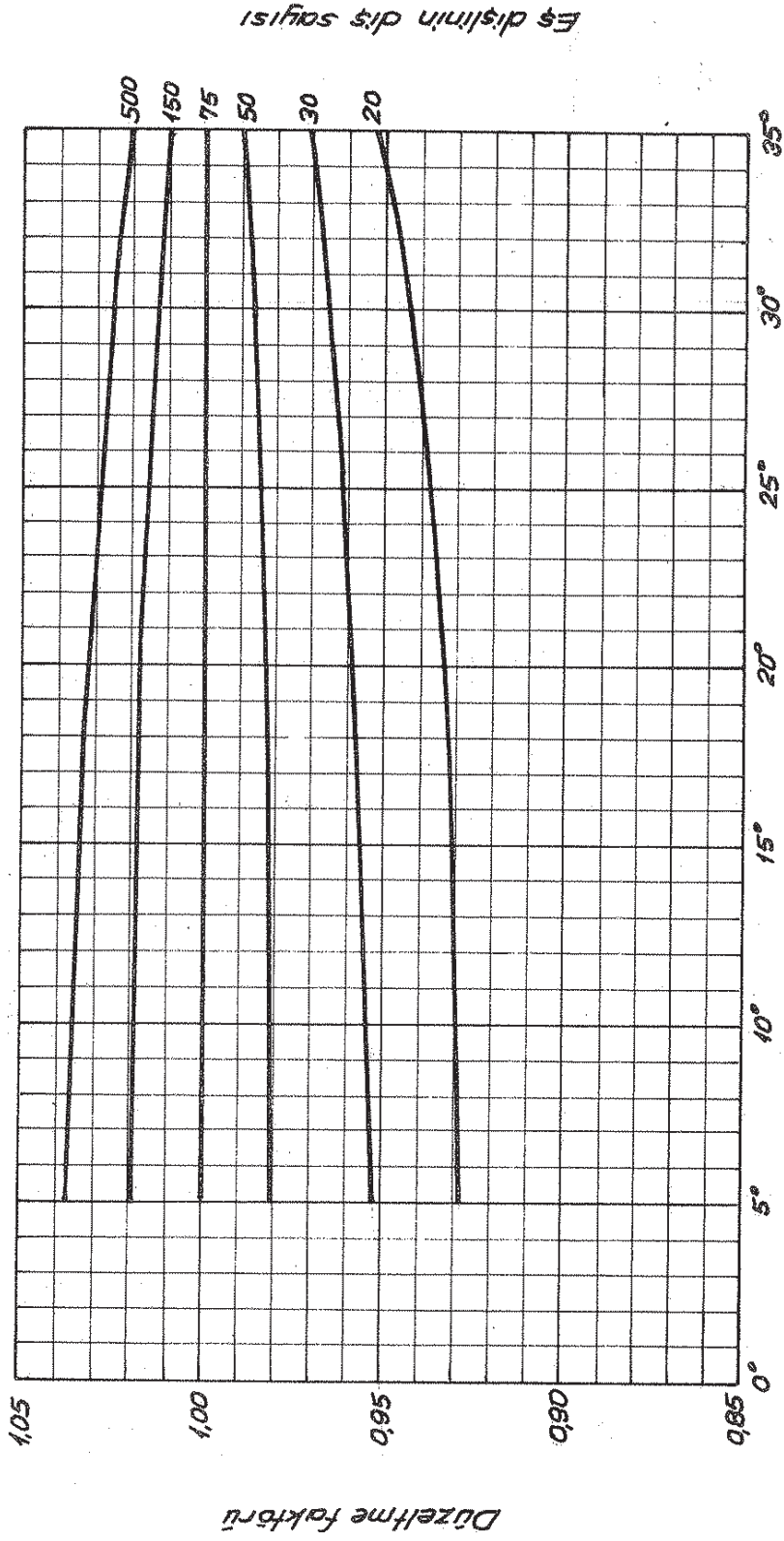


Bu faktörler, kamburlu takım ile frezelenerek yapılan imalâtlar içindir



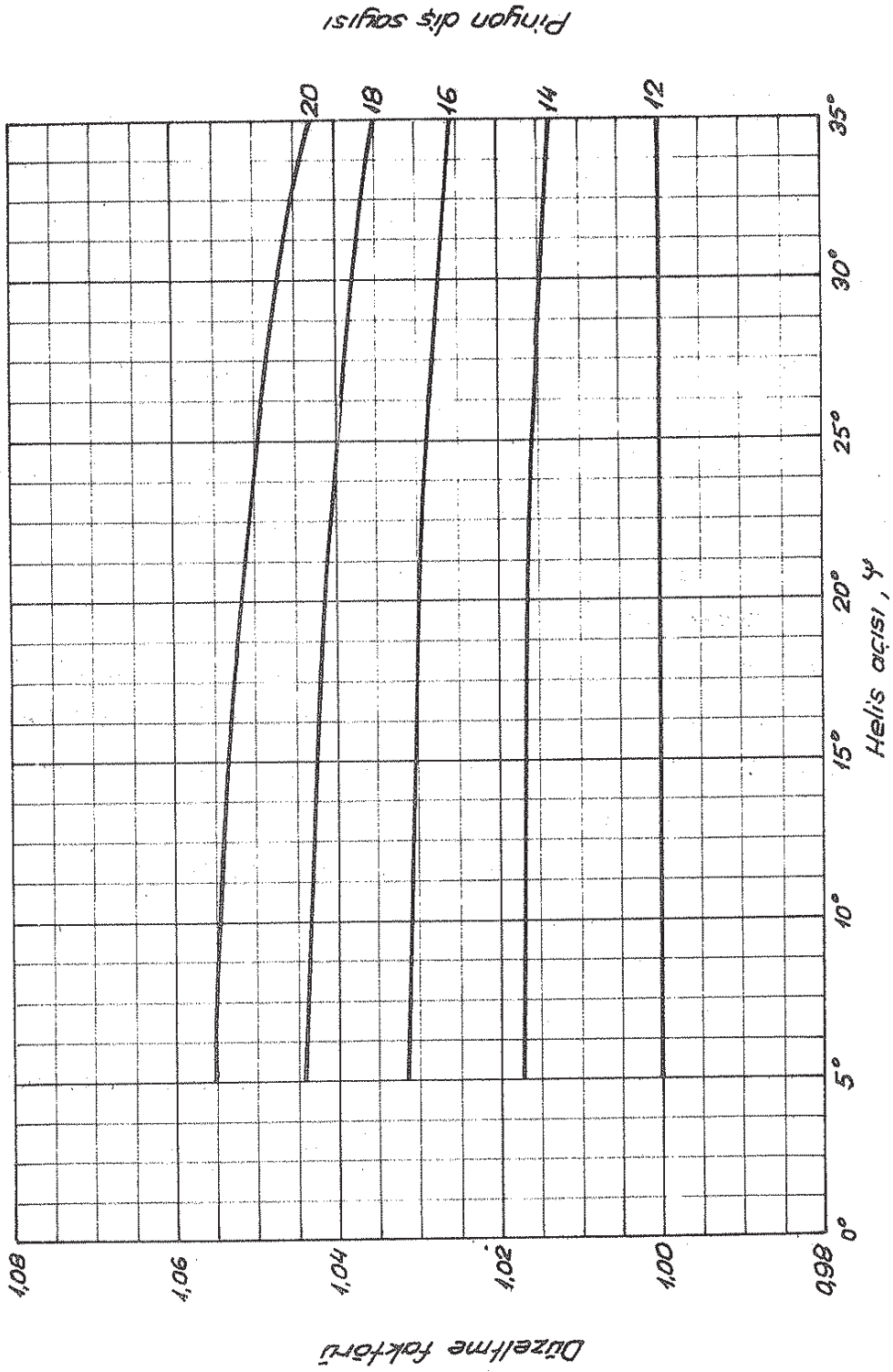
Şekil E7-31- Normal basınç açısı 20° olan helisel dişli çarklar için geometrik faktör, J (Kamburlu takım ile frezelenmiş, kısa diş başı yüksekliği, standardın % 75'i).

Düzeltilme faktörü, eş çalışan dişlinin  
diş sayısı 75 ten farklı ise J faktörüne  
uygulanabilir.



Şekil E7.32 - Normal basınç açısı  $20^\circ$  olan helisel dişliler için,  
J faktörü düzeltilme katsayısı.

Düzeltilme faktörü, pinyon diş sayısı  
12 den fazla ise, çark için J faktörüne  
uygulanabilir.



Şekil E7.33 - Normal basınç açısı 20° olan helisel dişliler için, J faktörü  
düzeltilme katsayısı.

(Kısa diş bası yüksekliği, standardın % 75 'i)

### 5- Müsaade edilen dış tabanı - eğilme gerilmesi (müsaade edilen dış taban gerilmesi)

Hesaplanan dış tabanı - eğilme gerilmesi (dış taban gerilmesi) ile müsaade edilen dış tabanı - eğilme gerilmesi (müsaade edilen dış taban gerilmesi) arasında, aşağıdaki bağıntı vardır :

$$s_t \leq S_{at} \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \quad (E7/116)$$

$s_t$  - Hesaplanan dış taban gerilmesi (Eşitlik E7/89)

$S_{at}$  - Müsaade edilen dış taban gerilmesi, Lb/in<sup>2</sup> (MPa)

$S_{at}$  'nin değerleri ;

• AGMA 218.01'e göre [L.54] :

$S_{at}$ , Cetvel E7.11 ve Şekil E7.34 ten alınabilir.

• AGMA 420.04'e göre [L.55] :

Şekil E7.18 den  $K_L$  faktörü okunarak ; düz dişliler için Şekil E7.36 ve helisel dişliler için Şekil E7.37 deki  $K_3$  faktörü ile

$$K_3 = S_{at} \cdot K_L \quad (E7/117)$$

eşitliğinden  $S_{at}$  değeri hesaplanabilir.

$K_L$  - Dış taban mukavemeti için ömür faktörü (Şekil E7.18)

$K_R$  - Dış taban mukavemeti için güvenilirlik faktörü (Cetvel E7.3)

$K_T$  - Dış taban mukavemeti için sıcaklık faktörü

[L.55]'e göre :

Yağ sıcaklığının 120°C den küçük olması halinde,

$$K_T = 1,0 \quad (E7/118)$$

alınabilir.

### 6- Dış taban mukavemeti - sınır gücü

Dış taban mukavemeti - sınır gücü veya dış taban mukavemeti güç sınırı:

$$P_{at} = \frac{\eta_p \cdot d \cdot K_v}{126000 \cdot K_a} \cdot \frac{F}{P_d} \cdot \frac{j}{K_s \cdot K_m} \cdot \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_R \cdot K_T} \quad (E7/119)$$

$$P_{at} = \frac{\eta_p \cdot d \cdot K_v}{1,91 \cdot 10^7 \cdot K_a} \cdot F \cdot m \cdot \frac{j}{K_s \cdot K_m} \cdot \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_R \cdot K_T} \quad (E7/119M)$$

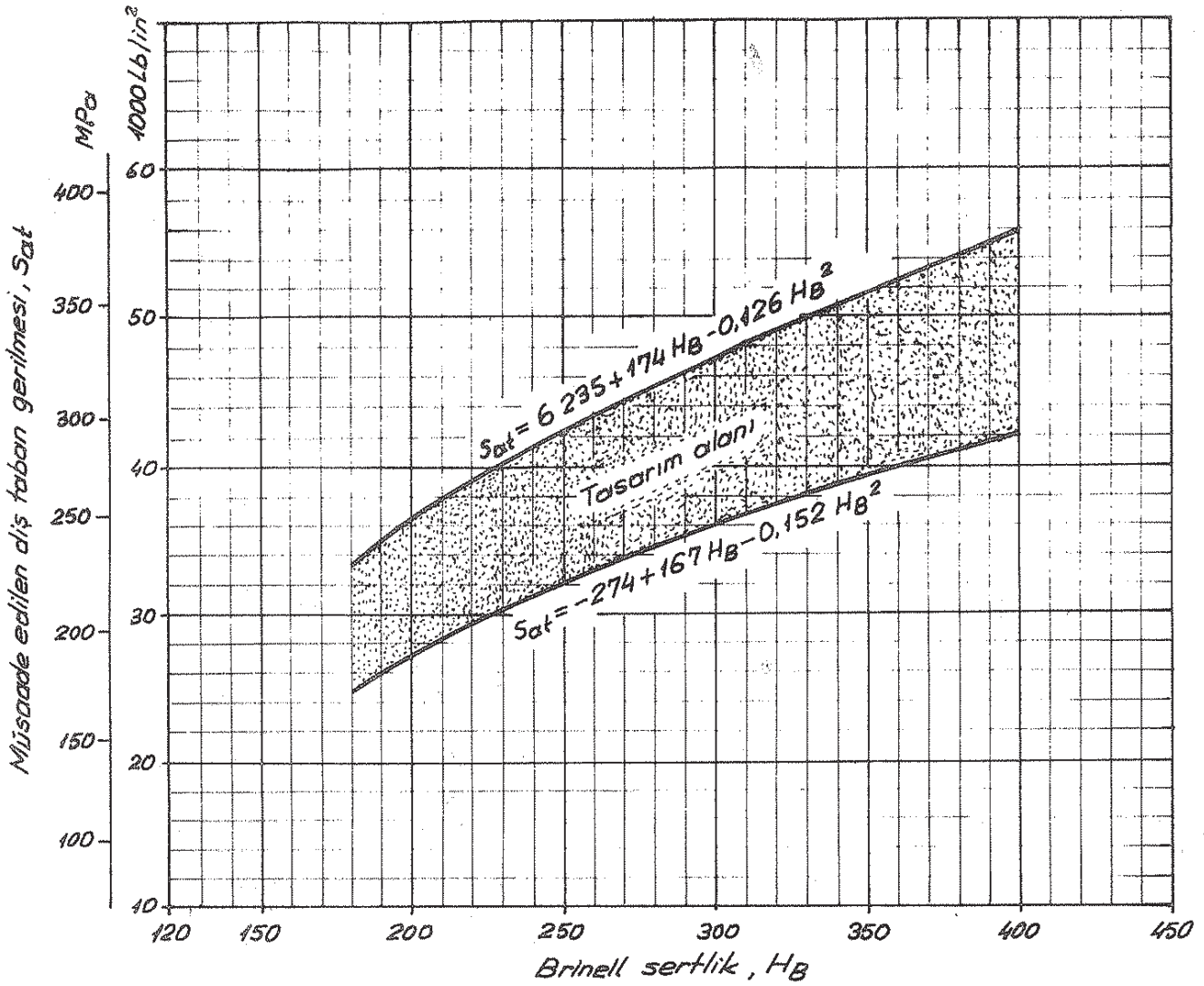
bağıntılarından elde edilir.

Yukarıdaki sınır gücü formülleri,

$$P_{at} = \frac{\eta_p \cdot d \cdot K_v}{126000 \cdot K_{SF}} \cdot \frac{F}{P_d} \cdot \frac{j}{K_s \cdot K_m} \cdot \frac{S_{at}}{K_T} \quad (E7/120)$$

$$P_{at} = \frac{\eta_p \cdot d \cdot K_v}{1,91 \cdot 10^7 \cdot K_{SF}} \cdot \frac{F \cdot m \cdot j}{K_s \cdot K_m} \cdot \frac{S_{at}}{K_T} \quad (E7/120M)$$

şeklinde de yazılabilir.



Şekil E7-34 - Çelik dişliler için müsaade edilen diş taban gerilmesi,  $S_{at}$

$P_{at}$  - Diş taban mukavemeti için müsaade edilen güç (iletilebilecek güç), hp (kw)

Not . Diş taban mukavemeti güç sınırı, eş çalışan dişlilerin her biri için  $S_{at} \cdot K_L \cdot J$  çarpım sonucunun en küçük değerine bağlıdır.

#### 7- DIN 3990 - Niemann - AGMA 218.01

Modern metotlara; "DIN 3990 (12/1987), Niemann (1965) ve AGMA 218.01 (12/1982)" göre yapılan alın dişli çark hesaplarının karşılaştırılması, Cetvel E7-12 de toplu olarak verilmiştir [L-53].

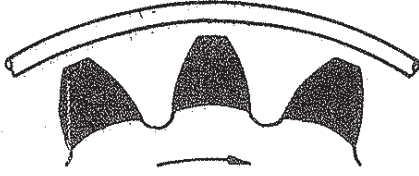
Malzeme	AGMA klasi	Ticari ismi	Isıl işlem	Minimum sertlik		Sat	
				yüzey	çekirdek	Lb/in <sup>2</sup>	(MPa)
	A-1	-	Sertleştirilmiş ve temperlenmiş (Şekil E7.34)	180 BHN	-	25-33000	(170-230)
				240 BHN	-	31-41000	(210-280)
				300 BHN	-	36-47000	(250-320)
				360 BHN	-	40-52000	(280-360)
	A-5			400 BHN	-	42-56000	(290-390)
			Alev veya endüksiyonla sertleştirilmiş (Şekil E7-35 Tip A)	50-54 HRC	-	45-55000	(310-380)
			Alev veya endüksiyonla sertleştirilmiş (Şekil E7-35 Tip B)		-	22000	(150)
			Sementede edilmiş ve sertleştirilmiş	55 HRC 60 HRC	- -	55-65000 55-70000	(380-450) (380-480)
		AISI 4140 AISI 4340 Nitralloy 135M %2½ Krom	Nitrürlenmiş Nitrürlenmiş Nitrürlenmiş Nitrürlenmiş	48 HRC 46 HRC 60 HRC 54-60 HRC	300 BHN 300 BHN 300 BHN 350 BHN	34-45000 36-47000 38-48000 55-63000	(230-310) (250-325) (260-330) (380-450)
	Dökme demir	20 30 40			- 175 BHN 200 BHN	- - -	5000 8000 13000
Küresel grafitli dökme demir	A-7-a A-7-c A-7-d A-7-e	60-40-18 80-55-06 100-70-03 120-90-02	Tavlama su verilmiş ve temperlenmiş	140 BHN 180 BHN 230 BHN 270 BHN	- - - -	Aynı sertlikteki çeliklerin sat değerleri nin %90-100'ü	
Malleabl (temper) dökme demir(perlitik)	A-B-C A-B-e A-B-f A-B-i	45007 50005 53007 80002	- - - -	165 BHN 180 BHN 195 BHN 240 BHN	- - - -	10000 13000 16000 21000	(70) (90) (110) (145)
Bronz	Bronz 2	AGMA 2C	Kum döküm Kum döküm	Gekme mukavemeti min. 40000 lb/in <sup>2</sup> (275 MPa)		5700	(40)
	Al/Br 3	ASTM B-148-52 Alloy 9C	Isıl işlem yapılmış	Gekme mukavemeti min. 90000 lb/in <sup>2</sup> (620 MPa)		23600	(160)

Cetvel E7.11 - Müsaade edilen dış taban gerilmesi, sat değerleri  
(10<sup>7</sup> yük tekrarına karşılık gelen)



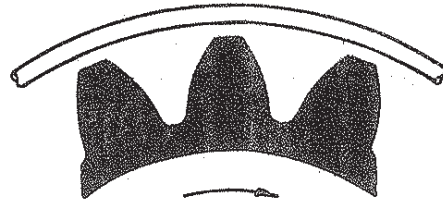
*Döner sistemde sertleştirme*

*Endüksiyon bobini veya  
alev kafası (üfleç)*



*Tip B*

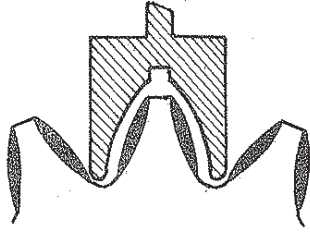
*Endüksiyon bobini veya  
alev kafası (üfleç)*



*Tip B*

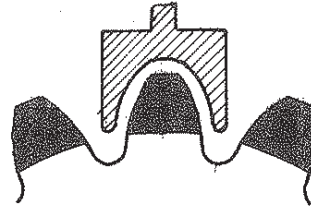
*Yüzey sertleştirme*

*Endüktör bobini veya alev  
kafası (üfleç)*



*Tip B*

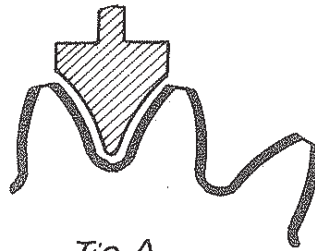
*Endüktör bobini veya alev  
kafası (üfleç)*



*Tip B*

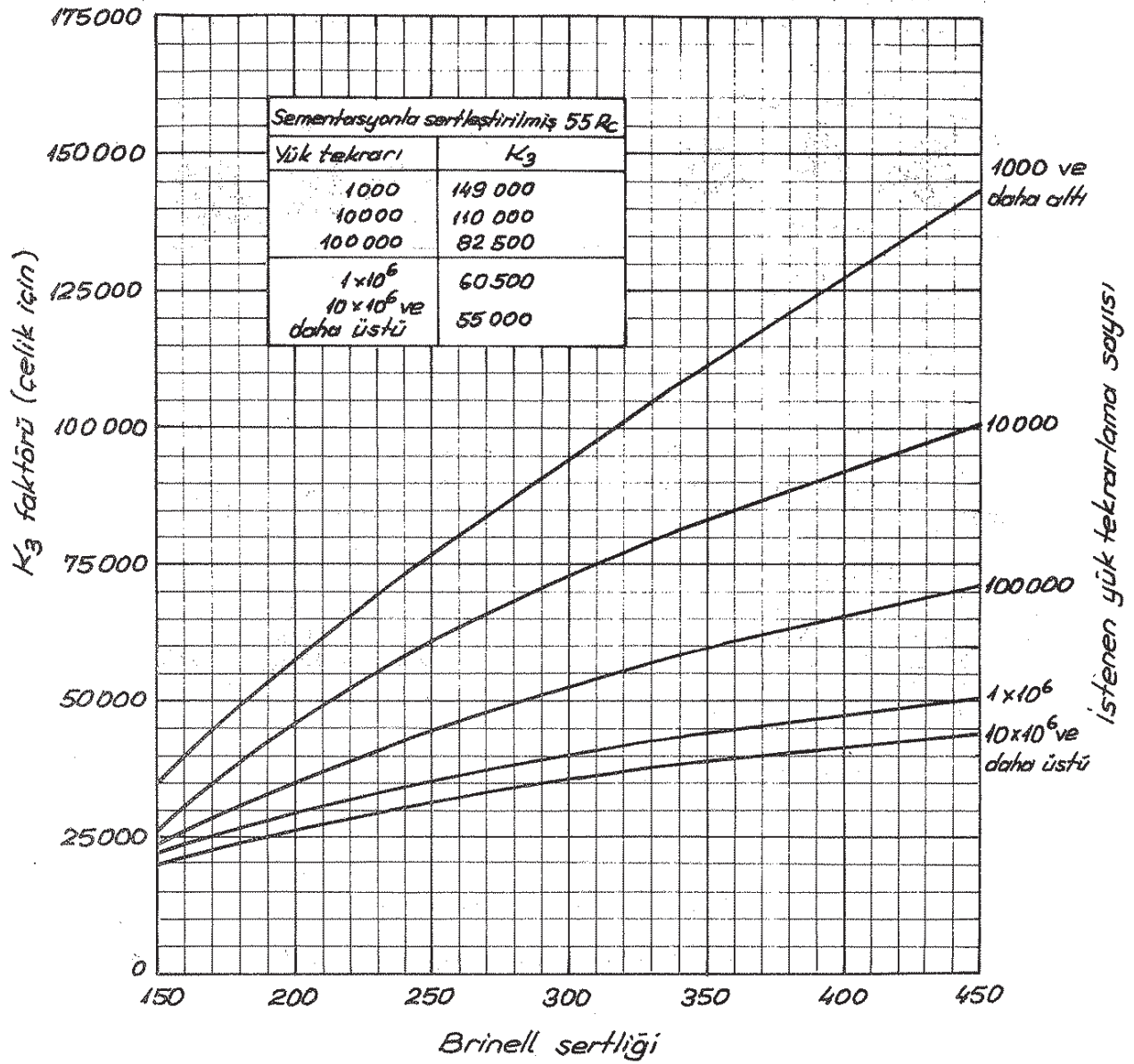
*Yüzey ve taban sertleştirme*

*Endüktör bobini veya alev kafası (üfleç)*

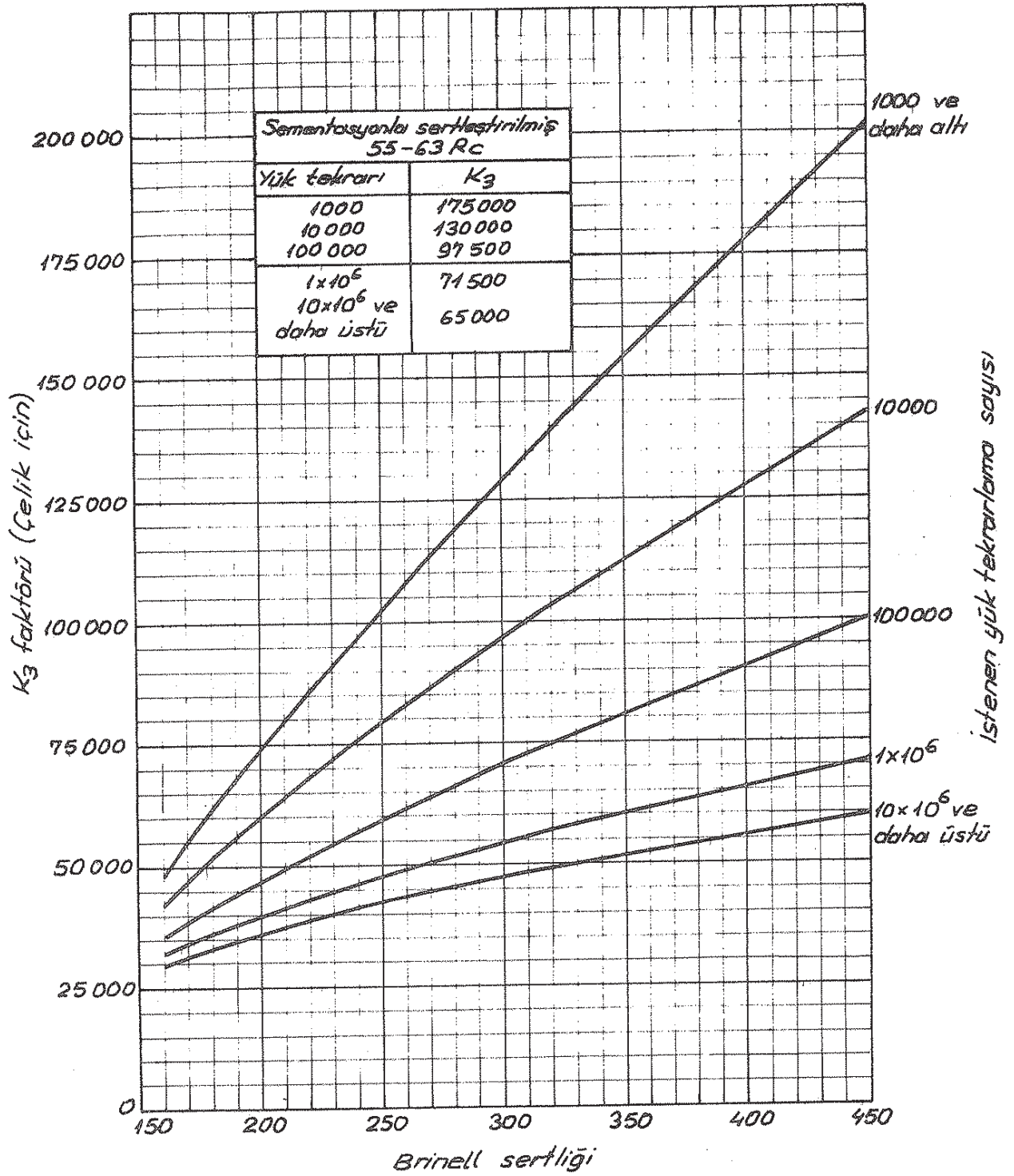


*Tip A*

*Şekil E7.35 - Alev veya endüksiyonla çark dişlerinin  
sertleştirilmesi .*



Şekil E7-36- Pinyon ve çark için  $K_3$  faktörü  
(Düz dişliler)



Şekil E7.37- Pinyon ve çark için  $K_3$  faktörü  
(Helisel dişliler)

Çetvel E7.12 - Modern metotlara ;<sup>a</sup> DIN 3990 (12/1987), Niemann (1965)  
dişli çark hesaplarının karşılaştırılması (L.53)

Yüzey emniyeti (Pitting teşekkülüne karşı emniyet)

DIN 3990 (12/1987)	Niemann (1965)	AGMA 218.01 (12/1982)
$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \rightarrow S_{Hmin}$ (Eş. 9/37)	$S_G = \frac{k_D}{B_W \cdot y_W} \cdot \frac{i}{i+1}$ (Eş. E6/71)	$S_F = \frac{S_{Jac} \left( \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right)}{S_C}$ (Eş. E7/78)
$S_H = \frac{\sigma_{HLim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_{HO}} \cdot \frac{Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X}{\sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{HB} \cdot K_{HW}}}$	$S_G = \frac{k_0 \cdot y_G \cdot y_H \cdot y_S \cdot y_W}{k_C \cdot (k_E)}$	
Nominal yüzey basıncı (Eş. 9/10): • Yuvarlanma noktasında; $\sigma_{HO} = \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{U+1}{U}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_E \cdot Z_B$ • Tekil-kavrama noktası B de; $\sigma_{HO} = \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{U+1}{U}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_E \cdot Z_B \cdot Z_B$ Ortağa çıkan (gerçek) yüzey basıncı (Eş. 9/19): $\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{HB} \cdot K_{HW}}$ Pitting - sınır mukavemeti (Eş. 9/20): $\sigma_{HG} = \sigma_{HLim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$	Ortağa çıkan yüzey basıncı (Stribeck yuvarlanma basıncı): • Yuvarlanma noktası C de; $k_C = \frac{i+1}{i} \cdot y_C \cdot \frac{U}{b \cdot d_{b1}} \cdot C_S \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_B$ • Tekil - kavrama noktası E de; $k_E = \frac{i+1}{i} \cdot y_W \cdot \frac{U}{b \cdot d_{b1}} \cdot C_S \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_B$ $y_{W1} = y_C \cdot \frac{y_B}{y_E}, y_{W2} = y_C \cdot y_B$ (Eş. E6/78)	$S_C = C_P \sqrt{\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_S \cdot C_m \cdot C_F}{C_J \cdot d \cdot F \cdot I}}$ (Eş. E7/11)
$F_t$ - Taksimat dairesindeki nominal çevre kuvveti (Eş. 8/4)	$U$ - Yuvarlanma dairesindeki nominal çevre kuvveti (Eş. E6/67)	$W_t = \frac{2000 \cdot T}{d}$ (Eş. E7/3)
		$T$ - Nominal döndürme momenti
$b$ - Diş genişliği	$b$ - Diş genişliği	$F$ - Çark genişliği
$d_1$ - Pinyonun taksimat dairesi çapı (Çet. 2.1)	$d_{b1}$ - Çark 1 için yuvarlanma dairesi çapı (Çet. 2.1)	$d$ - Çark 1 için işletme yuvarlanma dairesi çapı (Eş. E7.5,6)
$\sigma_{HLim}$ - Diş yüzeyi - sürekli mukavemet değeri veya pitting - sürekli mukavemeti (Şek. E1.2, E1.3; Çet. E1.2, E1.6)	$k_0$ - Diş yüzeyi - sürekli mukavemeti veya dişli çark malzemesinin sürekli - yuvarlanma mukavemeti (Çet. E6.16; Şek. E6.24)	$S_{Jac}$ - Müseade edilen basınç (Kıs. 2)
$Z_{NT}$ - Diş yüzeyi için ömür faktörü veya standart deney çarkının pitting mukavemeti için ömür faktörü (Şekil 9.14; Çet. 9.2a)		$C_L$ - Ömür faktörü (Şek. E7.1)
$Z_L$ - Yağlayıcı madde faktörü (Şek. 9.9)	$y_S$ - Yağlama yağı katsayısı (Çet. E6.17)	$C_T$ - Sıcaklık faktörü (Eş. E7/6B)
$Z_R$ - Pürüzlülük faktörü (Şek. 9.11)		
$Z_V$ - Hız faktörü (Şek. 9.10)	$y_J$ - Hız faktörü (Eş. E6/78)	$C_F$ - Yüzey faktörü (Eş. E7/39)
$Z_W$ - Malzeme çifti faktörü (Şek. 9.7d)	$y_H$ - Yüzey sertliği katsayısı (Eş. E6/76, 77)	$C_H$ - Sertlik faktörü (Kıs. 2)
$Z_X$ - Büyüklük faktörü (Şek. 9.12; Çet. 9.1a)		$C_S$ - Büyüklük faktörü (Eş. E7/8; Şek. E7.2)
$K_A$ - İşletme faktörü (Kıs. B.8)	$C_S$ - Darbe katsayısı (Çet. E6.15)	$C_a$ - Kullanma faktörü (Eş. E7/7)
$K_V$ - Dinamik faktör (Kıs. B.9)	$C_D$ - Dinamik katsayı (Şek. E6.21)	$C_J$ - Dinamik faktör (Eş. E7/40, 41, 42, 46; Şek. E7.10)
$K_{HB}$ - Yüzey basıncı için genişlik faktörü (Kıs. B.10)	$C_T$ - Yük taşıma hatası katsayısı (Şek. E6.22)	$C_m$ - Yak dağılım faktörü (Eş. E7/9, 3B; Çet. E7.5)
$K_{HW}$ - Yüzey basıncı için alın faktörü (Kıs. B.11)		
$U$ - Diş sayıları oranı $Z_2/Z_1$	$i$ - Gevrim oranı $Z_2/Z_1$	
$Z_H$ - Yuvarlanma noktası faktörü (Şek. 9.7, 9.7a, 9.7b)		
$Z_E$ - Elastiisite faktörü (Çet. 9.1)	$y_G$ - Malzeme çifti katsayısı (Eş. E6/73, 74, 75)	$C_P$ - Elastiisite katsayısı (Eş. E7/2; Çet. E7.1)
$Z_E$ - Kavrama oranı faktörü (Şek. 9.6)		
$Z_B$ - Helisel dişli faktörü (Şek. 9.6)	$C_B$ - Helisel dişli katsayısı (Şek. E6.23)	
$Z_B$ - Tekil-kavrama faktörü (Eş. 9/17, 9/18B, 9/18F)		
		$I$ - Geometrik faktör (Eş. E7/47)
		$C_P$ - İşletme emniyet faktörü (Çet. E7.3)

*Diş taban emniyeti (diş kırılmasına karşı emniyet)*

DIN 3990 (12/1987)	Niemann (1965)	AGMA 218.01 (12/1982)
$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin.} \text{ (Eş. 10/38)}$ $S_F = \frac{\sigma_{FLim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{\sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}$	$S_B = \frac{\sigma_D}{B_w \cdot Z_1 \cdot q_w} \text{ (Eş. E6/84)}$ $S_B = \frac{\sigma_D}{\sigma_w} = \frac{\sigma_D}{\sigma_w \cdot f_k}$	$S_F = \frac{S_{at} \cdot K_L}{S_t \cdot K_T \cdot K_R} \text{ (Eş. E7/116)}$
<p>• Nominal diş taban gerilmesi (Eş. 10/17):</p> $\sigma_{FO} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_E \cdot Y_B$ <p>• Ortaya çıkan (gerçek) diş taban gerilmesi (Eş. 10/18):</p> $\sigma_F = \sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$ <p>• Diş tabanı-sınır mukavemeti (Eş. 10/31)</p> $\sigma_{FG} = \sigma_{FLim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$	<p>Ortaya çıkan diş taban gerilmesi (Eş. E6/84):</p> $\sigma_w = B_w \cdot Z_1 \cdot q_w$ $\sigma_w = \frac{U}{b \cdot d_b1} \cdot C_s \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_p \cdot Z_1 \cdot q_k \cdot q_E$	$S_t = \frac{W_k \cdot K_a}{K_v} \cdot \frac{1}{F \cdot m} \cdot \frac{K_s \cdot K_m}{j} \text{ (Eş. E7/89)}$
$F_t$ - Teaksimat dairesindeki nominal çevre kuvveti (Eş. 8/4)	$U$ - Yuvarlanma dairesindeki nominal çevre kuvveti (Eş. E6/87)	$W_k = \frac{2000 \cdot T}{d} \text{ (Eş. E7/3)}$
$m_n$ - Normal modül		$T$ - Nominal döndürme momenti
$b$ - Diş genişliği	$b$ - Diş genişliği	$F$ - Çark genişliği; $m$ - Alın modülü
	$d_{b1}$ - Çark 1 için yuvarlanma dairesi çapı (Cet. 2-1)	$d$ - Çark 1 için işletme yuvarlanma dairesi çapı (Eş. E7/5, 6)
$\sigma_{FLim}$ - Diş tabanı - sürekli mukavemeti veya deney çarkının diş tabanı - sürekli eğilme mukavemeti (Şek. E1.2, E1.3; Cet. E1.6)	$\sigma_D$ - Diş tabanı - sürekli mukavemeti veya dişli çark malzemesinin diş tabanı - sürekli mukavemet değeri (Cet. E6.16)	$S_{at}$ - Müsaade edilen eğilme gerilmesi veya eğilme emniyet gerilmesi (Kıs. 5)
$Y_{NT}$ - Diş tabanı için ömür faktörü veya standart deney çarkının diş taban mukavemeti için ömür faktörü (Şek. 10.21; Cet. 10.2)		$K_L$ - Ömür faktörü (Eş. E7/94; Şek. E7.18)
$Y_{ST}$ - Deney çarkı için gerilme düşeltme fak. ( $Y_{ST}=20$ )		$K_T$ - Sıcaklık faktörü (Eş. E7/118)
$Y_{RrelT}$ - Relatif destek sayısı (Şek. 10.13)		
$Y_{RrelT}$ - Relatif yüzey düzgünlüğü faktörü (Şek. 10.17)		
$Y_X$ - Büyüklük faktörü (Şek. 10.16; Cet. 10-1)		$K_S$ - Büyüklük faktörü (Eş. E7/92; Şek. E7.19)
$K_A$ - İşletme faktörü (Kıs. 8.8)	$C_S$ - Darbe katsayısı (Cet. E6.15)	$K_R$ - Kullanma faktörü (Eş. E7/90)
$K_V$ - Dinamik faktör (Kıs. 8.9)	$C_D$ - Dinamik katsayı (Şek. E6.21)	$K_V$ - Dinamik faktör (Eş. E7/40; Şek. E7.10)
$K_{F\beta}$ - Diş tabanı için genişlik faktörü (Kıs. 8.10)	$C_T$ - Yük taşıma hatası katsayısı (Şek. E6.22)	$K_m$ - Yük dağılım faktörü (Eş. E7/9, 93; Cet. E7.5, 9)
$K_{F\alpha}$ - Diş tabanı için alın faktörü (Kıs. 8.11)		
	$Z_1$ - Pinyonun diş sayısı	
$Y_E$ - Kavrama oranı faktörü (Şek. 10.5)	$q_E$ - Kavrama katsayısı (Eş. E6/90, 91)	
$Y_B$ - Helisel dişli faktörü (Şek. 10.5)	$C_p$ - Helisel dişli katsayısı (Şek. E6.23)	
$Y_F$ - Diş form faktörü (Eş. 10/4; Eş. 10/18-1)	$q_k$ - Diş form faktörü (Şek. E6.26)	
$Y_S$ - Gerilme düşeltme fak. (Eş. 10/5; Eş. 10/18-24)		$j$ - Geometrik faktör (Kıs. 4)
	$f_k$ - Çentik faktörü (Şek. E6.24 a)	$K_a$ - İşletme emniyet faktörü (Cet. E7.3)

Örnek [L.55]

İkinci kademe helisel alın dişli çark mekanizmasının işletme güçlerinin hesabı istenmektedir.

Verilen değerler :

Pinyon devir sayısı	: $n_p = 400 \text{ d/d.}$
Çevrim oranı	: $m_G \cong 4,07$
Pinyonun diş sayısı	: $N_p = 15$
Çarkın diş sayısı	: $N_G = 61$
Normal işletme basınç açısı	: $\phi_n = 20^\circ$
İşletme dairesindeki helis açısı	: $\psi = 10^\circ$
Pinyonun işletme dairesi çapı	: $d = 1,480 \text{ in.}$
Çarkın işletme dairesi çapı	: $D = 6,020 \text{ in.}$
Diş genişliği	: $F = 2,438 \text{ in.}$
Pinyonun minimum sertliği	: $325 \text{ Bhn}$
Çarkın minimum sertliği	: $285 \text{ Bhn}$
İşletme şartları	: Elektrik motoru ile tahrik, orta darbeli çalışma
Mekanizmanın istenen ömrü	: $10 \text{ yıl (8 saat /gün)}$
Diametral pitch	: $P_d = 10,239 \text{ in}^{-1}$

Gözüm :

1- Pitting mukavemeti için müsaade edilen işletme gücü ;

Sınır gücü :

$$P_{ac} = \frac{n_p \cdot F}{126000} \cdot \frac{I \cdot C_v}{C_a \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f} \left( \frac{S_{ac} \cdot d}{C_p} \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right)^2 \quad (\text{Eşitlik E7/B7})$$

$$C_s = 1,0 \quad (\text{Eşitlik E7/B})$$

$$C_f = 1,0 \quad (\text{Eşitlik E7/39})$$

$$C_H = 1,0 \quad (\text{Eşitlik E7/B5})$$

$$C_T = 1,0 \quad (\text{Eşitlik E7/B6})$$

$$C_R = 1,0 \quad (\text{Çetvel E7.3})$$

ve  $C_a = 1,0$  değerleri ile,

işletme gücü :

$$P_{acs} = \frac{P_{ac}}{C_{SF}} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 / C_{SF} \quad (\text{E7/121})$$

şeklinde yazılabilir.

$$C_1 = \frac{n_p \cdot d^2 \cdot C_v}{126000} \quad (\text{Şekil E7.38 ... E7.44}) \quad (\text{E7/122})$$

$$C_2 = \frac{F}{C_m} \quad (\text{Eşitlik E7/38 ; Şekil E7.9})$$

Düz dişliler için,

$$C_3 = I \left( \frac{S_{oc}}{C_p} \right)^2 \quad (\text{E7/123})$$

Helisel dış dişliler için,

$$C_3 = 0,225 \left( \frac{m_G}{m_G + 1} \right) \cdot \left( \frac{S_{oc}}{C_p} \right)^2 \quad (\text{Eşitlik E7/79 ; Şekil E7.14})$$

Helisel iç dişliler için,

$$C_3 = 0,225 \left( \frac{m_G}{m_G - 1} \right) \left( \frac{S_{oc}}{C_p} \right)^2 \quad (\text{Eşitlik E7/80 ; Şekil E7.15})$$

Not.  $C_3$  faktörünün Şekil E7.14 ve E7.15 ten elde edilen değerleri, iyi dizayn edilmiş dişliler için minimumdur. Hassas hesaplarda, geometrik faktör  $I$  (Eşitlik E7/47) göz önüne alınır.

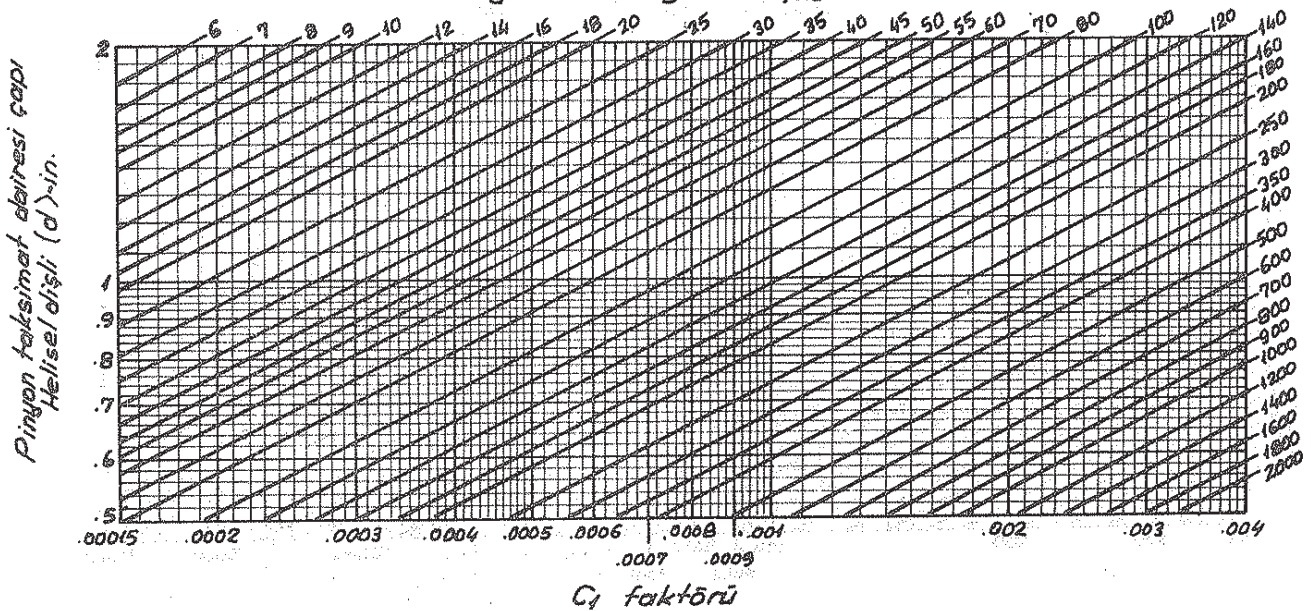
$$C_4 = (C_L)^2 \quad (\text{Şekil E7.45}) \quad (\text{E7/124})$$

$C_{SF}$  - Cetvel E7.2

$$C_1 = \frac{n_p \cdot d^2 \cdot C_v}{126000} ; \quad C_v = \frac{78}{78 + \sqrt{v_t}}$$

HELİSEL

Pinyon devir sayısı - dev/dak.

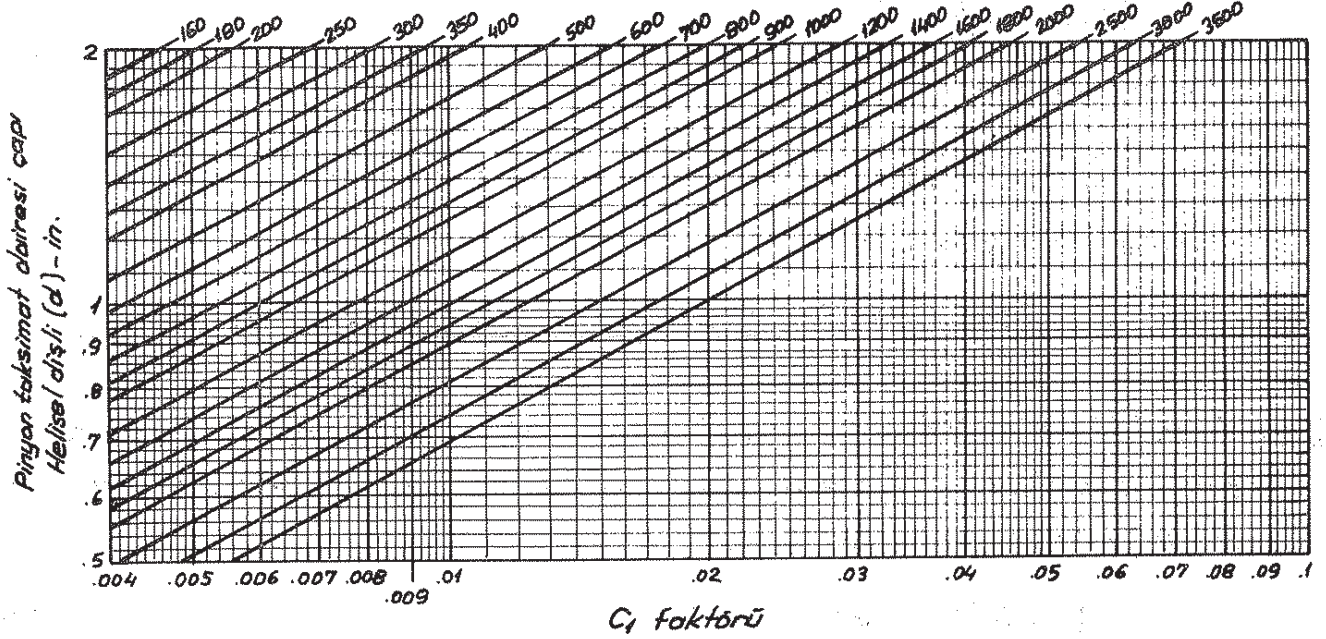


Şekil E7.38 - Pinyon taksimat dairesi çapı 0,5" ... 2" olan helisel dişliler için  $C_1$  faktörü.

$$C_1 = \frac{n_p \cdot d^2 \cdot C_v}{126000} ; C_v = \frac{78}{78 + \sqrt{v_t}}$$

HELİSEL

Pinyon devir sayısı - dev/dak

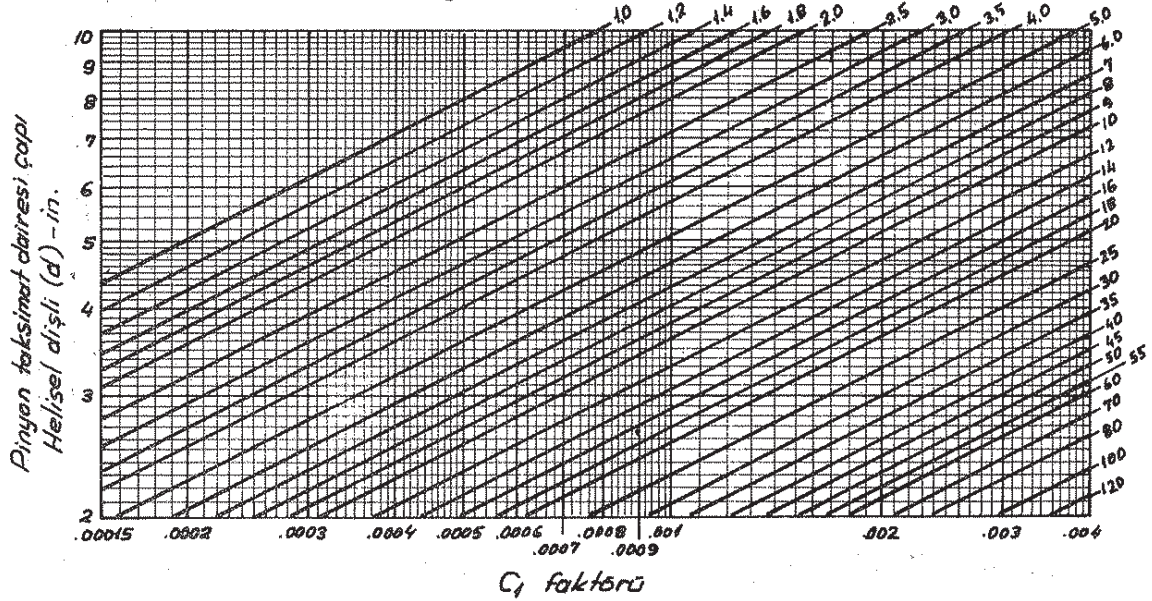


Sekil E7-39 - Pinyon taksimat dairesi çapı 0.5" .. 2" olan helisel dişliler için C1 faktörü.

$$C_1 = \frac{n_p \cdot d^2 \cdot C_v}{126000} ; C_v = \frac{78}{78 + \sqrt{v_t}}$$

HELİSEL

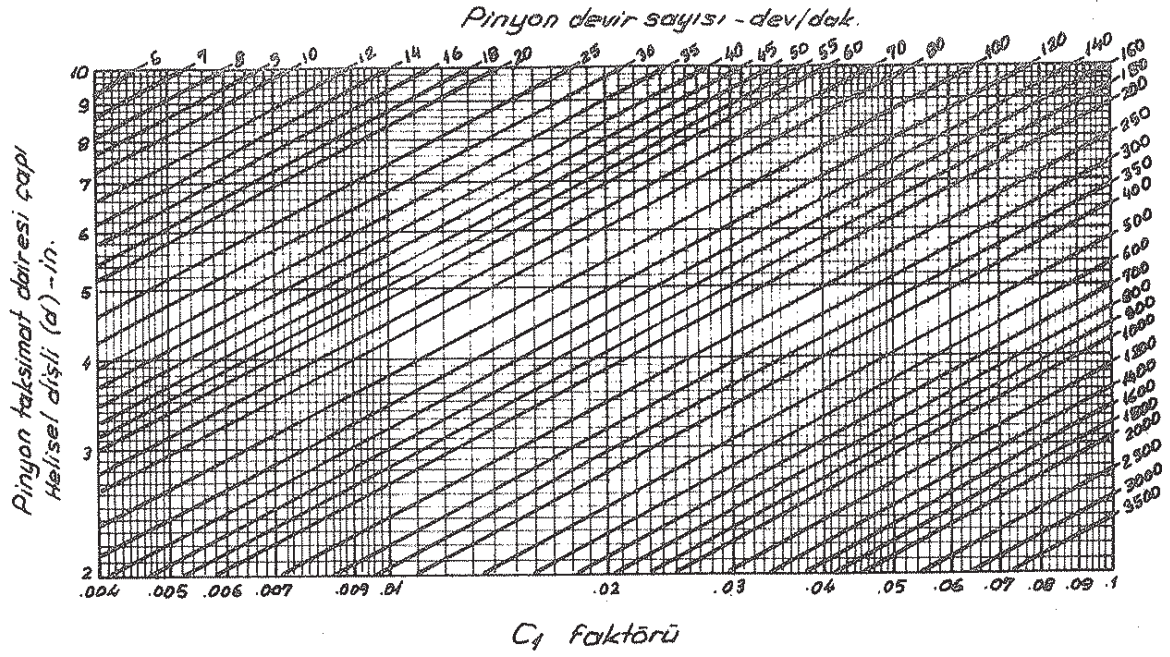
Pinyon devir sayısı - dev/dak



Sekil E7-40 - Pinyon taksimat dairesi çapı 2" .. 10" olan helisel dişliler için C1 faktörü.

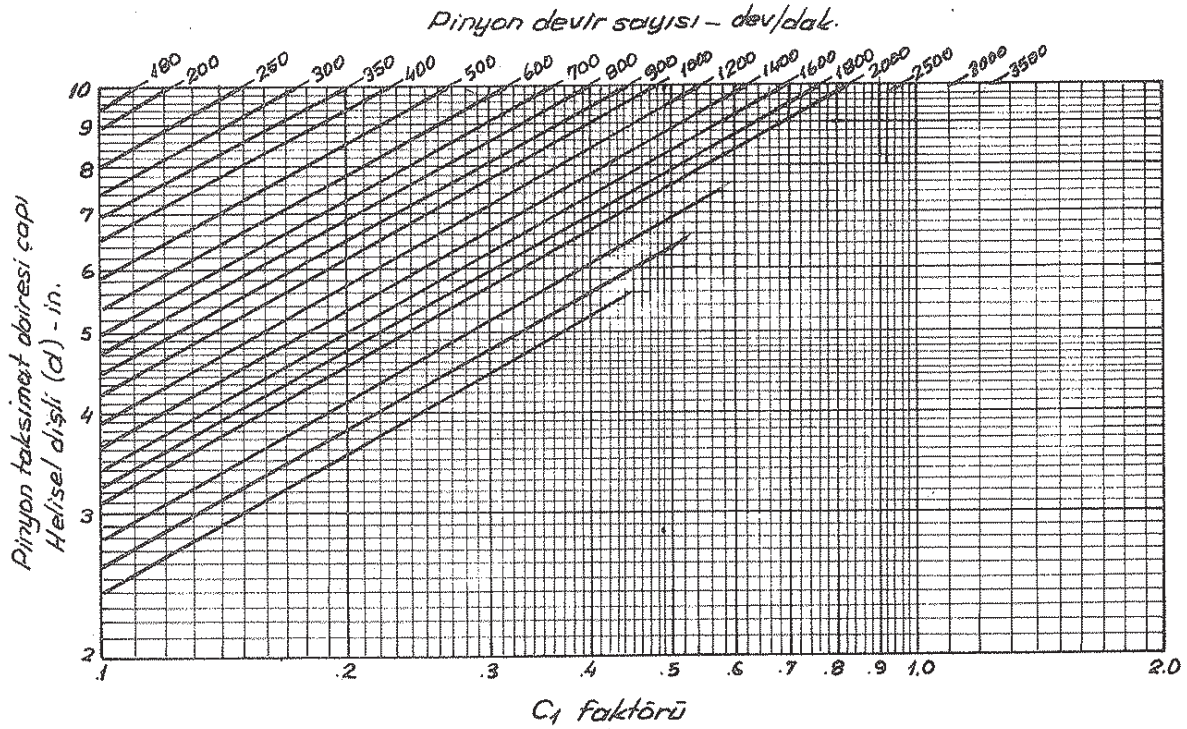


$$C_1 = \frac{n_p \cdot d^2 \cdot C_D}{126000} ; C_D = \frac{78}{78 + \sqrt{V_t}} \quad \text{HELİSEL}$$



Şekil E7.41 - Pinyon taksimat dairesi çapı 2" .. 10" olan helisel dişliler için C<sub>1</sub> faktörü

$$C_1 = \frac{n_p \cdot d^2 \cdot C_D}{126000} ; C_D = \frac{78}{78 + \sqrt{V_t}} \quad \text{HELİSEL}$$

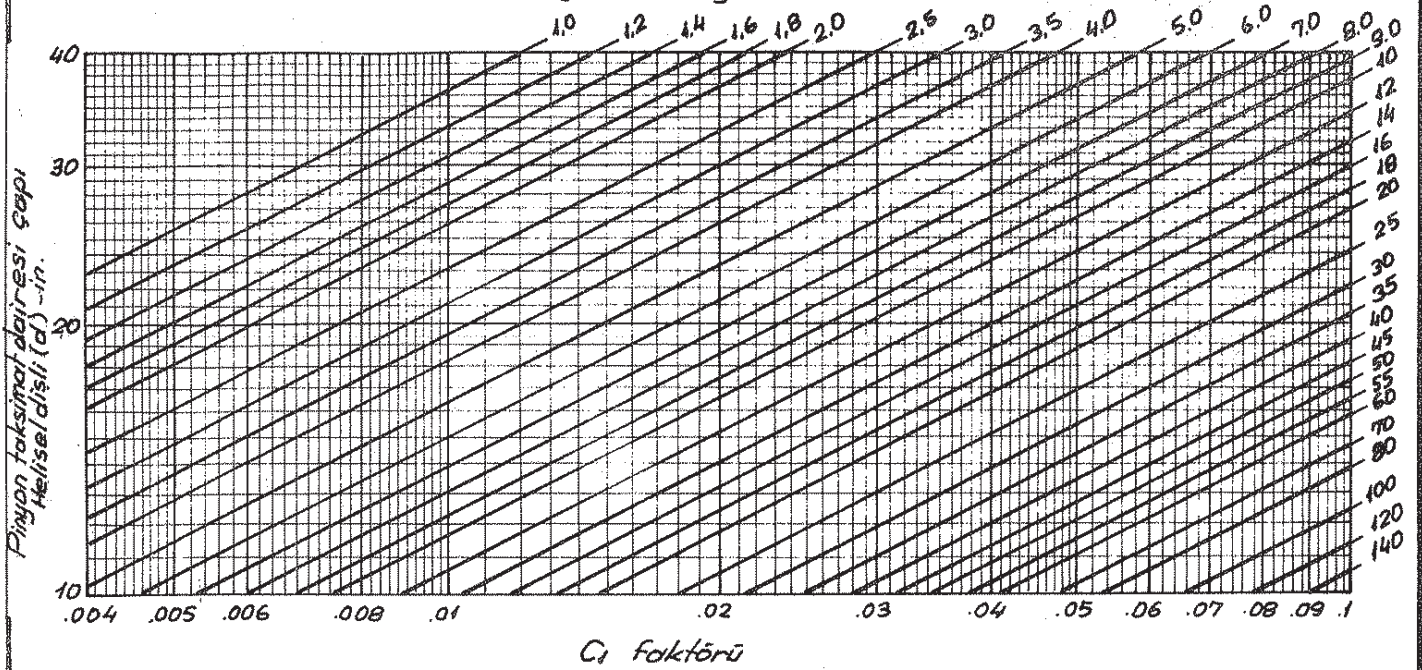


Şekil E7.42 - Pinyon taksimat dairesi çapı 2" .. 10" olan helisel dişliler için C<sub>1</sub> faktörü

$$C_1 = \frac{n_p \cdot d^2 \cdot C_2}{126000} ; C_2 = \frac{78}{78 + \sqrt{V_t}}$$

HELİSEL

Pinyon devir sayısı - dev/dak.

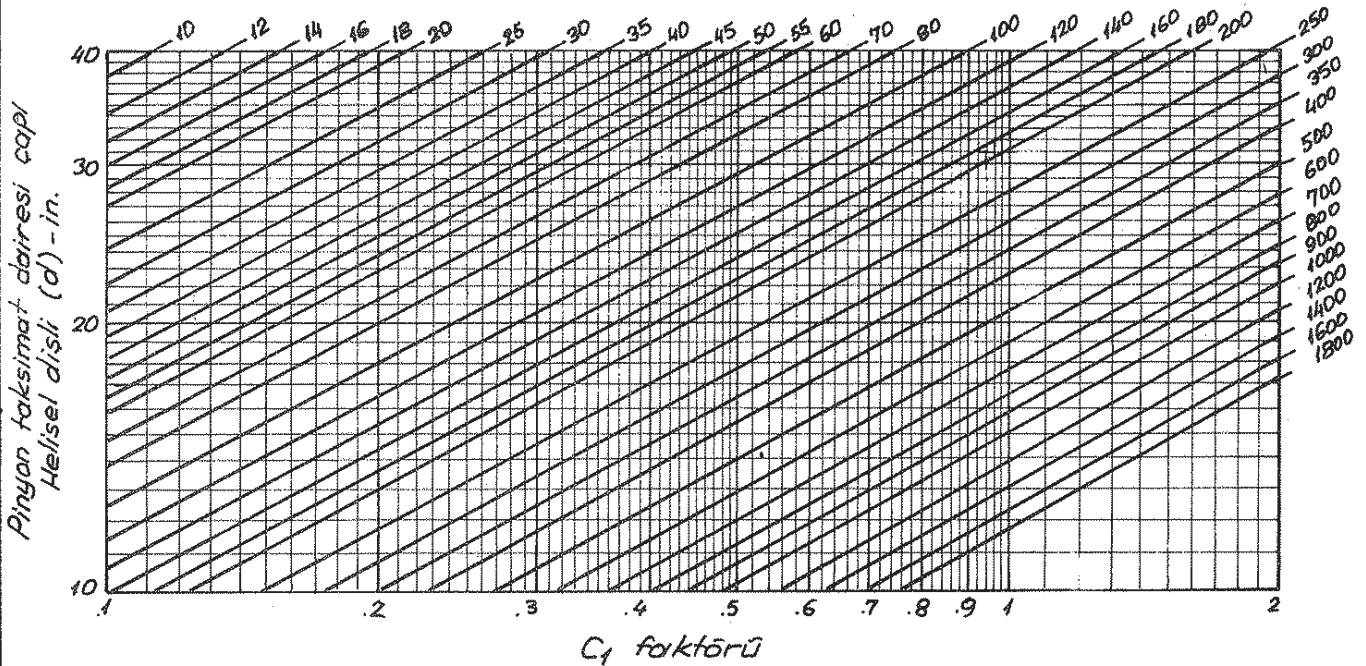


Sekil E7.43- Pinyon taksimat dairesi çapı 10" ... 40" olan helisel dişliler için C<sub>1</sub> faktörü.

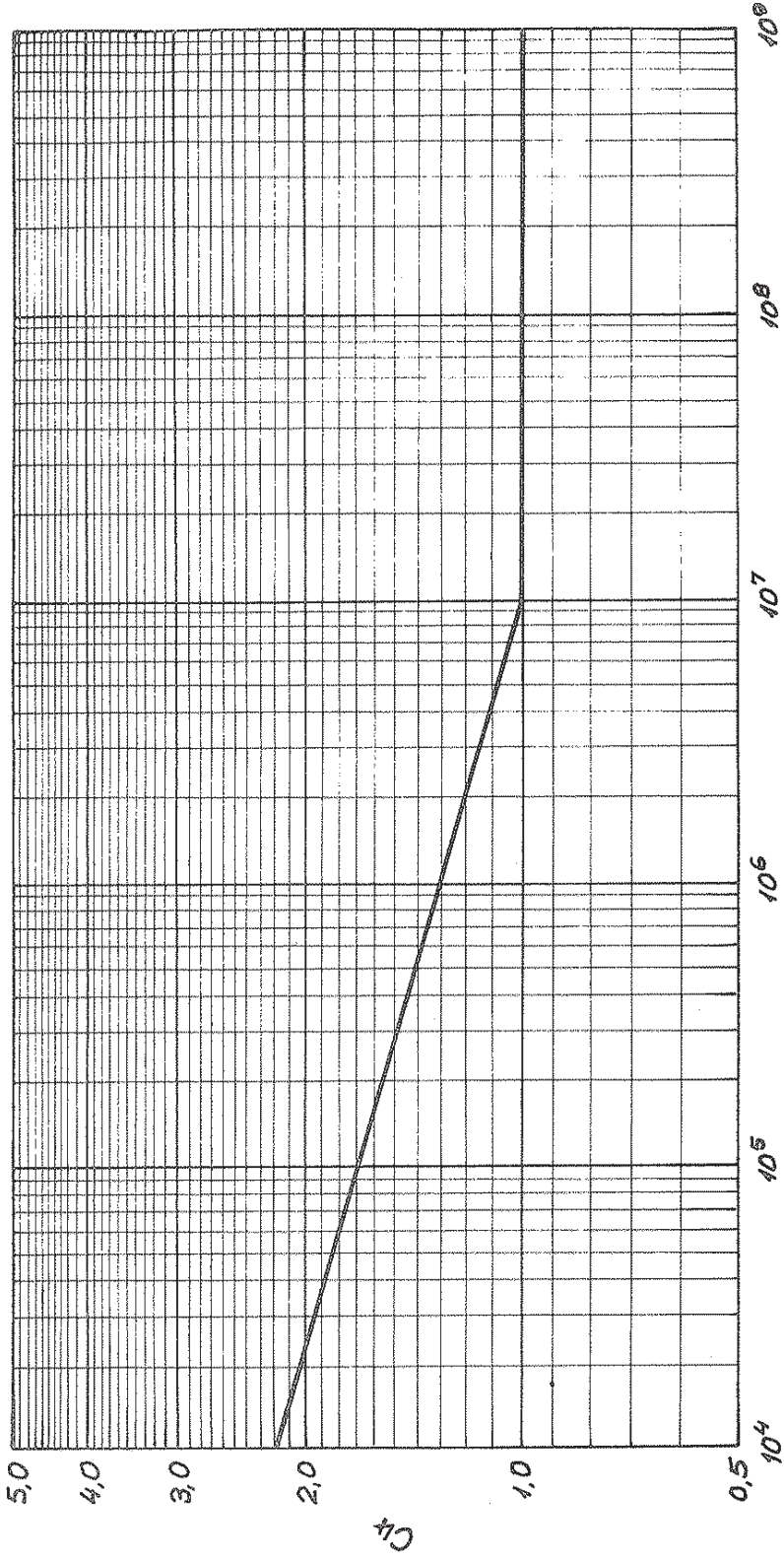
$$C_1 = \frac{n_p \cdot d^2 \cdot C_2}{126000} ; C_2 = \frac{78}{78 + \sqrt{V_t}}$$

HELİSEL

Pinyon devir sayısı - dev/dak.



Sekil E7.44- Pinyon taksimat dairesi çapı 10" ... 40" olan helisel dişliler için C<sub>1</sub> faktörü.



*İstenen ömre karşılık gelen yük tekrarı*

*Şekil E7.45 - C<sub>4</sub> faktörü*

- $C_1$  faktörü ;  
 $d = 1,480 \text{ in.}$   
 $n_p = 400 \text{ d/dak.}$  }  $\| C_1 = 0,0059$  (Şekil E7.39)
- $C_2$  faktörü ;  
 $F = 2,38 \text{ in.}$   
 ikinci kademe }  $\| C_2 = 2,15$  (Şekil E7.9)
- $C_3$  faktörü ;  
 Min. sertlik = 285 Bhn  
 $m_G = 4,07$  }  $\| C_3 = 570$  (Şekil E7.14)
- $C_4$  faktörü ;

İstenen ömre karşılık gelen yük tekrarı,

$$10 \cdot 360 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 400 \cong 70 \cdot 10^7 > 10^7 \text{ Pinyonda}$$

$$10 \cdot 360 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 400 / 4,07 \cong 17,5 \cdot 10^7 > 10^7 \text{ Çarkta}$$

Dolayısıyla,

$$\| C_4 = 1,0 \text{ (Şekil E7.45)}$$

- $C_{SF}$  faktörü ;  
 $\| C_{SF} = 1,5$  (Cetvel E7.2)

Mekanizmanın pitting mukavemeti için müsaade edilen işletme gücü,

$$P_{acs} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 / C_{SF} = 0,0059 \cdot 2,15 \cdot 570 \cdot 1,0 / 1,5$$

$$\| P_{acs} = 4,82 \text{ hp}$$

dir.

2- Diş taban mukavemeti için müsaade edilen işletme gücü ;

Sınır gücü :

$$P_{at} = \frac{n_p \cdot d \cdot K_v}{126000 \cdot K_a} \cdot \frac{F}{P_d} \cdot \frac{j}{K_s \cdot K_m} \cdot \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} \text{ (Eşitlik E7/119)}$$

$$K_s = 1,0 \text{ (Eşitlik E7/92)}$$

$$K_T = 1,0 \text{ (Eşitlik E7/118)}$$

$$K_R = 1,0 \text{ (Cetvel E7.3)}$$

ve  $K_a = 1,0$  değerleri ile,

işletme gücü :

$$P_{ats} = \frac{P_{at}}{K_{SF}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \frac{j}{P_d \cdot K_{SF}} \text{ (E7/125)}$$

şeklinde yazılabilir.

$$K_1 = \frac{n_p \cdot d \cdot K_v}{126000} \text{ (Şekil E7.46 ... E7.48)} \text{ (E7/126)}$$

$$K_2 = \frac{F}{K_m} \text{ (Eşitlik E7/93 ; Şekil E7.20)}$$

$$K_3 = S_{at} \cdot K_L \text{ (Eşitlik E7/117)}$$

$K_3$  faktörü ;

Düz dişliler için : Şekil E7-36

Helisel dişliler için : Şekil E7-37

$J$  - Geometrik faktör (Şekil E7-26 ... E7-33)

$P_d$  - Diametral pitch (Eşitlik E7/115)

$K_{SF}$  - Cetvel E7-2

•  $K_1$  faktörü ;

$$\left. \begin{array}{l} d = 1,480 \text{ in.} \\ n_p = 400 \text{ d/dak.} \end{array} \right\} \parallel \underline{K_1 = 0,0043} \text{ (Şekil E7-46)}$$

•  $K_2$  faktörü ;

$$\left. \begin{array}{l} F = 2,438 \text{ in.} \end{array} \right\} \parallel \underline{K_2 = 2,0} \text{ (Şekil E7-20)}$$

•  $K_3$  faktörü ;

- Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} \text{Yük tekrarı} = 70 \cdot 10^7 > 10 \cdot 10^6 \\ \text{Sertlik} = 325 \text{ Bhn} \end{array} \right\} \parallel \underline{K_3 = 51000} \text{ (Şekil E7-37)}$$

- Çark için ,

$$\left. \begin{array}{l} \text{Yük tekrarı} = 17,5 \cdot 10^7 > 10 \cdot 10^6 \\ \text{Sertlik} = 285 \text{ Bhn} \end{array} \right\} \parallel \underline{K_3 = 46500} \text{ (Şekil E7-37)}$$

•  $J$  faktörü ;

- Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} \psi = 10^\circ \\ N_p = 15 \end{array} \right\} \parallel \underline{j = 0,435} \text{ (Şekil E7-29)}$$

$$\left. \begin{array}{l} \psi = 10^\circ \\ N_G = 61 \end{array} \right\} \parallel \underline{\text{Düzeltilme fak.} = 0,995} \text{ (Şekil E7-32)}$$

$$j = 0,435 \cdot 0,995$$

$$\parallel \underline{j = 0,433}$$

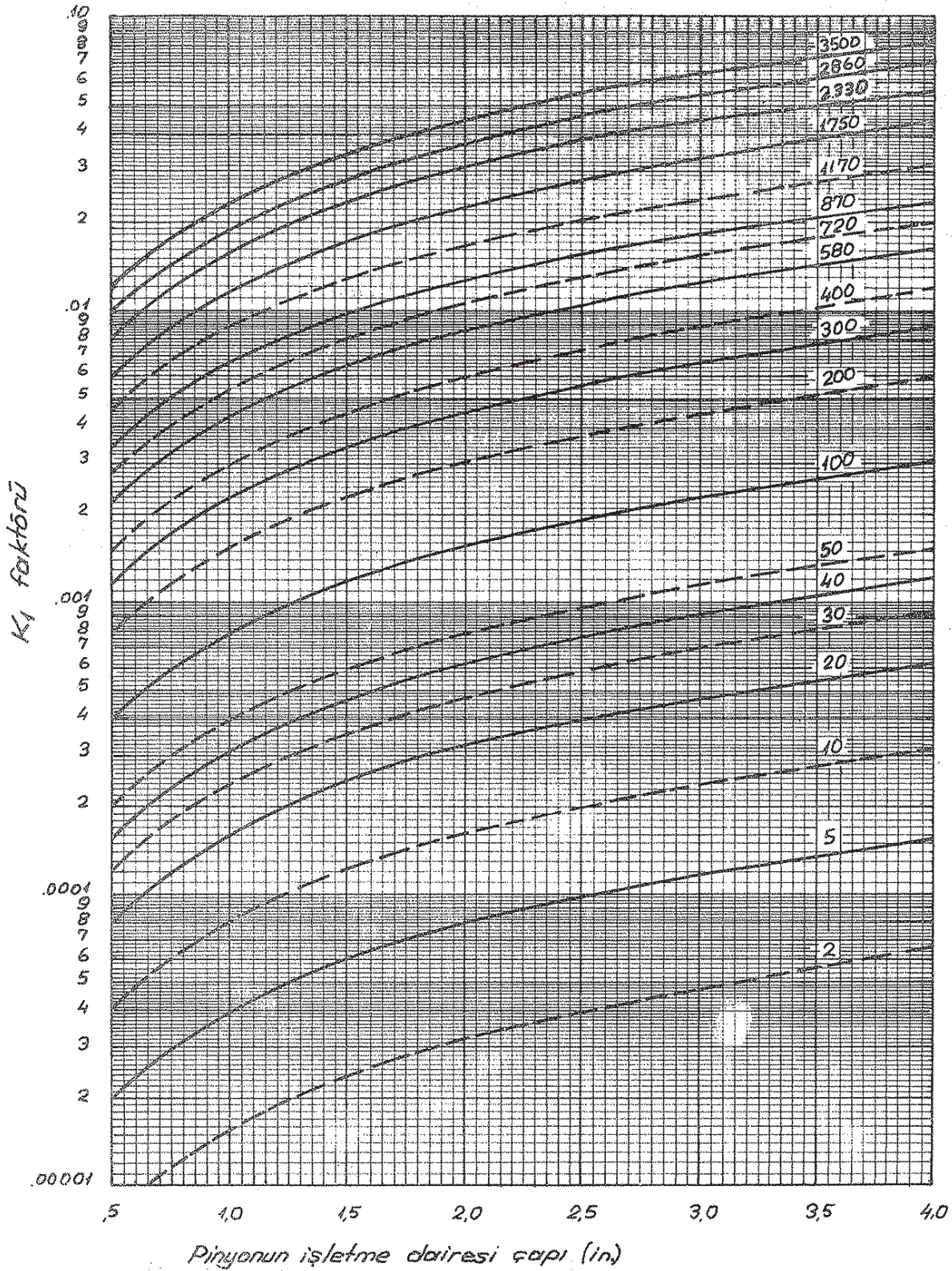
- Çark için ;

$$\left. \begin{array}{l} \psi = 10^\circ \\ N_G = 61 \end{array} \right\} \parallel \underline{j = 0,54} \text{ (Şekil E7-29)}$$

$$\left. \begin{array}{l} \psi = 10^\circ \\ N_p = 15 \end{array} \right\} \parallel \underline{\text{Düzeltilme fak.} = 0,925} \text{ (Şekil E7-32)}$$

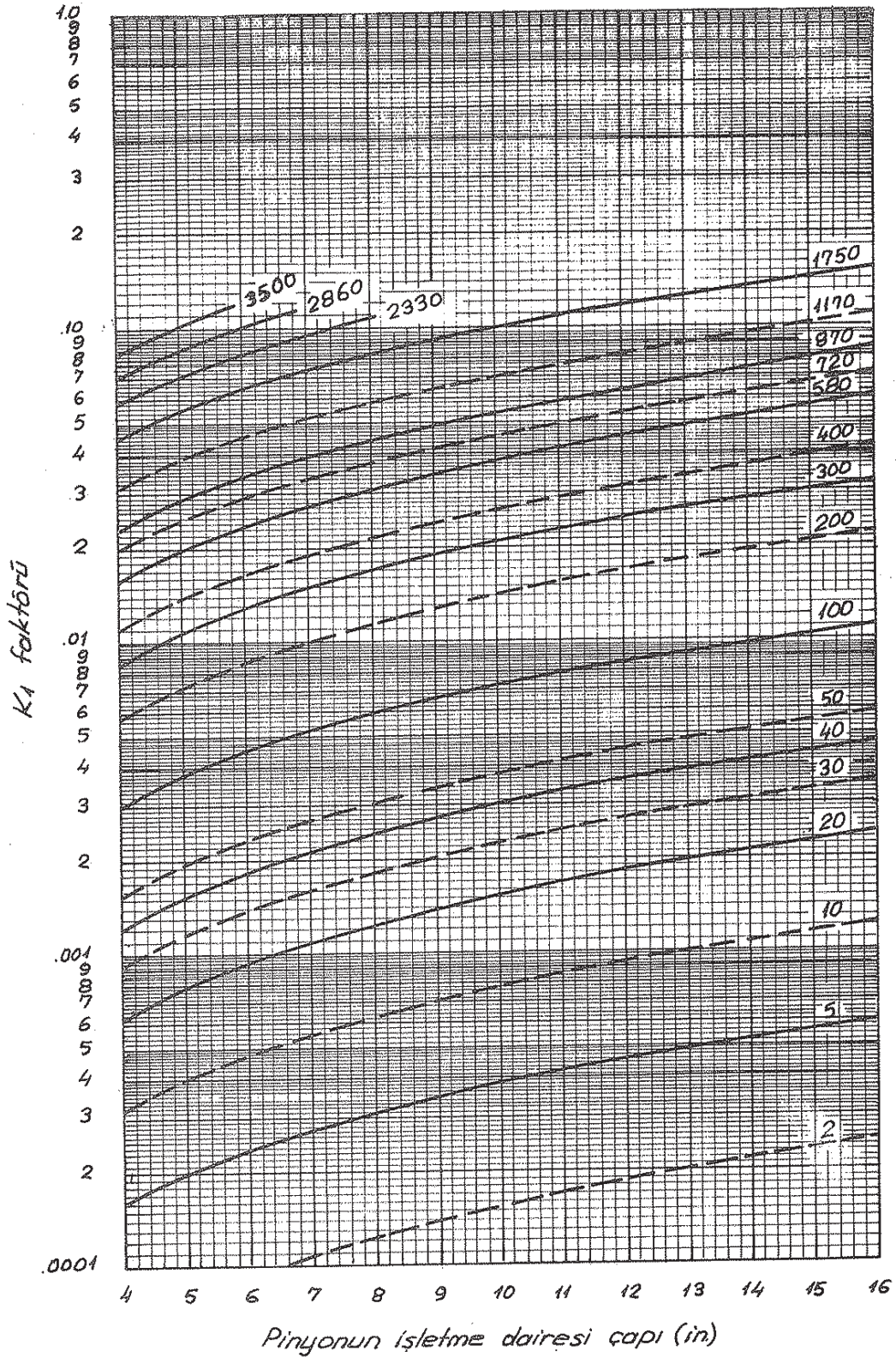
$$j = 0,54 \cdot 0,925$$

$$\parallel \underline{j = 0,500}$$



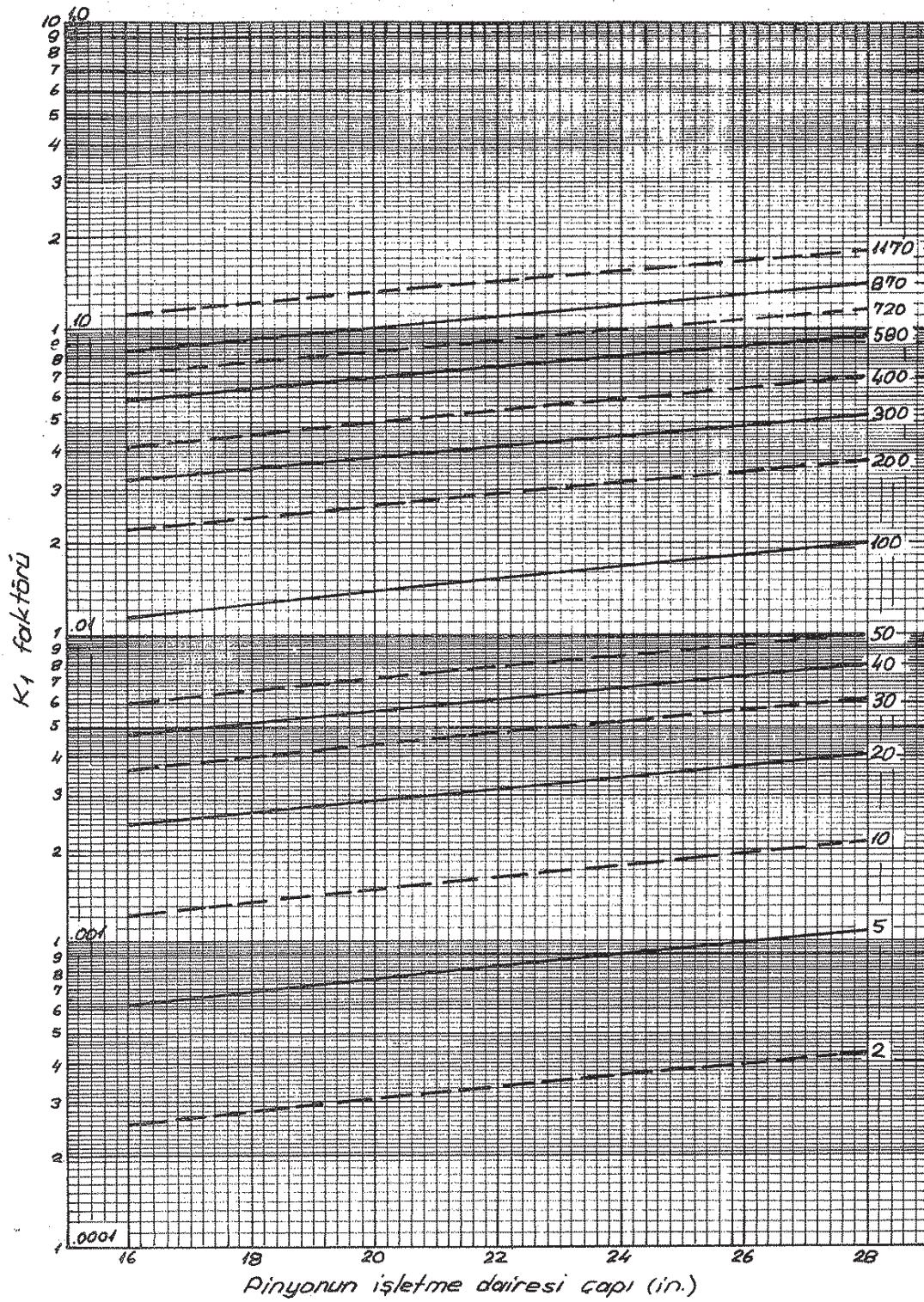
Pinyon devir sayısı  $n_p$  (dev/dak.)

Pinyonun işletme dairesi çapı (in)  
Şekil E7.46 - Pinyon ve çark için  $K_1$  faktörü  
(Helisel dişliler)



Pinyon devir sayısı  $n_p$  (dev/dak.)

Şekil E7.47- Pinyon ve çark için  $K_1$  faktörü  
(Helisel dişliler)



Pinyon devir sayısı np (dev/dak.)

Şekil E7.48 - Pinyon ve çark için K<sub>1</sub> faktörü  
(Helisel dişliler)



•  $K_{SF}$  faktörü ;

$$\| K_{SF} = 1,5 \text{ (Cetvel E7.2)}$$

işletme gücü :

Pinyon için ,

$$P_{ats} = 0,0043 \cdot 2,0 \cdot 51000 \cdot 0,433 / (10,239 \cdot 1,5)$$

$$\| P_{ats} = 12,4 \text{ hp}$$

Çark için ,

$$P_{ats} = 0,0043 \cdot 2,0 \cdot 46500 \cdot 0,5 / (10,239 \cdot 1,5)$$

$$\| P_{ats} = 13 \text{ hp}$$

Mekanizmanın dış taban mukavemeti için müsaade edilen işletme gücü

$$\| P_{ats} = 12,4 \text{ hp}$$

dir.

LİTERATÜR

- [1] G. Niemann , H. Winter  
 « Maschinen elemente » Band II , Band III  
 Springer - Verlag 1983
- [2] G. Niemann - G. Harzadin , S. Yurdakonar  
 « Makina elemanları » Cilt 1-2-3-4  
 Matbaa Teknisyenleri Koll. Şti. - İstanbul 1970
- [3] L. Ulukan , T. Özsoy  
 « Dişli çark Mekanizmaları »  
 i.T.Ü Makina Fakültesi Makina Elemanları Kürsüsü  
 İstanbul 1973
- [4] M. Akkurt  
 « Makina Elemanları » Cilt 3  
 Bursa Üniversitesi Basımevi 1980
- [5] Mustafa Sancı - Vedat Öztürk - Alaeddin Arpacı  
 « Mukavemet Problemleri »  
 Teknografik - İstanbul 1984
- [6] M. ten Bosch - H. İleri  
 « Makina Elemanları hesabı »  
 i.T.Ü Kütüphanesi Sayı : 721, 748  
 Matbaa Teknisyenleri Basımevi İstanbul - 1968
- [7] Ratip Berker  
 « Mekanik Dersleri »  
 i.T.Ü Kütüphanesi Sayı : 96  
 Marifet Basımevi İstanbul - 1959
- [8] H. Winter , K. Michaelis  
 « Untersuchungen zum Wärmehaushalt von Getrieben »  
 Antriebstechnik 20 (1981) Nr. 3 70... 74
- [9] W. Schröder , D. - O. Leimann  
 « Ermittlung der Getriebeverlustleistung »  
 Antriebstechnik 19 (1980) Nr 11 532... 535
- [10] Karl-Heinz Decker  
 « Maschinenelemente Gestaltung und Berechnung »  
 Carl Hanser Verlag München 1975 , 1982

- [11] Mustafa Akkurt - Mustafa Savcı  
« Makina Elemanları »  
İ.T.Ü Kütüphanesi sayı : 900 ve 911  
Şirketi Mürettibiye Basımevi İstanbul - 1972
- [12] Roloff / Matek  
« Maschinenelemente »  
Friedr. Vieweg Sohn 1974 ; 1983
- [13] SKF Genel Rulman Kataloğu
- [14] Alpin Kemal Dağsöz  
« Isı Geçişi Cilt 1 Isı İletimi »  
İ.T.Ü Kütüphanesi sayı : 978  
Matbaa Teknisyenleri Basımevi İstanbul 1974
- [15] Dubbel  
« Taschenbuch für den Maschinenbau »  
Springer - Verlag Berlin Heidelberg New York 1970, 1981
- [16] Alpin Kemal Dağsöz  
« Isı Geçişi - Isı Transferi- »  
Kipaş Dağıtımçılık . Baskı Kovukluoğlu Matbaası İstanbul 1984
- [17] D. - D. Leimann  
« Erhöhung der Wärmegrenzleistung bei Getrieben mit  
Luftkühlung »  
Konstruktion 31 (1979) H.11 , S. 434 - 438
- [18] Dirk - Olaf Leiman  
« Verfahren zum Berechnen der Kühlschlangen von  
wassergekühlten Getrieben »  
Maschinenmarkt 86 (1980) 53 , S. 1043 - 1046
- [19] J. Vizintin - V. Podgornik  
« Calculation of Losses and heat abduction in worm gears »  
International Symposium on Gearing Power Transmission  
S. 275 - 280 1981 - Tokyo
- [20] A.K. Thomas , W. Charchut - Mustafa Gediktaş , Mustafa Savcı  
« Dişli Çarklar »  
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı : 1315  
İ.T.Ü Matbaası Gümüşsuyu - 1985

- [21] W. Schröder, D.-O. Liemann  
 « Radiallüfter für die Getriebekühlung »  
 Antriebstechnik 19 (1980) Nr. 12 S. 598-602
- [22] Tuncer Özkan  
 « Silindirik Sonsuz vida - Çark Mekanizmaları »  
 T.T.K Eğitim Yayını No: 49  
 Yonca Matbaası. Ankara-1986
- [23] Lütfullah Ulukan  
 « Yağlama Tekniği »  
 i.T.Ü Mak. Fak. Mak. Elemanları Kursüsü  
 i.T.Ü Mak. Fak. Ofset Baskı Atölyesi İstanbul-1970
- [24] A. Schiebel  
 « Zahnräder » Band I, Band II  
 Springer - Verlag 1957
- [25] Lütfullah Ulukan  
 « Emniyet Gerilmeleri »  
 i.T.Ü Mak. Fak. Mak. Elemanları Kursüsü
- [26] H. Winter ; X. Wirth  
 « Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußdauertragfähigkeit  
 oberflächengehärteter Zahnräder »  
 Antriebstechnik 17 (1978) 37...41
- [27] H. Winter ; U. Broßmann  
 « Zur Zahnfußtragfähigkeit von Schrägstirnrädern  
 Einfluß von Fußausrundung und Schrägungswinkel »  
 VDI-Berichte 1979 Nr. 332 S. 33...36
- [28] Otto R. Lang  
 « Tatsächliche Zahnfußspannungen und zulässige  
 Beanspruchungen »  
 VDI-Berichte 1979 Nr. 332 S. 25...32
- [29] A. Cameron  
 « Die Theorie des Fressens von Zahnrädern »  
 Schmieretechnik 1967 ; 14 ; 136-139
- [30] Winter, H.; Michaelis, K.  
 « Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben »  
 Antriebstechnik. 14 (1975) 405...408 ; 461...465

- [31] Niemann, G. ; Lechner, G.  
« Die Freß - Grenzlast bei Stirnrädern aus Stahl »  
Erdöl Kohle . 20 (1967) 96 ... 106
- [32] Groß , H.  
« Bedeutung und Ermittlung von Betriebsfaktoren für  
die Auslegung von Leistungsgetrieben »  
Konstruktion . 28 (1979) 85 ... 89
- [33] Niemann, G.; Richter, W.  
« Zahnflanken - Tragfähigkeit »  
Konstruktion . 1960 ; II - 191 ... 194 ; III - 236 ... 239  
IV - 239 ... 241 ; V - 269 ... 272 ; VI - 272 ... 278 ; VII - 319 ... 321 ;  
VIII - 360 ... 364
- [34] Rettig , H. ; Plewe , H. - J.  
« Lebensdauer und Verschleißverhalten langsam  
laufender Zahnräder »  
Antriebstechnik 16 (1977) 357 ... 361
- [35] DIN 3990 Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung  
von Stirnrädern ; Dezember 1987 .  
Teil 1 : Einführung und allgemeine Einflußfaktoren ;  
Teil 2 : Berechnung der Grübchentragfähigkeit ;  
Teil 3 : Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit ;  
Teil 4 : Berechnung der Freßtragfähigkeit ;  
Teil 5 : Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten .
- [36] Darle W. Dudley  
« Handbook of Practical Gear Design »  
Mc Graw - Hill Book Company  
New York - 1984
- [37] Türk Standardları  
« TS 2556 ; 2850 ; 2162 ; 2525 »
- [38] Werner Malmberg - Turgut Tarıkâhya  
« Çeliğin tavlanması, Sertleştirilmesi ve tretmanı »  
Mak. Müh. Odası neşriyat no : 29  
Kardeş Matbaası - Ankara 1967
- [39] Makina - Takım endüstrisi A.Ş.  
« Kesici Takımlar »

- [40] Dudley / Winter  
«Zahnräder»  
Springer Verlag 1961
- [41] DIN 3962 Toleranzen für Stirnradverzahnungen  
August 1978  
Teil 1 : Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestimmungs-  
größen  
Teil 2 : Toleranzen für Flankenlinienabweichungen  
Teil 3 : Toleranzen für Teilungs Spannabweichungen
- [42] Nimet Özdoğ - Mustafa Gediktaş  
«Teknik Resim»  
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı : 913  
Dizerkonca Matbaası İstanbul - 1972
- [43] Osman Taşyüz  
«Dişli Çarklarda Kalite Kontrol Esasları»  
Mak. Müh. Odası Yayın No : 91  
Şenyuva basım sanayii Ankara - 1974
- [44] DIN 3964 November 1980  
«Achsabstandsabmaße und Achslagetoleranzen  
von Gehäusen für Stirnradgetriebe»
- [45] Lütfullah Ulukan  
«Tashihli Dişliler»  
İ.T.Ü. Mak. Fak. Mak. Elemanları Kursüsü 1970
- [46] Kurt Zirpke  
«Zahnräder»  
VEB Fachbuchverlag Leipzig 1980
- [47] Mustafa Akkurt - Malik Kent  
«Makina Elemanları»  
İ.T.Ü. M.M. Fakültesi Sayı : 106  
İ.T.Ü Matbaası Gümüşsuyu - 1975
- [48] GLOSSARY OF TERMS USED  
IN THE MANAGEMENT OF QUALITY  
EDQC GLOSSARY COMMITTEE - FIFTY  
EDITION - JUNE 1981

- [49] TGW THYSSEN GETRIEBE-UND  
KUPPLUNGSWERKE GMBH  
THYSSEN Getriebe Nr. 3-900 d
- [50] DECKER / KABUS - İsmet Benayyat  
« Güzümlü makina elemanları problemleri I, II »  
Güven Kitabevi 1974 - Ankara
- [51] Hermann Trier  
« Die Kraftübertragung durch Zahnräder »  
Springer-Verlag Berlin / Göttingen / Heidelberg 1962
- [52] Stölzle, K. ; Winter, H  
« Tragfähigkeitsberechnung von Zahnradgetrieben »  
Amerikanische und deutsche Praxis  
Antriebstechnik 10 (1971) Nr. 2 , 35...41
- [53] TAYSSSEN GETRIEBE  
« Zahnradgetriebe Auslegung und Berechnung »  
Nr. 39
- [54] AGMA 218.01 Dec. 1982  
« AGMA STANDARD For Rating  
the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur  
and Helical Involute Gear Teeth »
- [55] AGMA 420.04 Dec. 1975  
« Practice for Enclosed Speed Reducers or Increasers  
Using Spur, Helical, Herringbone and Spiral Bevel  
Gears »
- [56] FLENDER  
« Getriebe und Antriebselemente »  
Postfach 139 D-4290 Bocholt

