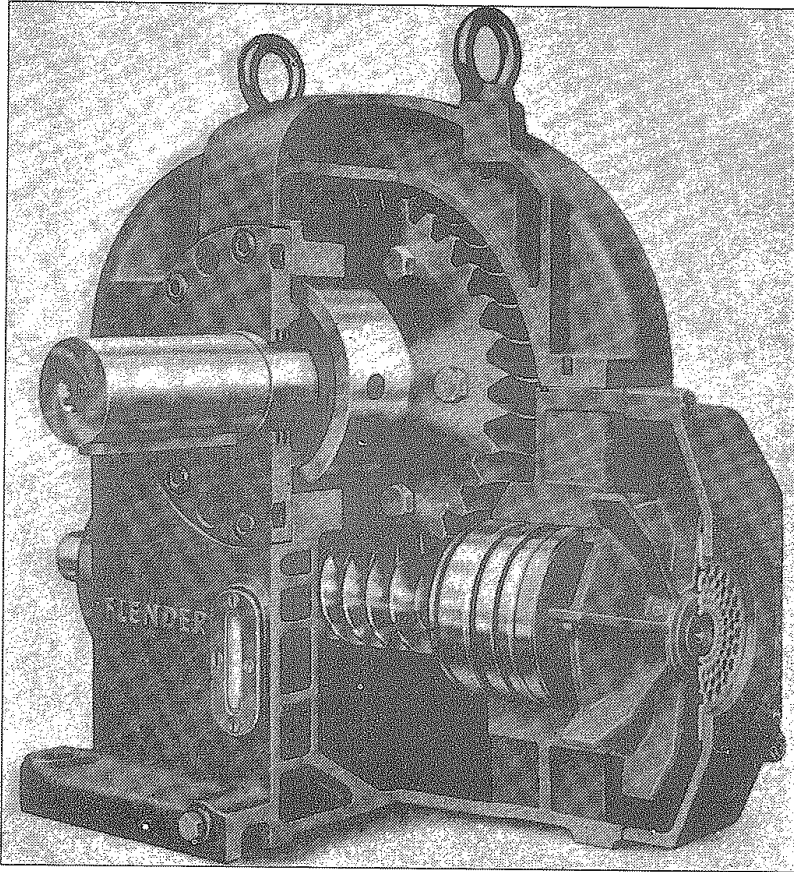




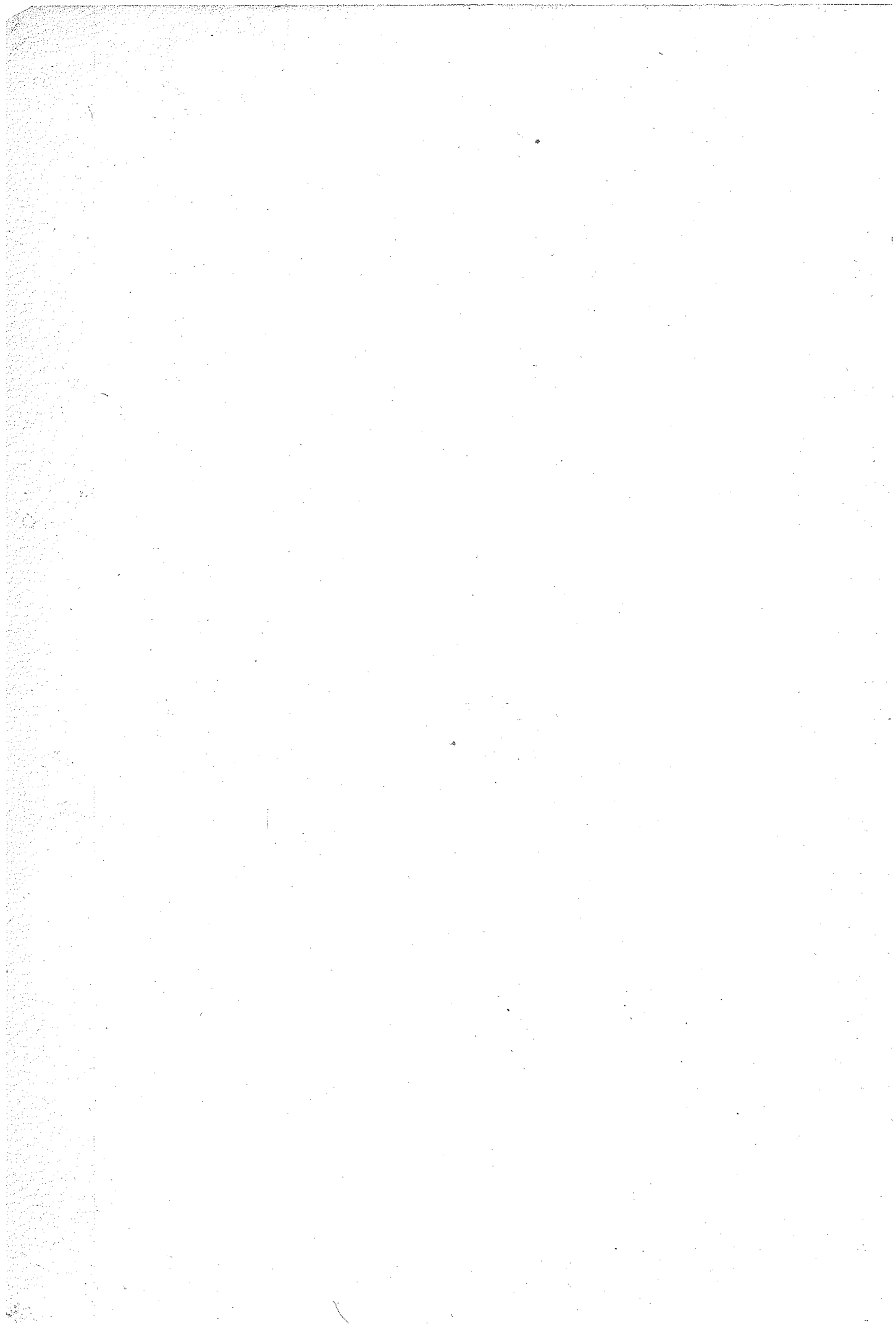
TÜRKİYE TAŞKÖMÜRÜ KURUMU
İNSANGÜCÜ - EĞİTİM ŞUBE MÜDÜRLÜĞÜ YAYINI

NO: 49

SİLİNDİRİK
SONSUZ VİDA - ÇARK MEKANİZMALARI
PROJELEME HESAPLAMA VE ŞEKİLLENDİRME



Mak. Yük. Müh.: TUNCER ÖZKAN
Merkez Atelyeleri Şb. Müdürlüğü



T.C.
DEVLET BAKANLIĞI

Sayı: 07.59.

Konu: Kitabınız üzerinde yapılan
inceleme.

Ankara

/ /198

Sn.Tuncer ÖZKAN;
Makina Yük.Mühendisi
Z.T.İ.Merkez Atölyeleri
Şube Müdürlüğü

ZONGULDAK

İncelemeye dayalı yoğun bir çalışma sonunda hazırlamış bulunduğunuz "Silindirik Sonsuz Vida-Çark Mekanizmaları Projeleme Hesaplama ve Şekillendirme" adlı eseri size katkı sağlamak amacı ile incelettirdim.

Mezkûr mekanizmanın imalatı için, temel bilgilere esas olan vida ve çark hesapları ile mukavemet hesapları, malzeme seçimi, yataklama sistemleri, yağlama ve soğutma devreleri, aksenel ve normal modüller, ortalama çevre hızları, sonsuz vida ve çark dişli sayılarının tesbiti gibi ana faktör ve prensipleri içine alan özel bir dişli mekanizması bilgilerini bir tüm olarak ve topluca ele almış olması nedeniyle teknik sahada bir eksikliği gidereceği kanaatine varılmıştır.

Eserde her hangi bir eksikliğin bulunmadığı da memnuniyetle kaydedilmiştir.

Eserin alanında büyük bir boşluğu doldurmak üzere yayınlanmasında yarar görülmektedir.

Sizi kutlar, başarılı çalışmalarınızın devamını diler sevgiler sunarım.

M.Tınaz TITİZ

Bakan

EK : 1 Kitap

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MAKİNA FAKÜLTESİ
MAKİNA ELEMANLARI KÜRSÜSÜ

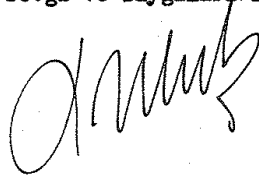
İstanbul, 11 Eylül 1985

Prof. Lütfullah Ulukan

Sayın Tuncer Özkan

Uzun bir çalışma ürünü olan kitabınızı aldım. Çok yararlanacağımı ümit ediyorum. Teşekkür ederim. Ayrıca sizi bu başarılı çalışmanız için içtenlikle kutlularım.

Sevgi ve saygılarımla



ÖNSÖZ

Önce «Merkez Atelyeleri Müdürlüğü» hakkında kısa bir bilgi vermek isterim.

Merkez atelyeleri 15.000 m²'si kapalı olmak üzere yaklaşık 30.000 m² alan üzerine kurulmuştur. Toplam kurulu gücü 2500 kW ve yıllık tüketilen enerji miktarı 2.800.000 kW.h dir. Halen, 17 si Mühendis olmak üzere 34 kadrolu personel ile 775 işçi (1984 programında ön görülen işçi sayısı 1026) çalışmaktadır. Türkiye'de yer altı ve yer üstü maden makinelerini üreten tek kuruluştur.

İşte, kısaca tanıtmaya çalıştığım Merkez Atelyeleri Müdürlüğüne 1981 yılında tayin oldum ve 1982 yılının Şubat ayında başlamış olduğum «Silindirik sonsuz vida mekanizmaları» kitabını 1985'in Haziranın da bitirdim.

Bu kitap, bir konstrüktör ve imalat mühendisi olarak edindiğim tecrübelere dayanılarak hazırlanmıştır. Önce konstrüktörün nasıl düşüneceği, şekillendireceği ve hesaplayacağı açıklanmış sonra temel bilgilerin devamı olarak mukavemet hesapları ve malzemeler hakkında geniş bilgi verilmiştir.

Yine bu kitapta, en yeni bilgilerin ve deney sonuçlarının pratik hesapta ve konstrüksiyonda mümkün olduğu kadar geniş bir şekilde kullanılmasına çalışılmıştır. Hesap örneklerinde literatür verilerek bütün gerekli bilgilerin konstrüktörün elinin altında bulunması sağlanmıştır.

Kitap içinde; 172 Şekil, 135 Cetvel ve 26 çözülmüş örnek problem vardır. Ayrıca kömür yıkama tesislerimizde (lavvar) kullanılan 55 farklı büyüklükteki sonsuz vida mekanizmalarının, en yeni hesaplama metodlarına göre çözümleri tablolar halinde verilmiştir ki, bu çözümlere göre yapılan imalatlardan da tatbikatta başarılı sonuçlar alınmıştır.

Çalışmalarım sırasında bana enerji ve cesaret veren eşim Ecz. Sevim ÖZKAN'a ve bu kitabın tamamlanmasında yardımları olan;

- Teknik ressam Rifat ŞENER'e (Kitabın el yazılarını, cetvel ve şekillerini büyük bir itina ile hazırladığı için),
- TÜRDOK'a (Temin ettiği dokümanlar için)
- Prof. Dr. Ing. H. WINTER'e (Niemann/Winter: Maschinenelemente II, 1983 kitabında konu ile ilgili görüşlerime vermiş olduğu cevapla beni aydınlattığı için)
- T.C. Tokyo-TİCARET MÜŞAVİRLİĞİ'ne (Japonyadan temin edilen literatür için)
- Müh. Kemal SARI'ya (Almanca tercümelerde yardımcı olduğu için)
- Merkez atelyeleri müdürlüğü, lavvarlar müdürlüğü, Etüd-Tesis müdürlüğü elemanlarına ve, Müh. Bırol UZUN'a, Müh. Yusuf ÇELİK'e, Müh. Rüştu ALABAŞ'a, Müh. Tanju ÜNVER'e, Müh. Gürhan BAYINDIR'a teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca, kitabın basılmasında yardımlarını esirgemeyen Z.T.İ Müessese Müdürü Vahit ÇELİKEL'e, Müessese Md. Yrd. Saim PRAVADALIOĞLU'na ve eğitim müdürlüğü elemanlarına teşekkürlerimi arz ederim.

Kitabın, meslekdaşlarıma ve konuya ilgi duyanlara faydalı olmasını dilerim.

Zonguldak
Haziran 1985

Dipl. Ing. Tuncer ÖZKAN



İÇİNDEKİLER

I- GİRİŞ

	Sayfa
Sonsuz vida - Çark mekanizmaları	1
a) Tanımlama	1
b) Özellikleri	1
c) Kullanılması	3
d) İşletme büyüklükleri	3
e) Sonsuz vida , diş profil tipleri ve imalat şekilleri	5
f) Yüklenme sınırları ve çalışma durumu	7

II- TEMEL BİLGİLER , HESAPLAMALAR

1- Taban dairesi çapı	13
2- Eksenel modül	13
3- Dişli çarkın taksimat dairesi çapı	15
4- Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı	15
5- Helis açısı	16
6- Normal modül	19
7- Çarkın minimum diş sayısı	19
8- Ortalama çevre hızları	21
9- Kayma hızı	22
10- Sürtünme katsayısı	22
11- Sürtünme açısı	23
12- Verim	24
13- Sıcaklık emniyeti S_T 'nin kontrolü	26
14- Mekanizmanın boyutları	44
15- Kuvvetler	46
16- Yataklar arası uzaklık	49
17- Yatak kuvvetleri	49
18- Sonsuz vida milinin mukavemet kontrolü	50
19- Sonsuz vida milinin deformasyon kontrolü	51
20- Yüzey emniyeti S_f 'nin kontrolü	52
21- Dışın kırılma emniyeti S_B 'ye göre kontrolü	76
22- Yük taşıma kabiliyeti hakkında kısa bilgi	79
23- Yağlama ve yağ seçimi	93
24- Sonsuz vida ve çarkı için malzeme seçimi	103
25- Eksenler arası mesafe	135
26- Dişli çarkların kaliteleri	136
27- Eksenler arası mesafe toleransları	138
28- Yan boşluk	141
29- Şekillendirme , yataklama ve montaj	151
30- İmalatın yapılması	174

III- EKLER

EK-1- ÖZET

E1.1- Semboller ve birimleri	184
E1.2- Geometrik bağıntılar (Eksenler arası açı $\Sigma = 90^\circ$ için)	186

E1.3- Kuvvetler	188
E1.4 - Kayıp güç ve verim	188
E1.5 - Ölçülerin tesbit edilmesi	192
E1.6 - Sıcaklık emniyeti S_T 'nin kontrolü	194
E1.7- Yüzey emniyeti S_H 'in kontrolü (Pitting'e karşı)	196
E1.8- Aşınma emniyeti S_w 'nin kontrolü	197
E1.9- Dışın kırılma emniyeti S_f 'in kontrolü	199
E1.10- Sonsuz vida milinin eğilme emniyeti S_g 'nin kontrolü	199
E1.11- Şekillendirme ve yataklama	200
E1.12- Toleranslar	203
E1.13- Taşıma kabiliyeti	204
E1.14- Van boşluk	204
E1.15- Malzeme	205
E1.16- Yağlama	205
EK-2- ÖRNEKLER	
E2.1- Örnek 1 (G.Niemann / H. Winter 'den)	207
E2.2- Örnek 2 (" ")	207
E2.3- Örnek 3 (" ")	210
E2.4- Örnek 4 (Vantilatör karakteristikleri)	214
E2.5- Örnek 5 (Örnek 3'ün G.Niemann metoduna göre çözümü)	228
E2.6- Örnek 6 (Kurt ZIRPKE'den)	235
E2.7- Örnek 7 (Hermann TRIER'den)	240
E2.8- Örnek 8 (Dudley / Winter'den)	242
E2.9- Örnek 9 (Roloff / Matek'den)	245
EK-3- HESAPLAMALAR	250
EK-4- TABLOLAR	
E4.1- Error fonksiyon - Gauss hata fonksiyonu-	255
E4.2- Basınç ve gerilme birimleri arasındaki bağıntılar	256
E4.3- Enerji birimleri arasındaki bağıntılar	256
E4.4- Güç birimleri arasındaki bağıntılar	257
E4.5- Form (Şekil) düzgünlüğü	257
E4.6- ISO- Geçmeleri. Birim delik için geçmeler DIN 7154	259
E4.7- ISO-Geçmeleri. Birim mil için geçmeler DIN 7155	261
E4.8- Yüzey pürüzlülüğü	263
E4.9- Viskozite çevirme cetveli.	264
E4.10- Evolvent forksiyon	265
E5-5 - TAMAMLAYICI BİLGİLER	
E5.1- Sonsuz vida mekanizmalarında yüzey taşıma kabiliyeti hesap metodlarının daki zamanla gelişmelerin bir özeti	266
E5.2- " f_z " yüzey form faktörü	267
E5.3- " Z_p " temas faktörü	267
E5.4 - Malzeme ve yağ cinsine bağlı olarak sınır güçlerinin değişimi	267
E5.5- Mekanizmanın verimi	267
EK-6- MEKANİZMA KUTULARININ RADYAL VANTİLATÖRLER İLE SOĞUTULMASI	271
EK-7- SONSUZ VIDA MEKANİZMALARINDA KALİTE KONTROL	281

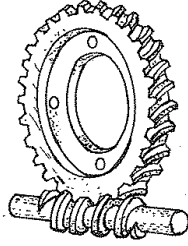
EK-8- SONSUZ VİDA MEKANİZMALARINDA ÜÇ TEL METODU İLE DİŞ KALINLIĞININ ÖLÇÜLMESİ	283
EK-9- PROF. Dr -İng. H.WİNTER'İN MEKTUBU	294
LİTERATÜR	298

I - GİRİŞ

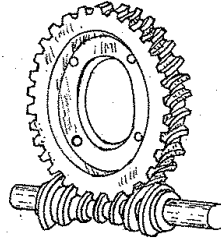
Sonsuz vida - çark mekanizmaları

a) Tanımlama

Sonsuz vida mekanizması, (Şekil I.1) birbiri ile kesişmeyen ve paralel olmayan iki mil arasında güç ve hareket ileten özel bir spiral dişli mekanizmasıdır.



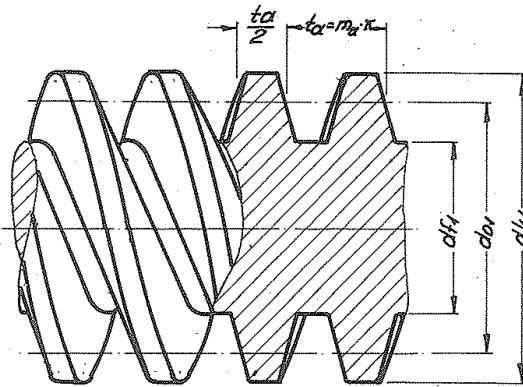
(a)



(b)

Şekil I.1

Aslında mekanizmayı oluşturan her iki dişli birer helisel dişlidir. Ancak küçük dişlinin genişliği çapa göre çok büyük olduğundan dişler helis (Şekil I.2) yani vida şeklini almışlardır. Şöyle ki; küçük dişlinin diş sayısı Z_1 , esas vidanın ağız sayısı olmaktadır. Bu nedenle küçük dişliye "Sonsuz vida" denilmektedir. Sonsuz vidanın şekline göre, sonsuz vidanın silindirik (Şekil I.1a) olduğu "silindirik sonsuz vida mekanizması" ve sonsuz vidanın çark üzerine sarıldığı (Şekil I.1b) "Globoid mekanizma" olmak üzere iki türlü mekanizma mevcuttur.



Şekil I.2

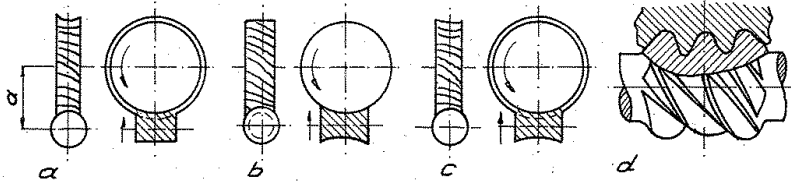
b) Özellikleri

Sonsuz vida mekanizmasının genel özellikleri şu şekilde açıklanabilir:

1°) Eksenleri birbirine α uzaklığında çapraz olması (Şekil I.3); bu durum hareket yönünün değişmesini ve bir tahrik mili ile bir kaç milin tahrik edilebilmesini sağlar (Şekil I.4) Genel olarak eksenler arası açı 90° dir.

2°) Spiral dişlilerdeki noktasal temas, çarklardan biri diğeri üzerine veya her ikisi birbiri üzerine sarılarak (Globoid mekanizma) değiştirilmiş, böylece çizgisel temas nedeni ile spiral dişli çarklara nazaran daha büyük güç iletimi imkanı elde edilmiştir. (Şekil I.3) de sonsuz vida dişli çifti tipleri görülmektedir.

Silindirik olanı en fazla kullanılır



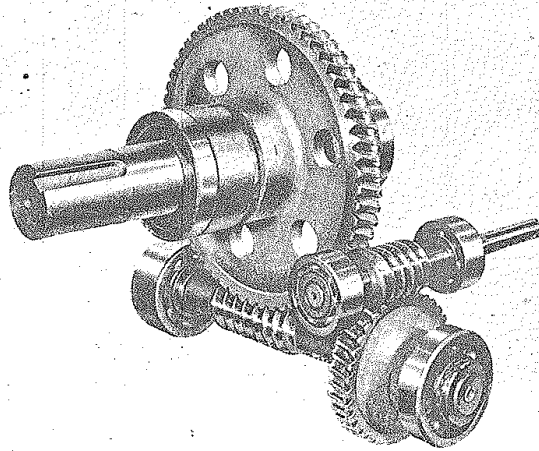
Şekil I.3- Sonsuz vida dişli çifti tipleri

a) Sonsuz vida silindirik, dişli çark globoid. b) Globoid sonsuz vida çark alın dişli c) ve d) Globoid sonsuz vida, Globoid dişli çark

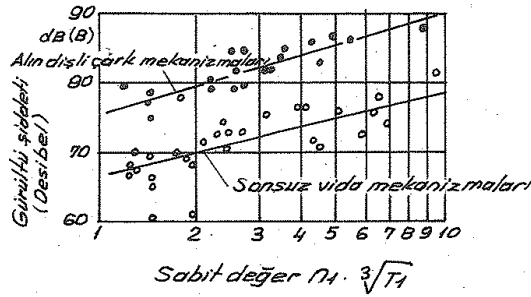
3°) Diş yüzeylerindeki kayma hareketi bir yandan gürültüsüz bir çalışmayı (en sessiz çalışan mekanizmalar) mümkün kılar (Şekil I.5), fakat diğer yandan kayıp gücü ve aşınmayı küçültmek için diş yüzeyi çiftinin düz, kaymaya uygun ve kolay alılabılır olması ve yağlama şartlarına dikkat edilmesi gibi özel tedbirler gerektirir. Bundan dolayı sonsuz vida mekanizmalarının verimi, silindirik ve konik dişlilerinkinden daha küçüktür. Silindirik dişlilerin verimi $\eta = 0,96 \dots 0,98$, konik dişlilerinki $\eta = 0,95 \dots 0,97$ olduğu halde sonsuz vida mekanizmasının verimi $\eta = 0,60 \dots 0,80$; otoblokaj (kilitlemeli) olduğu takdirde $\eta = 0,25 \dots 0,40$ arasında değişir. Bu nedenle bu mekanizmalarda çalışma sırasında yüksek çalışma sıcaklıkları, aşınma ve yenme hadiseleri meydana gelir.

4°) Çevrim oranının alanı büyüktür. Yavaşlatmada çevrim oranı $i = 1 \dots 100$ ve hızlanmada çevrim oranı $i = 1 \dots 15$ arasındadır.

5°) Alın ve konik dişli çarklara nazaran daha küçük ve hafif yapılabılırlar ve büyük çevrim oranlarında daha ucuzdurular.



Şekil I.4 - İki kademeli silindirik sonsuz vida mekanizması.



Şekil I.5- Sonsuz vida mekanizmalarında gürültü ölçüleri. [17]. T_1 - Sonsuz vidanın döndürme momentidir.

c) Kullanılması

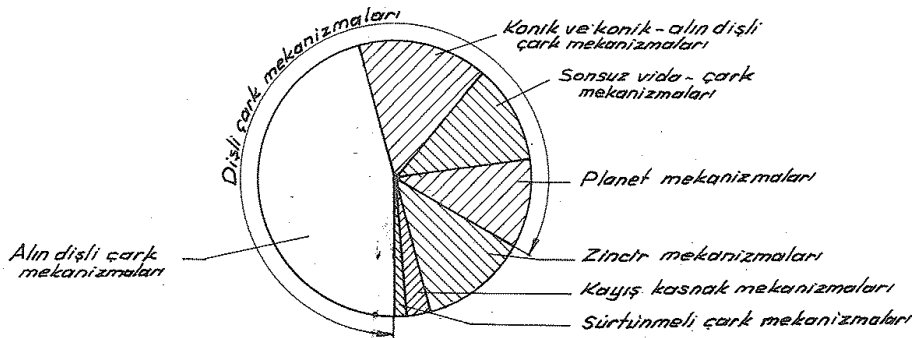
Niemann [11]'a göre, bugüne kadar ulaşılan değerler, sonsuz vida devir sayısı 40000 d/dak. ya kadar, sonsuz vidanın çevresel hızı 69 m/sn. ye kadar, dişli çark dönme momenti 70000 kg.m. ye kadar, dişli çarkın çevre kuvveti 80000 kg.a kadar, dişli çark çapı 2 m. nin üstünde, güç 1400 BG. ne kadar.

Bu mekanizmaların birbirlerinin arkasına kullanılması ve girişine (veya çıkışına) alın dişli çarklı mekanizma ilave edilmesi suretiyle daha büyük çevrim oranlarında da yüksek bir verim elde edilmesi mümkündür. Her beygir gücü başına aynı fiyat, yüksek verim ve küçük hacimli yapı tarzına ulaşabilmek için sertleştirilmiş ve taşlanmış sonsuz vida ve soğutmalı (Kutuda kaburpaçlar, vida milinde vantilatör veya su ile soğutma) mekanizmalar fazla miktarda kullanılmaktadır.

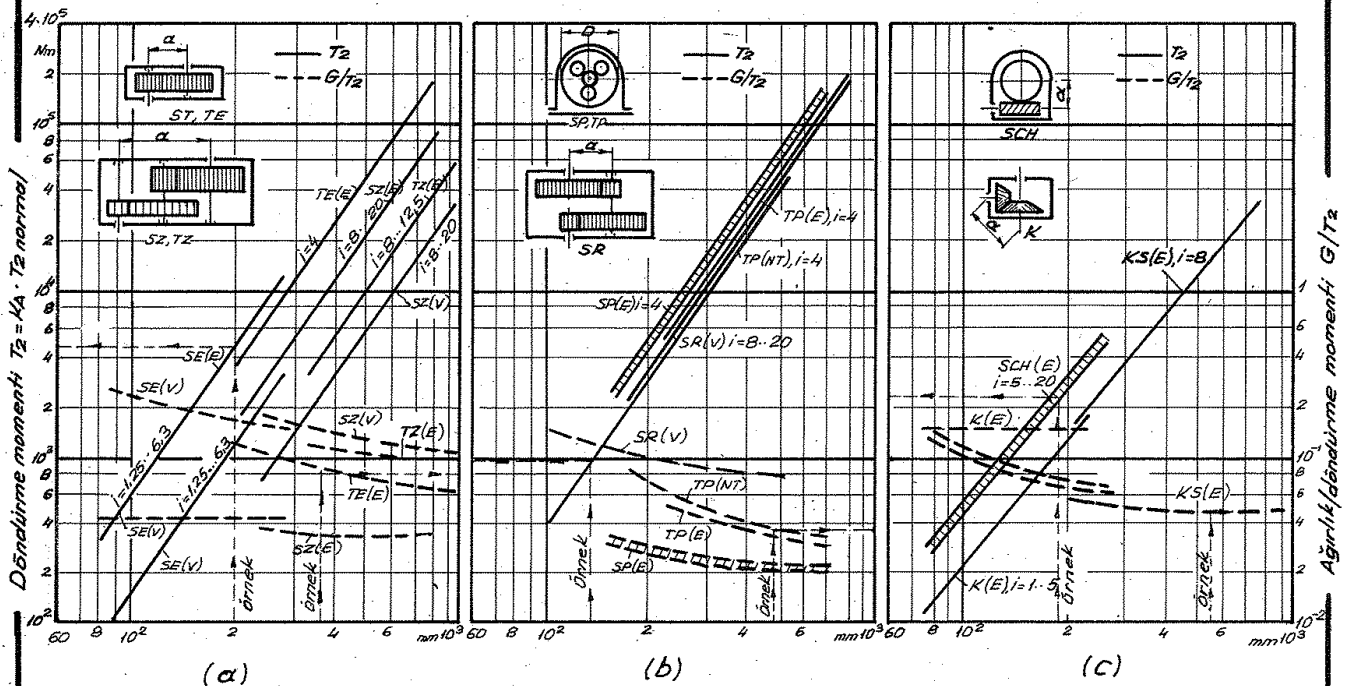
Bu gün, 1400 BG. ne kadar redüksiyon mekanizmaları için, örneğin elevatorler, asansörler, vinçler, ayrıca tekstil makineleri, gemilerin dümen mekanizmaları, döner tamburlar ve yürür ızgaralar ve ayrıca santrifüj kuvvetle çalışan makineler ve pompalar. Takım tezgahlarında radyal matkapların ve planyaların tahrikleri ve bilhassa dişli tezgahların masalarının tahrikleri için kullanılır. Motorlu vasıtaların arka akslarında, bilhassa kamyonlar ve maden ocağı lokomotiflerinde ve ayrıca motorlu vasıtaların dümenlenmesinde kullanılır.

d) İşletme büyüklükleri

Niemann/H. Winter [17] dan alınan ve sonsuz vida-çark mekanizmalarının diğer mekanizma tipleri ile mukayesesini daha iyi yapabilmek için; Şekil I.6 da üretilen mekanizmalar içinde sonsuz vida mekanizmasının yeri Cetvel I.1 de, diğer mekanizmalar ile mukayesesini ve Şekil I.7 de de işletme değerleri bakımından diğer mekanizma tipleri ile olan mukayesesini verilmiştir.



Şekil I.6- Sabit çevrim oranları için, VDMA-İstatistik 1977 ye göre üretilen mekanizmaların dağılımı



Toplam - Eksenler arası mesafesi α . Dış güneş dişlisinin çapı D
(Planet mekanizmalar)

Şekil I.7- Mekanizmaların karşılaştırılması. Dişli çark mekanizmalarında, yavaş dönen milin taşıyabileceği döndürme momenti T_2 ve ağırlık /moment G/T_2 . Dişli çark : (E) semantasyon ile, (NT) gaz nitrürasyon ile sertleştirilmiş, (V) ıslah edilmiş. İşletme süresi > 16 saat/Gün, devreje sokma süresi 100% yani sürekli işletme, çevre sıcaklığı 20°C , n_1 milin yüksek devir sayısı

- (a) Alın dişli çark mekanizması. Tahrik eden ve edilen (Normal-konstrüksiyon) karşılıklı. SE sanayi mekanizmaları - tek kademeli; SZ - iki kademeli (Devir sayısı $n_1 = 750 \dots 1500 \text{ d/d}$); TE Yüksek devirli (Türbo) mekanizma - tek kademeli, TZ - iki kademeli ($n_1 \dots 10000 \text{ d/d}$)
- (b) Alın dişli çark mekanizması. Tahrik eden ve edilen iç içe. SR sanayi alın dişli çark mekanizması - iki kademeli, SP sanayi plânet mekanizması - tek kademeli (Devir sayısı $n_1 = 500 \dots 1500 \text{ d/d}$) TP yüksek devirli (Türbo) plânet mekanizması - tek kademeli ($n_1 \dots 10000 \text{ d/d}$)
- (c) Tahrik eden ve edilen yan yana dik duran mekanizmalar. SCH sonsuz vida mekanizması, K konik dişli mekanizması, KS konik - alın dişli çark mekanizması (Devir sayısı $n_1 = 750 \dots 1500 \text{ d/d}$) konik dişli çark mekanizmasında α = Eksenler arası mesafe, eş değer alın dişli çark mekanizmasındaki eksenler arası mesafedir.

Mekanizmanın tipi	max Güç kW		Çevrim Oranı		max. Çevresel hız m/sn.		max. devir sayısı d/dak.	Toplam verim %'den		Yapı Hacmi/Güç dm ³ /kW	Ağırlık/güç kg/kW	
	Normal	Son değer	Normal	Son değer	Normal	S. Değer		ye kadar	ye kadar			
Zarıyeli mekanizmalar	Alın dişli çark mekanizması	3000	65000	1...800 ^{a,b}	1000	50	210	150000	93 ^c	99 ^c	0,6...0,2	1,8...0,4
	Planet mekanizmaları	2000	35000	3...13 ^d	3...35 ^e	50	100	100000	98	99	0,4...0,15	1,0...0,2
	Konik dişli çark mekanizması	500	4000	1...5 ^a	8 ^a	40	130	50000	97	98	0,7...0,4	2,5...0,6
	Hypoid mekanizmalar	300	500 ^f	4...8 ^a	1...50 ^a	30	50	20000	50 ^h	90 ^h	0,8...0,5	3,0...0,7
			1000 ⁱ						85 ⁱ	96 ⁱ		
	Konik-Alın dişli çark meka.	500	3000	5...700 ^k	800 ^h	Konik dişli çark ve alın dişli çark meka.			0,7...0,3			2,0...0,5
	Sonsuz vida çark meka.	120	1000	5...50 ^l	1...300 ^l	25	70	40000	50...96 ^m	20...97 ^m	0,5...0,2	4,5...0,2
Sonsuz vida-Alın dişli çark me.	100P	250 ^p	(40...280 ^b)	>1000 ^b	Sonsuz vida ve alın dişli çark meka.			0,6...0,3			10...4,0	
Alın dişli-Spiral dişli çark me.	B	80	1...5	100	20	50	20000	50	95	2,5...0,1	3,0...1,5	
Zincir mekanizmaları	200	4000	1...6	10	10	40	10000	97	98	2,0...0,5	10...6	
Düz kayış-kasnak meka.	150	3600	1...5	20	60	120	200000	96	98	4,0...0,5	6,0...1,5	
V-kayış-kasnak meka.	100	4000	1...8	15	25 ^t	40 ^t	8000	92	94	3,0...0,4	5,0...1,0	
Dişli kayış-kasnak meka.	100	400 ^s	1...8	12	40	70	30000	96	98	1,0...0,25	4,0...1,0	
Sürtünmeli çark meka.	(25)/10 ^r	200	1...6	(10)/18 ^r	25	50	10000	90	98	20...3,0	30...8,0	

Cetvel I.1 - Sabit çevrim oranında çeşitli mekanizma tiplerinin işletme değerleri

a- Tek kademeli	h- Büyük çevrim oranları için	motoru (Hava soğutmasız)
b- Kademe sayısına göre	j- Küçük çevrim oranları için	q- Kademeye göre, tam yük-
c- Normal yağlamada 98...99% büyük ve yavaş çalışan çarklarda 93...95%	k- 3 kademeli alın dişli çarklar	te, yarım yükte bazende az yükte
d- Basit plönet mekanizmaları, tek kademeli	l- Yavaşlötmede; hızlandırma da çevrim oranı 5...15	r- (Çelik-Çelik)/Çelik-yumuşak malzeme
e- Plönet mekanizmaları	m- ? Çevrim oranı arttıkça düşer	s- Kayış genişliği sınırlı
Çift plönetli, tek kademeli	n- Şekil I.7 a...c bak.	t- Normal V- kayışı (Dar V- kayışı + 20%)
f- Makina imalatı	o- 18000, Radio teleskop	
g- Turbinlerde, uçaklarda	i= 2,2 · 10 ⁶	
	p- Genellikle mekanizma	

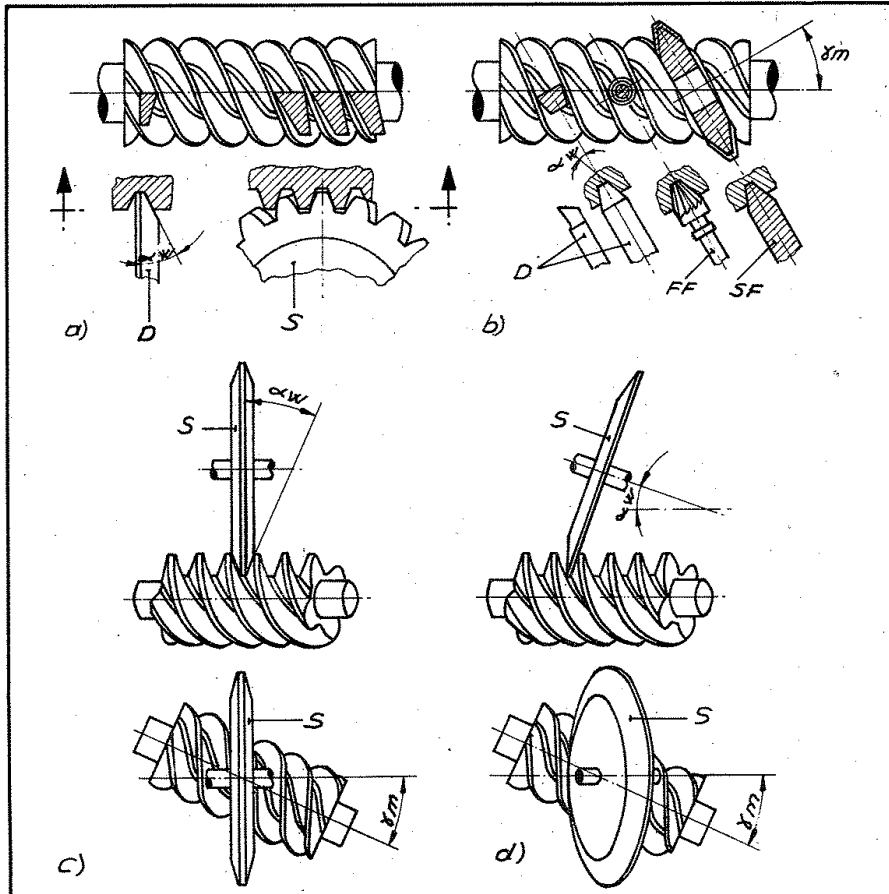
e) Sonsuz vida diş profil tipleri ve imalat şekilleri

Sonsuz vida, imalat şekline bağlı diş profiline göre 4 tip olabilirler. DIN 3975'e göre bu profil tipleri Şekil I.8 de gösterilmiştir. Kısaca bu profil tiplerini görelim.

1°-) A- Sonsuz vidası (A-profil): Eksen düzleminden geçen kesitte profil trapezdur. İmali; tornada, ucu yarı trapez şeklinde olan ve sonsuz vida eksenini doğrultusunda hareket ettirilen bir torna kalemi ile açılır (Şekil I.9-a)

Profilin tipi	Şekil	Düşünceler
a) A profili A sonsuz vidası	Düz profil A-A Kesiti Yuvarlanma doğrusu Takım ucu	Eksenel A-A kesitinde trapez, enine kesitte ise Archimedes spirali şeklindedir.
b) N profili N sonsuz vidası	Düz profil N-N Normal kesit Yuvarlanma doğrusu Takım ucu	Normal kesitte profiller trapez, eksenel kesitte hafif kavislidir.
c) K profili K sonsuz vidası	Dış bükümlü N-N Normal kesit Yuvarlanma doğrusu	Profil, normal kesitte dış bükümlü, eksenel kesitte iç bükümlüdür.
d) E profili E sonsuz vidası	Dış bükümlü N-N Normal kesit Yuvarlanma doğrusu	Profil, N-N normal kesitinde dış bükümlü, eksenel kesitte hiperbole benzer tarzda ve alın kesitte evolventtir.

Şekil I-B

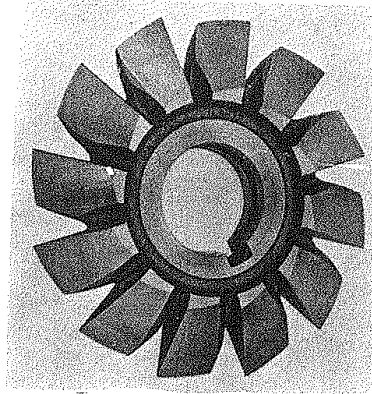


Şekil I-9-a) A sonsuz vida dişlisi; D Torna kalemi; S Kesici çark
 b) N-Sonsuz vida dişlisi; FF Parmak frezesi; SF Diks freze
 c) K-Sonsuz vida dişlisi; S Taş
 d) E-Sonsuz vida dişlisi.

2°) N- Sonsuz vidası (N-profil): Ucu trapez şeklinde olan ve sonsuz vida eksenine eğik olarak uygulanan (Şekil I.9-b) torna kalemı (D), parmak frezesi (FF) veya disk freze (SF) ile açılır. Normal kesitte profiller trapez eksenel kesitte hafif kavislidir. Disk frezeye ait bir resim Şekil I.10 da verilmiştir.

3°) K- Sonsuz vidası (K-profil): K- profilini açmak için orta kesiti trapez olan disk freze veya taş (S) kullanılır. (Şekil I.9c)

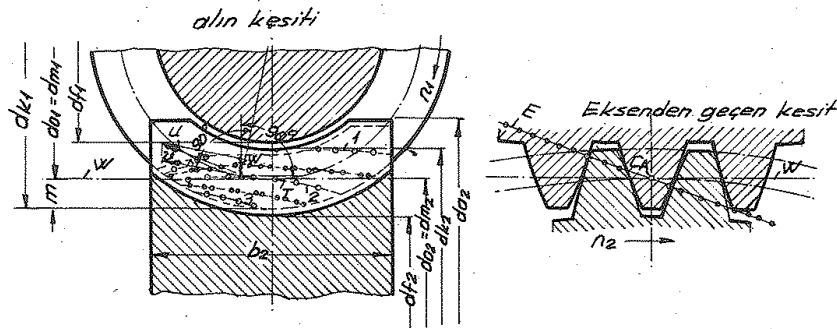
4°) E- Sonsuz vidası (E-profil): Sonsuz vida helis açısı $\beta_{01} = 87^\circ$ den 45° ye kadar değişen evolvent profilli helisel bir alın dişli ise buna E tipi sonsuz vida denir. Maag veya azdırma metoduyla kramayer bıçağı yuvarlanarak imal edilir. Diş yüzeyleri düz profilli taş ile alın dişlilerdeki gibi taşlanabilir. (Şekil I.9d) Çark, bıçak şekline sokulmuş sonsuz vidanın eşi freze ile imal edilir.



Şekil I.10 - Disk freze

f) Yüklenme sınırları ve çalışma durumu

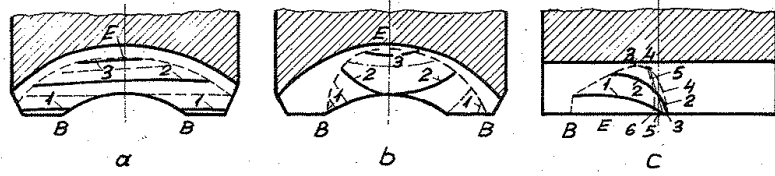
f₁) Temas çizgisinin şekli ve çalışma şekilleri



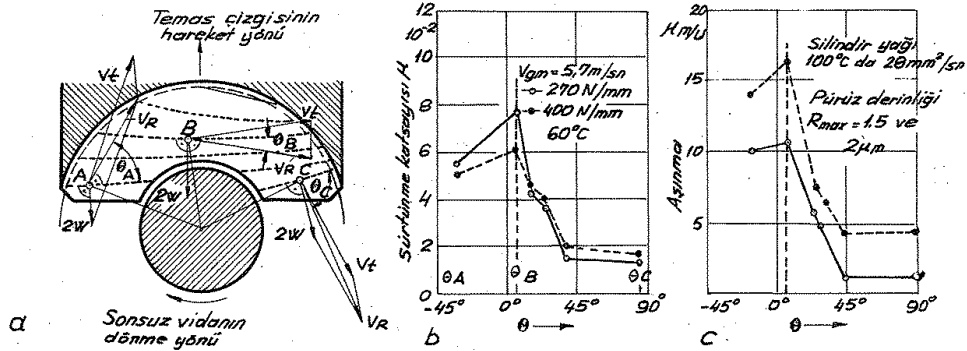
Şekil I.11- E- sonsuz vida mekanizmasının dişli çifti ve diş yüzeylerinin temas çizgileri. E, eksen kesitindeki kavrama eğrisi; W, yuvarlanma doğrusu, 1, 2, 3, ... sonsuz vida yüzeylerinde temas çizgileri

Şekil I.11'e göre genellikle aynı anda 2 veya 3 diş kavrama halindedir ve burada 1 dişin kavrama başlangıcından sonuna kadar temas çizgisi (B-çizgisi) diş yüzeyleri üzerinde 1, 2, 3, ... sırasını takip eder (Şekil I.12). Burada (B-çizgisinin bir noktası için) v_t çevresel hızı (v_g kayma hızının şekil düzlemindeki iz düşümü) ve $2w$ yuvarlanma hızının bileşeninin ($w = B$ - çizgilerinin gerileme hızı) B -çizgisine dik olduğu yerde yağlama basıncı teşekkülü (Hidrodinamik yük taşıma kabiliyeti) relâtif olarak büyük ve kayıp güç relâtif olarak küçüktür. B - çizgisi ile bileşkenin (v_p) aynı yönde olduğu yerde yağ basıncı sıfırdır ve yalnızca

sürtünme işi hasil olur (Şekil I.13). B- çizgileri birbirlerine çok yakın olursa dış yüzeyi kavis yarıçapının bileşkesi (normal kesitte ki B- çizgisi) küçük yarı yuvarlanma basıncı büyük olur. Pitting teşekkülü ilk burada meydana gelir.



Sekil I.12 - Çarkın radyal düzleminde, temas çizgileri ve kavrama bölgesi 1, 2, 3... temas çizgileri. B kavrama başlangıcı, E kavrama sonu
a) E- Sonsuz vidası, b) H- Sonsuz vidası, c) Globoid sonsuz vida- alın dişli çark. [17]

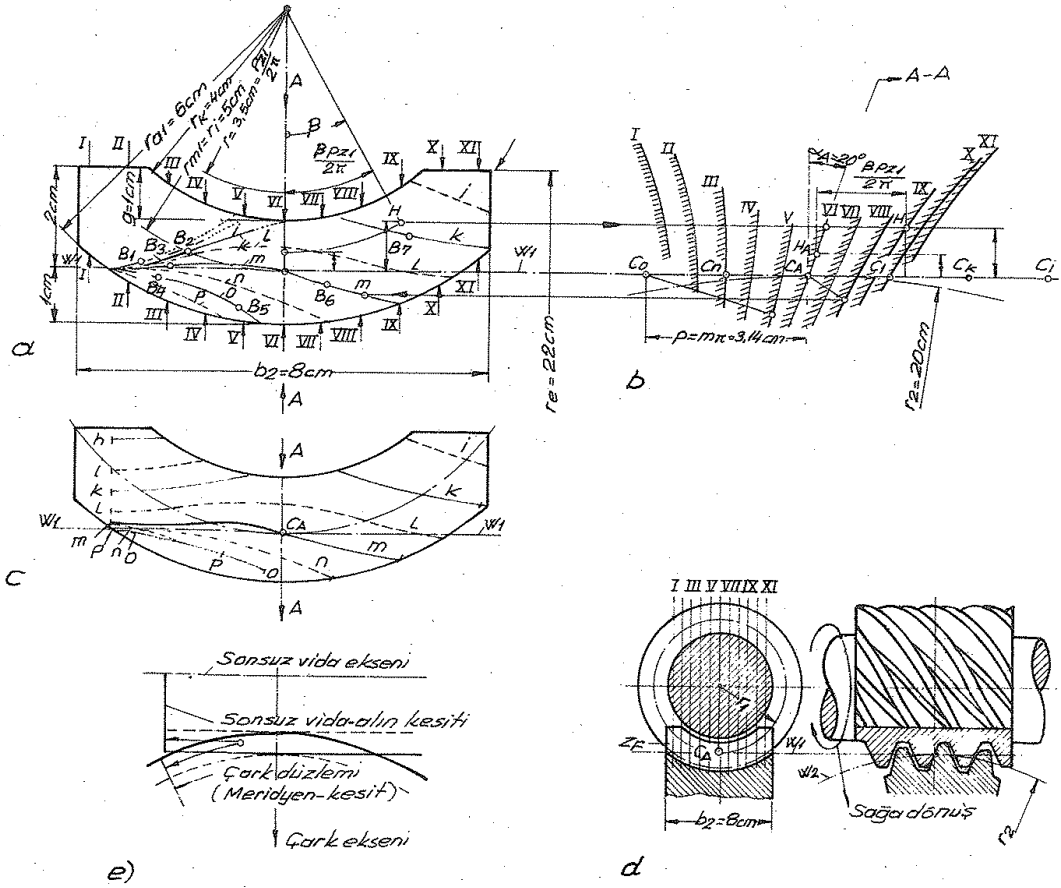


Çalışma durumuna gelince, W yuvarlanma doğrusu dişin ortasından geçen A, N, E ve K tipi sonsuz vidalar (Şekil I.11) aynı kalitede iseler, bunlar yüzey basınçları, hidrodinamik yağ basıncı teşekkülü ve güç kaybı bakımından çok az fark ederler. Bu bakımdan E-sonsuz vidanın hesap sonuçları diğerleri içinde kullanılabilir.

f₂) Temas çizgisinin tesbit edilmesi [17]

Silindirik sonsuz vida ve buna ait çark, eksenden geçen A kesitinde bir kremayer-alın dişli çiftini gösterdiğinden (Şekil I.14) burada çarkın dış şekli ve sonsuz vidanın verilen yuvarlanma dairesindeki A profilinden dişli kavrama eğrisi çizilebilir.

Eksenden geçen A kesitine paralel bir P kesitinde de sonsuz vida ve çark aynı şekilde bir kremayer-alın dişli çifti arzader, fakat A kesitine nazaran diş profilleri farklıdır. Bu dış şekli de tekabül eden P paralel kesitindeki P diş profili ile tesbit edilmiştir.



Şekil I.14- B-çizgilerinin çizim ile elde edilmesi [17]. Örnek: Eksenel kesitte trapez profilli sağ ağızlı sonsuz vida; yuvarlanma eksenine mesafe $r_1 = 5\text{cm}$, modül $m = 1\text{cm}$, ağız adımı (helis adımı) $p_{z1} = 22\text{cm}$, $Z_1 = 7$, $x_2 = 0$ (yani $r_1 = r_{m1}$). a) Sonsuz vidanın alın kesiti: İden XI' 'e kadar olan oklar paralel kesit düzleminin yerini verirler. b) İden XI' 'e kadar olan paralel kesitlerdeki sonsuz vida yüzeylerinin profilleri. c) Çark düzlemi. d) Sonsuz vida-çark mekanizmasının alın kesiti (solda) ve aksenal kesiti (sağda). e) Şekil düzlemi

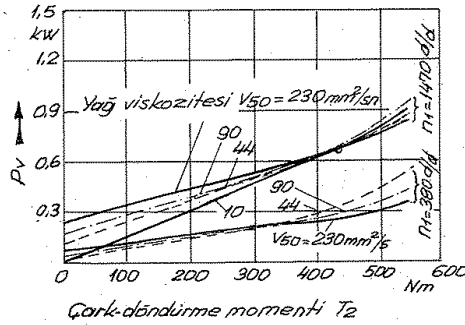
1°) Paralel kesit P'deki dış profili (Şekil I.14): Sağ ağızlı bir sonsuz vidanın ekseninden geçen kesitteki A-profilini (Şekil I.14b) düşeyle sağa doğru 20° lik açı yapan bir doğrudur ve VI ile gösterilmiştir. Bu A-profilinden nokta nokta P-profilini tesbit edilir. Örneğin P-profilini IX'un H noktası aransın. Burada H'nin Şekil I.14-a'da P-düzlemi IX'da olduğu kabul edilmiştir. Önce O_1 merkez olmak üzere HH_A yayı A-düzlemi, VI'ya kadar çizilir ve H_A dan sağa doğru yatay bir doğru çizilerek Şekil I.14-b'de VI profili üzerinde H_A noktası bulunur. P-profilini IX'un aranan H noktası Şekil I.14-a'daki H'den sağa doğru çizilen yatay doğru üzerinde ve H_A dan $\beta \cdot p_{z1} / 2\pi$ uzaklığındadır. $\beta \cdot p_{z1} / 2\pi$, H ve H_A (Şekil I.14-a) arasında ($r = p_{z1} / 2\pi = 3,5\text{cm}$) bulunan daire yayı uzunluğudur. Aynı şekilde P-profilini I ile XI noktaları tesbit edilerek Şekil I.14-b'ye taşınır.

2°) Çark ve sonsuz vidada ki temas çizgisi (B-çizgisi): Kremayer dişlinin W_1 yuvarlanma doğrusu Şekil I.14-d'de C_A yuvarlanma noktasından geçen yatay doğrudur. Bu yatay doğruya C_A daki dik, çark merkezinden geçer. A-profilini

yuvarlanma noktasından geçecek şekilde çizilir. I den XI'e kadar olan profillerin hangi noktasının aynı zamanda kavrama halinde olduğunu bulmak için CA dan profillere dik inilir ve bu diklerin ayak noktaları profillerin aynı anda temas halinde olan noktalarıdır. VIII profili için dik çizgi gösterilmiştir. (Şekil I.14-b). Bu dik çizgi noktaları Şekil I.14-a daki alın kesitindeki I den XI'e kadar olan P- düzlemine taşınırsa B- çizgisi m elde edilir.

Sonsuz vida saat dönü yönünde belli bir açı kadar döndürülürse, profil belli bir miktarda eksen yönünde sağa doğru kayar. Tekrar CA dan profile dikler inilir ve dik ayakları P- düzlemlerine (Şekil I.14-a) taşınırsa diğer bir B- çizgisi elde edilir. Metodu basitleştirmek için P- profili çizilmiş şekilde bırakılır ve bunun yerine CA yuvarlanma noktası sola kaydırılır. Örneğin Co'a kaydırılır ve profile bu noktalardan dikler inilir (Şekilde Co dan V profiline dik gösterilmiştir). Tesbit edilen P- profilinin diklerinin ayak noktaları sola P düzlemine nakledilir ve B- çizgisi "o" elde edilir. Yuvarlanma noktasının CA dan Co'a kayması ile diş adımı p seçilir ve böylece B- çizgisi "o" daha sonraki sonsuz vida dişi üzerinde bulunur. Daha öncekinden 1/2 p uzaklıkta bulunan Ci den Co'a kadar olan noktaların taşınması ile diğer bütün B- çizgileri (Örneğin h, k, m, o veya i, L, n, p) bulunur.

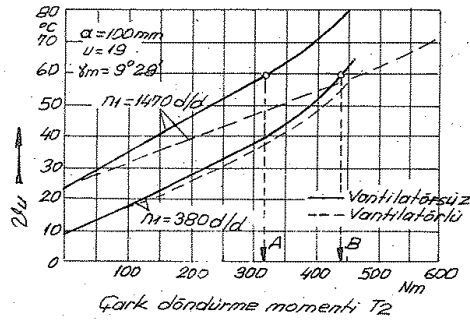
f3) Kayıp güç ve verim



Şekil I-15 - Şekil E1-4.1 deki denemelere göre bir sonsuz vida mekanizmasında; 50°C'deki madeni yağ viskozitesinin (V50) toplam kayıp güç Pv üzerindeki etkisi [17]

Şekil I-15'e göre madeni yağ ile yağlanan bir sonsuz vida mekanizmasında Pv kayıp gücü, Pvo yuksüz çalışma kayıp gücünden başlayarak, T2 momenti ile ilkin linear olarak artar sonra belirli bir dönme momentinde eğri gittikçe dikleşir. Bu eğrilere O noktasından bir OT teğeti çizilerek, bu teğetin eğrilere temas ettiği noktadaki T2 momenti ve toplam kayıp güç Pv bulunabilir. Pv kayıp gücüne tekabül eden toplam verimde $\eta_g = (P_i - P_v) / P_i$ ifadesi ile hesaplanabilir. Tesbit edilen moment değeri aşılsa bazı hasarlar meydana gelir (Isınma, aşınma gibi.)

f4) Sıcaklık sınırı



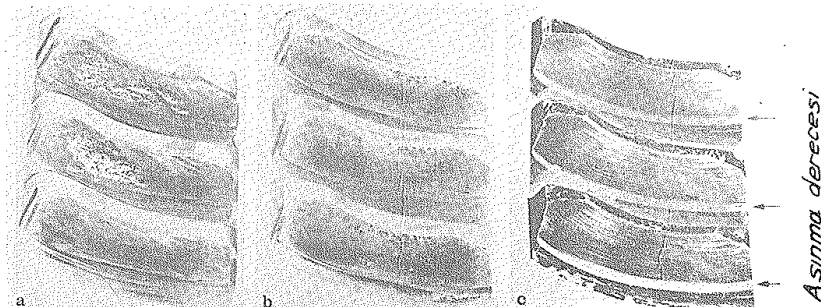
Şekil I.16 - Bir sonsuz vida mekanizmasında, mekanizma kutusunun cidar sıcaklığı U_u . Vantilatörsüz ve $U_u = 60^\circ\text{C}$ da sıcaklık sınır momenti: 1470 d/d da A noktası, 380 d/d da B noktası

Pv eğrilerindekine benzer tarzda Şekil I.16 da mekanizmanın sürekli çalışabileceği U_u sıcaklık dereceleri T_2 momenti üzerine taşınmıştır. Bu eğrileri çizebilmek için devir sayısı ve dönme momenti sabit tutularak mekanizma ile çevre arasında ısı dengesinin meydana gelmesi beklenir. Bu durumda mekanizmanın çevreye göre sabit sıcaklık farkı U_u ölçülür (mekanizma kutusunun dış yüzeyindeki sıcaklıkla çevre sıcaklığı arasındaki fark). Buna göre eğer bir mekanizmanın musade edilen sürekli U_u sıcaklık farkı (veya U_L yağ karterinde) önceden tesbit edilirse bu mekanizmanın her devirdeki sıcaklık sınır gücü elde edilebilir. Yine Şekil I.16 da, bir sonsuz vida mekanizmasının sonsuz vida mili üzerinde vantilatörlü ve vantilatörsüz işletme şartlarındaki U_u sıcaklık dereceleri gösterilmiştir.

U_u ve U_L sıcaklık farkları zamanla arttığından ve ısı dengesi (sürekli sıcaklık farkı) bir kaç saat sonra tesis ettiğinden (Şekil E1.6.1) kısa ve aralıklı işletmelerde sıcaklık sınır gücü sürekli sıcaklık sınır gücünden daha fazla olabilir (elektrik motorlarında olduğu gibi). Yağın içerisine ilave edilen bir soğutma serpantini konursa sıcaklık sınır gücü dahada artırılabilir.

Sonsuz vida mekanizmasının ısı tutma kapasitesi önce, mekanizmanın büyüklüğü, doldurulan yağ ve sonra dişli kutusunun soğutma gücü (birim zamanda verilen ısı) ile ilgilidir.

f5) Dişli yüzeyinin yuvarlanma mukavemeti



Şekil I.17 - 1500 saat çalışma sonunda bronz (GZ-CuSn12Ni) dan yapılmış çarkın dış yüzeylerinde meydana gelen pitting ve kayma aşınması [17]. a) Sentetik yağ S2; b) EP- madeni yağ L4; c) Safi aşınma (dişdibi seviyesinde). Yağ özellikleri Cetvel E1.8.1 dip notu e ve f'dir.

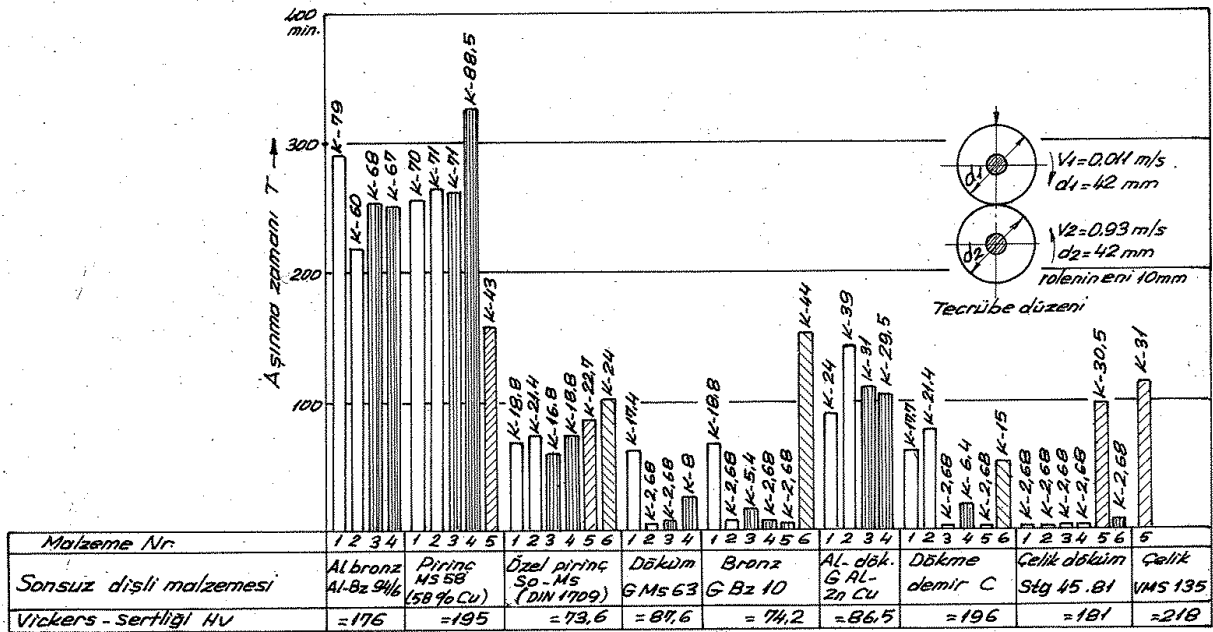
Eğer kayma aşınması ön planda değilse, çark dişlilerinin yan yüzeylerinde, alın dişlilerinde olduğu gibi, yuvarlanma mukavemeti yani ρ HERTZ basıncının aşılması ile az sert yüzeylerde (diş yüzeyinde) Pitting meydana gelir (Şekil I.17).

Yuvarlanma mukavemeti malzemenin sertliği ile artar, yalnız bu sertliğin malzemenin yapısını bozmaması şarttır. Malzeme yapısı ince ve homojen olmalı, kaba kristal sınırlarının kerketik etkileri olmamalıdır.

f6) Dişli yüzeyinin aşınma mukavemeti ve aşınma (yenme)

Yüzey çiftleri, üst yüzey kalitesi ve yağlama ile yüklenme ve çevre hızı 0 şeklinde birbirlerine uymalıdır ki, her durumda aşınma azami aşınmanın altında bulunmalıdır. Kayma aşınma sına ait bir örnek Şekil I.17 de gösterilmiştir.

Kayma aşınmasında mümkün olduğu kadar sıvılı sürtünme hedef tutulmalıdır. (aşınmasız). Bunun için pürüzsüz, kaymaya ve yataklanmaya uygun bir yatak malzemesinden yapılmış bir taşıma yüzeyi ile pürüzsüz ve sert kayma yüzeyi kullanılmalıdır (Şekil I.18)



Şekil I.18 - Sonsuz vida mekanizmaları için malzeme çiftlerinde yağlı kayma aşınması (Wahl'a göre) Rolerin tam yenmeye başladığı ana kadar geçen zaman tesbit edilmiştir. Çevresel hız $v_1=0,04$ m/s, $v_2=0,93$ m/s, Spesifik (özellik) zorlama $K=\frac{P}{d_1 d_2}$ kg/cm² her çeşit çift için verilmiştir, $d_1=\frac{d_1+d_2}{2}$; yağlama ince makina yağı damlatılarak elde edilmiştir. Sonsuz vida malzemesi:

- 1- 37 Mn Si 5 çeliği (Hv=218)
- 2- St 70 (Hv=278)
- 3- C 45 çeliği sertleştirilmiş (Hv=566)

- 4- C15 çeliği semantasyonla sertleştirilmiş (Hv=807)
- 5- St 60 kromlanmış
- 6- 37 Mn Si 5 (VMS135)

Kayma ile hasil olan aşınmalarda, pürüzlenmelerden ve ince öğüntülerden (az veya çok, oksitlenme denilebilir.) Başka, plastik deformasyonlar, çizikler, tiftiller ve kuru kaymalarda «yenme» yani büyük küçük parçacıkların her biri üzerinde kaynayıp sonradan kopmalar hasil olur. Kopan parçacıklar da kayan yüzeyler arasında, hareketi önleyici veya yuvarlak şekiller alırlar

Yuvarlanma neticesi aşınmalarda plastik deformasyonlar ve çatlamlar, kopmalar (Çukurlar - Pitting) ve yapraklanmalar, izler ve yabancı cisimlerin batması görülür.

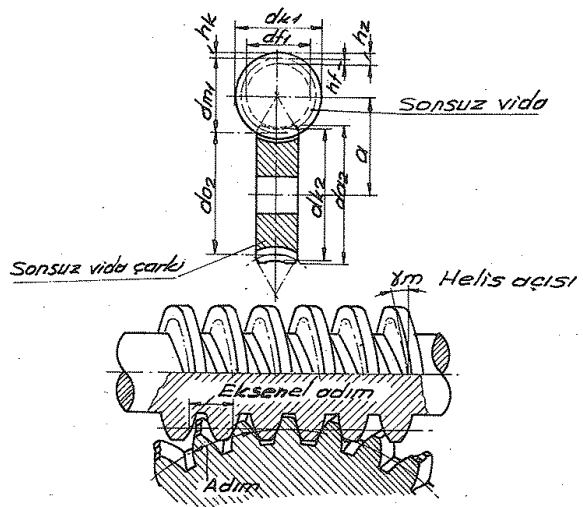
II - TEMEL BİLGİLER, HESAPLAMALAR

1- Taban dairesi çapı

Seri olarak imal edilmiş sonsuz vida mekanizmalarında ($\alpha = 100$ ile 400, $i = 7$ ile 50) ısınma sınırındaki max. (taşınabilen) güç tesbit edilerek NIEMANN [1] tarafından aşağıdaki df_1 eşitliği yazılmıştır.

$$\| df_1 \approx 0,6 \cdot \alpha^{0,85} \quad (1/1)$$

α - Eksenler arası mesafe



Şekil 1.1- Silindirik sonsuz vida mekanizması. (Profil kaydırma faktörü $\chi = 0$, $dm_1 = do_1$ ve $\gamma_m = \gamma_0$)

($\alpha^{0,85}$ değerleri Cetvel 1.1 de verilmiştir.)

2- Eksenel modül

$$df_1 = do_1 - 2,4 \cdot m_\alpha = 2\alpha - do_2 - 2,4 \cdot m_\alpha$$

$$df_1 = 2\alpha - m_\alpha \cdot Z_2 - 2,4 \cdot m_\alpha$$

$$\| m_\alpha = \frac{2\alpha - df_1}{Z_2 + 2,4} = \frac{2\alpha - 0,6 \cdot \alpha^{0,85}}{Z_2 + 2,4} \quad (2/1)$$

Z_2 - Sonsuz vida çarkının diş sayısı

Normal olarak m_α standard modül DIN 780'e (Cetvel 2.1) göre seçilir, fakat bu durum mecburi değildir çünkü her spiral dişli nasıl olsa imalat için bir özel bıçak gerektirmektedir. Bu konuda Roloff/Matek [5] Cetvel 2.2 deki modül değerlerini önermiştir.

a [mm.]	$a^{0,85}$	$\left(\frac{a}{100}\right)^{1,8}$	$\left(\frac{a}{100}\right)^{0,44}$	$a^{0,875}$	$\left(\frac{a}{100}\right)^{1,85}$	$\left(\frac{a}{100}\right)^{2,5}$	$a^{1,7}$
50	27,81	0,29	0,74	30,66	0,28	0,18	773,12
63	33,84	0,44	0,82	37,53	0,43	0,32	1445,19
80	41,46	0,67	0,91	46,26	0,66	0,57	1718,91
100	50,12	1,00	1,00	56,23	1,00	1,00	2511,89
101,6 (4")	50,80	1,03	1,01	57,02	1,03	1,04	2580,59
125	60,59	1,49	1,10	68,36	1,51	1,75	3670,68
127 (5")	61,41	1,54	1,11	69,32	1,56	1,82	3771,09
150	70,74	2,07	1,20	80,18	2,12	2,76	5004,44
152,4 (6")	71,70	2,13	1,20	81,30	2,18	2,87	5141,32
160	74,73	2,33	1,23	84,84	2,39	3,24	5584,75
177,8 (7")	81,74	2,82	1,29	93,04	2,90	4,22	6681,65
200	90,34	3,48	1,36	103,13	3,61	5,66	8161,14
203,2 (8")	91,57	3,58	1,37	104,58	3,71	5,89	8384,37
228,6 (9")	101,21	4,43	1,44	115,93	4,62	7,90	10243,06
250	109,21	5,20	1,50	125,37	5,45	9,88	11926,09
254 (10")	110,69	5,35	1,51	127,12	5,61	10,28	12252,29
300	127,51	7,22	1,62	147,06	7,63	15,59	16259,46
304,8 (12")	129,24	7,43	1,63	149,11	7,86	16,22	16709,19
315	132,91	7,89	1,66	153,47	8,35	17,61	17665,58
350	145,36	9,54	1,74	168,29	10,15	22,92	21130,79
355,6 (14")	147,34	9,81	1,75	170,64	10,45	23,85	21708,76
400	162,84	12,13	1,84	189,15	13,00	32,00	26515,63
406,4 (16")	165,05	12,48	1,85	191,79	13,38	33,30	27240,89
431,8 (17")	173,78	13,92	1,90	202,24	14,97	38,74	30198,16
450	179,98	14,99	1,94	209,68	16,16	42,96	32393,75
457,2 (18")	182,43	15,42	1,95	212,61	16,64	44,70	33279,79
500	196,85	18,12	2,03	229,93	19,64	55,90	38747,97
508 (20")	199,52	18,64	2,04	233,15	20,22	58,16	39807,81

Cetvel 1.1 - Eksenler arası mesafenin listede değerleri.

0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,25	1,50	1,75	2,0	2,25
2,50	2,75	3,0	3,25	3,50	3,75	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7
8	9	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22	24
27	30	33	36	39	42	45	50	55	60	65	70	75

Cetvel 2.1 - Standart modül serisi (DIN 780)

m_{ax} [mm]	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20
---------------	---	------	-----	---	-----	------	---	---	-----	---	----	------	----	----

Cetvel 2.2 - Silindirik sonsuz vida mekanizmaları için aksenal modül değerleri (DIN 780)

3- Dişli çarkın taksimat dairesi çapı

$$\| \underline{d_{o2}} = m_{\alpha} \cdot Z_2 \quad (3/1)$$

4- Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı

$$\| \underline{d_{o1}} = 2\alpha - d_{o2} \quad (4/1)$$

Kontrol. $Z_F = d_{o1} / m_{\alpha} \geq 6$ olmalıdır (imalattan dolayı)

Z_F - Form sayısı.

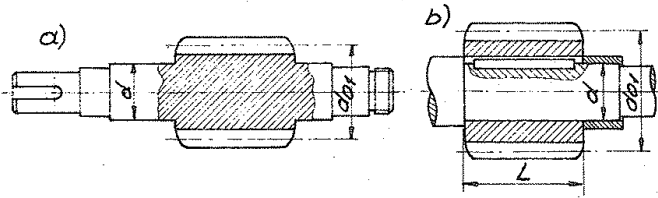
Şekillendirme için tavsiye edilen formüller;

a) Sonsuz vida mitle yekpare ise (Şekil 4-1 a)

$$\| \underline{d_{o1}} \cong 1,4 \cdot d + 2,5 \cdot m_{\alpha} \quad (4/2)$$

b) Sonsuz vida milden ayrı ise (Şekil 4-1 b)

$$\| \underline{d_{o1}} \geq 1,0 \cdot d + 2,5 \cdot m_{\alpha} \quad (4/3)$$



Şekil 4-1- Sonsuz vida. a) Mili ile birlikte. b) Milden ayrı.

d - Mil çapı

Not. Mil çapı aşağıdaki formül ile elde edilebilir.

$$\| \underline{d} \cong 3 \sqrt{\frac{M_{b1}}{0,2 \cdot Z_{bem}}} \quad \begin{array}{c|c|c} d & M_{b1} & Z_{bem} \\ \hline \text{mm} & \text{kg}\cdot\text{mm} & \text{kg}/\text{mm}^2 \end{array} \quad (4/4)$$

M_{b1} - Burulma momenti (Eşitlik 15/1)

Z_{bem} - Burulma emniyet gerilmesi (Cetvel 4-1)

Malzeme			Z_{bem}
DIN 17100	DIN 17200	DIN 17210	kg/mm ²
St 42-2			1,25
St 50-2			1,50
St 60-2	C 22, C 35		1,80
St 70-2	C 45, 25Cr Mo 4	15 Cr 3	2,12
	C 60, 34Cr Mo 4		2,50
	30 Mn 5	16 Mn Cr 5	3,00
	37 Mn Si 5		3,55
	34 Cr Ni Mo 6	18 Cr Ni 8	4,25

Cetvel 4-1- Z_{bem} değerleri.

c) Eksenler arasındaki uzaklık faktörü

$$\| \underline{\Psi_{\alpha}} = \frac{d_{o1}}{\alpha} \cong 0,5 \dots 0,3 \quad (4/5)$$

Ayrıca, AGMA - Standart 213.02 [2] ye göre pratik ve kullanışlı olan

$$\| \underline{d_{o1}} = \frac{\alpha^{0,875}}{1,47} \quad \begin{array}{c|c} d_{o1} & \alpha \\ \hline \text{mm} & \text{mm} \end{array} \quad (4/6)$$

formülü yazılabilir. Eksenel modül ise;

$$d_{o2} = m\alpha \cdot Z_2 = 2\alpha - \frac{\alpha^{0,875}}{1,47} \quad (4/7)$$

$$m\alpha = \frac{2,94\alpha - \alpha^{0,875}}{1,47 \cdot Z_2} \quad \text{şeklinde bulunur.}$$

($\alpha^{0,875}$ değerleri Cetvel 4.1 de verilmiştir.)

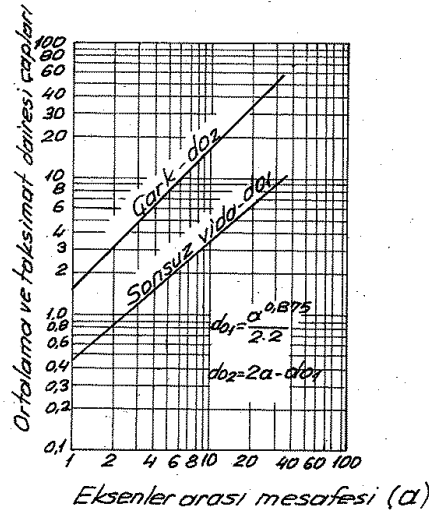
(2/1) ve (4/7) formüllerine göre hesaplanan eksenel modüllerin mukayese-
sesi de Cetvel 4.2 de gösterilmiştir.

Dudley [22] den alınan ve sonsuz vida ile çarkın ortalama ve taksimat dairesi çaplarını (Eksenler arası mesafesine bağlı olarak) veren diyagram Şekil 4.2 de dir.

Ayrıca, helis adımı ve helis açısı kombinezonu ile sonsuz vidanın ortalama dairesi çapını Cetvel 4.3 den bulmakta mümkündür.

α [mm]	Z_2	$m\alpha$	
		(2/1)	(4/7)
101,6 (4")	25	6,30	6,58
152,4 (6")	40	6,17	6,24
203,2 (8")	59	5,72	5,68
254 (10")	41	10,17	10,28
304,8 (12")	41	12,26	12,39
355,6 (14")	44	13,42	13,53
431,8 (17")	61	11,98	11,90
508 (20")	59	14,60	14,53

Cetvel 4.2 - Niemann ve AGMA standartlarına göre hesaplanan eksenel modüllerin mukayese değerleri.



Şekil 4.2 - Sonsuz vida ve çarkı için tavsiye edilen ortalama ve taksimat dairesi çapları (Boyutlar inç dir.)

5- Helis açısı

Vidanın açılımına (Şekil 5.1) dayanarak,

$$\tan \gamma_m = \frac{H}{\pi \cdot d_{o1}} = \frac{Z_1 \cdot t\alpha}{\pi \cdot d_{o1}}$$

$$\tan \gamma_m = \frac{Z_1 \cdot m_a}{d_o} = \frac{Z_1}{Z_F}$$

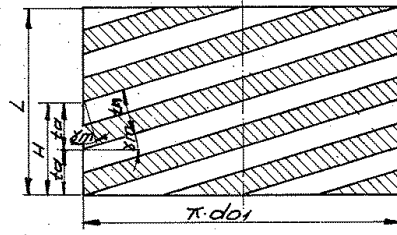
(5/1)

Z₁ - Sonsuz vidanın dış (ağız) sayısı

Pitch Diameters of Fine Pitch Worms Corresponding to Each Standart Combination of Lead and Lead Angle
ASA B6.9-1950 AGMA 374.02

Z ₁	H (inç)	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	7.0	9.0	11.0	14.0	17.0	21.0	25.0	30.0
1	0.30	1.0937	0.5472	0.3647	0.2735	0.2429										
1	0.40	1.4583	0.7297	0.4863	0.3646	0.3037	0.2276									
1	0.50	1.8228	0.9121	0.6079	0.4558	0.3644	0.2731									
2	0.60	2.1874	1.0945	0.7295	0.5469	0.3948	0.2959	0.2365								
1-2	0.65		1.1857	0.7903	0.5925	0.3848	0.2959	0.2365								
1-2	0.80		1.4593	0.9726	0.7293	0.4859	0.3641	0.2971								
1-2	0.90		1.6417	1.0942	0.8204	0.5466	0.4097	0.3274								
3-4	1.20		2.1890	1.4558	0.9116	0.6073	0.4552	0.3638	0.3333	0.2442						
1-2	1.30			1.5805	1.051	0.7896	0.5917	0.4730	0.3370	0.2613						
3-5	0.150			1.8237	1.3674	0.9110	0.6828	0.5457	0.3889	0.3015	0.2456					
1-2-4	0.160			1.9453	1.4585	0.9718	0.7283	0.5821	0.4148	0.3216	0.2620					
6	0.180			2.1884	1.6408	1.0932	0.8193	0.6549	0.4667	0.3618	0.2948					
3	0.195				1.7776	1.1843	0.8876	0.7095	0.5055	0.3919	0.3193	0.2490				
2-4-5	0.200				1.8232	1.2447	0.9104	0.7276	0.5180	0.4020	0.3275	0.2553				
7	0.210				1.9143	1.2754	0.9559	0.7640	0.5444	0.4221	0.3439	0.2687				
3-6-8	0.250				2.1878	1.4576	1.0924	0.8732	0.6222	0.4823	0.3930	0.3064	0.2499			
5	0.250					1.5791	1.1835	0.9459	0.6744	0.5225	0.4258	0.3319	0.2707			
2-4	0.260					1.6388	1.2290	0.9823	0.7000	0.5426	0.4421	0.3447	0.2811			
9	0.270					1.7026	1.2745	1.0187	0.7259	0.5627	0.4585	0.3575	0.2915			
7	0.280					1.8220	1.3656	1.0915	0.7778	0.6029	0.4913	0.3830	0.3123	0.2488		
3-6-10	0.300					1.9435	1.4566	1.1642	0.8296	0.6431	0.5240	0.4085	0.3332	0.2654		
2-4-8	0.320					1.9739	1.4794	1.1824	0.8426	0.6532	0.5322	0.4149	0.3384	0.2695		
5	0.325					2.1257	1.5932	1.2734	0.9074	0.7034	0.5731	0.4468	0.3644	0.2902		
7	0.350						1.6387	1.3098	0.9333	0.7235	0.5983	0.4596	0.3748	0.2985	0.2457	
3-6	0.360						1.7752	1.4189	1.0111	0.7838	0.6387	0.4979	0.4060	0.3234	0.2662	
3-6	0.390						1.8207	1.4559	1.0370	0.8039	0.6550	0.5107	0.4165	0.3312	0.2730	
4-5-8-10	0.400						2.0483	1.6372	1.1666	0.9044	0.7389	0.5745	0.4685	0.3732	0.3072	0.2487
9	0.450									0.9144	0.7451	0.5809	0.4737	0.3773	0.3106	0.2509
7	0.455									0.9647	0.7860	0.6128	0.4998	0.3980	0.3277	0.2646
3-6	0.480									1.0048	0.8198	0.6383	0.5206	0.4146	0.3473	0.2757
5-10	0.500									1.0451	0.8515	0.6639	0.5414	0.4312	0.3550	0.2867
4-8	0.520									1.0910	0.8917	0.7149	0.5830	0.4644	0.3823	0.3087
7	0.560									2.0374	1.4618	1.1791	0.9195	0.7071	0.5397	0.3859
9	0.585									1.5166	1.1757	0.9580	0.7469	0.4857	0.3925	0.3225
6	0.600									1.5555	1.2059	0.9825	0.7660	0.4975	0.4096	0.3308
4-8	0.640									1.6592	1.2863	1.0780	0.8171	0.6663	0.5307	0.4329
5-10	0.650									1.6852	1.3064	1.0644	0.8298	0.6667	0.5390	0.4437
7	0.700									1.8148	1.4068	1.1463	0.8937	0.7288	0.5805	0.4778
9	0.720									1.8666	1.4470	1.1791	0.9195	0.7495	0.5971	0.4915
6	0.780									2.0222	1.5676	1.2773	0.9958	0.8121	0.6468	0.5324
5-8-10	0.800									1.6018	1.3101	1.0213	0.8329	0.6634	0.5464	0.4411
9	0.900									1.8088	1.4738	1.1490	0.9370	0.7463	0.6144	0.4962
7	0.910									1.8289	1.4902	1.1618	0.9474	0.7546	0.6212	0.5017
6	0.960									1.9294	1.5721	1.2256	0.9995	0.7961	0.6553	0.5293
10	1.000									2.0088	1.6376	1.2757	1.0472	0.8292	0.6826	0.5573
8	1.040									1.7034	1.3277	1.0288	0.8624	0.7099	0.5734	0.4734
7	1.120									1.8344	1.4299	1.1661	0.9287	0.7645	0.6175	0.5184
9	1.170									1.9160	1.4937	1.2181	0.9720	0.7987	0.6451	0.5451
8	1.280									2.0961	1.6344	1.3327	1.0614	0.8738	0.7057	0.5757
10	1.300									1.6597	1.3535	1.0780	0.8874	0.7167	0.6167	0.4930
9	1.440									1.8984	1.4993	1.1941	0.9933	1.041	0.8300	0.7399
10	1.600									2.0427	1.6658	1.3268	1.0922	1.0922	0.8821	0.7821

This table gives the pitch diameter for each combination of lead and lead angle, together with the number of threads for a particular lead and diameter.



Şekil 5.1 - Sonsuz vidanın açılımı

Helis açısı ile ilgili sınır değerler Cetvel 5.1 de verilmiştir. Bu açının sınır değerler arasında düşmesi tavsiye edilir.

Kontrol.

a) $\text{tg } \gamma_m \leq 1$ olmalıdır.

b) $\text{tg } \gamma_m = \frac{Z_1}{Z_F}$ genellikle $Z_F = 7 \dots 18$ arasında değişir

$i = \frac{Z_2}{Z_1}$	30	20	15	10
Z_1	1	2	3	4
$\gamma_m \left(\begin{array}{l} \text{tg } \gamma_m = \frac{Z_1}{Z_F} \\ Z_F = 7 \dots 18 \end{array} \right)$	3,18° 8,13°	6,34° 15,95°	9,46° 23,20°	12,53° 29,74°
$\gamma_m \left(\begin{array}{l} \text{Otblokajsız sonsuz} \\ \text{vida mekanizmalarında} \\ \text{tavsiye edilen} \\ \text{değerler} \end{array} \right)$	5°...6°	10°...13°	15°...17°	19°...25°

Cetvel 5.1 - Otblokajsız sonsuz vida mekanizmalarında helis açısı sınır değerleri. [12]

Not. Otblokajlı mekanizmalarda $Z_F = 15 \dots 17$ arasında alınır.

Ayrıca Dudley [22] tarafından helis açısının sınır değerleri Cetvel 5.2 de ve çarkın tashih edilmesi halinde ise Cetvel 14.2 de verilmiştir.

Dış sayısı Z_1	Helis açısı γ_m°
1	6 dan küçük
1-2	12 ye kadar
3-4	10-24
5-6	15-36
7 veya daha fazla	20 ve daha büyük

Cetvel 5.2 - Tavsiye edilen helis açısı sınır değerleri

6- Normal Modül

$$\| m_n = m_a \cdot \cos \gamma_m \quad (6/1)$$

Bazı hallerde m_n de standart olabilir

7- Çarkın minimum diş sayısı

a) Dudley / Winter [3]' dan :

Alttan kesilme olayının meydana gelmemesi için eksenler arası mesafeye göre Z_2 min. diş sayıları Cetvel 7.1 de verilmiştir.

b) Schiebel [4] metodu:

$$\| \frac{d_{o2}}{m_n} = 10,7 \frac{C_f}{C_{sp} \cdot p_s} \quad (7/1)$$

$$m_n = m_a \cdot \cos \gamma_m \quad \text{ve}$$

$$d_{o2} = m_a \cdot Z_2 \quad (7/1) \text{ eşitliğinde yerine konursa}$$

$$\| Z_{2 \min} \geq 10,7 \frac{C_f}{C_{sp} \cdot p_s} \cdot \cos \gamma_m \quad \text{bulunur.} \quad (7/2)$$

C_f - katsayı (Cetvel 7.2)

p_s [kg/mm²] - Yüzey basıncı (Cetvel 7.3)

C_{sp} - Katsayı (Şekil 7.1)

α [mm]	50	75	130	250	380	500	600
Z_2 min	20	25	25	29	35	40	45

Cetvel 7.1 - Minimum diş sayıları

Dişli Çark	Diş Profili		
	A,N	K,E	H
Cu-Sn-Bronzu	2,40	3,00	4,00
Al-Alaşımı	1,15	1,43	1,90
Al-Si-Alaşımı, Zn-Alaşımı	0,76	0,95	1,27
Dökme Demir	1,05	1,30	1,73

Cetvel 7.2 - (C_f) Değerleri

Dişli Çark	Sonsuz Vida	
	Sertleştirilmemiş	Sertleştirilmiş Taşlanmış
Cu-Sn-Bronzu	0,24	0,50
Al-Alaşımı	0,15	0,32
Zn-Si-Alaşımı	-	0,34
Dökme Demir ($v_g \leq 2m/sn.$)	0,10	0,20

Cetvel 7.3 - (p_s) Değerleri [kg/mm²]

Sonsuz vida sertleştirilmiş ve taşlanmış, Dişli çark Cu-Sn bronzu ise; E, K diş profilinde,

$$Z_{2 \min} \geq 10,7 \cdot \frac{3}{C_{sp} \cdot 0,50} \cdot \cos \gamma_m$$

$$Z_{2 \min} \geq 64 \cos \gamma_m / C_{sp} \quad (7/3)$$

$$Z_{2 \min.} \geq 10,7 \cdot \frac{1,30}{1,32 \cdot 0,20} \cdot 0,9827$$

$$Z_{2 \min.} \geq 51,7799 \cong 52$$

Dökme Demir ve K profili olduğundan 4 ilave edilir.

$$Z_{2 \min.} \geq 52 + 4$$

$$\| Z_{2 \min.} \geq 56 \text{ bulunur}$$

Not.2- Roloff/Matek [5] tarafından, diş sayısı seçimi (Z_1) ve toplam verim için yardımcı tablo Cetvel 7.4 de gösterilmiştir.

Gevrim oranı $i = \frac{Z_2}{Z_1}$	≥ 30	15...29	10...14	5...9
Diş sayısı Z_1	1	2	3	4
Toplam verim η_{top} (Doblokajsız mekanizmalar)	0,70	0,80	0,85	0,90

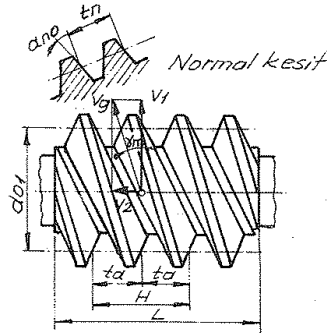
Cetvel 7.4 - Diş sayısı seçimi için yardımcı cetvel.

Ayrıca Dubbel [6]; eksenler arası mesafesi α ve çevrim oranı i verilmiş ise, B.S 721 [7]'e göre

$$\| Z_1 \cong \frac{1}{i} \cdot (7 + 2,4\sqrt{\alpha}) \quad (7/5)$$

esitliğini tavsiye etmiştir. α nın boyutu [mm] dir.

8- Ortalama çevre hızları



Şekil 8-1

Sonsuz vıda,

$$\| v_1 = \pi \cdot d_{o1} \cdot n_1 / 60 \quad (8/1)$$

Dişli çark,

$$\frac{v}{m/sn} \mid \frac{d_o}{m} \mid \frac{n}{d/d}$$

$$\| v_2 = \pi \cdot d_{o2} \cdot n_2 / 60 \quad (8/2)$$

Şekil 8.1 den de izleneceği üzere çevre hızlarının oranı,

$$\| \frac{v_2}{v_1} = tg \gamma_m \text{ şeklindedir} \quad (8/3)$$

9- Kayma hızı

$$\| \underline{v_g} = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_m} = \frac{v_1}{\cos \gamma_m} \quad (9/1)$$

10- Sürtünme Katsayısı

a) Niemann metodu:

Kayma hızı v_g arttıkça dış sürtünme katsayısı μ_z , $v_g = 0$ daki ilk hareket sürtünme değeri olan μ_A dan asgari sürtünme değeri μ_0 ' a kadar düşer.

Kayma hızı v_g ye bağlı olarak, dış sürtünme katsayısı μ_z değerleri madeni yağ ile yağlanan E ve H sonsuz vidalarında aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir.

$$\| \underline{\mu_z} \cong \mu_0 + \frac{\mu_A - \mu_0}{(1 + v_g)^e} \quad (10/1)$$

$$\mu_0 \cong \mu_z \cdot \frac{y_w}{\sqrt{\alpha}} ; \mu_A \cong 0,1 ; e \cong \sqrt{\frac{7,2}{100 \mu_0}}$$

μ_0 - Asgari sürtünme değeri

y_w - Katsayı (Cetvel 10.1)

μ_z - Katsayı (Cetvel 10.2)

μ_A - İlk hareket sürtünme değeri

v_g - Kayma hızı (Eşitlik 9/1)

b) Kurt Zirpke [8]'den;

İdeal toplam sürtünme katsayısı μ_i deneysel olarak aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir. (Rulmanlı yatakların verimini ortalama değer olarak)

$$\| \underline{\mu_i} = \frac{0,051}{q_3 \sqrt{0,4 + v_g}} \quad (10/2)$$

q_3 - Malzeme faktörü (Cetvel 13.5)

v_g - Kayma hızı (Eşitlik 9/1)

c) Hütte [21]'den;

Sertleştirilmiş ve taşlanmış evolvent sonsuz vida / Bronz çark çemberi, malzeme çiftinde madeni yağ kullanılıyorsa

$$\| \underline{\mu} = 0,062 / (0,38 + x) \text{ şeklindedir.} \quad (10/3)$$

$$\| \underline{x} = \sqrt{v_g^{0,8} \cdot d_{m1} \cdot d_{m2} / 10^4}$$

$$\frac{v_g}{\text{m/sn.}} \quad \frac{d_{m1}}{\text{mm.}} \quad \frac{d_{m2}}{\text{mm.}}$$

(10/4)

Malzeme		k_0	y_w
Sonsuz vida	Dişli çark	[kg/mm ²]	
Sertleştirilmiş ve taşlanmış Çelik	Cu-Sn-Bronzu	0,8	1
	Al-Alaşımı	0,425	1
	Perlit döküm	1,2	1,10
İslah çeliği taşlanmamış	Cu-Sn-Bronzu	0,47	1,5
	Al-Alaşımı	0,25	1,5
	Zn-Alaşımı	0,17	1,5
	GG-12	0,4	1,8
Dökme Demir GG-18	Cu-Sn-Bronz	0,4	1,2
	Al-Alaşımı	0,2	1,16
	GG-12	0,35	1,30

Cetvel 10.1 - Yüzey basınç faktörü (k_0) ve y_w değerleri.

	$tg \gamma_m$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
E- Sonsuz vida	$f_z =$	0,550	0,490	0,440	0,400	0,370	0,345	0,324	0,310	0,300	0,296	0,295
	$y_z =$	0,260	0,266	0,277	0,292	0,304	0,310	0,314	0,314	0,314	0,314	0,314
H- Sonsuz vida	$f_z =$	0,695	0,666	0,638	0,618	0,600	0,590	0,583	0,580	0,576	0,575	0,575
	$y_z =$	0,157	0,159	0,158	0,155	0,149	0,143	0,135	0,127	0,117	0,108	0,097

Cetvel 10.2 - Form faktörü (f_z) ve y_z değerleri

11- Sürtünme açısı

a) Niemann 'dan;

ρ sürtünme açısı ile dişteki sürtünme katsayısı μ_z arasında,

$$\mu_z = tg \rho \text{ bağıntısı vardır.} \quad (11/1)$$

b) Kurt Zirpke 'den;

Toplam sürtünme açısı ρ_i ile toplam sürtünme katsayısı arasında

$$\mu_i = tg \rho_i \text{ bağıntısı vardır.} \quad (11/2)$$

Not.1 - Sürtünme katsayısını seçerken yapılan tahmin hatası yanında $1/\cos \alpha_{no}$ faktörü ihmal edilmiştir. ($\alpha_{no} = 20^\circ$ Normal kavrama açısıdır ve $\cos 20^\circ = 0,9397$)

Not.2 - Roloff/Matek [5], Çelik/D. Demir veya bronz alaşımı çiftleri ve iyi yağlanmış mekanizmalar için Cetvel 11.1 de sürtünme değerlerini vermiştir. Ayrıca Çelik/D. Demir çifti ve gresle yağlanmış mekanizmalarda $v_g \leq 3m/sn.$ için; $\mu_z \approx 0,1$, $\rho \approx 6^\circ$ alınabilir.

$v_g [m/sn]$	< 0,5	0,5	1	2	4	6	10	> 10
$\mu_z \sim$	0,06	0,05	0,04	0,035	0,025	0,02	0,018	0,015
$\rho \sim$	3,5°	3°	2,3°	2°	1,4°	1,1°		1°

Cetvel 11.1 - Sonsuz vida sürtünme katsayısı ve açısı değerleri

Not.3 - Tochtermann/Bodenstein [9], malzeme çiftine ve yağlama durumuna bağlı olarak ρ nün değerlerini Cetvel 11.2 de vermiştir.

Not.4 - Karl-Heinz Decker [10], imalat şeklinide göz önüne alarak sürtünme açısı değerlerini kayma hızına bağlı olarak Cetvel 11.3 de vermiştir.

Sonsuz Vida	Sonsuz vida çarkı	Yağlama	Sürtünme açısı (ρ)	Verim (Çeşitli γ_m ler için)			
				5°	10°	20°	30°
İslah edilmiş çelik	Bronz	Sıvı yağ ile yağlanmış	$\rho \approx 4^\circ$ ($\mu \approx 0,07$)	0,55	0,71	0,82	0,86
Sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik	Bronz	İyi yağlanmış	$\rho \approx 3^\circ$ ($\mu \approx 0,05$)	0,62	0,76	0,86	0,89
Sertleştirilmiş, taşlanmış ve parlatılmış çelik	Bronz	Çok iyi yağlanmış	$\rho \approx 1^\circ$ ($\mu = 0,02$)	0,83	0,91	0,95	0,96

Cetvel 11.2 - Malzeme çifti ve yağlama durumuna göre sürtünme açısı ile verim değerleri

v_g	[m/sn]	0,5	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
Sonsuz vida frezede veya tornada imal edilmiş (İslah edilmiş)	ρ°	6	5,5	4,4	4	3,7	3,5	3,3	3,2	3,1
Sonsuz vida sertleştirilmiş yüzeyleri taşlanmış		3	2,5	1,9	1,7	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3

Cetvel 11.3 - Sürtünme açısının (ρ) tavsiye edilen deneysel değerleri

12- Verim

a) Mekanizmanın verimi

Döndüren sonsuz vida,

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg} (\gamma_m + \rho)} \quad (12/1)$$

Döndüren çark,

$$\eta'_z = \frac{\operatorname{tg} (\gamma_m - \rho)}{\operatorname{tg} \gamma_m} \quad (12/2)$$

Yukarıdaki eşitliklere göre verim, iletilen güce tabii değil gibi gözükür, gerçekten bu formüllerde ne hız ve ne de dış basıncı vardır. Oysa gerçekte, yağlanmış yüzeylerde μ_z ve dolayısıyla sürtünme açısı ρ , kayma hızına ve keza yağ sıcaklığı ve basıncına tabiidir.

Mekanizmanın verimi (Döndüren sonsuz vida); çeşitli helis açıları (γ_m) ve sürtünme katsayılarına (μ_z) göre Cetvel 12.1 de verilmiştir.

γ_m	5°	10°	15°	20°	25°	40°
$\mu_z = 0,01$	$\eta_z = 0,897$	0,945	0,961	0,970	0,974	0,980
2	813	895	926	941	950	960
3	743	850	892	914	926	941
4	684	809	861	888	904	922
5	634	772	831	863	882	904
0,07	552	707	778	817	841	869
0,10	0,463	0,627	0,709	0,756	0,785	0,819

Cetvel 12.1 - Sonsuz vida mekanizmasının verim değerleri. [13]

İkinci verim ifadesinden görülmektedir ki;

$$a_1) \gamma_m = \rho \text{ halinde}$$

$\eta_z = 0$ olmaktadır. Yani enerji iletimi çarktan sonsuz vidaya imkansızdır, bu durumda enerji iletim yönündeki verim

$$\eta_z = \frac{\text{tg } \gamma_m}{\text{tg } 2\gamma_m} = \frac{\text{tg } \gamma_m}{\frac{2\text{tg } \gamma_m}{1 - \text{tg}^2 \gamma_m}}$$

$$\eta_z = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \text{tg}^2 \gamma_m < 0,5 \text{ olur.}$$

$$a_2) \gamma_m < \rho \text{ halinde,}$$

$\eta_z < 0$ olmakta, yine çarktan sonsuz vidaya enerji iletimi imkansızdır.

Enerji iletiminin imkansız oluşu bir anlama mekanizmanın kilitlenmiş olmasındır. Bu tip mekanizmalara «Otoblokajlı» mekanizmalar denir. Özetlersek otoblokaj için

$$\eta_z \leq 0,5, \eta'_z = 0, \gamma_m \leq \rho, \text{tg } \gamma_m \leq \mu_z \text{ olmalıdır.}$$

Not. $\frac{d\eta_z}{d\gamma_m} = 0$ denklemini gerçekleştiren γ_m değeri için verim maksimum olur.

Hesaplarsak,

$$\frac{d\eta_z}{d\gamma_m} = \frac{(1 + \text{tg}^2 \gamma_m) \text{tg}(\gamma_m + \rho) - [1 + \text{tg}^2(\gamma_m + \rho)] \text{tg } \gamma_m}{\text{tg}^2(\gamma_m + \rho)} = 0$$

$$\frac{1}{\text{Cos}^2 \gamma_m} \cdot \frac{\text{Sin}(\gamma_m + \rho)}{\text{Cos}(\gamma_m + \rho)} - \frac{1}{\text{Cos}^2(\gamma_m + \rho)} \cdot \frac{\text{Sin } \gamma_m}{\text{Cos } \gamma_m} = 0$$

$$\frac{\text{Sin}(\gamma_m + \rho)}{\text{Cos } \gamma_m} - \frac{\text{Sin } \gamma_m}{\text{Cos}(\gamma_m + \rho)} = 0$$

$$\text{Sin}(\gamma_m + \rho) \cdot \text{Cos}(\gamma_m + \rho) - \text{Sin } \gamma_m \cdot \text{Cos } \gamma_m = 0$$

$$\frac{1}{2} \text{Sin } 2(\gamma_m + \rho) - \frac{1}{2} \text{Sin } 2\gamma_m = 0$$

$$180^\circ - 2(\gamma_m + \rho) - 2\gamma_m = 0$$

$$\|\underline{\gamma_m} = 45^\circ - \frac{\rho}{2} \text{ değeri bulunur}$$

b) Yatakların verimi

Kaymalı yataklarda,

$$\eta_{L1} \cdot \eta_{L2} = 0,92 \dots 0,95 \text{ (0,94 Kabul)}$$

Rulmanlı yataklarda,

$$\eta_{L1} \cdot \eta_{L2} = 0,97 \dots 0,98 \text{ (0,97 Kabul)}$$

η_{L1} - Sonsuz vida yataklarının verimi.

η_{L2} - Dişli çark mili yataklarının verimi.

c) Toplam verim

$$c_1) \|\eta_{top} = \eta_z \cdot \eta_{L1} \cdot \eta_{L2} \quad (12/3)$$

c₂) Kurt zirpke'den;

Döndüren sonsuz vida,

$$\|\eta_{top} = \frac{\text{tg } \gamma_m}{\text{tg}(\gamma_m + \rho_i)} \quad (12/4)$$

Döndüren çark,

$$\eta_{top} = \frac{tg(\gamma_m - \beta_i)}{tg \gamma_m}$$

(12/5)

13- Sıcaklık emniyeti S_T nin kontrolü

I- Niemann Metodu (Sabit yükte ve sabit devir adedinde):

A- Soğutma Gücü (N_k) hesabı

Yağ sıcaklığının belirli bir sınır değeri aşmaması için ısıya dönüşen N_v kayıp gücünün büyük bir kısmının soğutma ile dışarı atılması gerekir. Isı dengesi ancak bir kaç saat sonra elde edilebilir. Bu durumda ısı olarak dışarıya atılan güç (Soğutma gücü) N_k , kayıp güç N_v ye eşittir.

$$\eta N_k = N_{KL} = t_u \cdot F_k \cdot \frac{\alpha_k}{632} \quad [B.G] \quad (13/1)$$

$$t_u = t_w - t_L \quad [^{\circ}C]$$

t_w - Dişli kutusu gövdesinin dış cidarındaki sıcaklık

t_L - Ortam sıcaklığı

α_k - Isı iletim katsayısı [$k \cdot cal/m^2 \cdot h \cdot ^{\circ}C$]

Şekil 13.1'e göre soğutma kaburgalı ve sonsuz vidası altta bulunan mekanizmalarda soğutma yüzeyi F_k ,

$$\eta F_k \approx 0,3 \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{1,85} \text{ dir.} \quad \frac{F_k}{m^2} \quad \alpha \quad (13/2)$$

$\left(\frac{\alpha}{100} \right)^{1,85}$ değerleri Cetvel 1.1 de verilmiştir

Deneylere göre;

$$\eta F_k \cdot \alpha_k \approx 5,52 \cdot \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{1,8} \cdot Y_k \quad (13/3)$$

Y_k soğutma faktörü olup

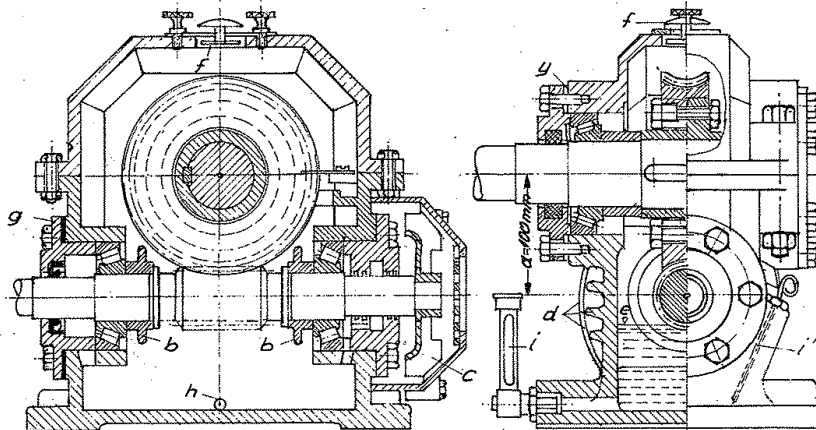
$$\eta Y_k = 1 + Y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \text{ formülü ile hesaplanır} \quad (13/4)$$

Ayrıca, Y_k değerleri Cetvel 13.1 de $\left(\frac{\alpha}{100} \right)^{1,8}$ değerleri cetvel 1.1 de ve $\left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55}$ değerleri Cetvel 13.3 de verilmiştir.

$Y_B \approx 0,355$ Şekil 13.1 deki vantilatörlü mekanizmalar için

$Y_B \approx 0,14$ Vantilatörsüz mekanizmalar için

Not. Sonsuz vida üstte ise (Sıratma etkisi olmaz) Y_k 1. derecede yaklaşık olarak eşitlik (13/4) den hesaplanarak 0,8 ile çarpılır.



Şekil 13.1- Deneyler yapılan sonsuz vida mekanizması.

(b) Yağ sıçratma diksi; (c) Vantilatör kanadı; (d) soğutma kaburgaları; (e) yağ seviyesi; (f) havalandırma ve bakma deliği; (g) yatak ayarı için şimler; (h) yağ boşaltma deliği; (i) yağ seviyesi gösterge camı; (i') yağ ölçü cubuğu. Sonsuz vida ve dişlisi eksenler arası uzaklığı $\alpha = 100 \text{ mm}$.

$t_u = 50 \dots 60^\circ\text{C}$ dir. $t_u = 55^\circ\text{C}$ alınır ve (13/4) eşitliğinde bilinler yerine konursa

$$N_{KL} = 55 \cdot 5,52 \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{1,8} \cdot \gamma_K \cdot \frac{1}{632}$$

$$\| \underline{N_{KL}} \cong 0,48 \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{1,8} \cdot \gamma_K \quad \frac{N_{KL}}{\text{B.G}} \mid \frac{\alpha}{\text{mm}} \quad (13/5)$$

bulunur. Yağ karterdeki sıcaklık, deneylere göre;

$$\| \underline{t_s} \cong t_L + (t_u + 1,5) \left[1,03 + 0,1 \sqrt{\frac{n_1}{1000}} \right] \quad (13/6)$$

$t_{\text{sem.}} \cong 85^\circ$ ile 95°C dir.

Devamlı çalışmalarda eşitlik (13/5)'e göre N_v değeri N_{KL} den büyükse, fark ilave soğutma ile kapatılmalıdır. (Yağ ile soğutma veya su radyatörü)

Vantilatör	n_1	0	200	400	600	725	735	900	870	950	985	1000	1200
Yok	γ_K	1	1,01	1,03	1,06	1,09	1,09	1,10	1,11	1,13	1,14	1,14	1,19
Var		1	1,03	1,09	1,16	1,22	1,22	1,25	1,29	1,33	1,35	1,36	1,47
Vantilatör	n_1	1400	1430	1450	1465	1485	1500	1600	2000	2500	3000	3500	4000
Yok	γ_K	1,24	1,24	1,25	1,25	1,26	1,26	1,29	1,41	1,58	1,77	1,98	2,20
Var		1,60	1,62	1,63	1,64	1,66	1,67	1,74	2,04	2,47	2,95	3,47	4,04

Cetvel 13.1 - Soğutma faktörü (γ_K) değerleri.

B- Toplam kayıp güç (N_v) hesabı

Toplam güç kaybını teşkil eden unsurlar; yüksüz çalışmadaki N_o kayıp gücü, yük altında N_{vz} dış kayıp gücü ve yük altında N_p yatak kayıp gücüdür.

$$\| \underline{N_v} = N_{vz} + N_o + N_p \quad \text{yazılır.} \quad (13/7)$$

Not: Yüksüz çalışmadaki güç kaybıda;

$N_o = N_{oz} + N_{pl} + N_{ol}$ olarak yazılabilir.

N_{oz} - Yüksüz çalışmadaki dış kayıp gücü

N_{pl} - Dişlilerin yağa çarpmaları ile sarfedilen güç (Çarpma yağlama sisteminde)

N_{ol} - Yatakların güç kaybı

a) N_{vz} dış kayıp gücü

Mekanizmanın verimi

$$\eta_z = \frac{N_2}{N_2 + N_{vz}} = \frac{\text{tg } \delta_m}{\text{tg } (\delta_m + \rho)} \quad \text{şeklinde idi}$$

$$\| \underline{N_{vz}} = N_2 \left(\frac{1}{\eta_z} - 1 \right) \quad (13/8)$$

$$N_{vz} = N_2 \left[\frac{\text{tg } (\delta_m + \rho)}{\text{tg } \delta_m} - 1 \right]$$

$\mu_z = \text{tg } \rho$ yazılarak gerekli işlemler yapılırsa,

$$N_{vz} = N_2 \mu_z \frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_m)}{\operatorname{tg} \gamma_m (1 - \mu_z \operatorname{tg} \gamma_m)}$$

$$\| N_{vz} \approx N_2 \mu_z \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_m} + \operatorname{tg} \gamma_m \right) \text{ bulunur.} \quad (13/9)$$

b) Yüksüz çalışmadaki No güç ihtiyacı

Rulmanlı yataklarla yataklanmış ve sonsuz vidası yağa dalmış mekanizmalarda (Şekil 13.1) deneylere göre;

$$\| N_o \approx \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{2.5} \frac{V_{50} + 90}{1.8 \cdot 1000} \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{4/3} \quad \begin{array}{c|c|c|c} N_o & \alpha & V_{50} & n_1 \\ \hline \text{B.G} & \text{mm} & \text{cSt} & \text{d/d} \end{array} \quad (13/10)$$

V_{50} - 50°C sıcaklıktaki yağ viskozitesi (Cetvel 13.2).

$\left(\frac{\alpha}{100} \right)^{2.5}$ değerleri Cetvel 1.1 de, $\left(\frac{n_1}{1000} \right)^{4/3}$ değerleride Cetvel 13.3 de verilmiştir.

v_1 [m/sn]	0,25	0,4	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	40	63
V_{50} [cSt] den	175	145	120	100	83	69	57	47	39	32	27	22	18
'e	350	290	240	200	166	138	114	94	78	64	54	44	36

Cetvel 13.2 - Yağ sıcaklığı 45° ile 90° arasında olan kapalı mekanizmaların yağ viskozitesi V_{50} [cSt, 50°C de] için yaklaşık değerler.

$V_{50} = 100/v_1^{0.4}$ den $200/v_1^{0.4}$ 'e kadar.

c) Yatak yükünden meydana gelen Np kayıp gücü

Rulmanlı yataklarla (Şekil 13.1) yapılan deneylere göre yaklaşık olarak;

$$\| N_p \approx 0,228 N_2 \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{0.44} \frac{l}{d_{o2}} \quad \begin{array}{c|c|c} N_p & \alpha & d_{o2} \\ \hline \text{B.G} & \text{mm} & \text{mm} \end{array} \quad (13/11)$$

$\left(\frac{\alpha}{100} \right)^{0.44}$ değerleri Cetvel 1.1 de verilmiştir.

N_{vz} , N_o , N_p ifadeleri (13/7) eşitliğinde yerine konursa toplam kayıp gücü,

$$\| N_v = N_2 \mu_z \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_m} + \operatorname{tg} \gamma_m \right) + \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{2.5} \frac{V_{50} + 90}{1.8 \cdot 1000} \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{4/3} + 0,228 N_2 \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{0.44} \frac{l}{d_{o2}} \quad (13/12)$$

C - Sıcaklık sınır güçleri

$N_{KL} = N_v$ eşitliğinde $N_2 = N_{2T}$ yazılarak dişli çarkın sıcaklık sınır gücü N_{2T} bulunur. Daha sonra

$$\| N_{1T} = N_{2T} + N_v \quad (13/13)$$

eşitliğinden sonsuz vidanın sıcaklık sınır gücü hesaplanır. N_{1T} aynı zamanda Şekil 13.2 deki diyagramdanda bulunabilir. (Sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik/ Cu-Sn-Bronz malzeme çiftleri için Cetvel 20.4 'e göre)

D - Sıcaklık emniyeti S_T nin kontrolü

$$\| S_T = \frac{N_{1T}}{N_1} \geq 1 \text{ olmalıdır} \quad 13/14$$

II - Schiebel metodu:

Boyutlar ısı kontrolüne göre hesap edilir. N_1 [B.G] tahrik gücü, α [mm] eksenler arası mesafe olmak üzere ve sürekli çalışma halinde

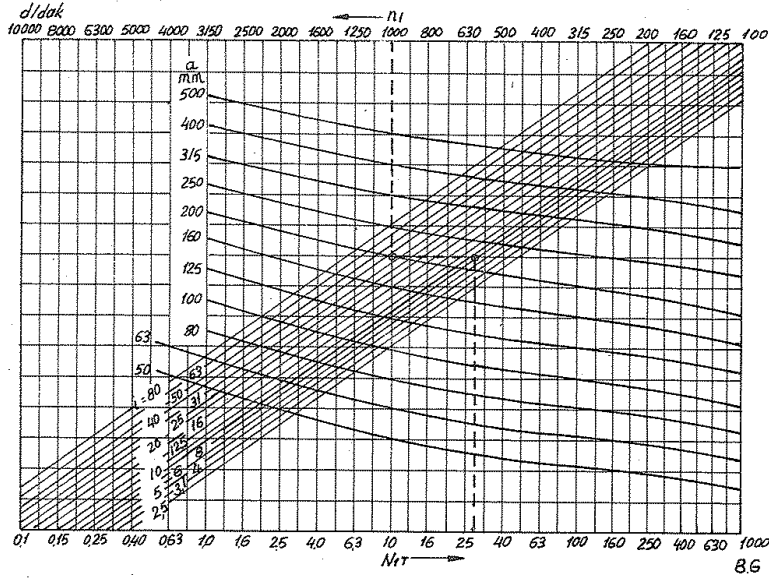
$$\alpha_{min.} \geq C_i \cdot C_w \cdot C_n \cdot \sqrt{N_f} \quad \text{veya} \quad (13/15)$$

$$\| S_T = \left(\frac{\alpha_{min.}}{C_i \cdot C_w \cdot C_n} \right)^2 \cdot \frac{1}{N_f} \geq 1 \quad (13/16)$$

olmalıdır. ($t_u = 50^\circ \dots 60^\circ C$)

n_f [d/d]	$\left(\frac{n_f}{1000}\right)^{2/3}$	$\left(\frac{n_f}{1000}\right)^{4/3}$	$\left(\frac{n_f}{1000}\right)^{1,55}$	n_f [d/d]	$\left(\frac{n_f}{1000}\right)^{2/3}$	$\left(\frac{n_f}{1000}\right)^{4/3}$	$\left(\frac{n_f}{1000}\right)^{1,55}$
200	0,34	0,12	0,08	1400	1,25	1,57	1,68
400	0,54	0,29	0,24	1430	1,27	1,61	1,74
600	0,71	0,51	0,45	1450	1,28	1,64	1,78
725	0,81	0,65	0,61	1465	1,29	1,66	1,81
735	0,81	0,66	0,62	1485	1,30	1,69	1,85
800	0,86	0,74	0,71	1500	1,31	1,72	1,87
870	0,91	0,83	0,81	1600	1,37	1,87	2,07
940	0,96	0,92	0,91	2000	1,59	2,52	2,93
950	0,97	0,93	0,92	2500	1,84	3,39	4,14
985	0,99	0,98	0,98	3000	2,08	4,33	5,49
1000	1,00	1,00	1,00	3500	2,31	5,31	6,97
1200	1,13	1,28	1,33	4000	2,52	6,35	8,57

Cetvel 13.3 - Devir sayısının üstel değerleri.

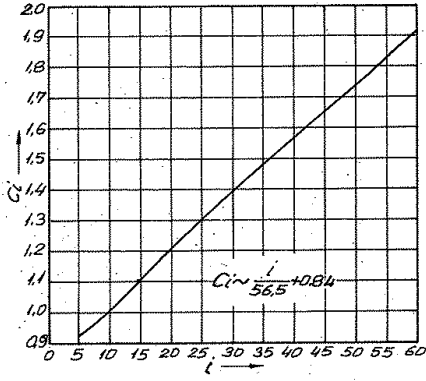


Şekil 13.2 - Sonsuz vida sıcaklık sınır gücü (N_{fT}). Kesikli çizgiler örnek içindir; $n_f = 1000$, $\alpha = 200$ ve $l = 10$ (Cetvel 20.4'e göre)

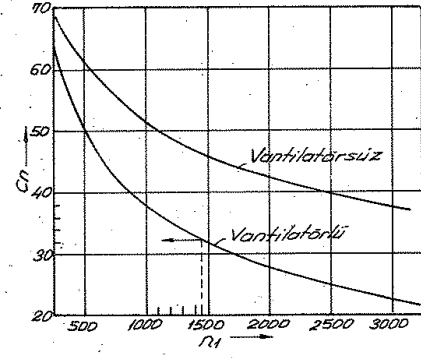
C_i - Çevrim oranı faktörü

$$\| C_i = \frac{l}{56,5} + 0,84 \quad (13/17)$$

Çevrim oranı faktörü (C_i), Şekil 13.3 deki diyagramdan da bulunabilir.



Şekil 13.3- Çevrim oranı faktörü (Ci)



Şekil 13.4- Soğutma faktörü (Cn)

Cn - Soğutma faktörü

Ventilatörlü mekanizmalarda (Şekil 13.5)

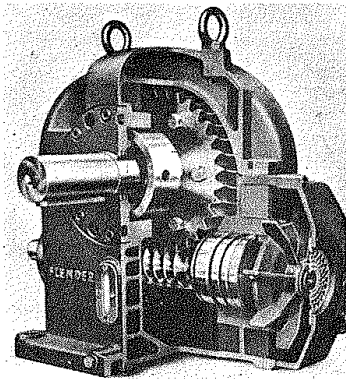
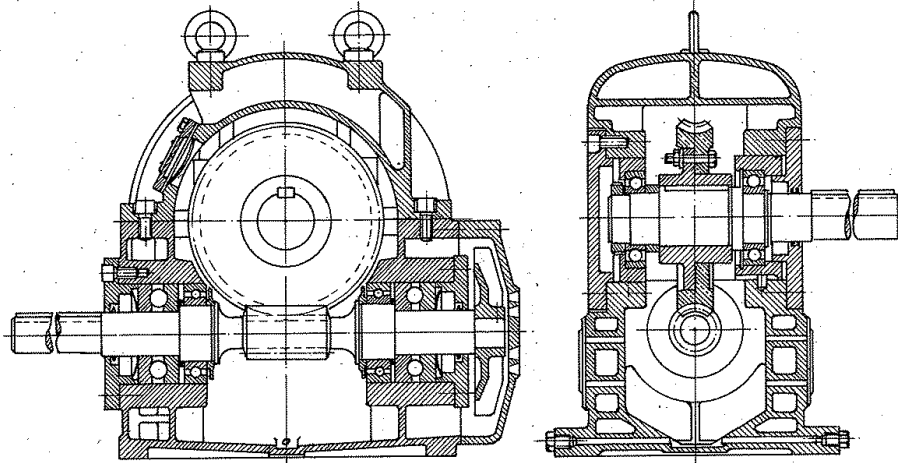
$$Cn = \frac{100}{\sqrt{1 + 6n_1/1000}} \quad (13/18)$$

Ventilatörsüz mekanizmalarda,

$$Cn = \frac{100}{\sqrt{1 + 2,8(n_1/1000)^{2/3}}} \quad (13/19)$$

Soğutma faktörünün (Cn), ventilatörlü ve ventilatörsüz mekanizmalardaki değerleri Şekil 13.4 deki diyogramdanda bulunabilir.

$(\frac{n_1}{1000})^{2/3}$ değerleri Cetvel 13.3 de verilmiştir.



Şekil 13.5- Sonsuz vidası altta ve ventilatörlü mekanizma. (FLENDER)

Cw - Malzeme faktörü (Cetvel 13.4)

Malzeme		Diş Profili	
Sonsuz Vida	Dişli Çark	A,N,E,K	H
Sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik	Cu-Sn-Bronzu	1,0	0,837
	Al-Alaşımı	1,072	0,900
	Dökme Demir	1,117	0,932
Sertleştirilmiş ve taşlanmamış çelik	Cu-Sn-Bronz, Zn-Alaşımı	1,082	0,908
	Al-Alaşımı	1,162	0,974
	Dökme Demir	1,195	1,00
Dökme Demir taşlanmamış	Cu-Sn Bronzu	1,072	0,900
	Dökme Demir	1,153	0,963

Cetvel 13.4 - Malzeme faktörü (Cw) değerleri

III - Kurt Zirpke metodu :

Sürtünmeden meydana gelen ısı gövdeden ve soğutma kanatlarından (kaburgalardan) dışarı atılır $t_u = 55^\circ\text{C}$ ($t_{s\text{ sınır}} \cong 80^\circ\text{C}$)

Sıcaklık emniyeti,

$$\| S_T = \left(\frac{\alpha}{10} \right)^2 \frac{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}{136 N_1} \geq 1 \quad \frac{\alpha}{\text{mm}} \left| \frac{N_1}{\text{kW}} \right. \quad (13/20)$$

olmalıdır.

q_1 - Soğutma faktörü

q_2 - Çevrim oranı faktörü (Cetvel 13.6)

q_3 - Malzeme faktörü (Cetvel 13.5)

q_4 - Konstrüksiyon faktörü (Cetvel 13.7)

Soğutma faktörü

$$\| q_1 = \left(1 + \frac{y}{1+y} \right) \left(\frac{100}{DE} + y \right) \text{ Şeklinde olup} \quad (13/21)$$

Vantilatörlü mekanizmalarda;

$$\| y = 3,1 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000} \right)^2} \text{ ve dolayısıyla} \quad (13/22)$$

$$\| q_1 = \left[1 + \frac{3,1 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000} \right)^2}}{1 + 3,1 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000} \right)^2}} \right] \left[\frac{100}{DE} + 3,1 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000} \right)^2} \right] \frac{n_1}{d/d} \left| \frac{DE}{\%} \right. \quad (13/23)$$

bulunur. q_1 aynı zamanda Şekil 13.6 daki diyagramdanda bulunabilir.

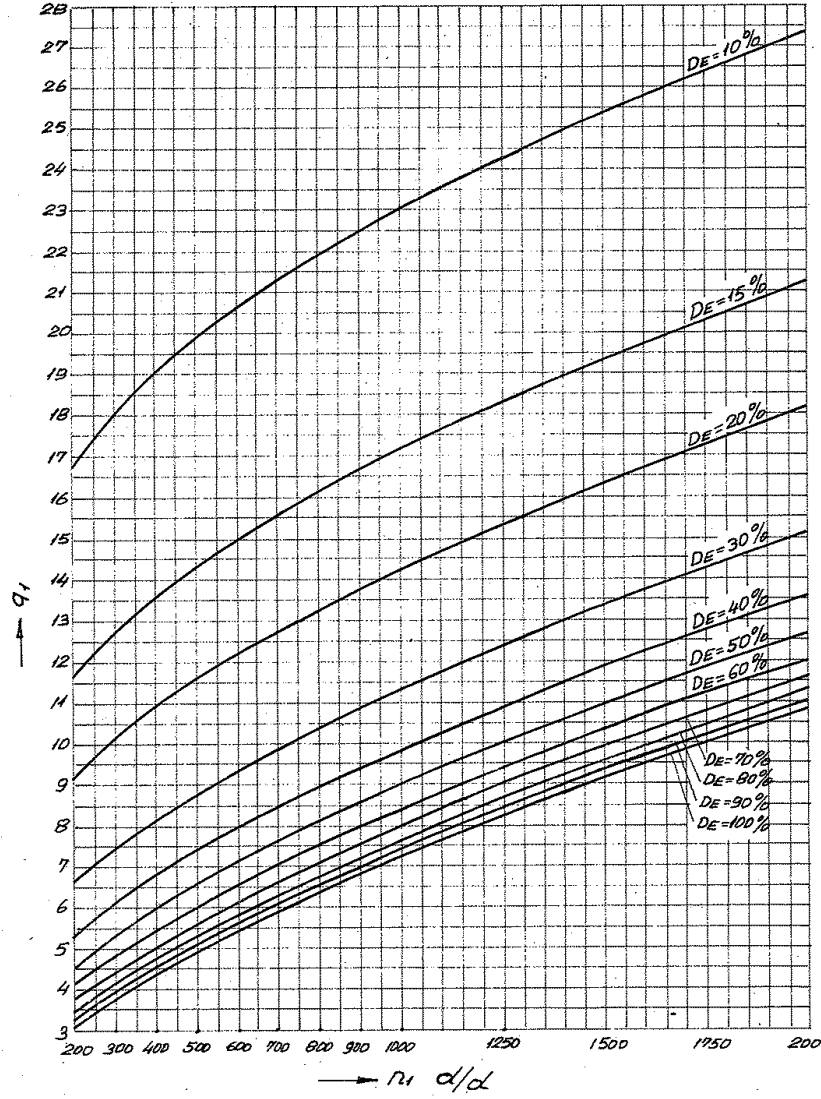
Vantilatörsüz mekanizmalarda;

$$\| y = 1,4 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000} \right)^2} \text{ ve dolayısıyla} \quad (13/24)$$

$$\| q_1 = \left[1 + \frac{1,4 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000} \right)^2}}{1 + 1,4 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000} \right)^2}} \right] \left[\frac{100}{DE} + 1,4 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000} \right)^2} \right] \frac{n_1}{d/d} \left| \frac{DE}{\%} \right. \quad (13/25)$$

bulunur. q_1 aynı zamanda Şekil 13.7 deki diyagramdanda bulunabilir.

DE - İşletme yüzdesi olup devamlı işletme halinde $DE = \% 100$ dür.
 $\left(\frac{n_1}{1000} \right)^{2/3}$ değerleri Cetvel 13.3 de verilmiştir.



Şekil 13.6 - Vantilatörlü sonsuz vida mekanizmalarında soğutma faktörü (q_1)

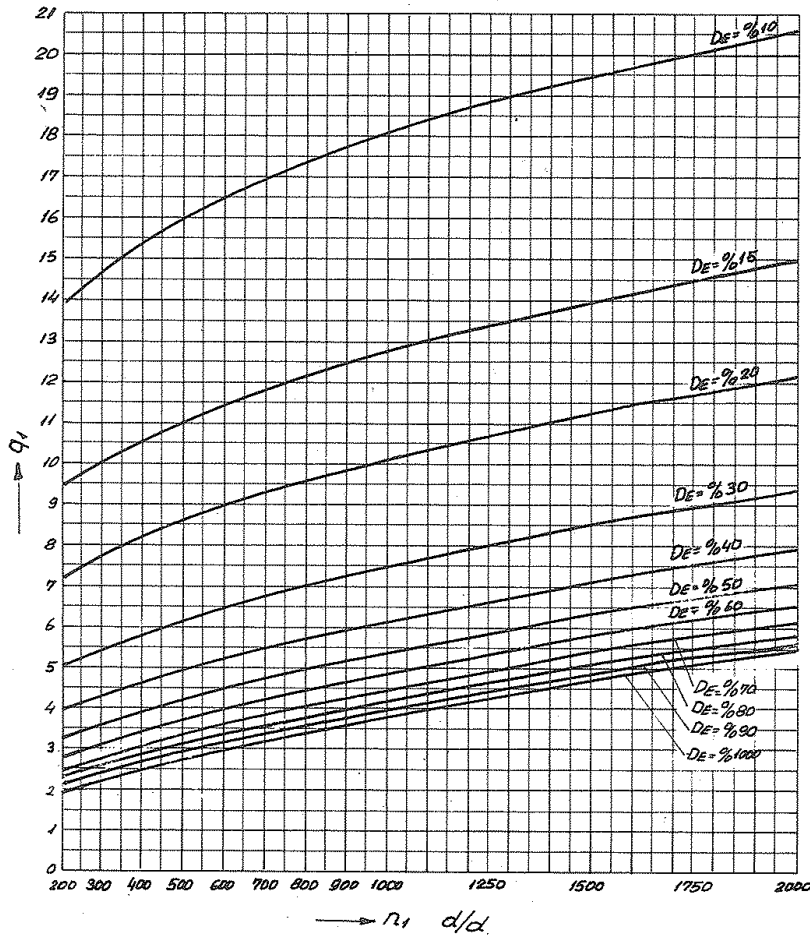
Malzeme		q_3
Sonsuz Vida	Dişli Çark	
Sertleştirilmiş-ve taşlanmış çelik	Cu-Sn-Bronzu (Savurma döküm)	1
	Al- Alaşımı	0,87
	Dökme Demir	0,8
İslah edilmiş çelik taşlanmamış	Cu-Sn-Bronzu, Zn- Alaşımı	0,67
	Al- Alaşımı	0,58
	Dökme Demir	0,55
Dökme Demir taşlanmamış	Cu-Sn-Bronzu (Savurma döküm)	0,87
	Dökme Demir	0,8

Cetvel 13.5 - Malzeme faktörü (q_3) değerleri (Sonsuz vida silindirik ve dış profili A, N, E, K)

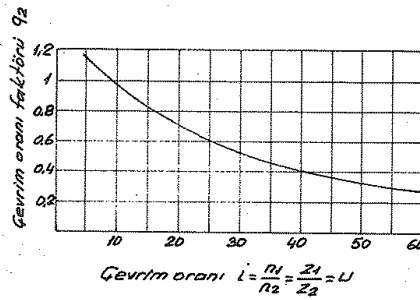
$i = \frac{n_1}{n_2}$	5	7,5	10	15	20	25	30	40	50	60
q_2	1,16	1,10	1,00	0,81	0,68	0,59	0,52	0,41	0,32	0,28

Cetvel 13.6 - Gevrim oranı faktörü (q_2) değerleri (Döndüren sonsuz vida)

q_2 aynı zamanda Şekil 13.8 deki diyagramdanda bulunabilir.



Şekil 13.7 - Vantilatörsüz sonsuz vida mekanizmalarında soğutma faktörü (q_1)



Şekil 13.8 - Çevrim oranı faktörü q_2 (Döndüren sonsuz vida)

q_4	Konstrüksiyon Şekli
= 1	Sonsuz vida altta (Yağ taşıyan sonsuz vida)
= 0.8	Sonsuz vida üstte (Yağ taşıyan dişli çark)
> 1	İlave yağ ile soğutma

Cetvel 13.7 - Konstrüksiyon faktörü (q_4) değerleri.

IV - Hermann Trier [11] 'den;

Sürtünmeden dolayı meydana gelen toplam kayıp güç; N_v

$$\| N_v = N_1 - N_2 = N_1 (1 - \eta_{top}) \quad (13/26)$$

η_{top} - Eşitlik (12/3)

Hava ile soğutmada (Ventilatörlü) soğutma gücü N_{KL} ise,

Normal durumda $N_v < N_{KL}$, $N_1 = N_2 + N_v$

Sınır durumunda $N_{v\text{sinir}} = N_{KL}$, $N_{1T} = N_{2T} + N_{KL}$

olmaktadır.

$$N_{KL} = N_{1T} - N_{2T} = N_{1T} - N_{1T} \cdot \eta_{top}$$

$$N_{KL} = N_{1T} (1 - \eta_{top})$$

Sonsuz vidanın sıcaklık sınır gücü;

$$\| N_{1T} = \frac{N_{KL}}{(1 - \eta_{top})} \quad (13/27)$$

Dişli çarkın sıcaklık sınır gücü;

$$\| N_{2T} = N_{1T} \cdot \eta_{top} \quad (13/28)$$

Sıcaklık emniyeti, S_T

$$\| S_T = \frac{N_{1T}}{N_1} = \frac{N_{KL}}{N_1 (1 - \eta_{top})} \geq 1 \text{ olmalıdır} \quad (13/29)$$

N_{KL} - Eşitlik (13/5)

V - Dudley/Winter metodu:

(AGMA 440.02 ve 441.02 standartlarından faydalanılmıştır.)

Sonsuz vida ve çark arasındaki sürtünmeden meydana gelen ısı, yağ tarafından alınır ve dışarıya (havaya) verilir. Sıcaklık sınır gücünü veren ampirik formül aşağıdaki hipotezlere göre geçerlidir.

1- Sıcaklık sınır değerleri

$$t_u = 50^\circ\text{C}, \quad t_s = 95^\circ\text{C} \text{ dir.}$$

2- Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında, mekanizma kutusunun normal yüz ölçümü değeri (dişli kutusunun tabanı, flanşlar ve kaburgalar hesaba katılmamıştır.);

$$\| O = 115 \cdot (\alpha)^{1.7} \quad \frac{O}{\text{mm}^2} \quad \alpha \quad (13/30)$$

$(\alpha)^{1.7}$ değerleri Cetvel 1.1 de verilmiştir.

3- Sonsuz vida rulmanlı yataklı, çark ise rulmanlı veya kaymalı yataklı

4- Sonsuz vidanın devir sayısı $n_1 = 2000$ d/d ya kadar yağ ile soğutma yapılır. Üzerindeki devir sayılarında ilave soğutma gerekir.

Sıcaklık sınır gücü, silindirik sonsuz vida mekanizmalarında;

$$\| N_{th}[PS] = \frac{\alpha^{1.7}}{52(1025 - \eta_z)} \geq N_1 \quad (13/31)$$

ve

$$\| \eta_z = 100 - \frac{L}{2} \quad (13/32)$$

olup, η_z en çok 0,97 değerini alabilir.

Sıcaklık emniyeti, S_T

$$\| S_T = \frac{N_{th}}{N_1} = \frac{a^{1.7}}{52(102.5 - \eta_2) N_1} \geq 1 \quad (13/33)$$

olmalıdır.

Not. AGMA - Standart 440.02 (Standart practice for Cylindrical Worm-Gear speed reducers. Standart limited to enclosed gears of both lubrication types. - Hız azaltıcı silindirik sonsuz vida mekanizmaları Standartı. Standart limitleri kapalı devre yağlama sistemi içindir.) 'e göre; Sıcaklık sınır gücü aşağıdaki ampirik formül ile verilmiştir.

$$\| N_{th} [B.G] = \frac{K_T}{2.5 + m/2} \quad (13/34)$$

K_T - Sıcaklık faktörü (Şekil 13.9)

m - Çevrim oranı ($m = \frac{Z_2}{Z_1}$)

Bu formülün geçerli olabilmesi için;

1- Yağ banyosu sıcaklık limitleri, çevre sıcaklığının $100^\circ F$ üzerinde ve $200^\circ F$ geçmeyecektir.

2- Sonsuz vidanın devir sayısı $n_1 = 2000$ d/d yı geçmeyecektir.

3- Çevrim oranı $m > 6$ olacaktır.

Sonsuz vidanın devir sayısı 100 d/d dan az ise; yapılacak işlemler sırası ile

- Giriş gücünü $n_w = 100$ d/d için yüzey mukavemeti formülünden (Yüzey sınır gücü konusunda AGMA - Standart 213.02 içinde incelenecek.) Hesapla.

- Bulunan giriş gücünü giriş momentine inç. pound olarak çevir.

- Çıkış momentini bulmak için giriş momentini verim (E) ile çarp.

$$\| E = 100 - (m/2) \quad (13/35)$$

$m \leq 6$ ise $E = 0.97$ alınır

Bulunan çıkış momentinin, çarka ait max. döndürme momentinden büyük olması gerekir.

ÖZET:

Sürtünmeden meydana gelen güç kaybı ısıya dönüşerek sistemde bir sıcaklık artışı meydana getirir. Bu güç kaybı toplam verim η_{top} olduğuna göre $(1 - \eta_{top}) N_1$ dir. Bütün sürtünme işinin ısıya dönüştüğü kabul edilirse, 0 takdirde rejim durumunda saatte üretilen ısı,

$$\| Q = \frac{(1 - \eta_{top}) N_1 \cdot 75 \cdot 3600}{427} = 632 (1 - \eta_{top}) N_{1B.G} \text{ k.cal/h} \quad (13/36)$$

$$= 860 (1 - \eta_{top}) N_{1KW} \text{ k.cal/h} \quad (13/37)$$

ifadesi ile verilir. Bu ısının önemli bir miktarı yağ tarafından alınır ve dişli kutusunun gövdesinden dışarıya, havaya verilir.

Isı akımında, dişli kutusu gövdesinin dış cidarına kadar olan kısımda esas itibariyle iletkenlik rol oynamaktadır. Dış cidardan çevreye alan ısı akımında ise daha ziyade konveksiyon ve radyasyon halleri ön planda yer almaktadır.

İletkenlik halinde geçen ısı

$$\| Q_i = -\lambda F_k \frac{\partial t}{\partial n} \quad (13/38)$$

Konveksiyon halinde basitleştirilmiş olarak

$$\|Q_K = \alpha_K \cdot F_K (t_w - t_1)$$

(13/39)

Radyasyon halinde ise

$$\|Q_R = C \cdot F_K \left\{ (T_w/100)^4 - (T_L/100)^4 \right\}$$

(13/40)

şeklinde ifade edilebilir. Bu ifadelerde

λ - İletkenlik sayısı

[K·Cal/°·m·saat]

F_K - Hava ile temasındaki dış yüzey

[m²]

$\frac{\partial t}{\partial n}$ - Sıcaklık gradyanı

[°C/m]

α_K - Konveksiyon sayısı

[K·Cal/°·m²·saat]

$t_w - t_L$ - Yüzeyle çevre arasındaki sıcaklık farkı

[°C]

C - Radyasyon sayısı

[K·Cal/°⁴·m²·saat]

T_w - Isı veren yüzeyin sıcaklığı

[°K (Kelvin)]

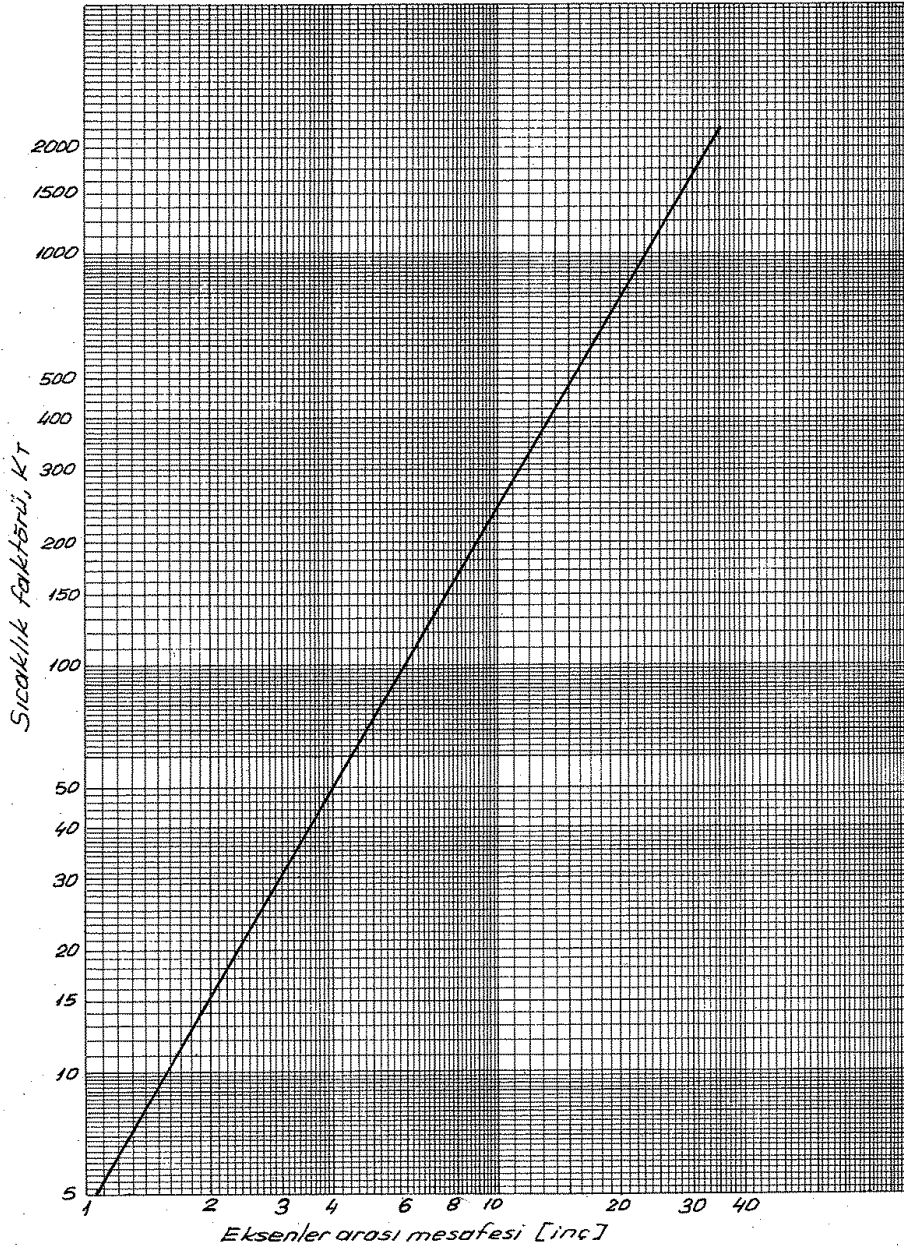
T_L - Isı alan yüzeyin sıcaklığı

[°K (Kelvin)]

değerlerini göstermektedir.

Thermal Factor Chart, KT

AGMA 440.02-1952 Standart Practice for Cylindrical-Worm Gear Speed Reducers



Şekil 13.9- Sıcaklık faktörü (KT)

Dişli kutusunun dış cidarından dışarıya konveksiyon ve radyasyonla iletilen ısı miktarı basit bir ifade içine toplanmıştır.

$$\| \underline{Q_{\text{cidar}}} = \alpha \cdot F_k (t_w - t_L) \quad \text{k.cal/saat.} \quad (13/41)$$

Burada α sayısı içinde konveksiyon ve radyasyon halleri de mütalaa edilmiştir. Hava içindeki ısı geçişinde genel olarak iletgenliği ihmal etmek mümkündür. Özel bir soğutma düzeni olmayan dişli kutularında,

$$\| \underline{\alpha} = (18 \dots 20) \quad \text{k.cal/}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{saat}$$

alınabilir. Kutu etrafında hava hareketi var ise bu halde α için

$$\alpha = (8 + 12\sqrt{W}) \quad \text{Watt/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{veya} \quad (13/42)$$

$$\| \underline{\alpha} = (8 + 12\sqrt{W}) \cdot 0,85985 \quad \text{k.cal/}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{saat} \quad (13/43)$$

ifadesi yazılabilir. Burada W kutu etrafındaki havanın ortalama hızıdır.

(W nin boyutu m/sn. dir)

Lütfullah Ulukan [12], α eşitliğini hava hareketi olan hallerde

$$\| \underline{\alpha} = 15 + 7,6\sqrt{W} \quad \text{k.cal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{saat} \quad (13/44)$$

şeklinde vermiştir.

Not. Dişli karteri bir vantilatör yardımıyla soğutulur ve üzerine soğutucu kanatlar ilave olunursa α değeri (50...60) k.cal/m².°C.h kadar çıkabilir. Rejim durumunda denge deklemini yazarsak

$$\alpha \cdot F_k (t_w - t_L) = 632 (1 - \eta_{\text{top}}) N_1$$

$$\| \underline{t_w} = \frac{632 (1 - \eta_{\text{top}}) N_1}{\alpha \cdot F_k} + t_L \quad \text{bulunur.}$$

t_L - Çevre sıcaklığı, genellikle (20...25)°C

$$t_w - t_L = t_u = \frac{632 (1 - \eta_{\text{top}}) N_1}{\alpha \cdot F_k} \leq t_{u\text{sinir}} \quad (50 \dots 60)^\circ\text{C} \quad \text{olmalıdır.}$$

$$\frac{t_{u\text{sinir}}}{t_u} \geq 1 \quad \frac{t_{u\text{sinir}} \cdot \alpha \cdot F_k}{632 (1 - \eta_{\text{top}}) N_1} \geq 1$$

$$N_{KL} = t_{u\text{sinir}} \cdot F_k \frac{\alpha}{632}$$

$$N_{1T} = \frac{N_{KL}}{1 - \eta_{\text{top}}}$$

eşitlikleri göz önüne alınırsa ve $\frac{t_{u\text{sinir}}}{t_u} \geq 1$ ifadesinde yerine konursa

$$\frac{N_{KL}}{(1 - \eta_{\text{top}}) N_1} \geq 1 \quad \frac{N_{1T}}{N_1} \geq 1 \quad \text{bulunur.}$$

Şu halde

$$\| \underline{S_T} = \frac{t_{u\text{sinir}}}{t_u} = \frac{N_{1T}}{N_1} \geq 1 \quad \text{yazılabilir.}$$

Bu ise bize sıcaklık emniyeti $S_T \geq 1$ sağlandığında $t_u \leq t_{u\text{sinir}}$ sağlanmış olacağını gösterir.

Not. Dişli kutusunun tabanı hava ile temas etmediğinden, F_k soğutma yüzeyinin hesabında göz önüne alınmaz. Ancak soğutma yüzeyini büyültmek amacı ile kullanılan kaburgalar hesaba katılır. Bunların soğutma üzerine tesiri yaklaşık % 25 civarında olduğuna göre, bu durumda soğutma yüzeyi $1,25 F_k$ olarak alınabilir.

$$\eta_{top} = \frac{\text{tg } 15^{\circ} 03' 16''}{\text{tg}(15^{\circ} 03' 16'' + 1^{\circ} 12'')}$$

$$\|\eta_{top} = 0,92$$

Cetvel 7.4 de göz önüne alınırsa

$$\eta_{top} = 0,89 \text{ (Kabul)}$$

$$\eta_z = 0,91 \text{ (Kabul)}$$

11- Sıcaklık emniyeti S_T nin kontrolü

I- Niemann'a göre çözüm

A- Soğutma gücü (Isı ile dışarıya atılan güç)

$$N_{KL} \approx 0,48 \left(\frac{\alpha}{100}\right)^{1,8} \cdot y_K \text{ (Eşitlik 13/5)}$$

$$y_K = 1 + 0,355 \left(\frac{n_1}{1000}\right)^{1,55} \text{ (Eşitlik 13/4)}$$

$$y_K = 1 + 0,355 \left(\frac{1400}{1000}\right)^{1,55}$$

$$\|\underline{y_K} = 1,60$$

$$N_{KL} = 0,48 \left(\frac{150}{100}\right)^{1,8} \cdot 1,60$$

$$\|\underline{N_{KL}} = 1,60 \text{ B.G}$$

3) Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı

$$d_{01} = 2a - d_{02} \text{ (Eşitlik 4/1)}$$

$$d_{01} = 2 \cdot 150 - 245$$

$$\|\underline{d_{01}} = \phi 55 \text{ mm}$$

Kontrol:

$$Z_F = \frac{d_{01}}{m_a} = \frac{55}{7} = 7,86 > 6 \text{ (Uygun)}$$

4) Helis açısı

$$\text{tg } \gamma_m = \frac{z_1 \cdot m_a}{d_{01}} \text{ (Eşitlik 5/1)}$$

$$\text{tg } \gamma_m = \frac{3 \cdot 7}{55} = 0,38$$

$$\|\underline{\gamma_m} = 20^{\circ} 53' 52''$$

Kontrol:

Cetvel 5.1'e göre, otoblokajsız sonsuz vida mekanizmalarında $Z_1 = 3$ için tavsiye edilen sınır değerler $\gamma_m = 15^{\circ} \dots 17^{\circ}$ arasında kalmaktadır hesaplanan ise $20^{\circ} 53' 52''$ dir. Tavsiyeye uyararak yeniden modül hesabına dönelim.

1) Hesaplanan aksenal modül

$$m_a = 6,88 \text{ mm}$$

$$\|\underline{m_a} = 6,5 \text{ mm. (Kabul)}$$

2) $d_{02} = 6,5 \cdot 35$

$$\|\underline{d_{02}} = \phi 227,5 \text{ mm}$$

3) $d_{01} = 2 \cdot 150 - 227,5$

$$\|\underline{d_{01}} = \phi 72,5 \text{ mm}$$

$$Z_F = \frac{72,5}{6,5} = 11,15 > 6 \text{ (uygun)}$$

B- Toplam kayıp güç

$$N_v = N_{vz} + N_0 + N_p \quad (\text{Eşitlik 13/7})$$

a) Diş kayıp gücü

$$N_{vz} \cong N_2 \mu_z \left(\frac{1}{\text{tg} \gamma_m} + \text{tg} \gamma_m \right) \quad (\text{Eşitlik 13/9})$$

$$N_{vz} = N_2 \cdot 0,0263 \left(\frac{1}{\text{tg} 15^\circ 03' 16''} + \text{tg} 15^\circ 03' 16'' \right)$$

$$\| N_{vz} = 0,1049 N_2 \text{ B.G.}$$

b) Yüksüz çalışmadaki güç ihtiyacı

$$N_0 \cong \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{2,5} \cdot \frac{V_{50} + 90}{1,8 \cdot 1000} \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{4/3} \quad (\text{Eşitlik 13/10})$$

$$V_{50} = \frac{100}{2,1^{0,4}} \dots \frac{200}{2,1^{0,4}} \quad (\text{Cetvel 13.2})$$

$$V_{50} = \frac{200}{5,31^{0,4}} = 102,5$$

$$V_{50} = 100 \text{ est (Kabul)}$$

$$N_0 = \left(\frac{150}{100} \right)^{2,5} \cdot \frac{100 + 90}{1,8 \cdot 1000} \left(\frac{1400}{1000} \right)^{4/3}$$

$$\| N_0 = 0,46 \text{ B.G.}$$

c) Yatak yükünden meydana gelen kayıp güç

$$N_p \cong 0,228 N_2 \left(\frac{\alpha}{100} \right)^{0,44} \cdot \frac{l}{d_{02}} \quad (\text{Eşitlik 13/11})$$

$$N_p = 0,228 N_2 \left(\frac{150}{100} \right)^{0,44} \cdot \frac{35/3}{227,5}$$

$$\| N_p = 0,014 N_2 \text{ B.G.}$$

$$N_v = 0,1049 N_2 + 0,46 + 0,014 N_2$$

C- Sıcaklık sınır güçleri

Soğutma gücü N_{kL} , kayıp güç N_v ye eşittir. Ayrıca $N_2 = N_{2T}$ yazılarak dişli çarkın sıcaklık sınır gücü bulunur

$$1,60 = 0,1049 N_{2T} + 0,46 + 0,014 N_{2T}$$

$$\| N_{2T} = 9,6 \text{ B.G.}$$

Sonsuz vidanın sıcaklık sınır gücü

$$N_{1T} = N_{2T} + N_v \quad (\text{Eşitlik 13/13})$$

$$N_{1T} = 9,6 + 1,60$$

$$\| N_{1T} = 11,2 \text{ B.G.}$$

D- Sıcaklık emniyeti

$$S_T = \frac{N_{1T}}{N_1} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 13/14})$$

$$\| S_T = \frac{11,2}{14} = 0,8 < 1 \quad (\text{Uygun değil})$$

II- Schiebel'e göre çözüm

a) Gevrim oranı faktörü

$$C_i = \frac{l}{56,5} + 0,84 \quad (\text{Eşitlik 13/17})$$

$$C_i = \frac{35/3}{56,5} + 0,84$$

$$\| C_i = 1,05$$

b) Soğutma faktörü

$$C_n = \frac{100}{\sqrt{1+6n_1/1000}} \quad (\text{Eşitlik 13/18})$$

$$C_n = \frac{100}{\sqrt{1+6 \cdot 1400/1000}}$$

$$\| C_n = 32,62$$

c) Malzeme faktörü

$$C_w = 1 \quad (\text{Çetvel 13.4})$$

d) Sıcaklık emniyeti

$$S_T = \left(\frac{\alpha_{\min.}}{C_i \cdot C_w \cdot C_n} \right)^2 \cdot \frac{1}{N_1} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 13/16})$$

$$S_T = \left(\frac{150}{1,05 \cdot 1 \cdot 32,62} \right)^2 \cdot \frac{1}{14}$$

$$\| S_T = 1,37 > 1 \quad (\text{uygun})$$

III - Kurt Zirpke' e göre çözüm

a) Soğutma faktörü

$$q_1 = \left[1 + \frac{3,1 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000}\right)^2}}{1 + 3,1 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000}\right)^2}} \right] \left[\frac{100}{DE} + 3,1 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000}\right)^2} \right] \quad (\text{Eşitlik 13/23})$$

$$q_1 = \left[1 + \frac{3,1 \sqrt[3]{(1400/1000)^2}}{1 + 3,1 \sqrt[3]{(1400/1000)^2}} \right] \left[\frac{100}{100} + 3,1 \sqrt[3]{(1400/1000)^2} \right]$$

$$\| q_1 = 8,75$$

b) Çevrim oranı faktörü

$$q_2 = 0,95 \quad (\text{Çetvel 13.6})$$

c) Malzeme faktörü

$$q_3 = 1 \quad (\text{Çetvel 13.5})$$

d) Konstrüksiyon faktörü

$$q_4 = 1 \quad (\text{Çetvel 13.7})$$

e) Sıcaklık emniyeti

$$S_T = \left(\frac{\alpha}{10} \right)^2 \frac{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}{136 \cdot N_1} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 13/20})$$

$$S_T = \left(\frac{150}{10} \right)^2 \frac{8,75 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1}{136 \cdot 14 \cdot 0,736}$$

$$\| S_T = 1,33 > 1 \quad (\text{uygun})$$

IV - Hermann Trier' e göre çözüm

a) Toplam kayıp güç

$$N_v = N_1 (1 - \eta_{\text{top}}) \quad (\text{Eşitlik 13/26})$$

$$N_v = 14 (1 - 0,89)$$

$$\| N_v = 1,54 \text{ B.G}$$

b) Sonsuz vidanın sıcaklık sınır gücü

$$N_{1T} = \frac{N_{KL}}{(1 - \eta_{\text{top}})} \quad (\text{Eşitlik 13/27})$$

$$N_{1T} = \frac{1,60}{1-0,89}$$

$$\| N_{1T} = 14,54 \text{ B.G}$$

c) Dişli çarkın sıcaklık sınır gücü

$$N_{2T} = N_{1T} \cdot \eta_{top} \quad (\text{Eşitlik 13/28})$$

$$N_{2T} = 14,54 \cdot 0,89$$

$$\| N_{2T} = 12,94 \text{ B.G}$$

d) Sıcaklık emniyeti

$$S_T = \frac{N_{1T}}{N_1} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 13/29})$$

$$S_T = \frac{14,54}{14}$$

$$\| S_T = 1,03 > 1 \quad (\text{Uygun})$$

√ - Dudley / Winter 'a göre çözüm

a) Mekanizmanın verimi

$$\eta_z = 100 - \frac{L}{2} \quad (\text{Eşitlik 13/32})$$

$$\eta_z = 100 - \frac{35/3}{2}$$

$$\| \eta_z = 94,17$$

b) Sıcaklık sınır gücü

$$N_{th} = \frac{\alpha^{1,7}}{52(102,5 - \eta_z)} \quad (\text{Eşitlik 13/31})$$

$$N_{th} = \frac{150^{1,7}}{52(102,5 - 94,17)}$$

$$\| N_{th} = 11,55 \text{ B.G}$$

c) Sıcaklık emniyeti

$$S_T = \frac{N_{th}}{N_1} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 13/33})$$

$$S_T = \frac{11,55}{14}$$

$$\| S_T = 0,82 < 1 \quad (\text{uygun değil})$$

√ - AGMA - Standart 440.02 ye göre çözüm

a) Sıcaklık faktörü

$$K_T = 96 \quad (\text{Şekil 13.9})$$

b) Sıcaklık sınır gücü

$$N_{th} = \frac{K_T}{2,5 + m/2} \quad (\text{Eşitlik 13/34})$$

$$N_{th} = \frac{96}{2,5 + 35/6}$$

$$\| N_{th} = 11,52 \text{ B.G}$$

c) Sıcaklık emniyeti

$$S_T = \frac{N_{th}}{N_1} \geq 1$$

$$S_T = \frac{11,52}{14}$$

$$\| S_T = 0,82 < 1 \quad (\text{Uygun değil})$$

f) Sonsuz vidanın uzunluğu

f1) Normal çalışma şartlarında

$$\| L = 2 \cdot m \alpha (1 + \sqrt{Z_2}) \quad (14/8)$$

f2) Yüksek çalışma şartlarında

$$\| L = 2 \cdot m \alpha \sqrt{2 \cdot Z_2 - 4} \quad (14/9)$$

g) Çarkın ortama dış genişliği

$$\| b_{2m} \approx 0,45 (d_{o1} + 6 \cdot m \alpha) \quad (14/10)$$

h) Çarkın genişliği (b_2), ve Dış yayı uzunluğu (\widehat{b}_2)

h1) Bronz çark için

$$\| b_2 \approx b_{2m} \quad , \quad \| \widehat{b}_2 \approx 1,1 b_2 \quad (14/11)$$

h2) Al- Alasımlı çark için

$$\| b_2 \approx b_{2m} + 1,8 \cdot m \alpha \quad , \quad \| \widehat{b}_2 \approx 1,17 b_2 \quad (14/12)$$

h3) Hermann Trier'den;

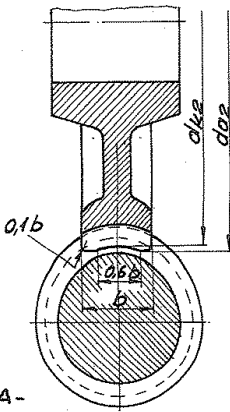
$$d_{o1} = (0,25 \dots 0,6) a \quad ; \quad d_{o1} \approx 0,5 a$$

$$m \alpha = (0,067 \dots 0,167) d_{o1} \quad ; \quad m \alpha \approx 0,1 d_{o1}$$

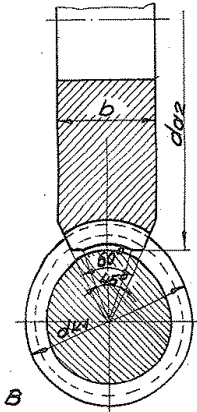
alınırsa $\| b_2 = 0,8 d_{o1}$ şeklinde yazılabilir. (14/13)

Not.1 - b_2 genişliği ile ilgili çeşitli literatürlerde çeşitli eşitlikler vardır. Örneğin;

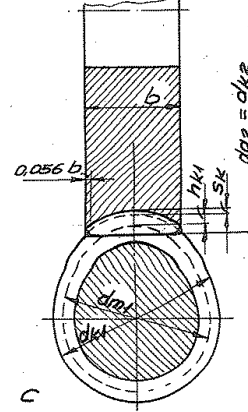
1° - Dudley/Winter'dan;



Taksimat dairesine teğet



Güç ileten mekanizmalarda



Hassas cihaz tekniğinde

$$b = \sqrt{d_{k1}^2 - d_{m1}^2}$$

Konstrüksiyon: A

$$b = 0,577 \cdot d_{k1}$$

Konstrüksiyon: B

$$b_{min.} = 1,125 \sqrt{(d_{k1} + 2S_k)^2 - (d_{m1} - 4h_{k1})^2}$$

Konstrüksiyon: C

Şekil 14.2 - Birbirinden farklı çark konstrüksiyonları. Profil kaydırma faktörü

$$x = 0 \quad ; \quad d_{m1} = d_{o1} \quad , \quad h_{k1} = h_{k2} \quad (\text{Cetvel 14.3}) \quad \text{ve} \quad S_k \approx (0,167 \dots 0,3) \cdot m \alpha$$

olup dış başı boşluğudur.

2° - Lutfullah ULUKAN'dan;

$$\| b_2 \approx 2,5 \cdot m \alpha \cdot \pi \quad (14/14)$$

3° - Dubbel [6]'den;

$$\| b_2 \approx 2 \cdot m \alpha \left[1 + \left(\frac{d_{o1}}{m \alpha} + 1 \right)^{1/2} \right] \quad (14/15)$$

Not.2 - Kurt Zırpke, dış yükseklikleri ile ilgili bazı büyüklükleri Cetvel 14.1 de, Dudley, Cetvel 14.2 de ve Dudley/Wir - Cetvel 14.3 de vermişlerdir.

Toplam diş yüksekliği	$h_1 = h_2 =$	$\gamma_m \leq 15^\circ$	$\gamma_m > 15^\circ$
		$2,2 \cdot m_a$	$2,2 \cdot m_n$
Diş başı yüksekliği	$h_{k1} =$	m_a	m_n
	$h_{k2} =$	$m_a \mp x \cdot m_a$	$m_n \mp x \cdot m_a$
Taban derinliği	$h_{f1} =$	$h_1 - h_{k1}$	
	$h_{f2} =$	$h_2 - h_{k2}$	
Görünür ortalama dairesi çapı	$d_{m2} = d_{o2} \mp 2x m_a = 2a - d_{m1}$		

Cetvel 14.1 - Diş yükseklikleri ile ilgili bazı büyüklükler.

İsim	Boyutlar			
Helis açısı (γ_m)	30° ye kadar	30°-34° 59'	35°-39° 59'	40° - 45°
Diş başı yüksekliği (h_k)	0,3183 p_x	0,2865 p_x	0,2546 p_x	0,2228 p_x
Taban derinliği (h_f)	0,3683 p_x	0,3314 p_x	0,2947 p_x	0,2578 p_x
Toplam diş yüksekliği (h)	0,6866 p_x	0,6179 p_x	0,5493 p_x	0,4806 p_x
Çalışma yüksekliği (h_σ)	0,6366 p_x	0,5729 p_x	0,5093 p_x	0,4456 p_x
Takımın yan yüzeylerinin açısı - Basınç açısı (α_w)	20°	25°	25°	25°
Derinlik azaltılması - Tashih - (%)	0	10	20	30

Cetvel 14.2 - Standart sonsuz vida çarkında diş derinlikleri ile ilgili boyutlar [p_x - Eksenel adım (=Circular pitch) olup boyutu inç dir].

Kullanma alanı	Sonsuz Vi danin ağız sayısı Z_1	Takımın basınç açısı α_w	Baş yüksekliği h_{k1}, h_{k2}	Çalışma yüksekliği h_σ	Toplam diş yüksekliği h
Ayar mekanizmaları	1 veya 2	14° 30'	1 m_n	2 m_n	2,2 m_n
Güç mekanizmaları	1 veya 2	20°	1 m_n	2 m_n	2,2 m_n
	3 veya daha fazla	25°	0,9 m_n	1,8 m_n	2 m_n
Cihazlar ($m_n < 1,25$ mm.)	1 - 10	20°	1 m_n	2 m_n	2,2 $m_n + 0,05$ mm.

Cetvel 14.3 - Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında tavsiye edilen boyutlar.

15- Kuvvetler

a) Sonsuz vida için (Döndüren)

α_1 İletilen döndürme momenti

$$\| M_{b1} = 71620 \frac{N_1}{n_1} \quad \begin{array}{|c|c|c|} \hline M_{b1} & N_1 & n_1 \\ \hline \text{kg.cm} & \text{B.G.} & \text{d/d} \\ \hline \end{array} \quad (15/1)$$

$$\| M_{b1} = 97400 \frac{N_1}{n_1} \quad \begin{array}{|c|c|c|} \hline M_{b1} & N_1 & n_1 \\ \hline \text{kg.cm} & \text{KW} & \text{d/d} \\ \hline \end{array} \quad (15/2)$$

α_2 Çevre kuvveti

$$\text{Teorik; } \| F_{u1} = \frac{2 M_{b1}}{d_{o1}} \quad (15/3)$$

$$\text{Pratik; } \| F_{u1} = \frac{2 M_{b1}}{d_{o1}} \cdot C_s \quad (15/4)$$

α_3 Eksenel kuvvet

$$\| F_{a1} = \frac{F_{u1}}{\tan \alpha} \quad (15/5)$$

a4) Radyal kuvvet

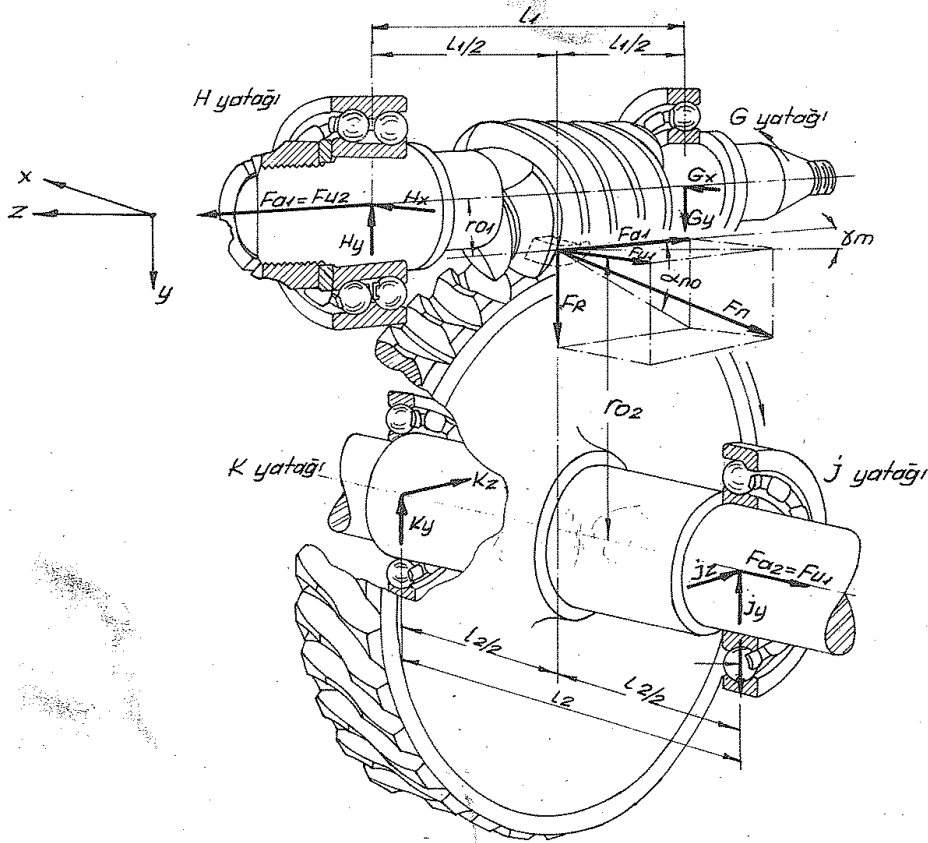
$$F_{r1} = F_{n01} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n0}$$

$$F_{n01} = R_1 \cdot \cos \beta$$

$$R_1 = \frac{F_{u1}}{\sin(\gamma_m + \beta)}$$

$$\| F_{r1} = F_{u1} \frac{\cos \beta \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n0}}{\sin(\gamma_m + \beta)} \quad \text{bulunur.} \quad (15/6)$$

α_{n0} - Normal kesitteki kavrama açısı (20°)



Şekil 15.1 - Kuvvetlerin bileşenleri.

Sonsuz vida mekanizmasında F_n dış kuvvetinin (Şekil 15.1) çevresel (F_u), radyal (F_r) ve aksenal (F_a) bileşenleri bulunmaktadır. Bunlardan başka birde $\mu \cdot F_n$ sürtünme kuvveti gelirken (Şekil 15.2) bu γ_m helis açısına sahip orta helisin teğeti doğrultusundadır.

b) Dişli fark için

b1) Çevre kuvveti

$$\| F_{u2} = F_{a1} = \frac{F_{u1}}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \beta)} \quad (15/7)$$

b2) Eksenel kuvvet

$$F_{a2} = F_{u1}$$

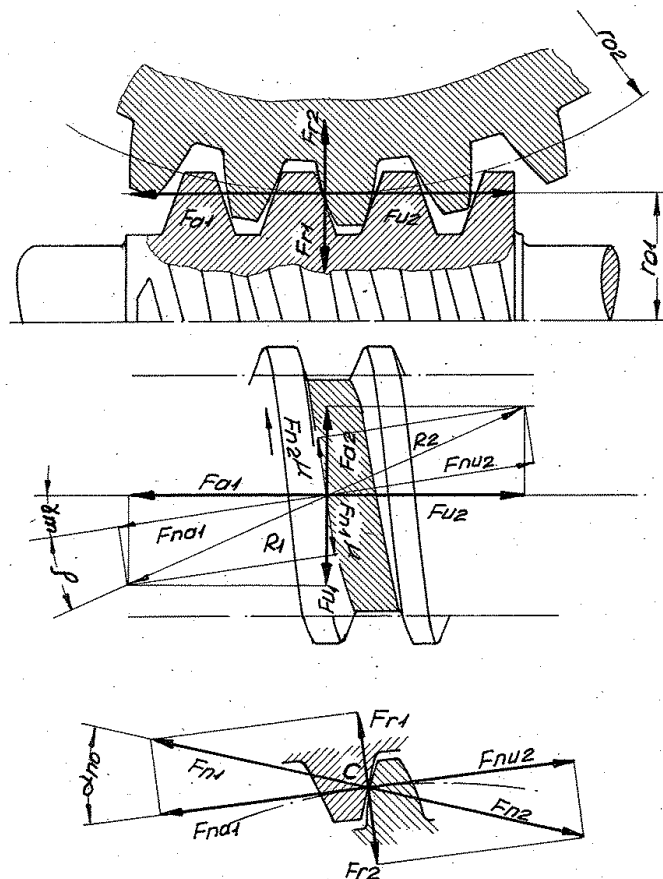
b3) Radyal kuvvet

$$\| F_{r2} = F_{r1} = F_r = F_{u1} \cdot \frac{\cos \beta \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n0}}{\sin(\gamma_m + \beta)} \quad (15/8)$$

Cs - Dinamik faktör (Cetvel 15.1)

İş makinasının cinsi	Günlük Çalışma Süresi (saat)	Güç kaynağı		
		Elektrik motoru	Türbin, çok silindirdirli motor	Tek silindirdirli motor
Genaratör, ileri geri hareket mekanizması, bantlı konveyör, küçük kapasiteli asansör ve vinç, turbo vantilatör ve kompresör, yoğunluğu mütecanis cisimler için karıştırıcı	0,5	0,5	0,8	1,0
	3	0,8	1,0	1,25
	8	1,0	1,25	1,5
	24	1,25	1,5	1,75
Takım tezgahlarının ana mekanizması, büyük kapasiteli asansör, döner vinçlerin merkez kısımları, maden ocağı vantilatörleri, yoğunluğu mütecanis olmayan cisimler için karıştırıcı, çok silindirdirli pistonlu pompalar, tevzi pompaları	0,5	0,8	1,0	1,25
	3	1,0	1,25	1,5
	8	1,25	1,5	1,75
	24	1,5	1,75	2,0
Zimba, makas, lastik yoğurma makinası, haddhane ve izabe makineleri, keçeli yükleyici, yüksek güçlü santrifüj, yüksek güçlü tevzi pompaları.	0,5	1,25	1,5	1,75
	3	1,5	1,75	2,0
	8	1,75	2,0	2,25
	24	2,0	2,25	2,5

Cetvel 15.1 - Dinamik faktör (Cs)



Şekil 15.2

a4) Radyal kuvvet

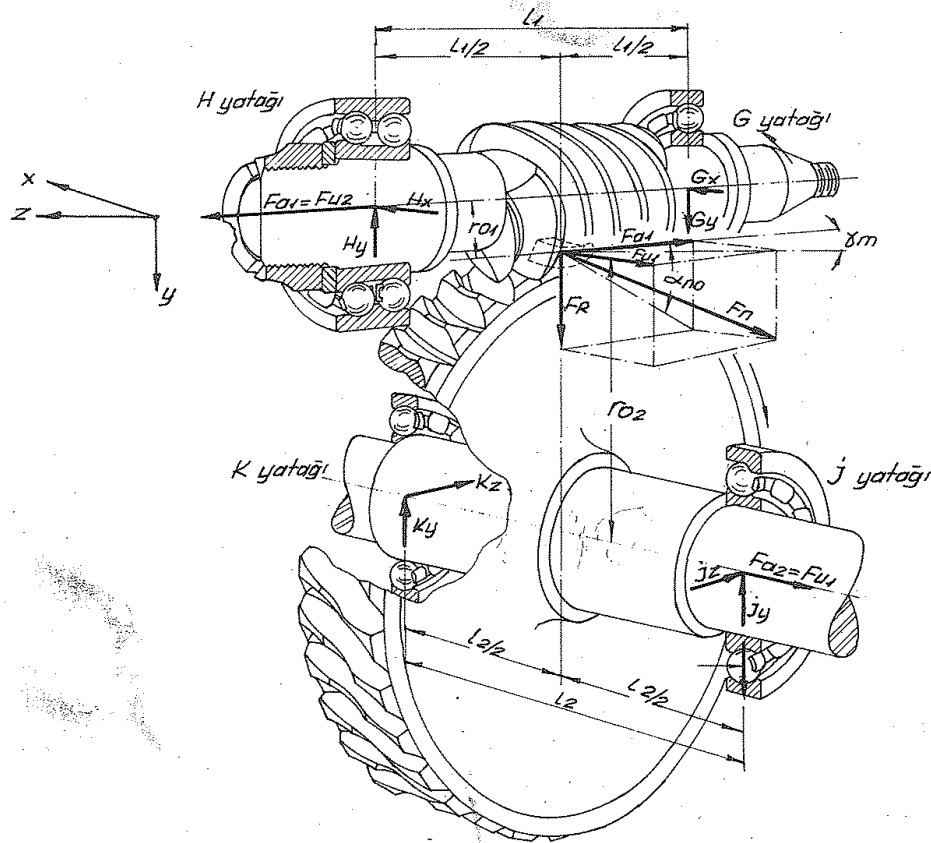
$$F_{r1} = F_{n01} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n0}$$

$$F_{n01} \approx R_1 \cdot \cos \beta$$

$$R_1 = \frac{F_{u1}}{\sin(\gamma_m + \beta)}$$

$$\| F_{r1} = F_{u1} \frac{\cos \beta \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n0}}{\sin(\gamma_m + \beta)} \quad \text{bulunur.} \quad (15/6)$$

α_{n0} - Normal kesitteki kavrama açısı (20°)



Şekil 15.1 - Kuvvetlerin bileşenleri.

Sonsuz vida mekanizmasında F_n dış kuvvetinin (Şekil 15.1) çevresel (F_u), radyal (F_r) ve aksenal (F_a) bileşenleri bulunmaktadır. Bunlardan başka birde $\mu \cdot F_n$ sürtünme kuvveti gelirken (Şekil 15.2) bu γ_m helis açısına sahip orta helisin teğeti doğrultusundadır.

b) Dişli fark için

b1) Çevre kuvveti

$$\| F_{u2} = F_{a1} = \frac{F_{u1}}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \beta)} \quad (15/7)$$

b2) Aksenal kuvvet

$$F_{a2} = F_{u1}$$

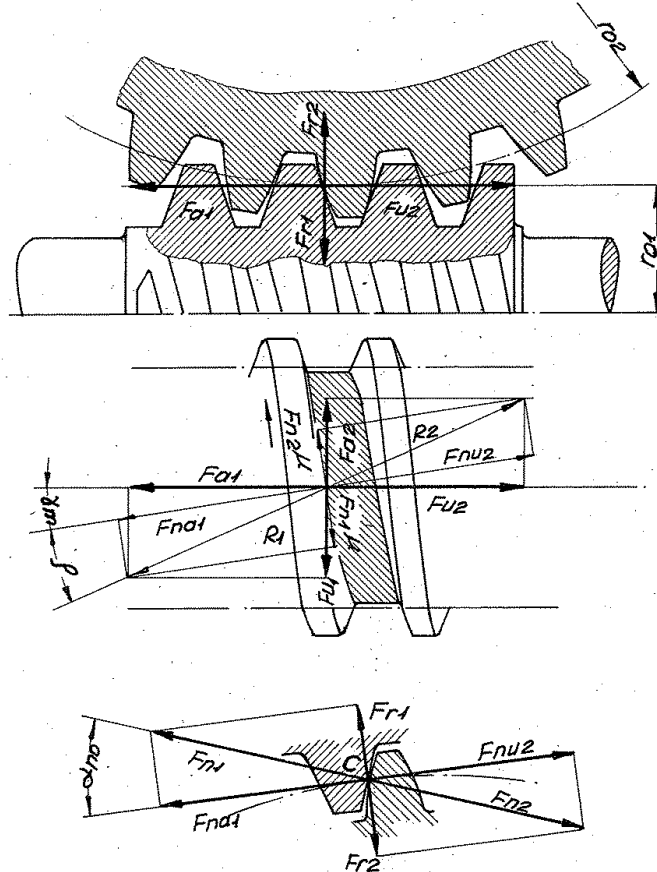
b3) Radyal kuvvet

$$\| F_{r2} = F_{r1} = F_r = F_{u1} \frac{\cos \beta \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n0}}{\sin(\gamma_m + \beta)} \quad (15/8)$$

Cs - Dinamik faktör (Cetvel 15.1)

İş makinasının cinsi	Günlük Çalışma süresi (saat)	Güç kaynağı		
		Elektrik motoru	Türbin, çok silindirli motor	Tek silindirli motor
Genaratör, ileri geri hareket mekanizması, bantlı konveyör, küçük kapasiteli asansör ve vinç, turbo vantilatör ve kompresör, yoğunluğu mütecanis cisimler için karıştırıcı	0,5	0,5	0,8	1,0
	3	0,8	1,0	1,25
	8	1,0	1,25	1,5
	24	1,25	1,5	1,75
Takım tezgahlarının ana mekanizması, büyük kapasiteli asansör, döner vinçlerin merkez kısımları, maddenin ocağı vantilatör-leri, yoğunluğu mütecanis olmayan cisimler için karıştırıcı, çok silindirli pistonlu pompalar, tevzi pompaları	0,5	0,8	1,0	1,25
	3	1,0	1,25	1,5
	8	1,25	1,5	1,75
	24	1,5	1,75	2,0
Zimba, makas, lastik yoğurma makinası, haddetane ve izabe makineleri, keçeli yükleyici, yüksek güçlü santrifüj, yüksek güçlü tevzi pompaları.	0,5	1,25	1,5	1,75
	3	1,5	1,75	2,0
	8	1,75	2,0	2,25
	24	2,0	2,25	2,5

Cetvel 15.1 - Dinamik faktör (Cs)



Şekil 15.2

16- Yataklar arası uzaklık

Görülüyorki sonsuz vidaya büyük aksenal kuvvet etmektedir. Ayrıca etkiyen radyal kuvvetler de vidayı eğmeye çalışırlar. Bu nedenlerle vidaların mümkün olduğu kadar eğilmeye karşı rijit yataklanması lazımdır. Diğer bir deyişle sonsuz vida yatakları arasındaki açıklık mümkün olduğu kadar küçük tutulmalıdır.

Tavsiye edilen değerler; (Şekil 15.1)

a) Sonsuz vida yatakları arasındaki ortalama mesafe;

$$\| \underline{l_1} \cong (1,4 \dots 1,5) \alpha \tag{16/1}$$

$$\| \underline{l_1} = 1,5 \cdot \alpha \text{ (Kabul)} \tag{16/2}$$

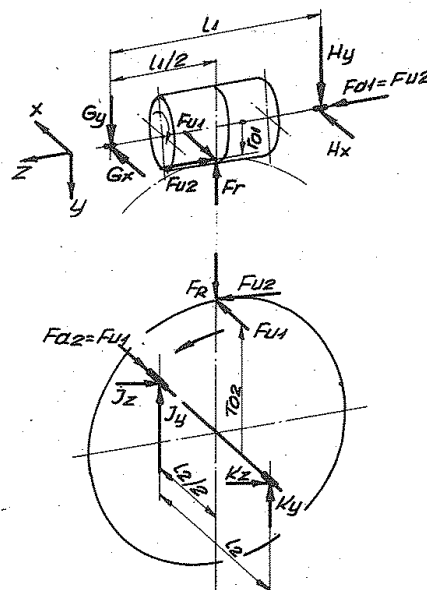
b) Dişli çark yatakları arasındaki ortalama mesafe;

$$\| \underline{l_2} \cong (0,9 \dots 1,1) \cdot \alpha \tag{16/3}$$

$$\| \underline{l_2} = 1,0 \cdot \alpha \text{ (Kabul)} \tag{16/4}$$

17- Yatak kuvvetleri

Şekil 17.1 de yatak kuvvetlerinin bileşenleri şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 17.1- Yatak kuvvetleri

Denge deklemlerini yazalım.

Yatay düzlemde;

$$H_x = G_x$$

$$H_x + G_x = F_{u1}$$

$$K_z = J_z$$

$$K_z + J_z = F_{u2}$$

Düşey düzlemde ;

$$H_y + G_y = F_R$$

$$G_y \cdot l_1 + F_{u2} \cdot r_{o1} = F_R \cdot \frac{l_1}{2}$$

$$K_y + J_y = F_R$$

$$J_y \cdot l_2 - F_{u1} \cdot r_{o2} = F_R \cdot \frac{l_2}{2}$$

Deklemlerini çözelim ve her yatak için değerleri ayrı ayrı yazalım.

a) Sonsuz vida milinin yatak kuvvetleri

a₁) H- yatağı

Yatay düzlemde,

$$\| \underline{H_x} = \frac{1}{2} F_{u1} \quad (17/1)$$

Düsey düzlemde,

$$\| \underline{H_y} = \frac{1}{2} F_R + \frac{r_{01}}{l_1} F_{u2} \quad (17/2)$$

Toplam radyal kuvvet

$$\| \underline{H_r} = \sqrt{H_x^2 + H_y^2} \quad (17/3)$$

Eksenel kuvvet

$$\| \underline{H_a} = F_{01} = F_{u2} \quad (17/4)$$

a₂) G- yatağı

Yatay düzlemde

$$\| \underline{G_x} = \frac{1}{2} F_{u1} \quad (17/5)$$

Düsey düzlemde

$$\| \underline{G_y} = \frac{1}{2} F_R - \frac{r_{01}}{l_1} F_{u2} \quad (17/6)$$

Toplam radyal kuvvet

$$\| \underline{G_r} = \sqrt{G_x^2 + G_y^2} \quad (17/7)$$

b) Dişli çark milinin yatak kuvvetleri

b₁) J- yatağı

Yatay düzlemde

$$\| \underline{J_z} = \frac{1}{2} F_{u2} \quad (17/8)$$

Düsey düzlemde

$$\| \underline{J_y} = \frac{1}{2} F_R + \frac{r_{02}}{l_2} F_{u1} \quad (17/9)$$

Toplam radyal kuvvet

$$\| \underline{J_r} = \sqrt{J_z^2 + J_y^2} \quad (17/10)$$

Eksenel kuvvet

$$\| \underline{J_a} = F_{02} = F_{u1} \quad (17/11)$$

b₂) K- yatağı

Yatay düzlemde

$$\| \underline{K_z} = \frac{1}{2} F_{u2} \quad (17/12)$$

Düsey düzlemde

$$\| \underline{K_y} = \frac{1}{2} F_R - \frac{r_{02}}{l_2} F_{u1} \quad (17/13)$$

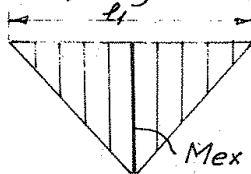
Toplam radyal kuvvet

$$\| \underline{K_r} = \sqrt{K_z^2 + K_y^2} \quad (17/14)$$

18- Sonsuz vida milinin mukavemet kontrolü

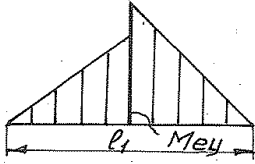
a) Eğilme momenti

Yatay düzlem (x, z)



$$\| \underline{M_{ex}} = H_x \cdot \frac{l_1}{2} = \frac{l}{4} F_{u1} \quad (18/1)$$

Düsey düzlem (y,z)



$$M_{ey} = H_y \cdot \frac{l_1}{2}$$

$$\| \underline{M_{ey}} = \frac{l_1}{4} F_R + \frac{r_{01}}{2} F_{u2} \quad (18/2)$$

Toplam eğilme momenti

$$\| \underline{M_{etop}} = \sqrt{M_{ex}^2 + M_{ey}^2} \quad (18/3)$$

b) Eğilme gerilmesi

Tehlikeli kesitte (d_{f1} çapında) mukavemet momenti (Eğilme),

$$\| \underline{W_e} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} \quad (18/4)$$

$$\| \underline{G_e} = \frac{M_{etop}}{W_e} \quad (18/5)$$

c) Burulma gerilmesi

Tehlikeli kesitte (d_{f1} çapında) mukavemet momenti (Burulma),

$$\| \underline{W_b} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{16} \quad (18/6)$$

$$\| \underline{Z_b} = \frac{M_{b1}}{W_b} \quad (18/7)$$

M_{b1} - Eşitlik 15/1

d) Çekme - basma gerilmeleri

Tehlikeli kesit (d_{f1}) alanı,

$$A = \frac{\pi \cdot d_{f1}^2}{4}$$

$$\| \underline{G_c} = \frac{F_{a1}}{A} = \frac{F_{u2}}{A} \quad (18/8)$$

e) Toplam gerilme

Bileşik zorlanma söz konusu olduğu için, max. kayma gerilmesi (Mohr) hipotezine göre,

$$\| \underline{G_{top}} = \sqrt{(G_e + G_c)^2 + 4 \cdot Z_b^2} \quad (18/9)$$

Kontrol - $G_{top} \leq G_{em}$ olmalıdır.

Sonsuz vida mili için, emniyet gerilmesi takriben

$G_{em} = 500 \dots 700 \text{ kg/cm}^2$ dir.

19- Sonsuz vida milinin deformasyon kontrolü

a) Sonsuz vida milinin sehimi

Yatay düzlemde

$$\| \underline{f_x} = \frac{F_{u1} \cdot l_1^3}{48 EI} \quad (19/1)$$

Düsey düzlemde

$$\| \underline{f_y} = \frac{F_R \cdot l_1^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (19/2)$$

Toplam sehim (ortalama)

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$$

$$\| \underline{f} = \frac{(\sqrt{F_{u1}^2 + F_R^2}) \cdot l_1^3}{48 E \cdot I} \quad (19/3)$$

F_{u1} - Eşitlik 15/4

F_R - Eşitlik 15/6

E - Elastiklik modülü (Çelik için $2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$)

I - Atalet momenti

$$\| I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (19/4)$$

d - Mil çapı

b) fsınır değeri

$$\| f_{\text{sınır}} = \frac{d_{01}}{1000} \quad (19/5)$$

c) Sonsuz vida milinin eğilmeye karşı emniyeti

$$\| S_w = \frac{f_{\text{sınır}}}{f} \gg 1 \text{ olmalıdır} \quad (19/6)$$

20- Yüzey emniyeti S_F 'nin kontrolü

I- Niemann metodu

Sonsuz vida dişlilerinde de, alın dişlilerinde olduğu gibi, yuvarlanma mukavemeti yani p HERTZ basıncı veya k STRIBECK yuvarlanma basıncının ($k = 2,86 p^2/E$ çizgi teması) aşılması ile az sert yüzeylerde (Diş yüzeyinde) pitting meydana gelir. Bu şu demektir; taşınabilen çevre kuvvetini sınırlayan faktörlerden birisinin "Diş yüzeylerindeki müsaade edilen yuvarlanma basıncı" olmasıdır. Bu değer arzu edilen ömüre göre değişir. Pratikte dişli hesaplarında k - değeri kullanılmaktadır.

a) Diş yüzeyindeki yuvarlanma basıncı

Deneylere göre yaklaşık olarak

$$\| k = \frac{F_{u2}}{f_m \cdot f_z \cdot b_2 \cdot d_{02}} \quad \begin{array}{c|c|c|c} k & F_{u2} & b_2 & d_{02} \\ \hline \text{kg/mm}^2 & \text{kg} & \text{mm} & \text{mm} \end{array} \quad (20/1)$$

bulunur.

F_{u2} - Dişli çark için çevre kuvveti

$$M_{b2} = 71620 \frac{N_2}{n_2}$$

$$M_{b2} = F_{u2} \cdot \frac{d_{02}}{2}$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{top}}$$

yazılırsa bu eşitliklerden,

$$\| F_{u2} = 1,43 \cdot 10^6 \frac{N_2}{d_{02} \cdot n_2} = 1,43 \cdot 10^6 \frac{N_1}{d_{02} \cdot n_2} \cdot \eta_{\text{top}} \quad (20/2)$$

f_z - Form faktörü (Cetvel 10-2 ve E5-1)

b_2 - Çarkın genişliği (Eşitlik 14/11, 14/12)

d_{02} - Çarkın taksimat dairesi çapı (Eşitlik 3/1)

f_m - Katsayı

$$\| f_m = \sqrt{\frac{10}{Z_F}} \quad (20/3)$$

şeklinde tarif edilmistir.

Z_F - Form sayısı ($Z_F = \frac{d_{01}}{m_a}$)

b) Diş yüzeyindeki sınır yuvarlanma basıncı

$$\|k_{\text{sınır}} = k_0 \cdot f_n \cdot f_h \cdot f_w \quad (20/4)$$

şeklindedir.

k_0 - Yüzey basınç faktörü (Cetvel 10.1)

f_n - Hız faktörü

$$\|f_n = \frac{2}{2 + v_g^{0,85}} \quad (20/5)$$

v_g [m/sn] - Kayma hızı (Eşitlik 9/1)

Hız faktörü değerleri Cetvel 20.1 de de verilmiştir.

f_h - Ömür faktörü

$$\|f_h = \sqrt[3]{\frac{12000}{L_h}} \quad (20/6)$$

L_h - İşletme saati olarak ömür

Ömür faktörü değerleri Cetvel 20.2 de de verilmiştir.

f_w - Alternatif yük için katsayı. Değişmeyen yüklerde $f_w = 1$ alınır.

v_g [m/sn]	0,1	0,4	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
f_n	0,934	0,813	0,667	0,586	0,526	0,479	0,440	0,408	0,381	0,358	0,337	0,320	0,304
v_g [m/sn]	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	10	12	16	24	32	46	64
f_n	0,289	0,277	0,265	0,255	0,245	0,236	0,220	0,195	0,159	0,118	0,095	0,072	0,055

Cetvel 20.1 - Hız faktörü (f_n) değerleri.

$L_h/1000$	0,75	1,5	3	6	12	24	48	96	190
f_h	2,52	2,0	1,6	1,26	1,0	0,80	0,63	0,50	0,40

Cetvel 20.2 - Ömür faktörü (f_h) değerleri. (L_h - işletme saati olarak ömür)

c) Yüzey emniyet basıncı

$$\|k_{\text{em.}} = \frac{k_{\text{sınır}}}{S} = \frac{k_0 \cdot f_n \cdot f_h \cdot f_w}{S} \quad (20/7)$$

S - Emniyet katsayısı

$S \approx 1,25$ - Normal şartlarda çalışan mekanizmalar.

$S \approx 1,50$ - Darbeli ve değişken şartlarda çalışan mekanizmalar için alınır.

d) Yüzey emniyeti

$$\|S_F = \frac{k_{\text{em.}}}{k} \geq 1 \text{ olmalıdır.} \quad (20/8)$$

Sağlanmaz ise malzeme çiftine bağlı k_0 yüzey basınç faktörü öncelikle değiştirilir.

Not. Roloff/Matek yüzey basınç kontrolünü, $Z_F = \frac{d_{01}}{m_a} = 10$ yani $f_m = 1$ olarak yapmıştır.

e) Yüzey sınır güçleri

e1) Dişli çarkın taşımasına musaade edilen yüzey sınır gücü

$$k = \frac{F_{U2}}{f_m \cdot f_z \cdot b_2 \cdot d_{02}}$$

$$F_{U2} = 1,43 \cdot 10^6 \frac{N_2}{d_{02} \cdot n_2}$$

$$S_F = \frac{k_{em}}{k}$$

eşitliklerinden

$$N_2 = \frac{k \cdot f_m \cdot f_z \cdot b_2 \cdot d_{o2}^2 \cdot n_2}{1,43 \cdot 10^6}$$

$$N_2 = 0,7 \frac{k_{em}}{S_F} f_m \cdot f_z \left(\frac{b_2}{100} \right) \left(\frac{d_{o2}}{100} \right)^2 \cdot n_2$$

yazılır ve, dişli çarkın taşımaya müsaade edilen yüzey sınır gücü,

$$\| N_{2F} = 0,7 \cdot k_{em} \cdot f_m \cdot f_z \cdot \left(\frac{b_2}{100} \right) \left(\frac{d_{o2}}{100} \right)^2 \cdot n_2 \quad (20/9)$$

veya

$$\| N_{2F} = 0,7 \cdot \frac{k_{sınır}}{S} \cdot f_m \cdot f_z \cdot \left(\frac{b_2}{100} \right) \left(\frac{d_{o2}}{100} \right)^2 \cdot n_2 \quad (20/10)$$

bulunur.

N_{2F} gücü sonsuz vida mekanizmasının 0 devirde ve yağlama şartlarında dış yüzeyi yük taşıma kabiliyeti için bir değerlendirme olabilir. Bu sınır değeri aşırsa sadece sürtünme değil, aynı zamanda sonsuz vidanın aşınması ve ısınması da artar.

e₂) Sonsuz vidanın taşımaya müsaade edilen yüzey sınır gücü

$$\| N_{1F} = N_{2F} + N_V \quad (20/11)$$

N_V - Toplam kayıp güç (Eşitlik 13/5)

N_V kayıp gücü yaklaşık olarak $i = 5$ ila 40 , $N_2 = N_{2F}$ ve malzeme çiftinde Cetvel 10.1'e göre sertleştirilmiş ve taşlanmış Çelik/Cu-Sn bronzu olmak üzere.

$$\| N_V \cong N_{2F} \left(\tan \gamma_m + \frac{1}{\tan \gamma_m} \right) y_2 \left(y_3 + \sqrt{\frac{100}{\alpha}} \right) \quad (20/12)$$

şeklinde yazılabilir:

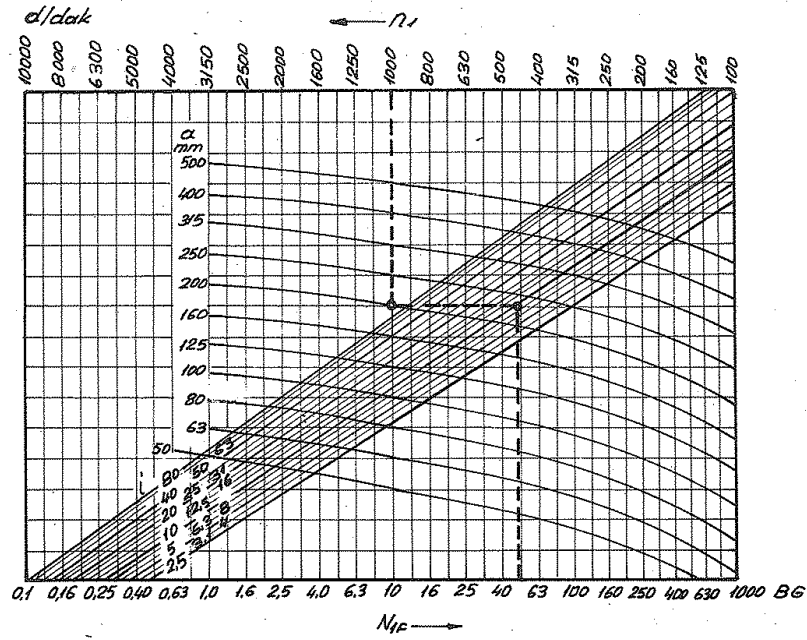
γ_m - Helis açısı (Eşitlik 5/1)

y_2, y_3 - Katsayılar (Cetvel 20.3)

Sonsuz Vida	$\frac{d_{o1} \cdot n_1}{1000}$	5	6	7	8	10	14	20	30	40	60	80	120	160	220	300
E....	100 y_2	2,47	2,75	3,00	3,20	3,48	3,87	4,17	4,35	4,42	4,35	4,22	4,17	4,17	4,25	4,46
	y_3	2,90	2,20	1,78	1,48	1,13	0,69	0,37	0,17	0,85	0,032	0,020	0,010	0	0	0
H....	100 y_2	4,00	4,30	4,42	4,50	4,55	4,42	4,14	3,75	3,46	3,05	2,91	2,80	2,90	3,10	3,30
	y_3	1,58	1,16	0,91	0,72	0,48	0,25	0,11	0,025	0	0	0	0	0	0	0

Cetvel 20.3 - y_2, y_3 katsayı değerleri.

N_{1F} , Şekil 20.1 de ki diyagramdan da bulunabilir. (Sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik/Cu-Sn Bronz malzeme çiftleri için ve Cetvel 20.4'e göre) Ayrıca en iyi şekilde yapılan vantilatörlü tip, E- sonsuz vida mekanizmalarında; $Z_2 = 40$, malzeme çifti, Cetvel 10.1'e göre sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik/Cu-Sn bronz. Eşitlik 20/11'e göre N_{1F} yüzey sınır gücü ($f_T = 1$ ve N_{2F} eşitlik 20/10, N_V eşitlik 20/12) değerleri hesaplanarak $\eta_{top} = \frac{N_{2F}}{N_{1F}}$ verimi için eşitlik 13/27'ye göre N_{1F} sıcaklık sınır gücü değerleri toplu halde Cetvel 20.4 de verilmiştir. bulunan bu değerler bir diyagram üzerine taşınırsa Şekil 20.2 ortaya çıkar.

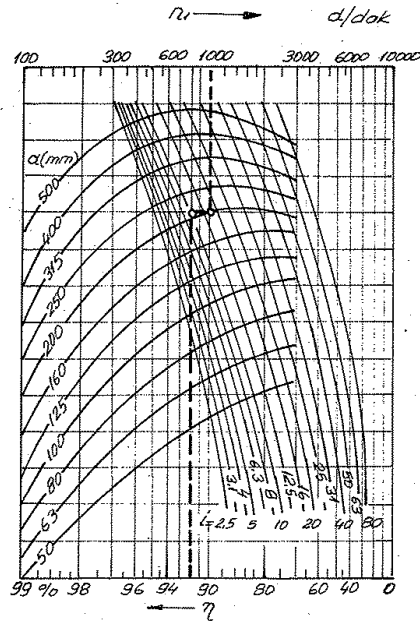


Şekil 20.1- Sonsuz vida yüzey sınır gücü (N_{IF}). Kesikli çizgiler örnek içindir. $n_1=1000$, $\alpha=200$ ve $L=10$. (Cetvel 20.4'e göre)

	$\frac{n_1}{n_2}$	n_1 [d/d]	$\alpha=50 \text{ mm}$ $d_{01}=23 \text{ mm}$		100 42		200 78		400 140					
			η [%]	N_{IF} [BG]	N_{IT} [BG]	η	N_{IF}	N_{IT}	η	N_{IF}	N_{IT}	η	N_{IF}	N_{IT}
E- Sonsuz Vida	5	250	82,2	0,769	0,809	87,0	5,28	3,80	91,5	33,4	20,3	94,8	211	116
		500	84,3	1,31	0,991	89,4	8,42	5,10	93,1	50,5	27,1	95,7	295	151
		1000	86,5	2,09	1,39	90,8	12,5	7,15	94,1	69,5	38,5	95,9	386	191
		2000	87,5	3,14	2,28	91,5	17,4	11,8	94,2	90,4	59,4	95,7	473	277
	10	250	75,0	0,53	0,577	81,8	3,51	2,74	88,4	22,4	15,1	93,4	140	90
		500	77,8	0,91	0,701	85,2	5,71	3,62	90,7	34,2	20,1	94,5	200	113
		1000	80,5	1,46	0,963	87,2	8,66	5,09	92,0	47,8	28,7	94,7	266	149
		2000	82,3	2,19	1,59	88,3	12,2	8,45	92,2	60,7	43,7	94,5	333	216
	20	250	62,0	0,378	0,380	71,2	2,42	1,74	81,0	15,3	9,20	89,0	92	55,2
		500	65,7	0,636	0,452	76,1	3,86	2,26	84,5	22,5	12,2	90,9	132	71,5
		1000	69,2	1,01	0,630	79,0	5,78	3,13	86,5	31,9	16,8	91,2	176	89,8
		2000	71,6	1,51	0,99	80,7	8,03	5,13	86,8	41,9	25,9	90,9	224	130
40	250	45,6	0,281	0,264	56,0	1,73	1,14	68,8	9,85	5,60	80,8	57,3	31,6	
	500	49,5	0,463	0,310	62,1	2,65	1,42	73,7	14,4	7,12	83,8	83,1	40,2	
	1000	53,6	0,711	0,403	66,0	3,86	1,91	76,7	20,0	9,76	84,5	108	50,3	
	2000	56,4	1,04	0,646	68,4	5,31	3,11	77,3	25,7	15,0	83,8	137	73,3	

Cetvel 20.4

Önemli Not. A, N, E ve K tipi sonsuz vidalar aynı kalitede iseler, bunlar yüzey basınçları, hidrodinamik yağ basıncı te-
şekkülü ve güç kaybı bakımından çok az fark ederler.
Bu bakımdan E- Sonsuz vidasının hesap neticeleri
diğerleri içinde kullanılabilir.



Şekil 20.2 - Cetvel 20.4'e göre E- sonsuz vida mekanizmalarında toplam verim (η_{top})

II- Schiebel metodu:

Yüzey basıncı (Aşınma) kontrolü,

$$\left\| \frac{d_{o1} \cdot d_{o2}}{4 \cdot F_{U2}} \geq \frac{1}{C_{sp} \cdot P_s} \right. \quad \begin{array}{c|c|c|c} P_s & d_{o1} & d_{o2} & F_{U2} \\ \hline \text{kg/mm}^2 & \text{mm} & \text{mm} & \text{kg} \end{array} \quad (20/13)$$

denklemine göre yapılır. Veya

$$\left\| S_F = \frac{d_{o1} \cdot d_{o2} \cdot C_{sp} \cdot P_s}{4 \cdot F_{U2}} \geq 1 \right. \quad (20/14)$$

şeklinde yazılır.

P_s - Yüzey basıncı (Cetvel 7.3)

C_{sp} - Katsayı (Şekil 7.1)

F_{U2} - Çevre kuvveti (Eşitlik 20/2)

III- Kurt Zirpke metodu:

Yüzey emniyeti ;

$$\left\| S_F = \frac{K_{sınır}}{K} = \frac{K_{sınır} \cdot d_{o1} \cdot d_{o2} \cdot q_5}{F_{U2}} = 0.6 \dots 2.2 \right. \quad \begin{array}{c|c|c|c} K_{sınır} & d_{o1} & d_{o2} & F_{U2} \\ \hline \text{kg/mm}^2 & \text{mm} & \text{mm} & \text{kg} \end{array} \quad (20/15)$$

olmalıdır. (Azlığına veya çokluğuna göre uygun aşınma)

$K_{sınır}$ - Sınır yuvarlanma basıncı (Cetvel 20.5)

K - Yuvarlanma basıncı

q_5 - Form faktörü (Cetvel 20.6)

F_{U2} - Çevre kuvveti (Eşitlik 15.7)

IV- Hermann Trier'den;

$$\left\| S_F = \frac{k_{em} \cdot d_{o1} \cdot d_{o2} \cdot q}{F_{U2}} \geq 1 \right. \quad \begin{array}{c|c|c|c} k_{em} & d_{o1} & d_{o2} & F_{U2} \\ \hline \text{kg/mm}^2 & \text{mm} & \text{mm} & \text{kg} \end{array} \quad (20/16)$$

olmalıdır.

Dişli Çark	Sonsuz Vida (çelik)	
	Sertleştirilmemiş	Sertleştirilmiş Taşlanmış
Cu-Sn-Bronzu	0,35	0,59
Al-Alaşımı	0,15	0,31
Al-Si-Alaşımı	—	0,33
Zn-Alaşımı (max. 60°C)	0,13	—
Dökme demir ($v_g \leq 2m/sn$)	0,18	0,29

Cetvel 20.5 - Sınır yuvarlanma basıncı ($k_{sınır}$) değerleri

Profil	tg γ_m	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
A, N, E, K	$q_5 =$	0,41	0,36	0,32	0,29	0,265	0,248	0,233	0,223	0,215	0,213

Cetvel 20.6 - Form faktörü (q_5) değerleri (Cetvel, $m_a = 0,1$ da ve $b_2 = 0,8$ da alınarak düzenlenmiştir.)

kem - Yüzey emniyet basıncı

$$\| \underline{kem} = \frac{3,93 \cdot k_{sınır}}{3,93 + v_g} \quad (20/17)$$

 $k_{sınır}$ - Sınır yuvarlanma basıncı (Cetvel 10.1 $k_0 = k_{sınır}$) v_g - Kayma hızı (Eşitlik 9/1) F_u - Çevre kuvveti (Eşitlik 20/2) q - Form faktörü (Cetvel 20.6 $q = q_5$)

Dişli çarkın taşımaya müsaade edilen yüzey sınır gücü;

$$\| \underline{N_{2F}} = \frac{kem \cdot d_{01} \cdot d_{02}^2 \cdot n_2}{1,43 \cdot 10^6} \cdot q = N_1 \cdot \eta_{top} \cdot S_F \quad (20/18)$$

Sonsuz vidanın taşımaya müsaade edilen yüzey sınır gücü;

$$\| \underline{N_{1F}} = N_{2F} + N_v \quad (20/19)$$

 N_v - Eşitlik 13/5D - Dudley / Winter metodu:

Diş yan yüzeylerinin yük taşıma kabiliyeti, eksenler arası mesafesi 50... 600 mm. olan silindirik sonsuz vida mekanizmalarında max. döndürme momenti ile ifade edilir.

$$\| \underline{M_{b2max}} \leq M_{b2sınır} \quad (20/20)$$

veya

$$\| \underline{S_F} = \frac{M_{b2sınır}}{M_{b2max}} \geq 1 \text{ olmalıdır.} \quad (20/21)$$

$$\| \underline{M_{b2sınır}} = l \cdot M_{b1} \quad (20/22)$$

 l - Çevrim oranı M_{b1} - Döndürme momenti (Eşitlik 15/1)

$$\| \underline{M_{b2sınır}} = 1,91 \cdot d_{02}^{1,80} \cdot C_{MF} \cdot b_e \cdot C_u \cdot C_v / K_A \quad (20/23)$$

 $1,91 \cdot d_{02}^{1,80}$ değerleri Cetvel 20.7 de verilmiştir.

d_{02} [mm]	20	40	60	80	100	125	150	200	250
$1,91 \cdot d_{02}^{1,80}$	420	1462	3032	5089	7604	11362	15776	26478	39566

Cetvel 20.7 - ($1,92 \cdot d_{02}^{1,80}$) değerleri.

$CMF [kg/mm^2]$ - Yüzey basıncı sınırı (Cetvel 20.8)

Malzeme			Kullanma alanı	Yüzey basıncı sınırı (CMF)	Diş tabanının mukavemet sınırı	
Sonsuz Vida	Sertlik (min)	Çark			Dinamik (CMB)	Statik (CMB)
Çelik	53 HRC	Fosfor bronzu		0,172	0,53	2,1
Çelik	35 HRC	Fosfor bronzu	Orta hız	0,172	0,53	2,1
Çelik	53 HRC	Dökme özel pirinç	Alçak hız	0,35	1,18	4,9
Çelik	53 HRC	Dövme özel pirinç	Orta hız	0,25	0,70	2,8
D. Demir	-	Dökme demir	Alçak hız	0,28	0,39	2,1
D. Demir	-	Fosfor bronzu	Orta hız	0,21	0,53	2,1

Cetvel 20.8 - Yüzey basıncı sınırı (CMF) ve diş tabanının mukavemet sınırı (CMB) değerleri. (Buradaki alçak hızlar $v_2 \leq 2m/sn.$ ve orta hızlar yaklaşık $v_2 \leq 15m/sn.$ değerindedir.)

be - Çarkın faydalı diş genişliği (Şekil 20.3)

$$be \leq \sqrt{d_{k1}^2 - d_{o1}^2} \quad (20/24)$$

d_{k1} - Eşitlik 14/3

d_{o1} - Eşitlik 4/1

C_u - Gevrim oranı faktörü.

Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında çevrim oranı $i > 5$ ve çap, Eşitlik 4/6'ya eşit veya küçük iken

$$C_u = \left(1 - \frac{1}{i}\right)^2 \text{ formülü,} \quad (20/25)$$

$i = 1 \dots 5$ ise silindirik ve Globoid sonsuz vida mekanizmalarında

$$C_u = \left(\frac{i}{i+1}\right)^2 \text{ formülü kullanılır} \quad (20/26)$$

C_v - Hız faktörü (Eşitlik 20/5 $C_v = f_n$)

Hız faktörü değerleri Cetvel 20.1 de de verilmiştir.

K_A - Çalışma faktörü (Cetvel 20.9)

a. Sürekli çalışma

Çalışma süresi Periyodik darbe	8-10 saat/gün		24 saat/gün	
	Evet	Hayır	Evet	Hayır
K_A	1,0	1,2	1,2	1,3

b. Aralıklı çalışma

Birim zaman başına dakika olarak çalışma süresi	Saat başına birden fazla harekete geçiş	Saatte bir harekete geçiş	Her iki saat veya daha uzun bir süre de harekete geçiş
5 Saatte	0,8	-	-
10 Saatte	0,9	-	-
5 Harekete geçiş	-	0,6	-
10 Harekete geçiş	-	0,7	0,6
20 Harekete geçiş	-	0,9	0,7
40 Harekete geçiş	-	-	0,9

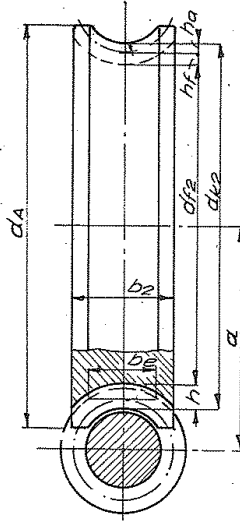
Cetvel 20.9 - Çalışma faktörü, K_A (AGMA 213.02 - 1952)

Dişli çarkın taşımasına müsaade edilen yüzey sınır gücü ise,

$$M_{b2 \text{ sınır}} = 71620 \frac{N_2 F}{n_2}$$

$$N_2 F = \frac{n_2}{71620} \cdot M_{b2 \text{ sınır}} \quad \begin{array}{|c|c|c|} \hline \frac{N_2 F}{B \cdot G} & \frac{n_2}{d/d} & \frac{M_{b2 \text{ sınır}}}{kg \cdot cm} \\ \hline \end{array} \quad (20/27)$$

bulunur.



Sekil 20-3

Not: AGMA - Standart 213.02 (Surface durability of cylindrical worm gearing for power transmission - Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında yüzey mukavemeti için güç iletimi) 'e göre giriş sınır gücü (Günde 8...10 saat sürekli çalışma ve periyodik darbe tekrarı var)

$$\| N_{IF} = 0,0028 C^{2,71} n_w \cdot S_v \left[\frac{(1 - \frac{1}{m})^2}{m} \right] \frac{N_{IF}}{B \cdot G} \left| \frac{C}{\text{inç}} \right| \frac{n_w}{d/d} \quad (20/28)$$

esitliği ile verilmiştir. (Diğer çalışma şartlarına göre K_A faktörüne bölünür)

C - Eksenler arası mesafe

n_w - Sonsuz vidanın devir sayısı ($n_w > 100 d/d$)

S_v - Hız faktörü

$$\| S_v = \frac{180}{180 + V_g^{0,85}} \quad (20/29)$$

V_g [feet/dak.] - Kayma hızı (Eşitlik 9/1)

Eşitlik 20/5 de V_g [m/sn] alınarak bulunan V_g değeri, eşitlik 20/29 da V_g [feet/dak.] alınarak bulunan S_v değerine eşittir.

m - Gevrim oranı ($m = \frac{Z_2}{Z_1}$)

$0,0028 \cdot C^{2,71}$ değerleri Cetvel 20-10 da verilmiştir.

Yukarıda eşitliğin sağlanması için

- Kayma hızı 6000 feet/dak. değerini geçmeyecek.

- Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı (yaklaşık)

$$\| d \approx \frac{C^{0,875}}{2,2} \quad (20/30)$$

$C^{0,875}$ değerleri Cetvel 20-11 de verilmiştir.

- Çarkın faydalı diş genişliği

$$\| F_e = \sqrt{(d + h_k)^2 - d^2} \quad (20/31)$$

max. F_e değerini geçmeyecek ($F_e < 0,75 \cdot d$)

h_k [inç] - Dişin çalışma yüksekliği

$\gamma_m \leq 18^\circ$ için $h_k = 2 \cdot 0,3183 \cdot P_x$

$\delta m > 18^\circ$ için $h_k = 2 \cdot 0.3183 \cdot p_n$

alınır.

p_x - Aksenal hatve (= Circular pitch)

p_n - Normal hatve ($p_n = p_x \cdot \cos \delta m$) dir.

C	$0,0028 C^{2,71}$	C	$0,0028 C^{2,71}$	C	$0,0028 C^{2,71}$	C	$0,0028 C^{2,71}$	C	$0,0028 C^{2,71}$
3,00	0,05498	9,00	1,0793	15,00	4,3089	21,00	10,724	27,00	21,191
3,25	,06830	9,25	1,1625	15,25	4,5063	21,25	11,074	27,25	21,727
3,50	,08348	9,50	1,2497	15,50	4,7093	21,50	11,431	27,50	22,272
3,75	,1006	9,75	1,3408	15,75	4,9180	21,75	11,794	27,75	22,824
4,00	,1119	10,00	1,4360	16,00	5,1324	22,00	12,165	28,00	23,386
4,25	,1413	10,25	1,5354	16,25	5,3527	22,25	12,544	28,25	23,956
4,50	,1650	10,50	1,6390	16,50	5,5788	22,50	12,929	28,50	24,535
4,75	,1910	10,75	1,7469	16,75	5,8180	22,75	13,322	28,75	25,123
5,00	,2195	11,00	1,8592	17,00	6,0489	23,00	13,723	29,00	25,719
5,25	,2505	11,25	1,9760	17,25	6,2930	23,25	14,131	29,25	26,324
5,50	,2841	11,50	2,0972	17,50	6,5432	23,50	14,546	29,50	26,939
5,75	,3205	11,75	2,2231	17,75	6,7996	23,75	14,970	29,75	27,562
6,00	,3597	12,00	2,3536	18,00	7,0623	24,00	15,400	30,00	28,194
6,25	,4018	12,25	2,4889	18,25	7,3313	24,25	15,838	30,25	28,835
6,50	,4468	12,50	2,6290	18,50	7,6066	24,50	16,285	30,50	29,485
6,75	,4950	12,75	2,7739	18,75	7,8884	24,75	16,740	30,75	30,145
7,00	,5462	13,00	2,9238	19,00	8,1767	25,00	17,202	31,00	30,814
7,25	,6007	13,25	3,0787	19,25	8,4716	25,25	17,672	31,25	31,492
7,50	,6585	13,50	3,2386	19,50	8,7731	25,50	18,150	31,50	32,180
7,75	,7197	13,75	3,4038	19,75	9,0812	25,75	18,637	31,75	32,876
8,00	,7844	14,00	3,5740	20,00	9,3961	26,00	19,131	32,00	33,583
8,25	,8526	14,25	3,7497	20,25	9,7178	26,25	19,634	32,25	34,298
8,50	,9244	14,50	3,9307	20,50	10,046	26,50	20,144	32,50	35,024
8,75	1,0000	14,75	4,1170	20,75	10,382	26,75	20,663	32,75	35,759

Cetvel 20-10 - ($0,0028 \cdot C^{2,71}$) değerleri.

C [inç]	$C^{0,875}$	C	$C^{0,875}$	C	$C^{0,875}$	C	$C^{0,875}$	C	$C^{0,875}$	C	$C^{0,875}$	C	$C^{0,875}$	C	$C^{0,875}$
1,000	1,000	2,800	2,462	4,600	3,801	6,400	5,075	8,200	6,304	10,000	7,499	13,600	9,814	17,200	12,052
1,050	1,044	2,850	2,501	4,650	3,837	6,450	5,110	8,250	6,338	10,100	7,565	13,700	9,877	17,300	12,114
1,100	1,088	2,900	2,539	4,700	3,873	6,500	5,144	8,300	6,372	10,200	7,631	13,800	9,940	17,400	12,175
1,150	1,131	2,950	2,577	4,750	3,909	6,550	5,179	8,350	6,405	10,300	7,696	13,900	10,003	17,500	12,236
1,200	1,173	3,000	2,615	4,800	3,945	6,600	5,214	8,400	6,438	10,400	7,761	14,000	10,066	17,600	12,297
1,250	1,216	3,050	2,653	4,850	3,981	6,650	5,248	8,450	6,471	10,500	7,826	14,100	10,129	17,700	12,359
1,300	1,258	3,100	2,691	4,900	4,017	6,700	5,283	8,500	6,505	10,600	7,891	14,200	10,192	17,800	12,420
1,350	1,300	3,150	2,729	4,950	4,053	6,750	5,317	8,550	6,538	10,700	7,956	14,300	10,254	17,900	12,481
1,400	1,342	3,200	2,767	5,000	4,089	6,800	5,352	8,600	6,572	10,800	8,021	14,400	10,317	18,000	12,542
1,450	1,384	3,250	2,805	5,050	4,125	6,850	5,386	8,650	6,606	10,900	8,086	14,500	10,380	18,100	12,603
1,500	1,426	3,300	2,843	5,100	4,161	6,900	5,420	8,700	6,639	11,000	8,151	14,600	10,443	18,200	12,664
1,550	1,468	3,350	2,881	5,150	4,197	6,950	5,455	8,750	6,672	11,100	8,216	14,700	10,505	18,300	12,725
1,600	1,509	3,400	2,918	5,200	4,233	7,000	5,489	8,800	6,706	11,200	8,280	14,800	10,568	18,400	12,786
1,650	1,550	3,450	2,956	5,250	4,269	7,050	5,523	8,850	6,739	11,300	8,345	14,900	10,631	18,500	12,847
1,700	1,591	3,500	2,993	5,300	4,304	7,100	5,557	8,900	6,772	11,400	8,410	15,000	10,693	18,600	12,907
1,750	1,632	3,550	3,030	5,350	4,339	7,150	5,591	8,950	6,806	11,500	8,474	15,100	10,755	18,700	12,968
1,800	1,673	3,600	3,067	5,400	4,374	7,200	5,626	9,000	6,839	11,600	8,539	15,200	10,817	18,800	13,029
1,850	1,714	3,650	3,105	5,450	4,409	7,250	5,660	9,050	6,872	11,700	8,603	15,300	10,880	18,900	13,090
1,900	1,754	3,700	3,142	5,500	4,444	7,300	5,694	9,100	6,905	11,800	8,668	15,400	10,942	19,000	13,150
1,950	1,794	3,750	3,179	5,550	4,480	7,350	5,728	9,150	6,938	11,900	8,732	15,500	11,004	19,100	13,210
2,000	1,834	3,800	3,216	5,600	4,515	7,400	5,762	9,200	6,971	12,000	8,796	15,600	11,066	19,200	13,270
2,050	1,874	3,850	3,253	5,650	4,550	7,450	5,796	9,250	7,005	12,100	8,860	15,700	11,128	19,300	13,331
2,100	1,914	3,900	3,290	5,700	4,585	7,500	5,830	9,300	7,038	12,200	8,924	15,800	11,190	19,400	13,391
2,150	1,954	3,950	3,327	5,750	4,620	7,550	5,864	9,350	7,071	12,300	8,988	15,900	11,252	19,500	13,451
2,200	1,993	4,000	3,364	5,800	4,656	7,600	5,898	9,400	7,104	12,400	9,052	16,000	11,314	19,600	13,512
2,250	2,033	4,050	3,401	5,850	4,691	7,650	5,932	9,450	7,137	12,500	9,116	16,100	11,376	19,700	13,572
2,300	2,073	4,100	3,438	5,900	4,726	7,700	5,966	9,500	7,170	12,600	9,180	16,200	11,438	19,800	13,632
2,350	2,112	4,150	3,475	5,950	4,761	7,750	6,000	9,550	7,203	12,700	9,243	16,300	11,500	19,900	13,692
2,400	2,151	4,200	3,512	6,000	4,796	7,800	6,033	9,600	7,236	12,800	9,307	16,400	11,561	20,000	13,753
2,450	2,190	4,250	3,549	6,050	4,831	7,850	6,067	9,650	7,269	12,900	9,370	16,500	11,623	21,000	14,353
2,500	2,229	4,300	3,585	6,100	4,866	7,900	6,101	9,700	7,302	13,000	9,434	16,600	11,685	22,000	14,949
2,550	2,268	4,350	3,621	6,150	4,901	7,950	6,135	9,750	7,335	13,100	9,497	16,700	11,746	23,000	15,542
2,600	2,307	4,400	3,657	6,200	4,936	8,000	6,169	9,800	7,368	13,200	9,561	16,800	11,807	24,000	16,132
2,650	2,346	4,450	3,693	6,250	4,970	8,050	6,203	9,850	7,400	13,300	9,624	16,900	11,869	25,000	16,719
2,700	2,385	4,500	3,729	6,300	5,005	8,100	6,237	9,900	7,433	13,400	9,688	17,000	11,930	26,000	17,302
2,750	2,424	4,550	3,765	6,350	5,040	8,150	6,270	9,950	7,466	13,500	9,751	17,100	11,991	27,000	17,883

Cetvel 20.11 - ($C^{0,875}$) değerleri

Vİ- Dubbel'den;

$$\left\| SF = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_N}{Z_E \cdot Z_p \cdot \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / \alpha^3}} \right\| \geq SF_{min} \text{ olmalıdır.} \quad (20/32)$$

$$SF_{min} \cong 1 \dots 1,3 \quad \frac{\sigma_{Hlim.}}{N/mm^2} \quad \frac{Z_E}{\sqrt{N/mm^2}} \quad \frac{T_2}{N \cdot m} \quad \frac{\alpha}{mm}$$

σ_{Hlim} - Sonsuz vida çarkının yuvarlanma mukavemeti (Cetvel 20.12)

Z_h - Ömür faktörü

$$\left\| Z_h = (12000/L_h)^{1/6} \leq 1,5 \right. \quad (20/33)$$

L_h - İşletme saati olarak ömür.

Ömür faktörü değerleri Şekil 20.4 den de bulunabilir.

Z_N - Değişken yük faktörü

$$\left\| Z_N = [1/(n_2/3 + 1)]^{1/8} \right. \quad (20/34)$$

Z_N değerleri Şekil 20.5 den de bulunabilir.

Z_E - Elastiklik modülü (Cetvel 20.12)

Z_p - Temas faktörü (Şekil 20.6)

T_2 - Sonsuz vida çarkının döndürme momenti

$$\left\| T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} \quad \frac{T_2}{N \cdot m} \quad \frac{P_2}{kw.} \quad \frac{n_2}{d/d.} \right. \quad (20/35)$$

P_2 - Sonsuz vida çarkının gücü ($P_2 = P_1 \cdot \eta_{top}$)

K_A - İşletme faktörü (Cetvel 15.1 $K_A = C_s$)

α - Eksenler arası mesafe

Nr.	Sonsuz vida çarkı malzemesi	Norm	Yüzey sertliği	$\sigma_{Hlim}^1)$ N/mm ²	$\sigma_{Hlim}^2)$ N/mm ²	E-Modül N/mm ²	$Z_E^3)$ $\sqrt{N/mm^2}$
1	G-Cu Sn 12	DIN 1704	80 HB	115	300	88 300	147
2	GZ-Cu Sn 12		95 HB	190	480		
3	G-Cu Sn 12 Ni		90 HB	140	350		
4	GZ-Cu Sn 12 Ni		100 HB	225	590	98 100	152
5	G-Cu Sn 10 Zn		75 HB	165	400		
6	GZ-Cu Sn 10 Zn		85 HB	190	490		
7	G-CuZn 25 Al 5	DIN 1709	180 HB	565	570	107 900	157
8	GZ-CuZn 25 Al 5		190 HB	605	620		
9	GZ-Cu Al 10 Ni	DIN 1714	160 HB	377	750	122 600	164
10	GG-25 4)	DIN 1691	250 HB	150	400	98 100	152
11	GG-70 4)	DIN 1693	260 HB	628	550	175 000	182

Cetvel 20.12 - Sonsuz vida çarkı malzemelerinin mukavemet değerleri.

1) $\alpha_{no} = 20^\circ$ için. Değişken zorlamalarda (Gerilmelerde) değerler 0,7 ile çarpılır.

2) Sonsuz vida çelik, sertleştirilmiş ve taşlanmış: σ_{Hlim} . (Tablo değerleri)

Sonsuz vida çelik, ıslah edilmiş taşlanmamış: $0,72 \cdot \sigma_{Hlim}$.

Sonsuz vida GG: $0,5 \cdot \sigma_{Hlim}$.

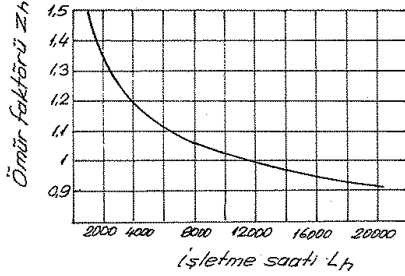
3) Sonsuz vida çelik: Z_E (Tablo değerleri)

Sonsuz vida GG :

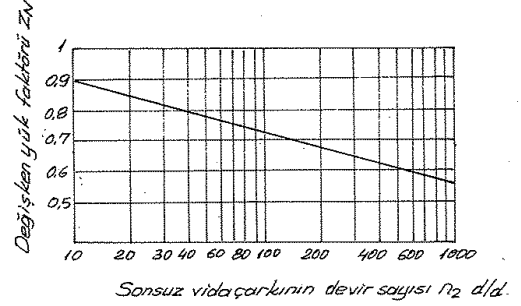
$$Z_E = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E}{2,86(E_1 + E)}}$$

E_1 , GG için E ise Tabloda.

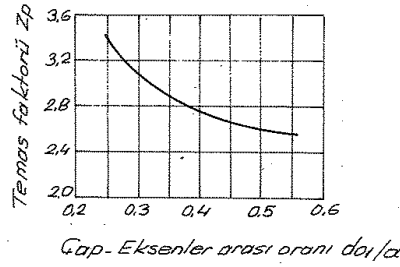
4) $v_g \leq 2 \text{ m/sn.}$ için (El işletmesi)



Şekil 20.4- Ömür faktörü (Z_h)



Şekil 20.5- Değişken yük faktörü (Z_n)



Şekil 20.6- Temas faktörü (Z_p)

VII - Dudley metodu :

Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında ; sonsuz vidanın devir sayısı $n < 3600 \text{ d/d}$ ve kayma hızı $v < 6000 \text{ feet/dak.}$ ayrıca çevrim oranı $m_G = 3 \dots 100$ olmak üzere giriş gücü,

$$P = \frac{W_t \cdot D \cdot n}{126000 \cdot m_G} + \frac{v \cdot W_f}{33000} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c|c} P & W_t & D & n & v & W_f \\ \text{BG} & \text{Lb.} & \text{inç.} & \text{d/d} & \text{feet/dak.} & \text{Lb.} \end{array} \quad (20/36)$$

Şeklinde yazılır. 1. ifade çıkış gücü, 2. ifade kayıp gücüdür.

W_t - Dişli çarkın teğetsel (çevresel) kuvveti

$$W_t = K_s \cdot D^{0.8} \cdot F_e \cdot K_m \cdot K_{\Sigma} \quad \begin{array}{c|c|c} W_t & D & F_e \\ \text{Lb.} & \text{inç.} & \text{inç} \end{array} \quad (20/37)$$

K_s - Malzeme faktörü (Cetvel 20.13)

Not. 1- Bu faktör, Cu-Sn ve Cu-Sn-Ni bronzu çark ile yüzey sertliği min. 58 RC olan sonsuz vidalar için geçerlidir.

2- Eksenler arası mesafe 3" den az ise K_s değeri 800 den fazla olamaz.

F_e - Faydalı diş genişliği (Eşitlik 20/24 veya 20/31)

$F_e < 2 \cdot d/3$ olmalıdır.

d - Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı

K_m - Gevrim oranı faktörü (Cetvel 20.14)

K_u - Hız faktörü (Cetvel 20.15)

Bu faktörler; kapalı, hız düşürücü ve yüksek kalitedeki standartlarda imal edilmiş mekanizmalar içindir.

D - Çarkın taksimat dairesi çapı

Çarkın genişliği	Kum döküm	Kökil döküm	Savurma döküm
3" ve 3" den az	700	800	1000
4	665	780	975
5	640	760	940
6	600	720	900
7	570	680	850
8	530	640	800
9	500	600	750

Cetvel 20.13 - Malzeme faktörü (K_s)

Gevrim Oranı m_g	K_m	Gevrim Oranı m_g	K_m
3.0	0,500	14.0	0,799
3.5	0,554	16.0	0,809
4.0	0,593	20.0	0,820
4.5	0,620	30.0	0,825
5.0	0,645	40.0	0,815
6.0	0,679	50.0	0,785
7.0	0,706	60.0	0,745
8.0	0,724	70.0	0,687
9.0	0,744	80.0	0,622
10.0	0,760	90.0	0,555
12.0	0,783	100	0,490

Cetvel 20.14 - Gevrim oranı faktörü (K_m)

Kayma hızı feet/dak.	Hız faktörü K_u	Kayma hızı feet/dak.	Hız faktörü K_u
1	0,649	550	0,358
1,5	0,647	600	0,340
10	0,644	700	0,310
20	0,638	800	0,289
30	0,631	900	0,289
40	0,625	1000	0,258
60	0,613	1200	0,235
80	0,600	1400	0,216
100	0,588	1600	0,200
150	0,558	1800	0,187
200	0,528	2000	0,175
250	0,500	2200	0,165
300	0,472	2400	0,156
350	0,446	2600	0,148
400	0,421	2800	0,140
450	0,398	3000	0,134
500	0,378	4000	0,106
		5000	0,089
		6000	0,079

Cetvel 20.15 - Hız faktörü (K_u)

n - Sonsuz vidanın devir sayısı

m_g - Gevrim oranı

v - Kayma hızı (Eşitlik 9/1)

W_f - Sürtünme kuvveti

$$\| \underline{W_f} = \frac{\mu \cdot W_t}{\cos \alpha \cdot \cos \phi_n} \quad (20/38)$$

μ - Sürtünme katsayısı (Cetvel 20.16)

α - Helis açısı (Eşitlik 5/1)

ϕ_n - Normal basınç açısı ($\phi_n = 20^\circ$)

Yataklardan, keçelerden ve yağlamadan meydana gelen kayıplarda düşünülürse

$$\| \underline{P_r} = P_l + P \quad (20/39)$$

P_L - Yüksüz haldeki kayıp güç

P - Mekanizmanın gücü (Eşitlik 20/36)

Kayma hızı v feet/dak.	Sürtünme katsayısı μ	Kayma hızı v feet/dak.	Sürtünme katsayısı μ
1	0,115	200	0,044
3	0,107	250	0,040
5	0,099	300	0,037
10	0,090	350	0,035
15	0,085	400	0,032
20	0,080	500	0,030
25	0,077	700	0,026
30	0,073	900	0,023
40	0,069	1,200	0,020
50	0,065	1,500	0,018
60	0,062	2,000	0,016
70	0,060	3,000	0,014
80	0,058
100	0,054
120	0,052
150	0,049

Cetvel 20-16- Sürtünme katsayısı (μ)

Verim ifadesi olarak

$$\eta = 100 - \frac{m_e}{2}$$

(20/40)

kullanılabilir. 20/36 Eşitliği; Darbesiz ve sürekli çalışma halinde (10saat/gün) geçerlidir. Diğer haller için servis gücü

$$P_s = \frac{P_r}{K_o} \text{ şeklindedir}$$

(20/41)

K_o - Servis faktörü veya çalışma faktörü (Cetvel 20-17)

Tahrik Şekli	Çalışma suresi (Günde)	K_o		
		Düzensiz	Az Darbeli	Çok Darbeli
Elektrik motoru	1/2 saat	0,80	0,90	1,00
	Aralıklı 2 saat	0,90	1,00	1,25
	10 saat	1,00	1,25	1,50
	24 saat	1,25	1,50	1,75
Çok silindirli içten yanmalı motor	1/2 saat	0,90	1,00	1,25
	Aralıklı 2 saat	1,00	1,25	1,50
	10 saat	1,25	1,50	1,75
	24 saat	1,50	1,75	2,00
Tek silindirli içten yanmalı motor	1/2 saat	1,00	1,25	1,50
	Aralıklı 2 saat	1,25	1,50	1,75
	10 saat	1,50	1,75	2,00
	24 saat	1,75	2,00	2,25
Çok; dur - kalk yapan (saatte 10 start)				
Elektrik motoru	1/2 saat	0,90	1,00	1,25
	Aralıklı 2 saat	1,00	1,25	1,50
	10 saat	1,25	1,50	1,75
	24 saat	1,50	1,75	2,00

Cetvel 20-17- Servis faktörü (K_o)

Örnek 3- Örnek 2. de verilen silindirik sonsuz vida mekanizmasında; dişli boyutlarının hesabı ayrıca sonsuz vida milinin mukavemet kontrolü ve eğilmeye karşı emniyeti S_w ile yüzey emniyeti S_f nin kontrolü istenmektedir. Sonsuz vidanın mil çapı $d = \phi 40$ mm. olarak verilmiştir.

Çözüm.

1) Diş başı dairesi çapları;

$$d_{k1} = d_{o1} + 2 \cdot m_a \quad (\text{Eşitlik 14/3})$$

$$d_{k2} = d_{o2} + 2 \cdot m_a \quad (\text{Eşitlik 14/4})$$

$$d_{k1} = 72,5 + 2 \cdot 6,5$$

$$\| d_{k1} = \phi 85,5 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = 227,5 + 2 \cdot 6,5$$

$$\| d_{k2} = \phi 240,5 \text{ mm}$$

2) Taban dairesi çapları;

$$d_{f1} = d_{o1} - 2,4 \cdot m_a \quad (\text{Eşitlik 14/5})$$

$$d_{f2} = d_{o2} - 2,4 \cdot m_a \quad (\text{Eşitlik 14/6})$$

$$d_{f1} = 72,5 - 2,4 \cdot 6,5$$

$$\| d_{f1} = \phi 56,9 \text{ mm}$$

Kontrol:

$$56,9 > 40 \quad (\text{Uygun})$$

$$d_{f2} = 227,5 - 2,4 \cdot 6,5$$

$$\| d_{f2} = \phi 211,9 \text{ mm}$$

3) Maksimum dış çap

$$d_A = d_{k2} + m_a \quad (\text{Eşitlik 14/7})$$

$$d_A = 240,5 + 6,5$$

$$\| d_A = \phi 247 \text{ mm}$$

4) Sonsuz vidanın uzunluğu

$$L = 2 \cdot m_a \sqrt{2 \cdot Z_2 - 4} \quad (\text{Eşitlik 14/9})$$

$$L = 2 \cdot 6,5 \sqrt{2 \cdot 35 - 4}$$

$$\| L = 105 \text{ mm.}$$

5) Çarkın genişliği

$$b_2 = b_{2m} \cong 0,45 (d_{o1} + 6 \cdot m_a) \quad (\text{Eşitlik 14/10})$$

$$b_2 = 0,45 (72,5 + 6 \cdot 6,5)$$

$$\| b_2 = 50 \text{ mm}$$

6) Kuvvetler

a) Sonsuz vida için (Döndüren)

a₁) İletilen döndürme momenti

$$M_{b1} = 71620 \cdot \frac{N_1}{n_1} \quad (\text{Eşitlik 15/1})$$

$$M_{b1} = 71620 \cdot \frac{14}{1400}$$

$$\| M_{b1} = 716,20 \text{ kg.cm}$$

a₂) Çevre kuvveti ($C_s \cong 1$)

$$F_{u1} = \frac{2 \cdot M_{b1}}{d_{o1}} \quad (\text{Eşitlik 15/3})$$

$$F_{u1} = \frac{2 \cdot 716,2}{7,25}$$

$$\| \underline{F_{u1} = 197,57 \text{ kg.}}$$

a₃) Eksenel kuvvet

$$F_{a1} = \frac{F_{u1}}{\text{tg}(\gamma_m + \beta)} \quad (\text{Eşitlik 15/5})$$

$$F_{a1} = \frac{197,57}{\text{tg}(15^\circ 03' 16'' + 1^\circ 30')}$$

$$\| \underline{F_{a1} = 664,67 \text{ kg}}$$

a₄) Radyal kuvvet

$$F_{r1} = F_{u1} \cdot \frac{\text{Cos} \beta \cdot \text{tg} \alpha_{no}}{\text{Sin}(\gamma_m + \beta)} \quad (\text{Eşitlik 15/6})$$

$$F_{r1} = 197,57 \cdot \frac{\text{Cos} 1^\circ 30' \cdot \text{tg} 20^\circ}{\text{Sin}(15^\circ 03' 16'' + 1^\circ 30')}$$

$$\| \underline{F_{r1} = 252,30 \text{ kg.}}$$

b) Dişli çark için

b₁) Çevre kuvveti

$$F_{u2} = F_{a1} \quad (\text{Eşitlik 15/7})$$

$$\| \underline{F_{u2} = 664,67 \text{ kg.}}$$

b₂) Eksenel kuvvet

$$F_{a2} = F_{u1} \quad (\text{Eşitlik 15/8})$$

$$\| \underline{F_{a2} = 197,57 \text{ kg.}}$$

b₃) Radyal kuvvet

$$F_{r2} = F_{r1} = F_r \quad (\text{Eşitlik 15/9})$$

$$\| \underline{F_{r2} = 252,30 \text{ kg}}$$

7) Yataklar arası uzaklık

a) Sonsuz vida yatakları arasındaki ortalama mesafe

$$l_1 = 1,5 \cdot \alpha \quad (\text{Eşitlik 16/2})$$

$$l_1 = 1,5 \cdot 150$$

$$\| \underline{l_1 = 225 \text{ mm.}}$$

b) Dişli çark yatakları arasındaki ortalama mesafe

$$l_2 = 1,0 \cdot \alpha \quad (\text{Eşitlik 16/4})$$

$$\| \underline{l_2 = 150 \text{ mm}}$$

8) Yatak kuvvetleri

Sonsuz vidanın altta veya üste oluşu, etkileyen kuvvetlerin mutlak değerlerini değiştirmez. Ancak sonsuz vidanın dönme ve dişlerin sağ, sol yönlerine göre sonsuz vida ve çarktaki kuvvetlerin yönleri değişir.

α) Sonsuz vida milinin yatak kuvvetleri

α₁) H- yatağı

$$H_x = \frac{1}{2} F_{U1} \quad (\text{Eşitlik 17/1})$$

$$H_x = \frac{1}{2} \cdot 197,57$$

$$\| H_x = 98,79 \text{ kg.}$$

$$H_y = \frac{1}{2} F_R + \frac{r_{o1}}{l_1} \cdot F_{U2} \quad (\text{Eşitlik 17/2})$$

$$H_y = \frac{1}{2} \cdot 252,30 + \frac{72,5}{2 \cdot 225} \cdot 664,67$$

$$\| H_y = 233,24 \text{ kg}$$

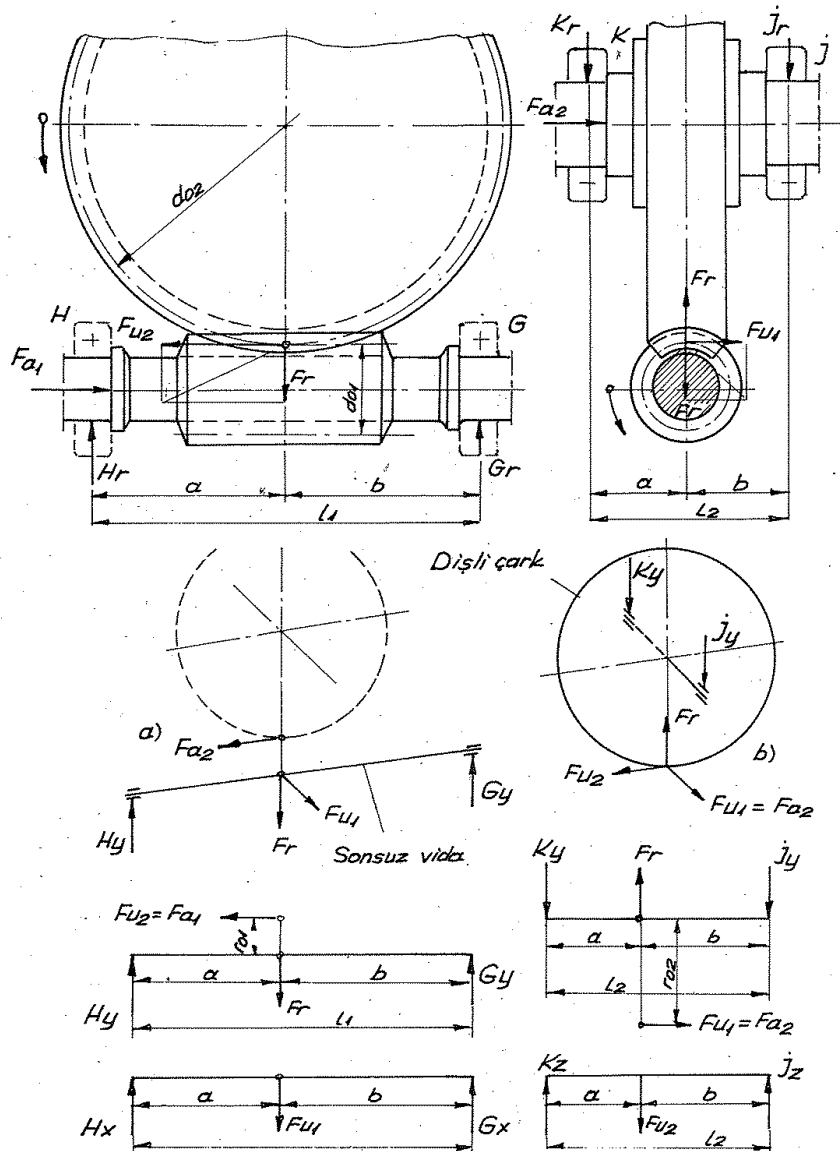
$$H_r = \sqrt{H_x^2 + H_y^2} \quad (\text{Eşitlik 17/3})$$

$$H_r = \sqrt{(98,79)^2 + (233,24)^2}$$

$$\| H_r = 253,30 \text{ kg.}$$

$$H_a = F_{o1} = F_{U2} \quad (\text{Eşitlik 17/4})$$

$$\| H_a = 664,67 \text{ kg}$$



Sekil 20.7 Yatak kuvvetleri. (Problemde $a=b$ alınmıştır)

a2) G- yatağı

$$G_x = \frac{1}{2} F_{U1} \quad (\text{Eşitlik 17/5})$$

$$G_x = \frac{1}{2} \cdot 197,57$$

$$\| \underline{G_x} = 98,79 \text{ kg}$$

$$G_y = \frac{1}{2} F_R - \frac{r_{01}}{l_1} \cdot F_{U2} \quad (\text{Eşitlik 17/6})$$

$$G_y = \frac{1}{2} \cdot 252,30 - \frac{72,5}{2 \cdot 225} \cdot 664,67$$

$$\| \underline{G_y} = 19,06 \text{ kg}$$

$$G_r = \sqrt{G_x^2 + G_y^2} \quad (\text{Eşitlik 17/7})$$

$$G_r = \sqrt{(98,79)^2 + (19,06)^2}$$

$$\| \underline{G_r} = 100,61 \text{ kg}$$

b) Dişli çark milinin yatak kuvvetleri

b1) J- yatağı

$$J_z = \frac{1}{2} F_{U2} \quad (\text{Eşitlik 17/8})$$

$$J_z = \frac{1}{2} \cdot 664,67$$

$$\| \underline{J_z} = 332,34 \text{ kg}$$

$$J_y = \frac{1}{2} F_R + \frac{r_{02}}{l_2} \cdot F_{U1} \quad (\text{Eşitlik 17/9})$$

$$J_y = \frac{1}{2} \cdot 252,30 + \frac{227,5}{2 \cdot 150} \cdot 197,57$$

$$\| \underline{J_y} = 275,98 \text{ kg}$$

$$J_r = \sqrt{J_z^2 + J_y^2} \quad (\text{Eşitlik 17/10})$$

$$J_r = \sqrt{(332,34)^2 + (275,98)^2}$$

$$\| \underline{J_r} = 431,99 \text{ kg}$$

$$J_a = F_{a2} = F_{U1} \quad (\text{Eşitlik 17/11})$$

$$\| \underline{J_a} = 197,57 \text{ kg}$$

b2) K- yatağı

$$K_z = \frac{1}{2} F_{U2} \quad (\text{Eşitlik 17/12})$$

$$K_z = \frac{1}{2} \cdot 664,67$$

$$\| \underline{K_z} = 332,34 \text{ kg}$$

$$K_y = \frac{1}{2} F_R - \frac{r_{02}}{l_2} \cdot F_{U1} \quad (\text{Eşitlik 17/13})$$

$$K_y = \frac{1}{2} \cdot 252,30 - \frac{227,5}{2 \cdot 150} \cdot 197,57$$

$$\| \underline{K_y} = 275,98 \text{ kg}$$

$$K_r = \sqrt{K_z^2 + K_y^2} \quad (\text{Eşitlik 17/14})$$

$$K_r = \sqrt{(332,34)^2 + (275,98)^2}$$

$$\| \underline{K_r} = 431,99 \text{ kg}$$

9) Sonsuz vida milinin mukavemet kontrolü

a) Eğilme momenti

$$M_{ex} = H_x \cdot \frac{l_1}{2} \quad (\text{Eşitlik 18/1})$$

$$M_{ex} = 98,79 \cdot \frac{22,5}{2}$$

$$\| M_{ex} = 1111,39 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{ey} = H_y \cdot \frac{l_1}{2} \quad (\text{Eşitlik 18/2})$$

$$M_{ey} = 233,24 \cdot \frac{22,5}{2}$$

$$\| M_{ey} = 2623,95 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{etop} = \sqrt{M_{ex}^2 + M_{ey}^2} \quad (\text{Eşitlik 18/3})$$

$$M_{etop} = \sqrt{(1111,39)^2 + (2623,95)^2}$$

$$\| M_{etop} = 2849,61 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

b) Eğilme momenti

$$W_e = \frac{\pi \cdot d_f^3}{32} \quad (\text{Eşitlik 18/4})$$

$$W_e = \frac{\pi \cdot (5,69)^3}{32}$$

$$\| W_e = 18,09 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_e = \frac{M_{etop}}{W_e} \quad (\text{Eşitlik 18/5})$$

$$\sigma_e = \frac{2849,61}{18,09}$$

$$\| \sigma_e = 157,56 \text{ kg/cm}^2$$

c) Burulma gerilmesi

$$W_b = \frac{\pi \cdot d_f^3}{16} \quad (\text{Eşitlik 18/6})$$

$$W_b = \frac{\pi \cdot (5,69)^3}{16}$$

$$\| W_b = 36,17 \text{ cm}^3$$

$$\tau_b = \frac{M_{bt}}{W_b} \quad (\text{Eşitlik 18/7})$$

$$\tau_b = \frac{716,2}{36,17}$$

$$\| \tau_b = 19,80 \text{ kg/cm}^2$$

d) Çekme-basma gerilmeleri

$$\sigma_c = \frac{F_{d1}}{A} = \frac{F_{d1}}{\pi d_f^2/4} \quad (\text{Eşitlik 18/8})$$

$$\sigma_c = \frac{664,67}{\pi \cdot (5,69)^2/4}$$

$$\| \sigma_c = 26,14 \text{ kg/cm}^2$$

e) Toplam gerilme

$$\sigma_{top} = \sqrt{(\sigma_e + \sigma_c)^2 + 4 \cdot \tau_b^2} \quad (\text{Eşitlik 18/9})$$

$$\sigma_{top} = \sqrt{(157,56 + 26,14)^2 + 4 \cdot 19,80^2}$$

$$\| \sigma_{top} = 187,92 \text{ kg/cm}^2$$

Kontrol:

$$\sigma_{em} = 500 \dots 700 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{top} = 187,92 < \sigma_{em} \quad (\text{uygun})$$

10) Sonsuz vida milinin deformasyon kontrolu

a) Sonsuz vida milinin sehimi

$$f = \frac{(\sqrt{F_{L1}^2 + F_R^2}) \cdot l_1^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (\text{Eşitlik 19/3})$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (\text{Eşitlik 19/4})$$

$$f = \frac{(\sqrt{(197,57)^2 + (252,30)^2}) \cdot 22,5^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 4^4/64}$$

$$\| \underline{f = 0,0029 \text{ cm} = 0,029 \text{ mm.}}$$

b) f_{sınır} değeri

$$f_{\text{sınır}} = \frac{d_{01}}{1000} \quad (\text{Eşitlik 19/5})$$

$$f_{\text{sınır}} = \frac{72,5}{1000}$$

$$\| \underline{f_{\text{sınır}} = 0,0725 \text{ mm.}}$$

c) Sonsuz vida milinin eğilmeye karşı emniyeti

$$S_w = \frac{f_{\text{sınır}}}{f} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 19/6})$$

$$\| \underline{S_w = \frac{0,0725}{0,029} = 2,5 > 1 \quad (\text{uygun})}$$

11) Yüzey emniyeti S_F'nin kontrolu

I - Niemann'a göre çözüm

a) Diş yüzeyindeki yuvarlanma basıncı

$$k = \frac{F_{u2}}{f_m \cdot f_z \cdot b_2 \cdot d_{o2}} \quad (\text{Eşitlik 20/1})$$

a₁) Dişli çark için çevre kuvveti

$$F_{u2} = 1,43 \cdot 10^6 \frac{N_1}{d_{o2} \cdot n_2} \cdot \eta_{\text{top}} \quad (\text{Eşitlik 20/2})$$

$$F_{u2} = 1,43 \cdot 10^6 \frac{14}{227,5 \cdot 1400 \cdot 3/35} \cdot 0,89$$

$$\| \underline{F_{u2} = 652,67 \text{ kg}}$$

Not: Hatırlanırsa; Eşitlik 15/7 ye göre bulunan çevre kuvveti F_{u2} = 664,67 kg. idi aradaki fark: Eşitlik 15/7 de mekanizma verimi, Eşitlik 20/2 de ise toplam verim düşünölmüştür.

a₂) Form faktörü

$$f_z = 0,410 \quad (\text{Çetvel 10.2})$$

a₃) f_m değeri

$$f_m = \sqrt{10/Z_F} = \sqrt{\frac{10}{d_{01}/m_a}} \quad (\text{Eşitlik 20/3})$$

$$f_m = \sqrt{\frac{10}{72,5/6,5}}$$

$$\| \underline{f_m = 0,95}$$

$$k = \frac{652,67}{0,95 \cdot 0,410 \cdot 50 \cdot 227,5}$$

$$\| \underline{k = 0,15 \text{ kg/mm}^2}$$

b) Diş yüzeyindeki sınır yuvarlanma basıncı

$$k_{\text{sınır}} = k_0 \cdot f_n \cdot f_h \cdot f_w \quad (\text{Eşitlik 20/4})$$

b₁) Yüzey basınç faktörü

$$k_0 = 0,8 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{Cetvel 10-1})$$

b₂) Hız faktörü

$$f_n = \frac{2}{2 + 2,985} \quad (\text{Eşitlik 20/5})$$

$$f_n = \frac{2}{2 + (5,5)^{0,85}}$$

$$\| \underline{f_n = 0,32}$$

b₃) Ömür faktörü

$$f_h = \sqrt[3]{12000/l_h} \quad (\text{Eşitlik 20/6})$$

Nominal ömür $l_h = 12.000$ saat için

$$\| \underline{f_h = 1}$$

b₄) Alternatif yük katsayısı

$$f_w = 1 \quad (\text{Değişmiyen yüklerde})$$

$$k_{\text{sınır}} = 0,8 \cdot 0,32 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\| \underline{k_{\text{sınır}} = 0,26 \text{ kg/mm}^2}$$

c) Yüzey emniyet basıncı

$$k_{\text{em}} = \frac{k_{\text{sınır}}}{S} \quad (\text{Eşitlik 20/7})$$

$$k_{\text{em}} = \frac{0,26}{1,25}$$

$$\| \underline{k_{\text{em}} = 0,21 \text{ kg/mm}^2}$$

d) Yüzey emniyeti

$$S_F = \frac{k_{\text{em}}}{k} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 20/8})$$

$$\| \underline{S_F = \frac{0,21}{0,15} = 1,39 > 1} \quad (\text{Uygun})$$

e) Yüzey sınır güçleri

e₁) Dişli çarkın taşımaya müsade edilen yüzey sınır gücü

$$N_{2F} = 0,7 \cdot k_{\text{em}} \cdot f_m \cdot f_z \cdot \left(\frac{b_2}{100}\right) \left(\frac{d_{o2}}{100}\right)^2 \cdot n_2 \quad (\text{Eşitlik 20/9})$$

$$N_{2F} = 0,7 \cdot 0,21 \cdot 0,95 \cdot 0,410 \cdot \left(\frac{50}{100}\right) \left(\frac{227,5}{100}\right)^2 \cdot 1400 \cdot \frac{3}{35}$$

$$\| \underline{N_{2F} = 17,78 \text{ B} \cdot \text{G}}$$

e₂) Sonsuz vidanın taşımaya müsade edilen yüzey sınır gücü

$$N_{1F} = N_{2F} + N_V \quad (\text{Eşitlik 20/11})$$

$$N_V \approx N_{2F} \left(\text{tg } \delta_m + \frac{1}{\text{tg } \delta_m} \right) y_2 \left(y_3 + \sqrt{\frac{100}{\alpha}} \right) \quad (\text{Eşitlik 20/12})$$

$$y_2 = 0,042 \quad (\text{Cetvel 20-3})$$

$$y_3 = 0,015 \quad (\text{Cetvel 20-3})$$

$$N_V = 17,78 \left(\text{tg } 15^\circ 03' 16'' + \frac{1}{\text{tg } 15^\circ 03' 16''} \right) 0,042 \left(0,015 + \sqrt{\frac{100}{150}} \right)$$

$$\| \underline{N_V = 2,48 \text{ B} \cdot \text{G}}$$

$$N_{1F} = 17,78 + 2,48$$

$$\| \underline{N_{1F} = 20,26 \text{ B} \cdot \text{G}}$$

II- Schiebel'e göre çözüm

$$S_F = \frac{d_{o1} \cdot d_{o2} \cdot C_{sp} \cdot P_s}{4 \cdot F_{u2}} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 20/4})$$

$$C_{sp} = 1,25 \quad (\text{Şekil 7.1})$$

$$P_s = 0,50 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{Çetvel 7.3})$$

$$S_F = \frac{72,5 \cdot 227,5 \cdot 1,25 \cdot 0,50}{4 \cdot 652,67}$$

$$\| S_F = 3,95 > 1 \quad (\text{Uygun})$$

III- Kurt Zirkpe'e göre çözüm

$$S_F = \frac{k_{sınır}}{K} = \frac{k_{sınır} \cdot d_{o1} \cdot d_{o2} \cdot q_5}{F_{u2}} = 0,6 \dots 2,2 \quad (\text{Eşitlik 20/15})$$

$$k_{sınır} = 0,59 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{Çetvel 20.5})$$

$$q_5 = 0,30 \quad (\text{Çetvel 20.6})$$

$$S_F = \frac{0,59 \cdot 72,5 \cdot 227,5 \cdot 0,30}{664,67}$$

$$S_F = 4,39 \quad (\text{Uygun})$$

IV- Hermann Trier'e göre çözüm

a) Yüzey emniyet basıncı

$$k_{em} = \frac{3,93 \cdot k_{sınır}}{3,93 + U_g}$$

$$k_{sınır} = 0,8 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{Çetvel 10.1 } k_0 = k_{sınır})$$

$$k_{em} = \frac{3,93 \cdot 0,8}{3,93 + 5,5}$$

$$\| k_{em} = 0,33 \text{ kg/mm}^2$$

b) Yüzey emniyeti

$$S_F = \frac{k_{em} \cdot d_{o1} \cdot d_{o2}}{F_{u2}} \cdot q \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 20/16})$$

$$q = 0,30 \quad (\text{Çetvel 20.6 } q = q_5)$$

$$S_F = \frac{0,33 \cdot 72,5 \cdot 227,5}{652,67} \cdot 0,30$$

$$\| S_F = 2,5 > 1 \quad (\text{Uygun})$$

c) Yüzey sınır güçleri

c1) Dişli çarkın taşımasına müsaade edilen yüzey sınır gücü

$$N_{2F} = \frac{k_{em} \cdot d_{o1} \cdot d_{o2}^2 \cdot n_2}{1,43 \cdot 10^6} \cdot q = N_1 \cdot \eta_{top} \cdot S_F \quad (\text{Eşitlik 20/18})$$

$$N_{2F} = \frac{0,33 \cdot 72,5 \cdot (227,5)^2 \cdot 1400 \cdot 3/35}{1,43 \cdot 10^6} \cdot 0,30$$

$$\| N_{2F} = 31,17 \text{ B.G}$$

c2) Sonsuz vidanın taşımasına müsaade edilen yüzey sınır gücü

$$N_{1F} = N_{2F} + N_V \quad (\text{Eşitlik 20/19})$$

$$N_{1F} = 31,17 + 1,60$$

$$\| N_{1F} = 32,77 \text{ B.G}$$

V- Dudley/Winter'a göre çözüm

a) Yüzey basıncı sınırı

$$C_{MF} = 0,25 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{Çetvel 20.8})$$

b) Çarkın faydalı diş genişliği

$$b_e = \sqrt{d_k^2 - d_o^2} \quad (\text{Eşitlik 20/24})$$

$$b_e = \sqrt{(85,5)^2 - (72,5)^2}$$

$$\| b_e = 45,32 \text{ mm}$$

c) Çevrim oranı faktörü

$$C_{\dot{u}} = \left(1 - \frac{1}{\tau}\right)^2 \quad (\text{Eşitlik 20/25})$$

$$C_{\dot{u}} = \left(1 - \frac{3}{35}\right)^2$$

$$\| C_{\dot{u}} = 0,84$$

d) Hız faktörü

$$C_v = f_n = 0,32$$

e) Gıdılma faktörü

$$K_A = 1,2 \quad (\text{Çetvel 20.9})$$

f) Sınır döndürme momenti

$$M_{b2\text{sinir}} = 1,91 \cdot d_o^2 \cdot C_{MP} \cdot b_e \cdot C_{\dot{u}} \cdot C_v / K_A \quad (\text{Eşitlik 20/23})$$

$$M_{b2\text{sinir}} = 1,91 \cdot (227,5)^2 \cdot 0,25 \cdot 45,32 \cdot 0,84 \cdot 0,32 / 1,2$$

$$\| M_{b2\text{sinir}} = 84737,92 \text{ kg.mm}$$

e) Yüzey emniyeti

$$S_F = \frac{M_{b2\text{sinir}}}{M_{b2\text{max}}} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 20/21})$$

$$\| S_F = \frac{84737,92}{83556,67} = 1,01 > 1 \quad (\text{Uygun})$$

Not. Acaba; AGMA - Standart 213.02 ye göre olan giriş sınır gücü eşitliğini (20/18) problemimize uyguluyabilirmiyiz?

1° - $v_g < 6000 \text{ feet/dak.}$ olmalı.

$$v_g = 5,5 \cdot \frac{60}{0,3048}$$

$$v_g = 1082,68 \text{ feet/dak.} < 6000 \text{ feet/dak.} \quad (\text{Uygun})$$

2° - Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı

$$d \approx C^{0,875} / 2,2 \quad \text{olmalı}$$

$$d \approx (150/25,4)^{0,875} / 2,2 = 2,1499''$$

$$d = \phi 54,61 \text{ mm.}$$

Halbuki $d_{o1} = \phi 72,5 \text{ mm}$ idi. İki çap arasındaki fark büyük, dolayısıyla probleme uygulama hatalı sonuç verebilir.

VI - Dubbel'e göre çözüm

a) Sonsuz vida çarkının yuvarlanma mukavemeti değeri

$$\sigma_{Hlim} = 480 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Çetvel 20.12})$$

b) Ömür faktörü

$$Z_H = (12000/L_H)^{1/6} \quad (\text{Eşitlik 20/33})$$

Nominal ömür $L_H = 12000$ saat için

$$\| Z_H = 1$$

c) Değişken yük faktörü

$$Z_N = \left[1 / (n_2 / \beta + 1) \right]^{1/\beta} \quad (\text{Eşitlik 20/34})$$

$$Z_N = \left[\frac{1}{\frac{1400 \cdot 3/35}{\beta} + 1} \right]^{1/\beta}$$

$$\| Z_N = 0,7$$

d) Elâstiklik modülü

$$Z_E = 147 \sqrt{N/mm^2} \quad (\text{Cetvel 20.12})$$

e) Temas faktörü

$$\frac{d_{o1}}{d} = \frac{72,5}{100} = 0,4833$$

$$\| Z_p = 2,62 \quad (\text{Şekil 20.6})$$

f) Sonsuz vida çarkının döndürme momenti

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} \quad (\text{Eşitlik 20/35})$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{0,736 \cdot 14 \cdot 0,89}{1400 \cdot 3/35}$$

$$\| T_2 = 729,82 \text{ N}\cdot\text{m}$$

g) İşletme faktörü

$$K_A = 1 \quad (\text{Cetvel 15.1 } C_s = K_A)$$

h) Yüzey emniyeti

$$S_F = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_H \cdot Z_N}{Z_E \cdot Z_p \cdot \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / d^3}} \geq 1 \dots 1,3 \quad (\text{Eşitlik 20/32})$$

$$S_F = \frac{480 \cdot 1 \cdot 0,7}{147 \cdot 2,62 \cdot \sqrt{1000 \cdot 729,82 \cdot 1 / (150)^3}}$$

$$\| S_F = 1,88 > 1 \dots 1,3 \quad (\text{Uygun})$$

VII- Dudley'e göre çözüm:

a) Malzeme faktörü

$$K_s = 800 \quad (\text{Cetvel 20.13})$$

b) Çevrim oranı faktörü

$$K_m = 0,773 \quad (\text{Cetvel 20.14})$$

c) Hız faktörü

$$K_v = 0,250 \quad (\text{Cetvel 20.15})$$

d) Sürtünme katsayısı

$$\mu = 0,021 \quad (\text{Cetvel 20.16})$$

e) Çarkın çevresel kuvveti

$$W_t = K_s \cdot D^{0,8} \cdot F_e \cdot K_m \cdot K_v \quad (\text{Eşitlik 20/37})$$

$$W_t = 800 \cdot \left(\frac{227,5}{25,4} \right)^{0,8} \cdot \frac{45,32}{25,4} \cdot 0,773 \cdot 0,250$$

$$\| W_t = 1594 \text{ lb.}$$

f) Sürtünme kuvveti

$$W_f = \frac{\mu \cdot W_t}{\cos \delta \cdot \cos \phi_n} \quad (\text{Eşitlik 20/38})$$

$$W_f = \frac{0,021 \cdot 1594}{\cos 15^\circ 03' 16'' \cdot \cos 20^\circ}$$

$$\| W_f = 36,9 \text{ lb.}$$

g) Giriş gücü

$$P = \frac{W_t \cdot D \cdot n}{126000 \cdot m_G} + \frac{v \cdot W_f}{33000} \quad (\text{Eşitlik 20/36})$$

$$P = \frac{1594 \cdot (227,5/25,4) \cdot 1400}{126000 \cdot 35/3} + \frac{1082,68 \cdot 36,9}{33000}$$

$$\| P = 14,81 \text{ B.G}$$

21- Dişin kırılma emniyeti S_B ye göre kontrolü.

I- Niemann metodu:

Dişlerin mukavemeti göz önüne alınırsa, dişlerin kırılmaması için,

$$\| S_B = \frac{C_{sınır}}{C_{max}} \geq 1 \text{ olmalıdır} \quad (21/1)$$

Dişlerin max. zorlama durumu için karşılaştırma değeri,

$$\| C_{max} = \frac{F_{uzmax.}}{\pi \cdot m_n \cdot \widehat{b}_2} \quad \frac{F_{uzmax.}}{kg} \left| \frac{m_n}{mm} \right| \left| \frac{\widehat{b}_2}{mm} \right| \left| \frac{C_{max.}}{kg/mm^2} \right| \quad (21/2)$$

$F_{uzmax.}$ - Çevre kuvveti (Eşitlik 15/7)

m_n - Normal modül (Eşitlik 6/1)

\widehat{b}_2 - Diş yayı uzunluğu (Eşitlik 14/11, 14/12)

$C_{sınır}$ - Cetvel 21-1

Dişli Çemberi	$C_{sınır} [kg/mm^2]$		
	Diş Profili		
	A	N, E, K	H
Cu-Sn-Bronz	2,4	3,0	4,0
Al-Alaşımı	1,15	1,43	1,9
GG-18	1,2	1,5	2,0

Cetvel 21-1 - $\alpha_{no} = 20^\circ$ için $C_{sınır}$ değerleri. ($\alpha_{no} = 25^\circ$ için bu değerler 1,2 ile çarpılmalıdır.)

II- Dudley/Winter metodu:

Diş tabanının yük taşıma kabiliyeti

$$\| M_{b2max} \leq M_{b2sınır} \quad (21/3)$$

veya

$$\| S_B = \frac{M_{b2sınır}}{M_{b2max}} \geq 1 \text{ olmalıdır} \quad (21/4)$$

M_{b2max} - Döndürme momenti (Eşitlik 20/22)

$$\| M_{b2sınır} = C_{MB} \cdot d_{o2} \cdot b_e \cdot t_a \cdot \frac{E}{1,5} / K_A \quad \frac{M_{b2sınır}}{kg \cdot mm} \left| \frac{C_{MB}}{kg/mm^2} \right| \left| \frac{b_e}{mm} \right| \left| \frac{d_{o2}}{mm} \right| \left| \frac{t_a}{mm} \right| \quad (21/5)$$

C_{MB} - Diş tabanının mukavemet sınırı (Cetvel 20-8)

d_{o2} - Dişli çarkın taksimat dairesi çapı (Eşitlik 3/1)

b_e - Çarkın faydalı diş genişliği (Eşitlik 20/24)

t_a - Eksenel hatve

$$\| t_a = \pi \cdot m_a$$

(21/6)

K_A - Çalışma faktörü (Cetvel 20.9)

ϵ - Profil kavrama oranı. Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında $\epsilon_{min} = 1,5$ dur. (Alın dişlilerinden bildiğimiz ϵ kavrama oranı dişlinin evolventinin profiline göre değiştiği için buna profil kavrama oranı da denir)

Not. Karl-Heinz Decker'den profil kavrama oranı (Alın kesitindeki);

$$\epsilon_{\alpha_0} = \frac{\sqrt{d_{k2}^2 - d_{g2}^2} + \frac{2m\alpha(1-x_2)}{\sin \alpha_0} - d_{o2} \cdot \sin \alpha_0}{2m\alpha \cdot \pi \cdot \cos \alpha_0} \quad (21/7)$$

d_{k2} - Dişli çarkın diş başı dairesi çapı (Eşitlik 14/4)

d_{g2} - Temel dairesi çapı

$$d_{g2} = d_{o2} \cdot \cos \alpha_0 \quad (21/8)$$

x_2 - Dişli çarkın profil kaydırma faktörü

α_0 - Eksenel kavrama açısı (Cetvel 21.2)

Kavrama Açısı	Diş profili	
	A	N, K, E
Normal Kavrama Açısı	$\tan \alpha_{no} = \tan 20^\circ \cdot \cos \gamma_m$	$\alpha_{no} = 20^\circ$
Eksenel Kavrama Açısı	$\alpha_{a0} = 20^\circ$	$\tan \alpha_{a0} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos \gamma_m}$

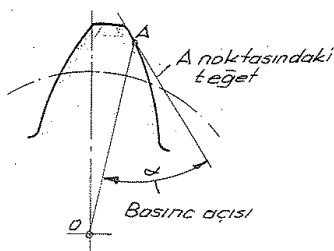
Cetvel 21.2 - Kavrama açısı ifadeleri

Not. Kavrama açısı, basınç açısı;

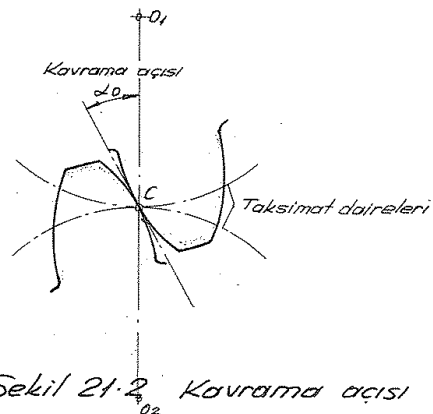
Sabit çevrim oranlı evolvent dişlilerde kavrama açısı α bütün kavrama noktaları için sabittir. Profil kaydırmalı evolvent dişlilerde yuvarlanma noktası taksimat dairesi (çap d_0) üzerinde olan imalat kavrama açısı α_0 ve yuvarlanma noktası işletme yuvarlanma dairesi (çap d_b) üzerinde olan işletme kavrama açısı α_b şeklinde ifade edilir.

DIN 868 de α kavrama açısı, DIN 3960 da α_0 ve α_b kavrama açısı olarak ve genellikle, α basınç açısı olarak kullanılmaktadır ki bu yanlış anlamlara yol açmaktadır [1]

Basınç açısı, her yüzey noktası için o noktadaki teğeti ile o noktayı merkezle birleştiren doğru arasındaki dar açıdır (Şekil 21.1). Yuvarlanma dairesi üzerindeki yüzey noktası için basınç açısı, kavrama açısının aynıdır (Şekil 21.2)



Şekil 21.1 - Basınç açısı



Şekil 21.2 - Kavrama açısı

III- Dubbel'den ;

$$\| S_B = \frac{U_{lim} \cdot m_a \cdot b_2}{F_{U2} \cdot K_A} \geq S_{Bmin} \text{ olmalıdır.} \quad (21/9)$$

$$S_{Bmin} \cong 1 \dots 1,3 \quad \frac{U_{lim}}{N/mm^2} \mid \frac{m_a}{mm} \mid \frac{b_2}{mm} \mid \frac{F_{U2}}{N}$$

U_{lim} - Çark malzemesi için yük sınır değeri (Cetvel 20.12)

F_{U2} - Çark için çevre kuvveti (Eşitlik 15/7)

b_2 - Eşitlik 14/11, 14/12

K_A - İşletme faktörü (Cetvel 15.1 $K_A = C_s$)

Örnek 4 - Örnek 3 de verilen silindirik sonsuz vida mekanizmasında, dişin kırılma emniyeti S_B ye göre kontrolü istenmektedir.

Çözüm.

I - Niemann'a göre çözüm

a) Diş yayı uzunluğu

$$\hat{b}_2 = 1,1 \cdot b_2 \quad (\text{Eşitlik 14/11})$$

$$\hat{b}_2 = 1,1 \cdot 50$$

$$\| \hat{b}_2 = 55 \text{ mm}$$

b) Karşılaştırma değeri

$$C_{max} = \frac{F_{U2 \max.}}{\pi \cdot m_n \cdot \hat{b}_2} \quad (\text{Eşitlik 21/2})$$

$$C_{max} = \frac{664,67}{\pi \cdot 6,28 \cdot 55}$$

$$\| C_{max} = 0,6125 \text{ kg/mm}^2$$

c) Sınır değeri

$$C_{sınır} = 3,0 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{Cetvel 21.1})$$

d) Dişlerin kırılmaması için

$$S_B = \frac{C_{sınır}}{C_{max}} \geq 1 \quad (\text{Eşitlik})$$

$$\| S_B = \frac{3}{0,6125} = 4,9 > 1 \quad (\text{uygun})$$

II - Dudley/Winter'a göre çözüm

a) Diş tabakanın mukavemet sınırı

$$C_{MB} = 0,70 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{Cetvel 20.8})$$

b) Eksenel hatve

$$t_a = m_a \cdot \pi \quad (\text{Eşitlik 21/6})$$

$$t_a = 6,5 \cdot \pi$$

$$\| t_a = 20,42 \text{ mm}$$

c) Eksenel kavrama açısı

$$\text{tg} \alpha_{d0} = \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos \gamma_m} \quad (\text{Cetvel 21.2})$$

$$\text{tg} \alpha_{d0} = \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ 03' 16''}$$

$$\| \alpha_{d0} = 20^\circ 39' 06''$$

d) Temel dairesi çapı

$$d_{g2} = d_{o2} \cdot \cos \alpha_{d0} \quad (\text{Eşitlik 21/8})$$

$$\| d_{g2} = 227,5 \cdot \cos 20^{\circ} 39' 06''$$

$$d_{g2} = \varnothing 212,88 \text{ mm.}$$

e) Profil kavrama oranı (Alin kesitindeki)

$$E_{\alpha_{d0}} = \frac{\sqrt{d_{k2}^2 - d_{g2}^2} + \frac{2m\alpha(1-x_2)}{\sin \alpha_{d0}} - d_{o2} \cdot \sin \alpha_{d0}}{2m\alpha \cdot \pi \cdot \cos \alpha_{d0}} \quad (\text{Eşitlik 21/7})$$

$$E_{\alpha_{d0}} = \frac{\sqrt{(240,5)^2 - (212,88)^2} + \frac{2 \cdot 6,5}{\sin 20^{\circ} 39' 06''} - 227,5 \cdot \sin 20^{\circ} 39' 06''}{2 \cdot 6,5 \cdot \pi \cdot \cos 20^{\circ} 39' 05''}$$

$$\| E_{\alpha_{d0}} = 1,79$$

f) Çalışma faktörü

$$K_A = 1,2 \quad (\text{Cetvel 20.9})$$

g) Sınır döndürme momenti

$$M_{b2 \text{ sınır}} = C_{MB} \cdot d_{o2} \cdot b_e \cdot t_a \cdot \frac{E}{1,5} / K_A \quad (\text{Eşitlik 21/5})$$

$$M_{b2 \text{ sınır}} = 0,70 \cdot 227,5 \cdot 45,32 \cdot 20,42 \cdot \frac{1,79}{1,5} / 1,2$$

$$\| M_{b2 \text{ sınır}} = 146556,68 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

h) Diş tabanının yük taşıma kabiliyeti

$$S_B = \frac{M_{b2 \text{ sınır}}}{M_{b2 \text{ max}}} > 1 \quad (\text{Eşitlik 21/4})$$

$$S_B = \frac{146556,68}{83556,67}$$

$$S_B = 1,75 > 1 \quad (\text{Uygun})$$

III - Dubbel'e göre çözüm.

a) Çark malzemesi için yük sınır değeri

$$U_{lim} = 190 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Cetvel 20.12})$$

b) Dişlerin kırılmaması için

$$S_B = \frac{U_{lim} \cdot m\alpha \cdot b_2}{F_{U2} \cdot K_A} \quad (\text{Eşitlik 21/9})$$

$$S_B = \frac{190 \cdot 6,5 \cdot 50}{6646,7 \cdot 1}$$

$$\| S_B = 9,3 > 1 \quad (\text{Uygun})$$

22- Yük taşıma kabiliyeti hakkında kısa bilgi

A- Dişli çarklarda

Mekanizma dahilinde dişliler dinamik bir zorlanmaya maruzdur. Mekanizmanın emniyetle görevini yapabilmesi için kabul edilen bir çalışma süresi içinde dişlerin kırılmaması ve diş profillerinin aşınarak bozulmaması lazımdır. Dişli çark mekanizmalarının kullanılmaz hale gelmeleri, çark dişlilerinde

1- Dişlilerin tabandan kırılması

2- Diş yan yüzeylerinin yorulma aşınması (Pitting) dolayısıyla bozulması

3- Diş yan yüzeylerinin «adhezyon» aşınması ve bunun şiddetli hali olan «yenme» sonucu bozulması.

Pratik bakımından kırılma olayını esas alan hesaba « Mukavemet hesabı », yorulma aşınmasını esas alan hesaba « Yüzey basıncı hesabı », yenme olayına bağlı olan hesaba « Aşınma hesabı » denilmektedir.

B- Sonsuz vida mekanizmalarında

- 1- Yenme ve ısınma bakımından yük taşıma kabiliyeti
- 2- Diş yan yüzeylerinin yük taşıma kabiliyeti
- 3- Diş tabanının yük taşıma kabiliyeti.

şeklinde sıralanabilir.

- 1- Sıcaklık emniyeti, St 'nin kontrolü konusunda anlatıldı.
- 2- Diş yan yüzeylerinin yük taşıma kabiliyeti

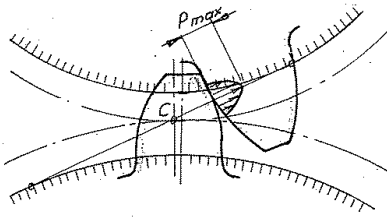
Yüzey basıncını ve yenmeyi göz önüne alan hesap yöntemidir.

a) Yüzey basıncı hesabı kontrolü

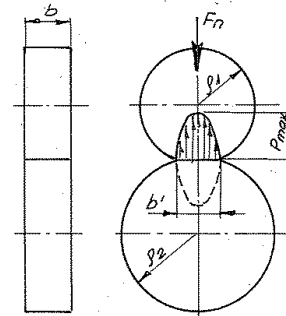
Eş çalışan dişlilerin temas noktalarında, yorulma aşınmasına (Pitting) neden olan, « Hertz » tipinde yüzey basınçları meydana gelmektedir. Her iki diş yüzeyi arasındaki en büyük yüzey basıncı, Hertz 'e göre (şekil 22-1)

$$P_{max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b_2 \cdot \rho}} \quad (22/1)$$

şeklinde ifade edilir. (Çizgi teması. örneğin Silindirik üzerinde silindirik (şekil 22-2)



Şekil 22-1- Yüzey basıncı



Şekil 22-2- Hertz basıncı (Çizgi teması)

- F_n - Temas yüzeylerine tesir eden normal kuvvet (Diş kuvveti)
- b₂ - Temas yüzeylerinin genişliği (Dişin genişliği)
- E - Eş değer elastiklik modülü

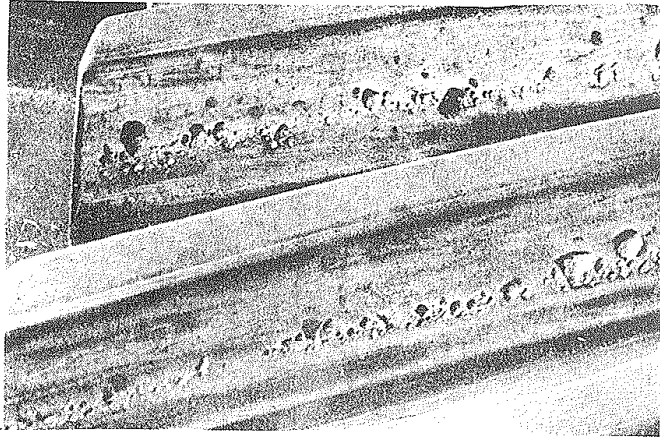
$$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (22/2)$$

E₁, E₂ - Temas halinde bulunan malzemelerin elastiklik modülleri.
E değerleri malzeme çiftlerine göre ortalama olarak Cetvel 22-1 de Tochtermann / Bodenstern tarafından verilmiştir.

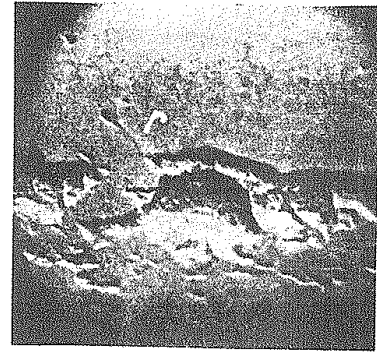
Malzeme Çifti	E [10 ⁴ . kg/mm ²]	Malzeme Çifti	E [10 ⁴ . kg/mm ²]
St/St	2,1	St/GG-20	1,53
St/GS-60	2,8	GS-60/GS-52	2,05
St/GS-52	2,8	GS-60/GGG-50	1,89
St/GGG-50	1,92	GS-60/GG-20	1,51
St/GGG-42	1,91	GGG-50/GGG-42	1,75
St/Sn Bz 14	1,40	GGG-50/GG-20	1,43
St/Sn Bz 8	1,49	GG-25 } /GG-20	1,24
St/GG-25	1,59	GG-20 }	

Cetvel 22-1- Ortalama elastiklik modülleri

M. ten Bosch [13]'a göre; Aşırı yüksek yüzey basınçları sonucunda dış yüzeylerinde çukurcuklar (Pitting) meydana gelir. Şekil 22.3 ve Şekil 22.4)



Şekil 22.3- Dökme demirden bir dişli çarkta aşınma izleri



Şekil 22.4- İslah çeliğinden yapılmış bir uçak dişlisinin yan yüzeylerinde pitting oluşu «r» harfi ile gösterilen tek tük ince çatlaklar vardır.

Yapılan bütün deneyler göstermiştir ki, çukurcuklar ancak, kayma yüzeylerinde yağ bulunması halinde meydana gelmektedir. En büyük zorlanmalarda dahi yağsız, çukurcuk olmaz. Bu sebeptendir ki, kuru bir temas yüzeyini şart koyan Hertz deklemleri ile pitting oluşunu izah etmek imkansızdır. Yağ, diş yüzeylerini birbirinden tamamiyle ayırdığı takdirde, yağ filmi içinden baş gösteren basınç değerlerinin, sıvı sürtmesi teorisi ile hesaplanması mümkündür. Çukurcuklar, ince (düşük vizkozitede) yağ kullanılması halinde, dış yüzey üzerindeki ince çatlaklıklardan meydana gelir. Çatlaklar çok yüksek zorlamaların bir sonucudur. Bu zorlamalar hakkında hüküm verirken, Hertz formüllerinden faydalanılabilir. Bu çatlaklar zamanla içeriye doğru ilerler (yorulma kırılması), ta ki, içeriye basılmış yağ, çatlamış parçacıkları koparıp atsın.

ρ - Temas yüzeyinin eşdeğer eğrilik yarıçapı

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \mp \frac{1}{\rho_2}$$

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 \mp \rho_2}$$

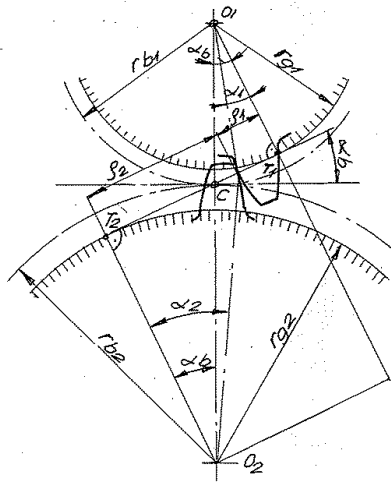
ρ_1, ρ_2 - Temas noktasındaki yüzeylerin eğrilik yarıçapları. (Şekil 22.5) iç dişlilerde + yerine - alınır.

Kramayer profili trapez olan normal «evolvent» sonsuz vida mekanizma sında eğrilik yarı çaplarından biri sonsuz büyüklüktedir. Çark dişlerinin yuvarlanma noktasındaki eğrilik yarıçapı ;

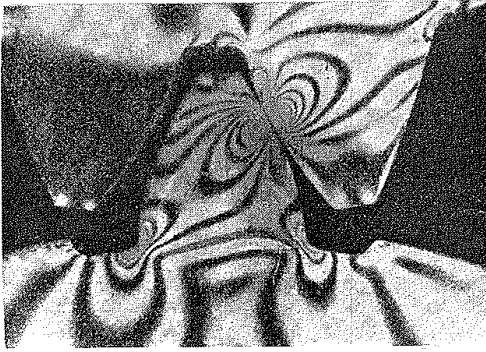
$$\rho = \frac{d_{n0}}{2} \cdot \sin \alpha_0 \text{ dir.} \tag{22/4}$$

d_{n0} - Çarkin normal kesitteki yuvarlanma dairesi çapı

α_0 - Evolvent kramayerin kavrama açısı.



Sekil 22.5- Temas noktasındaki yüzeylerin eğrilik yarıçapları.



Sekil 22.6

Diş kuvveti, kavrama sırasında diş üzerine gelen ve "diş kuvveti" veya "Normal kuvvet" adını taşıyan kuvvet kavrama doğrusu boyunca etki etmektedir. (Dişlilerin gerçekten F_n kuvvetiyle, yani kavrama doğrusu yönünde zorlandıkları polarizaskopla çekilmiş Sekil 22.6 dan iyice görülebilmektedir.) Eş çalışan dişlilerin temas yeri taksimat dairesi üzerinde bulunduğu durumda bu kuvvetin çevresel bileşeni

$$\| F_{u2} = F_n \cdot \cos \alpha_0 \text{ dir.} \tag{22/5}$$

(Çalışma sırasında dişler arasında bir kayma hareketi ve dolayısıyla sürtünme meydana gelmektedir. Bu nedenle temas yüzeyleri arasında μF_n değerinde bir sürtünme kuvveti meydana gelir; şöyle ki, F_n ile μF_n kuvvetlerinin birleşmesinden meydana gelen R bileşkesinin temas yüzeylerine göre doğrultusu, kavrama doğrusu üzerine düşmeyip yuvarlanma doğrusuna $\alpha + \beta$ açısı kadar eğiktir. Düz dişlilerde diş kuvveti olarak tarif edilen F_n kuvveti, helisel dişlilerde normal kesit içinde olup, kavrama doğrusu üzerindedir.)

Bulunan değerler (22/4) eşitliğinde yerine konursa

$$\| P_{max.} = 0.418 \sqrt{\frac{F_{u2}}{\cos \alpha_0} \cdot \frac{2E}{b_2 \cdot d_{n0} \cdot \sin \alpha_0}} \tag{22/6}$$

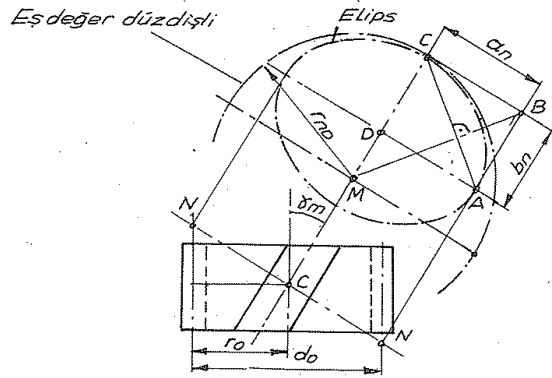
elde edilir. d_{n0} çapını hesaplayalım;

Sekil 22.7 de gösterildiği gibi, helisel dişlinin bir "Eş değer düz dişli" çarkı tarif edilebilir. Bu dişli şöyle tayin edilir: Helisel dişli, diş doğrultusuna dik bir düzlemle kesilirse eksenleri,

$$a_n = d_{o2} / 2 \cos \gamma_m \text{ ve}$$

$b_n = d_{o2} / 2$ olan bir elips bulunur. Bu elipsin C noktasındaki eğrilik yarı çapı r_{n0} ile bir daire çizilirse ve bunun üzerine helisel dişlinin t_{n0} (normal kesit-teki taksimat) taksimatı ile dişler dizilirse, bir düz dişli çark elde

edilir. Tamamen teorik olan bu düz dişli çarkta helisel dişlinin «Eşdeğer düz dişli çarkı» denir.



Şekil 22.7

Eşdeğer düz dişli çarkın taksimat dairesinin yarıçapı

$$\frac{r_{no}}{a_n} = \frac{a_n}{b_n}$$

$$\| r_{no} = \frac{a_n^2}{b_n} = \frac{d_{o2}}{2 \cdot \cos^2 \gamma_m} \quad (22/7)$$

bulunur. Bu değer normal kesitte yaklaşık yuvarlanma dairesi yarıçapı olarak alınabilir. d_{no} yerine değeri konursa

$$p_{max} = 0.418 \sqrt{\frac{F_{t2}}{\cos \alpha_o} \cdot \frac{2E}{b_2 \cdot \sin \alpha_o} \cdot \frac{\cos^2 \gamma_m}{d_{o2}}}$$

$$\| \left(\frac{p_{max}}{0.418} \right)^2 \cdot \frac{\sin 2\alpha_o}{4E} = \frac{F_{t2} \cdot \cos^2 \gamma_m}{b_2 \cdot d_{o2}} \quad (22/8)$$

ifadesi elde edilir.

a1) M. ten Bosch'a göre:

Çelik vida için $E_1 = 2,15 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$

Bronz çark için $E_2 = 1 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$ değerleri ile $E = 1,36 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$

hesaplanır. Ayrıca $\alpha_o = 20^\circ$ alınarak;

$$\| \frac{F_{t2} \cdot \cos^2 \gamma_m}{b_2 \cdot d_{o2}} = \left(\frac{p_{max}}{121} \right)^2 \quad (22/9)$$

sonucuna varılır.

Hesabın asıl güç tarafı (Sonsuz vida mekanizmalarında) p_{max} için müsaade edilecek en büyük değerler hakkında güvenilir deneysel rakamların bulunmamasıdır. Parçalar büyük bir özenle imal ve monte edilirse, o takdirde aynı zamanda iki dişin birden kavrandığı kabul edilebilir. Dişlerin bütün genişliğince yük taşınması faraziyesi altında pek seyrek gerçekleşir. Sonsuz vida ile çark arasındaki izafi kayma hızı diğer dişli çarklardakinden daha fazla olduğundan, aşınma da o nisbette çabuk olur. Bu sebepten p_{max} için diğer dişli çarklardakinden daha küçük değer almak uygun olur.

$$\| p_{em} < 0.25 H_B \quad (22/10)$$

H_B - Çark dişlilerinin kg/mm^2 cinsinden Brinell sertliği

Diğer taraftan sonsuz vida mekanizmalarında müsaade edilecek yük; (Diş dibi mukavemetine göre dişlerin kırılmaması için)

$$\underline{F_{u2}} = C_2 \cdot b_2 \cdot t_a \quad (22/11)$$

formülüne göre hesaplanmaktadır.

C_2 - Yükleme değeri.

F_{u2} yerine değeri, Eşitlik 22/9 da yerine konursa

$$\frac{C_2 \cdot b_2 \cdot t_a \cdot \cos^2 \gamma_m}{b_2 \cdot d_{o2}} = \left(\frac{p_{max.}}{121} \right)^2$$

ve $d_{o2} = m_a \cdot z_2$, $t_a = m_a \cdot \pi$ ile,

$$\frac{C_2 \cdot \pi \cdot \cos^2 \gamma_m}{z_2} = \left(\frac{p_{max.}}{121} \right)^2$$

$$\underline{C_2} = \frac{z_2}{\pi} \left(\frac{p_{max.}}{121} \right)^2 / \cos^2 \gamma_m \quad (22/12)$$

yazılır. Pratikten alınan sonuçlara göre, sürekli işletmede, sonsuz vıdanın hızının çok yüksek olmadığı ve çark dişlilerinin özenle imal edildiği hallerde fosforlu bronz için $C_2 = 0,3 \text{ kg/mm}^2$ değere müsaade edilebilir. Bu değer (22/12) eşitliğinde yerine konursa, $C_2 \cdot \pi \approx 1 \text{ kg/mm}^2$ ve $\gamma_m = 20^\circ$ için

$$p_{max} = 121 \cdot 0,94 / \sqrt{z_2}$$

$$p_{max} = 114 / \sqrt{z_2} \text{ bulunur.}$$

Sırasıyla $z_2 = 30$ ve $z_2 = 60$ diş için,

$$p_{max} = 20,8 \text{ ve } 14,7 \text{ kg/mm}^2 \text{ bulunur.}$$

Bu değerlerin $0,25 H_B$ den daha küçük olması için dişlerin Brinell sertliği sırasıyla

$$H_B > 83,2 \text{ ve } 58,8 \text{ kg/mm}^2 \text{ olmalıdır.}$$

$\alpha_2Dudley/Winter'dan;$

(20/23) eşitliğini düşünelim

$$M_{b2 \text{ sınır}} = 1,91 \cdot d_{o2}^{1,80} \cdot b_e \cdot C_{MF} \cdot C_{\dot{U}} \cdot C_V / K_A$$

burada,

$$M_{b2 \text{ max.}} \leq M_{b2 \text{ sınır}}$$

$$M_{b2 \text{ max.}} = l \cdot M_{b1}$$

şeklinde idi. Ayrıca yüzey emniyet basıncı,

$$\underline{C_{MFem}} = C_{\dot{U}} \cdot C_V \cdot C_{MF/S} \quad (22/13)$$

ifadesi ile tarif edilir ve hesaplanırsa, yukarıdaki eşitlik kontrol hesapları için

$$\underline{\frac{M_{b2 \text{ max.}} \cdot K_A}{1,91 \cdot d_{o2}^{1,80} \cdot b_e}} \leq C_{MFem} \quad (22/14)$$

yazılabilir.

- $C_{MFem} [\text{kg/mm}^2]$ - Yüzey emniyet basıncı
- $C_{\dot{U}}$ - Eşitlik 20/25, 20/26
- C_V - Eşitlik 20/5 ($C_V = f_n$)
- $C_{MF} [\text{kg/mm}^2]$ - Cetvel 20.8
- S - Emniyet katsayısı (1,0...1,5)
- K_A - Cetvel 20.9
- d_{o2} - Eşitlik 3/1 ve

$b_e \leq \sqrt{d_{k1}^2 - d_{o1}^2}$ olup faydalı dış genişliği veya gerçek temas genişliği idi.

$$b_e = \sqrt{(d_{o1} + 2m_a)^2 - d_{o1}^2}$$

$$b_e = \sqrt{4m_a(d_{o1} + m_a)}$$

$$Z_F = \frac{d_{o1}}{m_a} = 7 \dots 10$$

Z_F - Form sayısı

$$Z_F = 10 \text{ için}$$

$$b_e = \sqrt{44/100 \cdot d_{o1}^2}$$

$$\| b_e = 0.67 \cdot d_{o1} \text{ alınabilir}$$

(22/15)

öyleyse (22/14) eşitliği ;

$$\frac{M_{b2 \max} \cdot K_A}{1.91 \cdot (m_a \cdot Z_2)^{1.80} \cdot 0.67 \cdot 10 m_a} \leq CM_{Fem}$$

$$\frac{M_{b2 \max} \cdot K_A}{12.8 \cdot m_a^{2.80} \cdot Z_2^{1.80}} \leq CM_{Fem}$$

$$\| m_a = \sqrt[2.80]{\frac{M_{b2 \max} \cdot K_A}{12.8 \cdot Z_2^{1.80} \cdot CM_{Fem}}} \text{ olur}$$

(22/16)

Bu son ifade iyi bir yaklaşımla boyutlandırma için

$$\| m_a \cong 3 \sqrt[3]{\frac{M_{b2 \max} \cdot K_A}{12.8 \cdot Z_2^{1.80} \cdot CM_{Fem}}} \quad \frac{M_{b2 \max}}{\text{kg} \cdot \text{mm}} \quad \frac{CM_{Fem}}{\text{kg}/\text{mm}^2} \quad \frac{m_a}{\text{mm}}$$

(22/17)

olarak yazılabilir.

Not. (22/8) eşitliğini ele alalım;

$$\left(\frac{p_{\max}}{0.418} \right)^2 \cdot \frac{\sin 2\alpha_0}{4 \cdot E} = \frac{F_{U2} \cdot \cos^2 \gamma_m}{b_2 \cdot d_{o2}}$$

k -değeri yani STRIBECK'in dış yüzeyindeki yuvarlanma basıncı (çizgi teması)

$$k = 2.86 \frac{p^2}{E}$$

ifadesindeki p^2/E bu eşitlikte yerine konursa

$$k = 2.86 \cdot \frac{4 F_{U2} \cdot \cos^2 \gamma_m}{b_2 \cdot d_{o2} \cdot \sin 2\alpha_0} \cdot (0.418)^2$$

$\alpha_0 = 20^\circ$ için

$$\| k = 3.1096 \frac{F_{U2} \cdot \cos^2 \gamma_m}{b_2 \cdot d_{o2}} \text{ bulunur}$$

(22/18)

Bu denklemde bazı faktörlerin kabulü yapıp hesaba dahil edilirse (20/1) eşitliğindeki k -değeri elde edilebilir.

Ayrıca, Roloff/Matek k -değerinden faydalanarak dişli çarkın taksimat daireesi çapını şekillendirmek için

$$\| d_{o2} \cong 2.4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{b2} \cdot Z_2}{k_0}}$$

veya

$$\| d_{o2} \cong 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_2 \cdot Z_2}{k_0 \cdot n_2}}$$

$$\frac{M_{b2}}{\text{kg} \cdot \text{cm}} \quad \frac{k_0}{\text{kg}/\text{mm}^2} \quad \frac{N_2}{\text{B} \cdot \text{G}} \quad \frac{n_2}{d/d} \quad \frac{d_{o2}}{\text{mm}}$$

(22/19)

eşitlikleri ile vermiştir

$$M_{b2} = 71620 \frac{N_2}{n_2}$$

$$\frac{M_{b2}}{\text{kg.cm}} \left| \frac{N_2}{B.G.} \right| \frac{n_2}{d/d}$$

(22/21)

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{top}} \text{ şeklindedir}$$

k_0 - Cetvel 10.1

b) Aşınma kontrolü

b₁) Lütfullah ULLUKAN'a göre

Normal sonsuz vida mekanizmalarında, mekanizmanın boyutlandırılması için aşınma birinci derecede rol oynar. Boyutlarda ilk tahminlerde bulunmak üzere aşağıdaki denenmiş hesap tarzı verilecektir.

$$F_{u2} = C_2 \cdot b_2 \cdot t_a$$

formülünü tekrar ele alalım ;

$$F_{u2} = \frac{2 M_{b2}}{d_{o2}}$$

$$b_2 = 0.8 \cdot d_{o1}$$

$$t_a = m_a \cdot \pi$$

$$d_{o2} = m_a \cdot Z_2$$

$Z_F = d_{o1} / m_a$ eşitlikleri yukarıda yerine konursa

$$\frac{2 M_{b2}}{m_a \cdot Z_2} = C_2 \cdot 0.8 \cdot m_a \cdot Z_F \cdot m_a \cdot \pi$$

$$m_a = \sqrt[3]{\frac{2 M_{b2}}{C_{2em} \cdot 0.8 \cdot Z_F \cdot \pi \cdot Z_2}}$$

$Z_F = 10$ için

$$m_a \approx 0.43 \sqrt{\frac{M_{b2}}{C_{2em} \cdot Z_2}}$$

$$\frac{M_{b2}}{\text{kg.mm}} \left| \frac{C_{2em}}{\text{kg/mm}^2} \right| \frac{m_a}{\text{mm}}$$

(22/22)

bulunur.

M_{b2} - Eşitlik 22/21

C_{2em} - Pratikten bulunan ve malzeme çifti ile kayma hızına bağlı bir faktördür (Cetvel 22.2)

Malzeme Çifti	Kayma Hızları v_g [m/sn]									
	1	2	3	4	5	6	8	10	15	20
Çark Bronz, sonsuz vida çelik sertleştirilmiş ve taşlanmış dolma yağlama	0.80	0.80	0.70	0.60	0.52	0.48	0.40	0.35	0.24	0.22
Çark Bronz, sonsuz vida çelik tabii sertlikte (St 60-70) taşlanmamış.	0.43	0.43	0.43	0.38	0.22	0.20	0.18	-	-	-

Cetvel 22.2 - Muhtelif malzeme çiftleri ve v_g için C_{2em} [kg/mm²] değerleri

Not. C_{2em} değerleri (22/12) eşitliğinde yerine konursa p_{max} ve dolayısıyla (22/10) eşitliğinde çark dişlerinin kg/mm² cinsinden brinell sertliği bulunur.

b₂) Karl - Heinz Decker 'e Göre:

Kayma hızı $v_g \leq 8 \text{ m/sn}$ olan normal sonsuz vida mekanizmalarında aşınma kontrolü,

$$\| C = \frac{F_{u2}}{K_z \cdot b_2 \cdot t_a} \leq C_{em}. \quad (22/23)$$

veya $t_a = m_a \cdot \pi$ yazılarak

$$\| C = \frac{0,32 \cdot F_{u2}}{K_z \cdot b_2 \cdot m_a} \leq C_{em}. \quad \begin{array}{c|c|c|c} C_{em} & F_{u2} & b_2 & m_a \\ \hline \text{kg/mm}^2 & \text{kg} & \text{mm} & \text{mm} \end{array} \quad (22/24)$$

formülüne göre yapılır.

C - Aşınma faktörü (Yükleme değeri)

C_{em} - Aşınma emniyet faktörü (Cetvel 22.3)

F_{u2} - Eşitlik 15/17

b_2 - Eşitlik 14/13

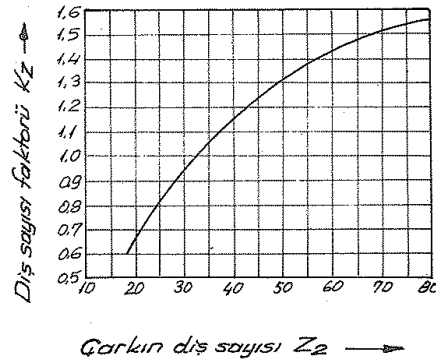
K_z - Diş sayısı faktörü (Şekil 22.8)

Malzeme		C _{em} [kg/mm ²]							
Dişli Çark	Sonsuz vida	Dalma Yağlama				Basıncı Yağlama			
		v _g [m/sn]				v _g [m/sn]			
		1	3	4	8	1	3	4	8
GZ - Sn Bz 12 (Püskürtme döküm)	a	0,8	0,6	0,45	0,25	0,8	0,9	0,95	1,25
	b	0,4	0,37	0,35	0,15	0,45	0,50	0,55	0,8
G - Sn Bz 12 (Kumda döküm)	a	0,65	0,44	0,35	0,2	0,65	0,7	0,75	1
	b	0,35	0,32	0,3	0,12	0,35	0,4	0,45	0,65
GK-ALSi 10Mg (Al-Alaşımı) GK-ALCu 4TiMg	a	0,65	0,46	0,4	0,2	0,65	0,75	0,85	1,1
	GB-Zn Al 4Cu1 (Zn-Alaşımı)	0,35	0,35	0,25	0,15	0,4	0,45	0,5	0,7
GG-20, GG-25	a	0,45	0,44	0,2	-	-	-	-	-
	b	0,3	0,18	0,13	-	-	-	-	-

Cetvel 22.3 - Sonsuz vida mekanizması için C_{em} [kg/mm²] değerleri

a - Semantasyon yapılmış ve taşlanmış çelik

b - İslah edilmiş ve taşlanmış çelik



Şekil 22.8 - Diş sayısı faktörü (K_z)

Önemli Not. Cetvel 22.3 de Normal sonsuz vida mekanizmalarının devamlı işletme halindeki (Yağ sıcaklığı $\leq 70^\circ\text{C}$) C_{em} değerleri verilmiştir. Tablodaki C_{em} değerleri;

$$E_{da0} \geq 1,7 \text{ ise } 1,5$$

$$E_{da0} \geq 2 \text{ ise } 2 \text{ ile } \text{çarpılır.}$$

Örnek : Sonsuz vida islah çeliği (C45) ve taşlanmış. Qark GZ-Sn Bz 12. ve $C = 0,56 \text{ kg/mm}^2$, $E_{da0} = 1,8$, $v_g \cong 3,1 \text{ m/sn.}$ değerleri hesaplınsın.

$$E_{da0} = 1,8 > 1,7 \text{ olduğundan Cetvel 22.3 deki Cem. değeri } 1,5 \text{ ile çarpılır.}$$

$$C_{em} = 1,5 \cdot 0,37$$

$$C_{em} \cong 0,56 \text{ kg/mm}^2 \text{ bulunur.}$$

E_{da0} - Profil kavrama oranı (Eşitlik 21/7)

Öyle ise (22/24) eşitliği bize aşınma olmaması için;

1- Malzeme çiftini ve,

2- Yağlama şeklini (Dalma yağlama veya basınçlı yağlama) tayin eder.

Örnek 5 - Örnek 3 de verilen silindirik sonsuz vida mekanizmasının aşınma kontrolü istenmektedir.

Çözüm

I. Lütfullah ULUKAN'a göre çözüm

a) C_{2em} faktörü (Hesap)

$$m_a \cong 0,43 \sqrt[3]{\frac{M_{b2}}{C_{2em} \cdot Z_2}} \quad (\text{Eşitlik 22/22})$$

$$6,5 = 0,43 \sqrt[3]{\frac{83556,67 \cdot 0,89}{C_{2em} \cdot 35}}$$

$$\| C_{2em} = 0,62 \text{ kg/mm}^2$$

b) C_{2em} faktörü

$$C_{2em} = 0,50 \text{ kg/mm}^2 \text{ (Cetvel 22.2 Dalma yağlama)}$$

$$0,50 < 0,62 \text{ (Uygun değil)}$$

II- K. H Decker'e göre çözüm

a) Diş sayısı faktörü

$$K_z = 1,06 \text{ (Şekil 22.8)}$$

b) Aşınma faktörü

$$C \cong \frac{0,32 \cdot F_{u2}}{K_z \cdot b_2 \cdot m_a} \leq C_{em} \quad (\text{Eşitlik 22/24})$$

$$C = \frac{0,32 \cdot 664,67}{1,06 \cdot 50 \cdot 6,5}$$

$$\| C = 0,62 \text{ kg/mm}^2$$

c) Aşınma emniyet faktörü

$$E_{da0} = 1,79$$

Dalma yağlama

$$C_{em} = 1,5 \cdot 0,30$$

$$C_{em} = 0,45 \text{ kg/mm}^2$$

$$0,45 < 0,62 \text{ (Uygun değil)}$$

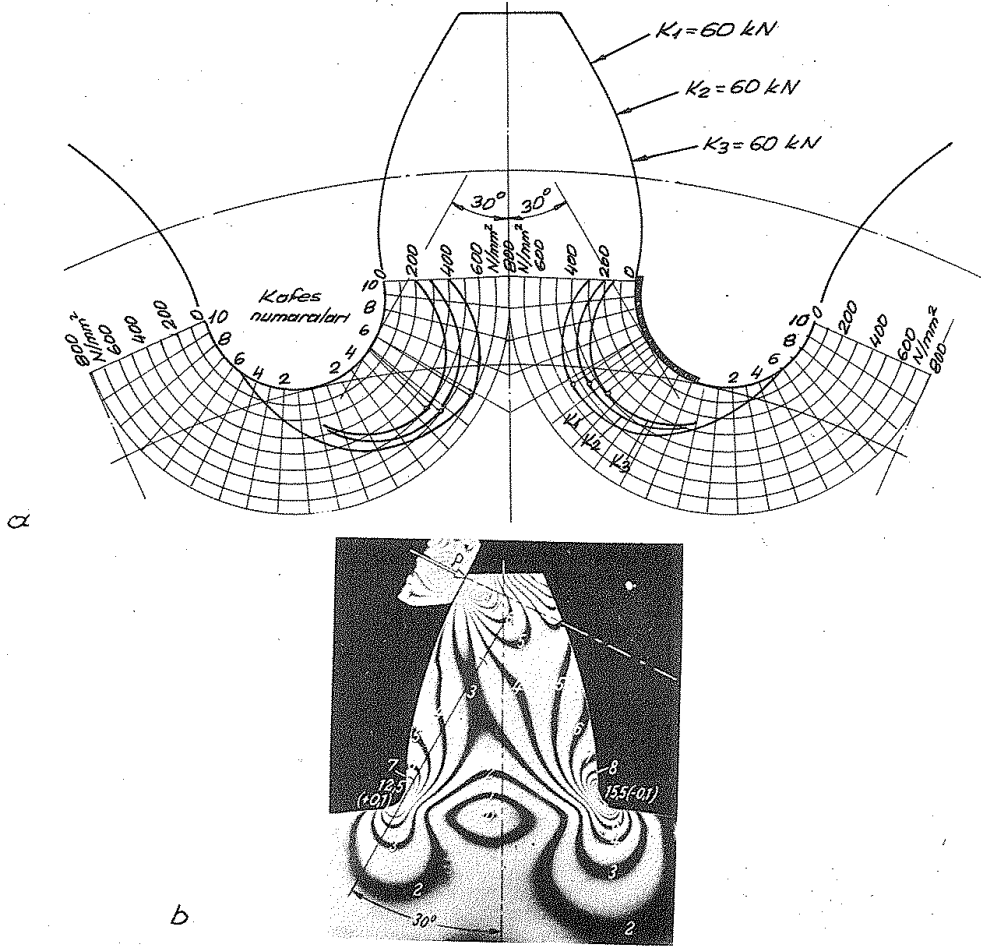
Basınçlı yağlama

$$C_{em} = 1,5 \cdot 0,84$$

$$C_{em} = 1,26 \text{ kg/mm}^2$$

$$1,26 > 0,62 \text{ (Uygun)}$$

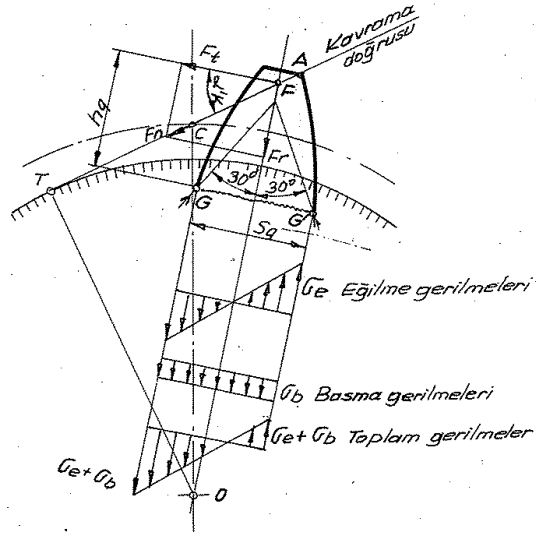
3- Diş tabanının yük taşıma kabiliyeti



Şekil 22.9 - Diş dibi gerilme dağılımının polarizaskop aletinde görünüşü (b) 1'den 15,5' a kadar rakamlar, gerilmeye orantılı olan ana kesme gerilmesinin eşit değerleri içindir. Dişin kırılma ihtimali, çeki gerilmesinin olduğu yerde (kenar gerilmesi 12.5) beklenebilir.

Fotoelastisite yöntemiyle elde edilen sonuçlara göre (Şekil 22.9) eş çalışon dişlerde en büyük gerilmeler diş tabanında meydana gelir ve kırılmalar bu bölgede olur. Yorulma özelliğini taşıyan bu kırılmalar çekme gerilmelerinin bulunduğu yerde bir çatlak ile başlar zamanla bu çatlak yavaş yavaş ilerler ve alan yükü taşıyamayacak hale geldiği anda birden bire kopma meydana gelir.

Diş dibi gerilmelerini hesaplamak için, diş tabanındaki kırılma kesitine kadar olan eğilme kolu belirlenmelidir. DIN standardı tarafından kabul edilen yöntemine göre, kuvvetin uygulanma noktası kavramanın başlangıcını belirten A noktasıdır. (Şekil 22.10). Şekil 22.9'a dayanarak diş tabanındaki her iki kavisten diş simetri eksenini ile 30°lik açı yapan birer doğru çizilirse S_q kırılma kesiti belirlenmiş olur. Eğilme kolu h_q, kavrama doğrusunun diş simetri eksenini kestiği noktadan kırılma kesiti S_q ya kadar olan mesafedir.



Şekil 22.10

Şekil 22.10 daki yükleme durumu kabul edilir ve kavrama doğrusunun dış simetri eksenini kestiği noktada (F noktası), dış başına tesir eden F_n kuvvetinin; Radyal

$$\underline{F_r} = F_n \cdot \sin \alpha'_k \quad (22/25)$$

Teğetsel

$$\underline{F_t} = F_n \cdot \cos \alpha'_k \quad (22/26)$$

bileşenleri göz önüne alınırsa dış; F_t kuvveti ile eğilmeye ve kesmeye, F_r kuvveti ile basmaya maruzdur. Kesme kuvvetinin etkisi çok az olduğundan yalnız eğilme ve basma gerilmeleri göz önüne alınır;

Eğilme gerilmesi,

$$\underline{\sigma_e} = \frac{M_{eğ}}{W_e} = \frac{F_t \cdot h_g}{b \cdot S_g^2} = \frac{6 F_n \cdot h_g}{b \cdot S_g^2} \cdot \cos \alpha'_k \quad (22/27)$$

Basma gerilmesi,

$$\underline{\sigma_b} = -\frac{F_r}{A} = -\frac{F_r}{b \cdot S_g} = -\frac{F_n}{b \cdot S_g} \cdot \sin \alpha'_k \quad (22/28)$$

olarak bulunur. Kırılma olayının, çekme gerilmesinin bulunduğu yani G' noktasında başladığı göz önünde tutulursa, bu noktaya karşılık gelen;

Toplam gerilme,

$$\sigma_{top} = \sigma_e + \sigma_b$$

$$\underline{\sigma_{top}} = \frac{F_n}{b \cdot S_g} \left[\frac{6 h_g}{S_g} \cos \alpha'_k - \sin \alpha'_k \right] \quad (22/29)$$

veya $F_{u0} = F_n \cdot \cos \alpha_0$ çevre kuvveti değeri ile

$$\underline{\sigma_{top}} = \frac{F_{u0}}{b \cdot S_g} \left[\frac{6 h_g \cos \alpha'_k}{S_g \cdot \cos \alpha_0} - \frac{\sin \alpha'_k}{\cos \alpha_0} \right] \quad (22/30)$$

şeklinde olur.

Bu gerilme, emniyet gerilmesinden daha küçük olmalıdır. (hq/t ve Sq/t) boyutsuz oranlarını hesaba sokalım,

$$\sigma_{top} = \frac{F_{u0}}{b \cdot t} \left[\frac{6hq \cdot t \cdot \cos \alpha'_k}{Sq^2 \cdot \cos \alpha_0} - t \frac{\sin \alpha'_k}{Sq \cdot \cos \alpha_0} \right]$$

$$\sigma_{top} = \frac{F_{u0}}{b \cdot t} \left[\frac{6(hq/t) \cos \alpha'_k}{(Sq/t)^2 \cos \alpha_0} - \frac{\sin \alpha'_k}{(Sq/t) \cos \alpha_0} \right]$$

$$\sigma_{top} = \frac{F_{u0}}{b \cdot t} \cdot \gamma \text{ bulunur.}$$

Buradan F_{u0} hesaplanırsa dişle musaade edilecek çevre kuvveti için

$$\| F_{u0} = \frac{\sigma_{em}}{\gamma} \cdot b \cdot t = C \cdot b \cdot t \quad (22/31)$$

formülü elde edilir. Burada $C = \frac{\sigma_{em}}{\gamma}$ pratikte kullanılan bir değer olup ifadedeki γ faktörü

$$\gamma = \frac{6(hq/t) \cos \alpha'_k}{(Sq/t)^2 \cos \alpha_0} - \frac{\sin \alpha'_k}{(Sq/t) \cos \alpha_0} \quad (22/32)$$

$$\| \gamma = \frac{t}{Sq \cdot \cos \alpha_0} \left[\frac{6hq \cos \alpha'_k}{Sq} - \sin \alpha'_k \right]$$

formülü ile hesaplanır. Burada γ "Form faktörü" adını taşıyan ve aslında dişin geometrik boyutlarını kapsayan bir faktördür.

Yalnız eğilme zorlanması göz önüne alınır ve (22/17) eşitliğine aynı işlemler uygulanırsa, eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = \frac{6F_t \cdot hq}{b \cdot Sq^2} = \frac{6F_n \cdot hq}{b \cdot Sq^2} \cdot \cos \alpha'_k$$

$$\sigma_e = \frac{6F_{u0} \cdot hq}{b \cdot Sq^2} \cdot \frac{\cos \alpha'_k}{\cos \alpha_0}$$

$$\text{veya} \quad \| \gamma' = \frac{6 \cdot t \cdot hq \cdot \cos \alpha'_k}{Sq^2 \cdot \cos \alpha_0} \quad (22/33)$$

$$\sigma_e = \frac{F_{u0}}{b \cdot t} \cdot \gamma'$$

$$\| F_{u0} = \frac{\sigma_{em}}{\gamma'} \cdot b \cdot t = C' \cdot b \cdot t \quad (22/34)$$

yazılabilir.

Form faktörü bazı standartlarda verilmektedir. Ancak AGMA standartlarında verilen form faktörü, diş tabanının dişli gövdesine kavuştuğu geçiş yerindeki çentik olayını da kapsamaktadır.

Pratikte form faktörü, dişli çarkın diş sayısına göre verilmektedir. Diğer taraftan mekanizmayı oluşturan dişli çarkların diş sayıları genellikle birbirlerinden farklı olduklarından her iki diş için de gerilme denklemi yazılmalıdır.

Sonsuz vida çarkı için yazılırsa,

$$\| F_{u2} = C_2 \cdot b_2 \cdot t_2$$

(22/11) eşitliği elde edilir.

Not. Konstrüktör diş kırılmasındaki kadar pittinge karşı emniyet istemiyebilir. Böylelikle hesapta yükün yanlış tahmin edilmesi gibi bir durumda eğer kırılmaya karşı yeteri emniyet var fakat pittinge karşı yoksa aşırı yüklenme diş kırılmasından çok daha evvel pittinge sebep olacaktır. Bu ise dişlilerin

çalışmasına engel olacak derecede zarar olmadan uzun zaman evvel yanlış bir şeyin olduğunu kullanıcıya ikaz eder.

(21/5) eşitliğini düşünelim.

$$M_{b2\text{ sınır}} = CMB \cdot d_{02} \cdot b_e \cdot t_a \cdot \frac{E}{1,5} / K_A$$

burada,

$$M_{b2\text{ max}} \leq M_{b2\text{ sınır}}$$

$$M_{b2\text{ max}} = l \cdot M_{b1}$$

şeklinde idi. Ayrıca dış tabanının emniyet sınırı.

$$\| CMB_{em} = \frac{CMB}{S} \quad (22/35)$$

ifadesi ile tarif edilir ve hesaplanırsa, yukarıdaki eşitlik kontrol hesapları için

$$\| \frac{M_{b2\text{ max}} \cdot K_A \cdot 1,5}{d_{02} \cdot b_e \cdot t_a \cdot E} \leq CMB_{em} \quad (22/36)$$

yazılabilir.

$CMB_{em} [kg/mm^2]$ - Dış tabanının emniyet mukavemet sınırı

CMB - Dış tabanının mukavemet sınırı (Çetvel 20.8)

S - Emniyet katsayısı (1.0 ... 1.5)

$E = 1.5$ olarak bilinenleri (22/36) eşitliğinde yerine koyarsak

$$\frac{M_{b2\text{ max}} \cdot K_A \cdot 1,5}{M_a \cdot Z_2 \cdot 0,67 \cdot m_a \cdot Z_F \cdot m_a \cdot \pi \cdot 1,5} \leq CMB_{em}$$

$$\| m_a = 0,78 \sqrt[3]{\frac{M_{b2\text{ max}} \cdot K_A}{Z_2 \cdot Z_F \cdot CMB_{em}}} \quad (22/37)$$

$Z_F = 10$ için

$$\| m_a = 0,36 \sqrt[3]{\frac{M_{b2\text{ max}} \cdot K_A}{Z_2 \cdot CMB_{em}}} \quad \frac{M_{b2\text{ max}}}{kg \cdot mm} \quad \frac{CMB_{em}}{kg/mm^2} \quad \frac{m_a}{mm} \quad (22/38)$$

olarak bulunur.

23- Yağlama ve yağ seçimi

a) Niemann'a göre

Yağlamanın amacı diş yüzeylerindeki sürtünmeyi ve aşınmayı mümkün olduğu kadar azaltmak ve ayrıca sürtünme ısısını dışarıya atmaktır. Kullanılan yağ aynı zamanda dişlilere, yataklara ve keçelere zarar vermemeli ve yeteri kadar uzun ömürlü olmalıdır.

Bu gaye için en uygunu bilhassa madeni yağlardır, (Katırlı veya katıksız) Dişlilerin verilen çevre hızlarında ve yüklenme durumlarında yaklaşıklık olarak sıvı sürtünmeyi (Diş yüzeylerinin metalik olarak birbirlerine temas etmemesi) elde etmek için viskoziteleri yeterli ise madeni yağlarla sürtünme güç kaybı çok küçültülebilir.

Yağlama şekli; ön planda basitliğinden dolayı, "daldırma yağlama" gelir. Burada dişliler bizzat veya başka bir dişli vasıtasıyla, yağa çarpmaları ile veya özel yağ sıçratma diksleri, keçeli çarklar ve kollardan yağlanırlar.

Büyük çevre hızlarında "püskürtme yağlamaya" geçilir. Burada yağ bir pompa vasıtasıyla geniş bir hüzmeye halinde genellikle radyal (nadiren aksiyal) olarak ya dişlerin kavrama yaptığı noktaya veya biraz önüne, veya çok yüksek çevre hızlarında arkasına püskürtülür. (Planet dişlilerde yağ milin içinden geçirilerek küçük dişlinin diş dibinden dışarıya verilebilir. Büyük çevre hızlarında diş başı ile gövde arasındaki uzaklık bilhassa büyük olmalıdır.

Bir çok dişliler için madeni yağ yeterlidir. Yağlama özelliklerinin yüksek olması isteniyorsa hafif katırlı dişli yağları ve bunların taşıma gücünün yetersiz olduğu yerlerde (dişli yüzeylerinde çizgilerin belirmesi) yüksek alarımli EP- yağları (Extrem Pressure yağları, Hypoid yağlarında denir.) kullanılır. Üstelik EP- yağları dişlinin daha çabuk alışmasını sağlar. Bir çok hallerde yağlardan başka özelliklerde istenir. Örneğin; uzun ömür, su ile birleşmemesi, köpük yapmaması, viskozitesinin ısı ile fazla azalması, kül miktarının az olması ve gerekirse alev alma ve damlama noktası için özel şartlar gibi.

Genel olarak, dişli yüzeylerinin çevre hızı ne kadar küçük, pürüz derinliği ve aralarındaki yuvarlanma basıncı ne kadar büyük ise yağ viskozitesinin de o kadar büyük olması gerekir. Ayrıca viskozite arttıkça hidrodinamik yük taşıma yeteneği ve aşınma yükü sınırı yükselir. fakat buna karşılık yüksüz çalışmadaki güç kaybı artar. Eğer başka sebeplerden dolayı yağ viskozitesinin düşük olması isteniyorsa yük sınırındaki azalma, yağa EP- maddeleri katmakla dengelenebilir.

ω Çevre hızı (Eşitlik 8/1) olmak üzere;

1°) $\omega \leq 0.8 \text{ m/sn}$. Gresle yağlama. (ısı iletimi iyi değil)

2°) $\omega \leq 10 \text{ m/sn}$. Dalma yağlama. (Sonsuz vida altta veya yonda bulunur. Yağlama halkası ve sonsuz vida dişleri yağ içindedir. Bu yağ gres katılmış dişli kutusu yağdır, büyük güçler için Hypoid yağı kullanılır.)

3°) $\omega \geq 5 \text{ m/sn}$ Püskürtme yağlama. (Sonsuz vida üstte dişli çark altta bulunur.)

a1) Yağ seçimi

Yağın viskozitesinin seçimi cetvel 13.2 ye göre yapılır.

a₂) Yağ miktarı

Dışli kutusundaki veya devirdaim sistemindeki yağ miktarı, V [Litre] ne kadar fazla olursa dışarıya sevk edilen ısı miktarı, yağın ömrü ve aşınmadan hasil olan metal parçacıkları ile diğer kirlerin tortulararak temizlenmesi o kadar fazla olur.

Dalma yağlamada, karterde bulunacak yağ miktarı yaklaşık olarak;

$$\| \underline{V = (2,5 \dots 8) N_{vz}} \quad \frac{V}{\text{Litre}} \mid \frac{N_{vz}}{B \cdot G} \quad (23/1)$$

N_{vz} - Sürtünmeden meydana gelen Dış kayıp gücü (Eşitlik 13/9) veya, (Kaba olarak)

$$\| \underline{N_{vz} = N_1 (1 - \eta_z)} \quad (23/2)$$

şeklinde yazılabilir.

η_z - Mekanizmanın verimi (Eşitlik 12/1)

Pompalı yağlamada dışlilere püskürtülecek yağ miktarı;

$$\| \underline{q_p = 30 \cdot \frac{N_{vz}}{\Delta t_y}} \quad \frac{q_p}{\text{litre/dak}} \mid \frac{N_{vz}}{B \cdot G} \mid \frac{\Delta t_y}{^\circ C} \quad (23/3)$$

N_{vz} - Eşitlik 13/9 veya 23/2

$$\| \underline{\Delta t_y = t_{çıkış} - t_{giris}} \quad (23/4)$$

$t_{çıkış}$ - Yağ çıkış sıcaklığı

t_{giris} - Yağ giriş sıcaklığı

Pratikte;

$$\Delta t_y = 10 \dots 20 [^\circ C] \text{ arasındadır.}$$

Ayrıca aşınmadan hasil olan metal ve kir parçacıklarının tortulatabilmesi için ve yağın çabucak eskimemesi için hesaplanan yağ devir müddeti;

$$\| \underline{f = \frac{V}{q_p}} \text{ [dakika]} \quad (23/5)$$

değeride önemlidir.

Yağ deposu dışli karterinde olan küçük mekanizmalarda;

$$f = 0,5 \dots 2,5$$

Ayrı depolu ve soğutuculu büyük mekanizmalarda;

$$f = 4 \dots 30 \text{ arasında değişir.}$$

İlk yağ değiştirme 200...300 işletme saatından sonra yapılır. daha sonra her 2500 saatte bir filitreleme yapmak uygun olur.

b) Kurt Zirpke' den

Tavsiye edilen dinamik yağ viskozitesi ($80^\circ C$ da)

$$\| \underline{\eta = \frac{f}{10 \cdot v_g}} \quad \frac{\eta}{\frac{N \cdot sn}{m^2}} \mid \frac{v_g}{m/sn} \quad (23/6)$$

formülü ile verilmiştir.

f - Katsayı (0,4...1 ortalama 0,7 alınır.)

v_g - Eşitlik 9/1

c) Karl-Heinz Decker'e Göre:c₁) Yağlama

1° - Sonsuz vida daldırılmış ki buda;

$v_1 \leq 4 \text{ m/sn.}$ Dalma yağlama (Sonsuz vida, dişli gresi içine daldırılmış)

$v_1 \leq 10 \text{ m/sn.}$ Dalma yağlama (Sonsuz vida, dişli kutusu yağı içine daldırılmış)

$v_1 > 10 \text{ m/sn.}$ Püskürtme yağlama

2° - Sonsuz vida çarkı daldırılmış ki buda;

$v_1 \leq 1 \text{ m/sn.}$ Dalma yağlama (Çark, dişli gresi içine daldırılmış)

$v_1 \leq 4 \text{ m/sn.}$ Dalma yağlama (Çark, dişli kutusu yağı içine daldırılmış)

$v_1 > 4 \text{ m/sn.}$ Püskürtme yağlama.

c2) Yağ seçimi

Gerekli olan yağ viskozitesi,

$$\| K_s = \frac{M_{b2}}{\alpha^3 \cdot n_1} \quad \begin{array}{c|c|c|c} K_s & M_{b2} & \alpha & n_1 \\ \hline \text{Pa} \cdot \text{sn} & \text{N} \cdot \text{m} & \text{m} & \text{d/sn} \end{array} \quad (23/7)$$

eşitliği ile tesbit edilir.

K_s - Yağ tesbit faktörü

M_{b2} - Dişli çarkın döndürme momenti

$$\| M_{b2} = F_{u2} \cdot \frac{d_{o2}}{2} \quad \begin{array}{c|c|c} M_{b2} & F_{u2} & d_{o2} \\ \hline \text{N} \cdot \text{m} & \text{N} & \text{m} \end{array} \quad (23/8)$$

F_{u2} - Eşitlik 15/17

d_{o2} - Eşitlik 3/1

α - Eksenler arası mesafe

n_1 - Sonsuz vidanın devir sayısı

Cetvel 23-1 de yağ tesbit faktörüne bağlı olarak gerekli olan kinematik yağ viskozitesi V [$\text{mm}^2/\text{sn.}$ 40°C da] değerleri verilmiştir.

K_s	$10^3 \cdot \text{Pa} \cdot \text{sn.}$	0,6	3	6	30	48	60	90	120	180	300	420	600	1200	3000
V	$\text{mm}^2/\text{sn.}$	210	250	280	370	400	420	470	530	600	720	810	910	1000	1070

Cetvel 23-1 - Sonsuz vida mekanizmalarında gerekli olan kinematik yağ viskozitesi V [$\text{mm}^2/\text{sn.}$ 40°C da] değerleri. (DIN 51509)

Ayrıca kinematik viskozite ve sıcaklığa bağlı olarak "Viskozite klasları" şekil 23-1 de gösterilmiştir.

Örnek : $K_s \cong 7,21 \cdot 10^3 \text{ Pa} \cdot \text{sn}$ hesapla bulunmuş olsun. Kinematik viskoziteyi ve viskozite klasını bulalım.

$V \cong 290 \text{ mm}^2/\text{sn}$ 40°C da. (Cetvel 23-1)

Viskozite sınıfı : 150 VG 320 (Şekil 23-1)

bulunur.

c3) Yağ miktarı

1°) Dalma yağlama; Mekanizma kutusunda bulunacak yağ miktarı sürtünmeden meydana gelen kayıp güç (KW) başına 3... 6 litre

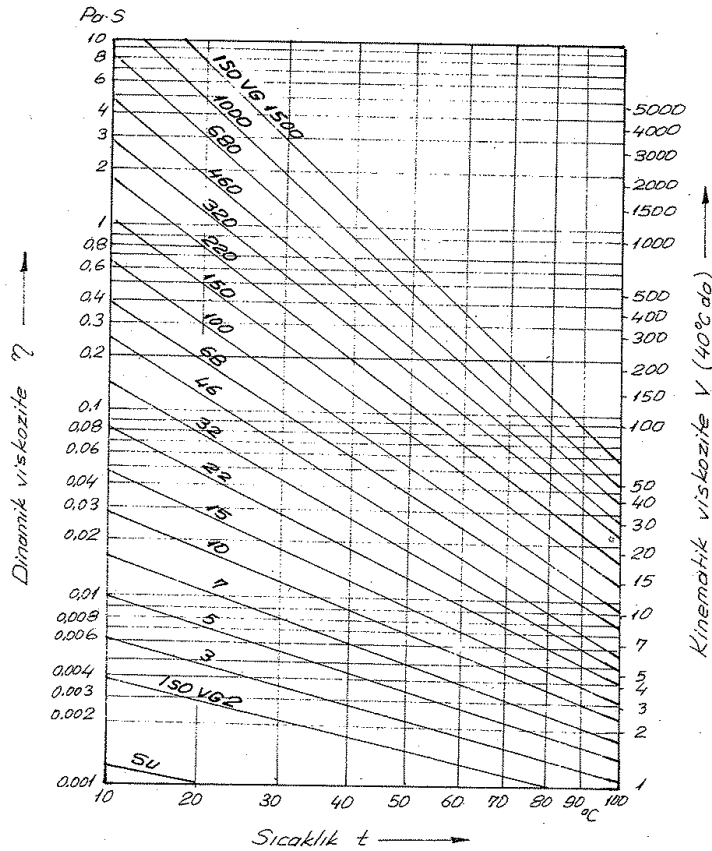
2°) Pompalı yağlama; Sürtünmeden meydana gelen kayıp güç (KW) başına 3... 5 litre/dak.

Not. Sürtünme güç kaybı olarak Eşitlik 23/2 kullanılabilir.

Örnek : $v_1 = 10,56 \text{ m/sn.}$ $N_1 = 420 \text{ KW}$, $N_2 = 340 \text{ KW}$. Değerlerine göre pompalı yağlamada püskürtülecek yağ miktarı nedir.

Kayıp güç;

$N_1 - N_2 = 420 - 340 = 80 \text{ KW}$
 Püskürtülecek yağ miktarı;
 $q_p \approx 80 \text{ KW} \cdot 3 \text{ Lit}/(\text{KW} \cdot \text{dak})$
 $q_p = 240 \text{ Lit}/\text{dak}$ bulunur.



Sekil 23.1 - Viskozite klasları (150 VG)

d) Dudley/Winter 'dan;

Sonsuz vida mekanizmalarında sonsuz vidanın devir sayısı 2000d/d üzerinde veya çevre hızı 10m/sn. üzerinde ise püskürtme yağlama yapılır.

AGMA 250.02 standardına göre kapalı sonsuz vida mekanizmalarında kullanılan yağların AGMA numaraları Cetvel 23.2 de verilmiştir.

Mekanizma Tarzi	Eksenler arası mesafe	Sonsuz vidanın devir sayısı [d/dak] ya kadar	AGMA - Nr Çevre sıcaklığı		Sonsuz vidanın devir sayısı [d/dak] üzerinde	AGMA - Nr Çevre sıcaklığı	
			-9,4...15,6°C	10...52°C		-9,4...15,6°C	10...52°C
			Silindirik sonsuz vida	150 mm.ye kadar		700	7 comp (7)
Globoid sonsuz vida			8 comp (8)	8A comp (8)		8 comp (8)	8 comp (8)
Silindirik sonsuz vida	150 den 300 mm.ye kadar	450	7 comp (7)	8 comp (8)	450	7 comp (8)	7 comp (7)
Globoid sonsuz vida			8 comp (8)	8A comp (8)		8 comp (8)	8 comp (8)
Silindirik sonsuz vida	300 den 450 mm.ye kadar	300	7 comp (7)	8 comp (8)	300	7 comp (8)	7 comp (7)
Globoid sonsuz vida			8 comp (8)	8A comp (8)		8 comp (8)	8 comp (8)
Silindirik sonsuz vida	450 den 600 mm.ye kadar	250	7 comp (7)	8 comp (8)	250	7 comp (8)	7 comp (7)
Globoid sonsuz vida			8 comp (8)	8A comp (8)		8 comp (8)	8 comp (8)
Silindirik sonsuz vida	600 mm.den fazla	200	7 comp (7)	8 comp (8)	200	7 comp (8)	7 comp (7)
Globoid sonsuz vida			8 comp (8)	8A comp (8)		8 comp (8)	8 comp (8)

Sekil 23.2 AGMA 250.02 ye göre kapalı sonsuz vida mekanizmaları için tavsiye edilen yağların AGMA - Nr. ları.

Ayrıca bu numaralara tekabül eden mekanizma yağları Cetvel 23.3 de, viskozite değerleri Şekil 23.4 de ve SAE viskozite kategorileri Cetvel 23.5 de gösterilmiştir.

AGMA Nr.	BP Benzin und Petroleum AG.	Deutsche-Gasolin Nitag AG.	Deutsche Shell AG.	ESSO AG.	Mobil Oil AG.	VEEDOL GmbH	PETROL OF/İSİ
7	M E	Spezialöl HFK	Vitreol Del 75	TERESSO 140	D.T.E. Oil AA	VEEDOL Avalon 90	P.O. Regal Oil 460
	—	Spezialöl BMB 35	Macoma Del 76	PEN-O-LED EP-5	Compound FF	—	P.O. Sanayi Dişli Yağı M160
7 comp	BP	Spezialöl CJAC	Fione Del J 78	CYLANTO TK-150 CYLANTO TK-135	—	VEEDOL Atwater 83	—
	ENERGOL DC 850-C	—	—	—	—	—	—
8	M E	Spezialöl HFK	Vitreol Del 79	CANTHUS 150	D.T.E. Oil HH	VEEDOL Anbury 94	P.O. Mineral Cylinder Oil
	BP	Spezialöl BMB 35	Macoma Del 82	PEN-O-LED EP-6	Compound GG	—	P.O. Sanayi Dişli Yağı M680
8 comp	—	Spezialöl DAFC	Fione Del J 78	CYLANTO TK-150	—	VEEDOL Atwater 87	—
	—	Spezialöl DDAC	Nassa Del J 85	CYLANTO TK-220	EXTRA HECLA Super Cylinder Oil	VEEDOL Atwater 93	—

Cetvel 23.3 - AGMA - Nr. larına göre geçitli mekanizma yağları

M - Madeni yağ. EP - maddesi katılmamış

E - Yüksek basınç dişli yağı. Madeni yağ. EP - katkı maddesi katılmamış.

Comp - Madeni yağ. %3...10 gres katılmış

AGMA yağlama maddesi	Viskozite Saybolt - Saniye (SUS)	
	38,4°C (100°F)	98,9°C (210°F)
7	-	125 - 150
7 comp	-	125 - 150
8	-	150 - 190
8 comp	-	150 - 190
8A comp	-	190 - 250

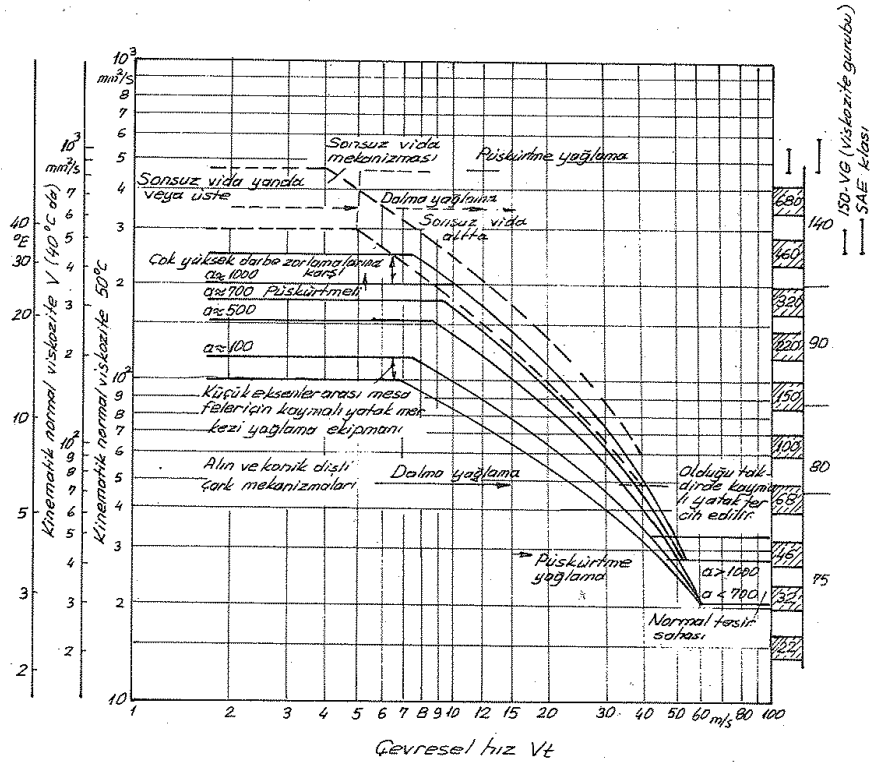
Cetvel 23.4 - AGMA - Nr. larına göre viskozite değerleri

SAE Viskozite kategorisi	Viskozite							
	-17,8°C (0°F)				98,9°C (210°F)			
	En az		En fazla		En az		En fazla	
	cSt	°E	cSt	°E	cSt	°E	cSt	°E
75	-	-	3257	430	4,18	1,33	-	-
80	3257	430	21716	2867			-	-
90					14,24	2,25	25,0	3,47
140					25,0	3,47	42,7	5,71
250					42,7	5,71	-	-
5 W	-	-	869	115	3,86	1,30	-	-
10 W	1307	172	2614	344			-	-
20 W	2614	344	10458	1376			-	-
20					5,73	1,46	9,62	1,80
30					9,62	1,80	12,94	2,12
40					12,94	2,12	16,77	2,52
50					16,77	2,52	22,68	3,19

Cetvel 23.5 - SAE Viskozite kategorileri için motorlu taşıtların dişli yağı (DIN 51512) ve motor yağı (DIN 51511)

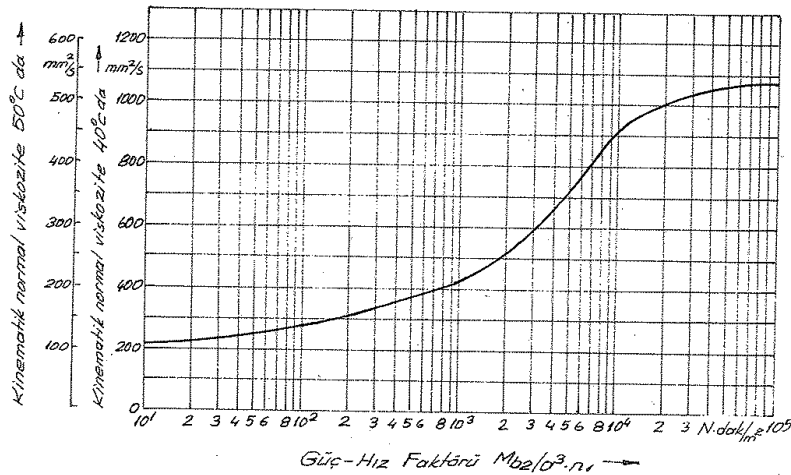
e) Niemann / Winter 'dan ;

Yağlama ve yağ seçiminde Şekil 23.2 den faydalanılır.



Şekil 23.2 - Dişli çark mekanizmalarında viskozite değerlerinin seçilmesi. Dişliler taşlanmış, takriben DIN-kalite 6, $R_z = 3 \dots 4 \mu m$, Çevre sıcaklığı $10 \dots 25^\circ C$

f) Roloff / Matek 'den,



Şekil 23.3 - Sonsuz vida mekanizmalarında viskozite değerleri. (DIN 51509) Çevre sıcaklığı $20^\circ C$

Sonsuz vida mekanizmalarında gerekli olan yağ viskozitesi; güç-hız faktörüne göre Şekil 23.3 den seçilir.

Bu faktör,

$$K_s = \frac{Mb_2}{\alpha^3 \cdot n_1}$$

K_s	Mb_2	α	n_1
$\frac{N \cdot dak}{m^2}$	$N \cdot m$	m	d/d

(23/9)

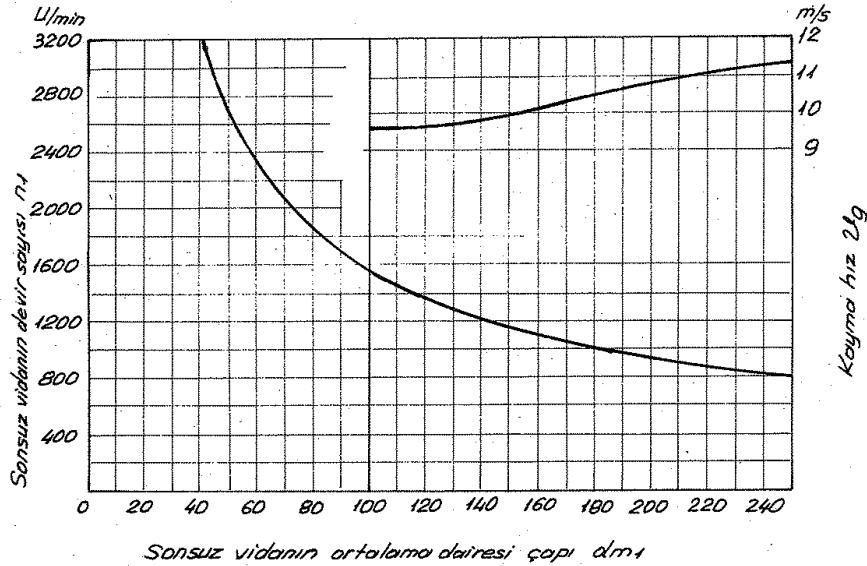
şeklindedir. Yağlama şeklini ise şöyle özetlenmiştir;

<u>Sonsuz vida (Sonsuz vida çarkı)</u>	<u>Daldırılmış</u>	<u>Yağlama şekli</u>
Çevre hızı 4m/sn. (1m/sn.) ye kadar	Gres içine	Dalma yağlama
Çevre hızı 10m/sn. (4m/sn.) ye kadar	Yağ içine	Dalma yağlama
Çevre hızı 10m/sn. (4m/sn.)'nin üzerinde	Yağ içine	Püskürtme yağlama (Kavrama doğrultusunda)

g) Cavex - Sonsuz vida mekanizması (Flender BOCHOLT)

g1) Yağlama

(Yağlama diyagramının özelliğinden dolayı örnek olarak alınmıştır)



Şekil 23.4 - Dalma yağlama için sınır şartlarına bağlı olarak kayma hızı U_{yg} veya devir sayısı n_1 .

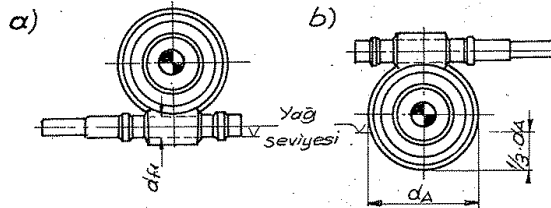
Şekil 23.4 incelendiğinde (Sonsuz vida altta), dalma yağlama sınır şartları:

1°- $d_{m1} = 100$ mm. ye kadar yalnız n_1 devir sayısı (d_{m1} 'e bağlı olarak)

dikkate alınır.

2°- $d_{m1} > 100$ mm. olunca n_1 devir sayısı yine sınırlıdır ancak kayma hızı sınır eğrisinde geçilmemelidir. (Büyük helis açılarında olduğu gibi)

Dalma yağlamada, dalma derinliğide sonsuz vidanın konumuna göre Şekil 23.5 de verilmiştir.



Şekil 23.5 - Dalma derinliği. a) Sonsuz vidanın; b) Sonsuz vida çarkının.

(d_{fr} - Taban dairesi çapı, d_A - Çark'ın max. dış çapı)

g2) Yağ seçimi

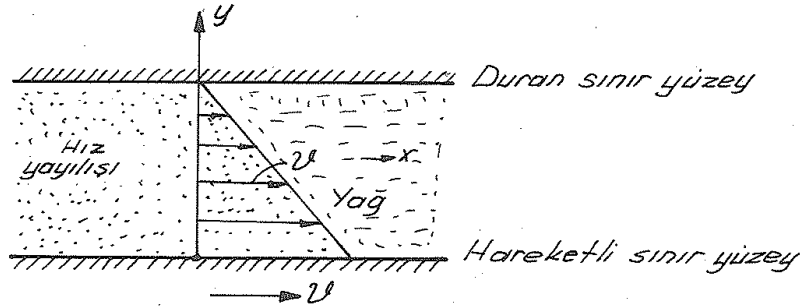
Kayma hızına bağlı olarak viskozite değerleri Cetvel 23.6 da verilmiştir.

Kayma hızı [m/sn]	$\leq 1,5$	$>1,5 \dots 3,5$	$>3,5 \dots 10$	> 10
Yağ viskozitesi $E/50^\circ C$	45... 33	25... 22	18... 15	15... 13
$cSt/50^\circ C$	340... 250	190... 165	140... 115	115... 100

Çetvel 23.6 - Viskozite değerleri

Not. Viskozite hakkında kısa bilgi (L. Ulukan)

Tecrübelerimizden bilinirki sıvı veya gaz halindeki akışkanlar kayma hareketine karşı bir direnç gösterirler. Bu dirence akışkanın iç sürtünmesi de denir. Bu direncin büyüklüğü mütalaa edilen tabaka alanının büyümesi ile büyür. Şekil 23.6 da gösterilen iki düzlem arasındaki akışkanın x- doğrultusundaki hareketi esnasında birim alandaki bir tabakaya gelen kayma direnci (Kayma gerilmesi)



Şekil 23.6 - Paralel iki plak arasında laminar akım halinde hız yayılımı Newton 'a göre;

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad [kg/m^2]$$

şeklinde belirtilebilir.

dv/dy - Hız gradyeni

η - Dinamik viskozite

Bu ifadedende görüleceği gibi η akışkana ait bir büyüklüktür.

Viskozitenin boyutları

Metre, kg, saniye sisteminde yukarıdaki ifadedende anlaşılacağı üzere dinamik viskozitenin boyutu $kg \cdot sn/m^2$ olur. Fiziksel birim sisteminde ise (Dyn, Cm, Sn) boyut $Dyn \cdot Sn/cm^2$ şeklindedir.

$1 Dyn \cdot Sn/cm^2 = 1 Poise (P)$ dir. (Fransız araştırmacısı Poiseuille ismine hürmeten verilmiştir.) Bunun daha çok $1/100$ ' ü kullanılır ve buna Centipoise (cP) denir.

İngiliz - Amerikan ölçü sisteminde ise $Lbs \cdot sn/in^2$ kullanılır ve $1 Lbs \cdot sn/in^2 = 1 Reyn$ denir. (İngiliz ilim adamı Reynolds ismine hürmeten)

Akışkanlar mekaniğinde kullanılan ikinci bir viskozite tanımı daha vardır. buna kinematik viskozite denir.

$$\text{Kinematik viskozite } (\nu) = \frac{\text{Dinamik viskozite } (\eta)}{\delta/g}$$

δ - Yağın özgül ağırlığı

g - Yerçekimi ivmesi

Fiziksel büyüklüklerde kinematik viskozitenin birimi cm^2/sn dir.

$1 cm^2/sn = 1 Stok (St)$ dir. (İngiliz ilim adamı Stokes'e hürmeten) bunun $1/100$ ne Centistok (cSt) denir. Bu mutlak büyüklüklerden başka ticaretle bazı relatif birimler de kullanılır.

Engler derecesi (E°): Ölçüleri tesbit edilmiş ve altında bir delik bulunan bir kap içindeki yağdan 200 cm^3 miktarının akış zamanı ölçülür. Aynı kap içine aynı ölçüde konulan 20°C sıcaklığındaki suyun 200 cm^3 miktarının akış zamanında tesbit edilir. Birincinin ikinciye oranı yağın E° cinsinden viskozitesini verir. Tariften de anlaşılacağı üzere 20°C saf suyun Engler derecesi 1 dir.

Benzer şekilde İngilterede kullanılan Redwood saniyesi, Amerikada kullanılan Seybold saniyesi gibi birimler mevcuttur. Cetvel 23.7 de birimler arasındaki bağıntıları göstermektedir.

Engler derecesi ile centistok arasında küçük viskozitelere tam lineer bir bağıntı bulunmamaktadır. Verilen çeşitli formüller arasında « Vogel » tarafından teklif edilen ifade pratiğe en uygun olanıdır.

$$\underline{V} = 7,60 E^\circ \left(1 - \frac{1}{E^\circ 3} \right) [\text{cSt}]$$

$E^\circ > 7$ halinde

$$1 E^\circ = 7,6 (\text{cSt}) = 30,75 \text{ Red. sn}$$

$$= 35,00 \text{ Saybold. sn ifade edilebilir.}$$

Ayrıca aşağıdaki eşitlikleride yazmak mümkündür:

$$1 \text{ mm}^2/\text{sn.} = 1 \text{ cSt} \cong 0,0009 \text{ Pa. sn}$$

$$1 \text{ cm}^2/\text{sn.} = 1 \text{ St} \cong 0,09 \text{ Pa. sn}$$

$$1 \text{ Pa. sn.} \cong 111 \text{ mm}^2/\text{sn} = 111 \text{ cSt}$$

$$1 \text{ Pa. sn.} \cong 11,1 \text{ cm}^2/\text{sn} = 11,1 \text{ St}$$

$$1 \text{ Pa. sn.} = 1 \text{ N. sn/m}^2$$

$$\text{Pa. sn.} = \text{Paskal. saniye}$$

Not. Centistok ile ENGLER derecelerinin mukayesesi ve çevrilmesi için Cetvel E4.9.1 den de istifade edilebilir.

Engler	cSt	Seybolt - saniye		Redwood saniye	Engler	cSt	Seybolt - saniye		Redwood saniye
		(100°F)	(210°F)				(100°F)	(210°F)	
1,3	3,92	38,8	39,2	34,8	10,0	75,9	350	354	308
1,4	5,10	42,5	42,9	38,7	12,0	91,0	419	423	369
1,5	6,25	46,2	46,6	40,9	13,17	100,0	460	466	405
1,6	7,40	49,9	50,4	44,1	14,0	106,3	488	494	431
1,758	9,20	56,0	56,5	49,3	16,0	121,5	559	565	492
1,831	10,0	58,8	59,2	51,8	18,0	136,8	630	637	554
2,0	11,8	65,2	65,7	57,4	20,0	152	700	707	616
2,4	15,8	80,2	81,0	70,4	25,0	190	875	884	769
2,8	19,4	95,1	96,1	82,9	32,9	250	1152	1164	1012
3,0	21,1	101,2	103,3	88,9	40,0	304	1400	1415	1231
4,0	29,4	138,3	139,7	120,7	50,0	390	1750	1768	1538
5,0	37,4	174	176	153	60,0	456	2100	2122	1846
6,0	45,2	210	212	184	70,0	532	2450	2480	2156
7,0	53,0	245	248	216	80,0	608	2800	2828	2460
8,0	60,5	279	282	246	90,0	685	3150	3182	2770
9,0	68,3	315	319	277	100,0	760	3498	3537	3077

Cetvel 23.7 - Viskozite birimleri arasındaki bağıntı

24- Sonsuz vida ve çarkı için malzeme seçimi.

Sonsuz vida ve dişli çark için malzemeler Cetvel 24.1 de ve bu cetveldeki sonsuz vida malzemelerinin (A ve B), dişli çark malzemeleri (1...6) ile nerelerde eşleştirileceği Cetvel 24.2 de verilmiştir. Ayrıca AGMA 243-01 standartına göre sonsuz vida çarkı için döküm bronz malzemeler Cetvel 24.3 de, çark malzemelerinin DIN normlarına göre kimyasal bileşimleri ve mekanik özellikleri de Cetvel 24.4 de verilmiştir.

Sonsuz Vida			Sonsuz Vida Çarkı		
A	Alaşım sız çelikler	St 60 DIN 17100	Sertleştirilmiş ve Islah edilmiş	1	Dökme demir GG-15, GG 20 DIN 1691 GG-25 1693 GGG-38 ... 42
	Islah çelikleri	C 45 C 60 DIN 17200		2	Perlit Dökümü GG-30, GG-35 GGG-60 ... 70
		34CrMo4 42CrMo4		3	Cu-Sn alaşımı G-Cu Sn 12 (Kalıp dökümü) G-Cu Sn 10Zn (Kalıp dökümü) (Bronz) GZ-Cu Sn 12 (Savurma döküm) DIN 17662 GC-Cu Sn 12 (Çubuk döküm)
B	Sementasyon çelikleri	C 15 15Cr 3 DIN 17210	Sementasyonla sertleştirilmiş	4	AL-Alaşımı GK-ALCu4 Ti Mg DIN 1725 (Kokil döküm)
		16MnCr 5		5	Plastikler Polyamid
				6	

Cetvel 24.1 - Sonsuz vida ve dişli çark için malzemeler (Roloff/Matek)

Sonsuz vida	Dişli çark	Kullanma Yeri	Uygulama Alanı
A	1	Düşük hızlar ataletli yükler	Takım tezgahları, genel makina konstrüksiyonu, kaldırma araçları.
	2	Düşük hızlar büyük yükler	
	3	Orta yükler	Genel redüktörler ve taşıt redüktörlerinde üstün tutulur.
	4	Büyük ve darbeli yükler	
B	1...4	Aynı "A"nın 1...4 ile eşlenişi gibi, ancak yüksek hızlarda.	
	5 ve 6	Paslanmaya karşı dayanıklı, hafif yükler, hafif konstrüksiyonlar.	

Cetvel 24.2 - Sonsuz vida ve çark malzemelerinin müşterek çalışma alanları (Roloff/Matek)

İsim	Kimyasal bileşim [%]						Artıklar	Min. HB*
	Cu	Sn	Ni	Pb	Zn	P		
Ni-Sn-Bronzu**	Geri kalan	9,75...10,75	1,25...1,75	-	-	0,030 max	0,25 max	70
Ni-Sn-Bronzu (Kokil döküm)	"	"	"	-	-	"	"	80
Sn-Bronzu**	"	10...12	-	-	2 max	"	"	70
Sn-Bronzu (Kokil döküm)	"	"	-	-	"	"	"	85
Pb-Bronzu***	"	9...11	-	1...2	-	"	-	

Cetvel 24.3 - AGMA 243-01 standartına göre sonsuz vida çarkı malzemeleri

* - Test yükü 500 kg. olup ölçme diş yan yüzeyinden yapılmıştır.

** - Normal tip sonsuz vida çarklarında yaygın olarak kullanılır.

*** - Yalnız yüksek hızlarda kullanılır.

Not.1 - M. ten Bosch'a göre

Sonsuz vida daima tabii sert çelikten yapılır, parlatılır, fakat sertleştirilmez. Çünkü sertleştirilme esnasında profil deforma olabilir. (İmalatımızda genellikle bu öneriye sadık kalınmıştır.)

Not.2 - 15 BG deki tek zincirli konveyör (M.A.Z) redüktörlerinin sonsuz vida çarklarında kullandığımız ve çok iyi sonuçlar veren Alüminyum Bronzuna ait ASME HANDBOOK Metals Properties [15] den alınan özelliklerde Cetvel 24.5 de verilmiştir.

İsim	Sembol	Kimyasal bileşim [%]	Mekanik Özellikler				Kullanma alanı
			σ_B	$\sigma_{0,2}$	δ_5	HB	
			[kg/mm ²]	[kg/mm ²]	[%]	[kg/mm ²]	
Döküm kalay bronzu DIN 1705	G-Sn Bz 14	Cu 85,0... 87,0 Sn 13,0... 15,0	20... 25	14... 17	3... 5	85... 115	1
	G-Sn Bz 12	Cu 87,0... 89,0	24... 28	13... 16	8... 15	80... 95	
	GZ-Sn Bz 12 (Savurma döküm)	Sn 11,0... 13,0	28... 32	15... 17	7... 15	95... 105	2
Kızıl döküm DIN 1705	Rg 10	Cu 86,5... 89,0	25... 28	12... 14	12... 15	65... 80	3
	GZ - Rg 10 (Savurma döküm)	Sn 8,5... 11,0 Zn 1,0... 3,0	27... 30	15... 17	7... 10	80... 90	
Döküm Alüminyum bronzu DIN 1714	G-NiAlBzF50	Cu 78,0... 82,0 Al 7,8... 9,8 Ni 4,0... 6,5 Fe 4,0... 6,0	50... 60	20... 25	15... 25	120... 150	4
	G-NiAlBzF60	Cu 77,0... 81,0 Al 8,8... 10,8 Ni 4,0... 6,5 Fe 4,0... 6,0	60... 65	27... 33	10... 18	140... 170	

Cetvel 24.4 - DIN normlarına göre sonsuz vida çarkı malzemeleri

σ_B - Çekme mukavemeti

$\sigma_{0,2}$ - Elastikiyet sınırı

δ_5 - Kopma uzaması

HB - Brinell sertlik

Kullanma alanı;

1- Büyük zorlanmalarda

2- Orta yüklerde ve darbelere mukavim sonsuz vida dişlisi standart malzemesi.

3- Düşük kayma hızlarında

4- Sementle edilmiş ve taşlanmış sonsuz vida ile birlikte büyük yüklerde kullanılan sonsuz vida dişlisi.

COPPER ALLOYS CAST

ALUMINUM

Bronze

	Sn %	Cu %	Pb %	Zn %	Ni %
Sand cast	-	83,00 min	-	-	2,5 max
Ingot	-	-	-	-	-
	Fe %	Sb %	Si %	Mn %	S %
Sand cast	3,0/5,0	-	-	5 max	-
Ingot	-	-	-	-	-
					Al %
Sand cast					10,0/11,5
Ingot					-

Isıl işlem A - 1600-1650°F veya 870-900°C
dan yağıda veya suda sertleştirme

Isıl işlem B - A işlemine ilaveten 1saat 1000°F
veya 540°C da yaşlandırma ve,
suda sertleştirme.

Characteristics. Good strength ductility, and resistance
to shrinkage well as resistance to wear and corrosion.

Uses. Bearings, gears, worm gears, bushings, etc.

Physical Properties

Density, at 68F 0,271 lb/cu in. (S. G. 7,5)

Volume conductivity, 13% of Cu

Coef. of Thermal Expansion

Temp Range

70-500 F or 21-260C $16,2 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$
 $9,0 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{F}$

Thermal Conductivity
15% of Cu

	Al %	Kopma mukavemeti Mpsi	Akma mukave- meti Mpsi (%0,5 uzama altında yük)	Lizama %	Kesit daralması %	Brinell sertlik (Test yükü 3000 kg)	Elastisite modülü Psi
Kum dökümü	10	75	35	18	15	155	18
	10	85	29	25	22	150	18
Isıl işlem A	10	100	40	15	13	190	15
Isıl işlem B	10	105	52	10	8	230	15
Kum dökümü	10,75	80	37	10	8	170	45
	10,75	90	32	15	14	160	15
Isıl işlem A	10,75	105	45	10	10	200	17
Isıl işlem B	10,75	110	65	5	4	250	18

Çetvel 24.5 - Alüminyum Bronzuna ait özellikler.

(ASME HANDBOOK Metals Properties)

Dişli çarkların çalışma kabiliyetini geniş ölçüde etkileyen önemli bir faktör
"ısıtma işlemi" dir. Bu nedenle dişli çark malzemelerinin seçiminde ısıtma işlemi önemli bir
rol oynar. Ancak burada mukavemet ve yüzey basıncı olmak üzere dişlerin zorlanması-
da göz önüne alınmalıdır.

Dişli çarkların yüzey basıncına göre yük taşıma kabiliyeti yaklaşık olarak yüzey
sertliğinin karesi ile orantılıdır; Şöyleki, yüzey sertliği 600 HB olan bir dişli çark, aynı
boyutlu fakat 200 HB yüzey sertliğine sahip bir dişli çarka göre yüzey basıncı bakımın-
dan yaklaşık olarak $(600/200)^2 = 9$ defa daha fazla yük (dolayısıyla güç) iletebilir.

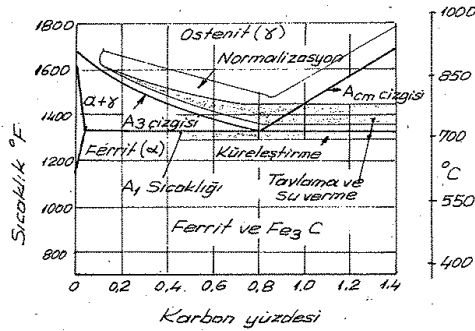
Konstrüktör sonsuz vida için ısıtma işlemi düşünebilir. Dolayısıyla bazı terim-
ler hakkında bilgi ve islah çeliği (Ç.1050, Çk 45) ile semantasyon çeliği (Ç. 8620,
16 Mn Cr 5) hakkındaki cetveller ve diyagramlar verilecektir.

Çeliğin ısıtılması ile ilgili bazı terimler hakkında kısa bilgi.

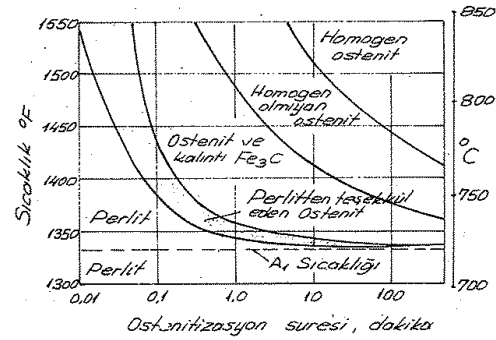
Albert G. Guy - Doğan GÜCER [14] 'den;

a) Ostenitizasyon

Demirin yüzey merkezli kübik hali olan ostenit yüksek sıcaklıklarda teşekkül eder, ve yüzde ikiye kadar karbon eritme kabiliyetine sahiptir. Ostenit soğuyup ayrıştığı zaman içindeki karbonun ancak küçük bir kesri düşük sıcaklıklarda mevcut olan hacim merkezli kübik yapıda (ferrit) eriyebilir. En büyük kısım ise diğer bir yapı, mesala Fe_3C , içerisinde yer alır. Ostenitin ayrışma tarzı tatbik edilen ısıtılma işlemine göre değişir. Fakat bütün ısıtılma işlemlerinde ilk safha ostenitin husule getirilmesidir. Şekil 24-1 deki denge diyagramını yüzde 100 ostenitin elde edilebileceği en düşük sıcaklıkları göstermektedir. Bu sıcaklık karbon yüzdesine



Şekil 24-1 - Muhtelif ısıtılma işlemleri için kullanılan sıcaklık bölgelerini gösteren bir demir-karbon diyagramının çeşitliklere ait kısmı



Şekil 24-2 - Normalize edilmiş ötektoid bir çelikte muhtelif ostenitizasyon sıcaklıklarında izotermik olarak ostenitin teşekkülü için gerekli ortalama zaman değerleri.

tabii olarak değişir. Karbon yüzdesinin artması ile bu sıcaklık evvela A₃ eğrisi boyunca ötektoid bileşiminde (yüzde 0.8 karbon) bir minimum değere kadar düşer, sonra A_{cm} eğrisi boyunca yükselir. Maamafih en düşük sıcaklıklardaki reaksiyon hızları çok düşük olduğundan pratikteki ısıtılma işlemlerinde bu sıcaklıklar kullanılmaz. Şekil 24-2 ötektoid çeliğin ostenitizasyonuna ait bazı önemli hususiyetleri zaman ve sıcaklığın forksiyonu olarak göstermektedir. Ostenitizasyonun çok uzun olmayan makul bir zaman süresi içinde sona erdirebilmesi için ostenitizasyon sıcaklığının denge sıcaklığı A₁ in bir miktar üstünde olması lazımdır. Homogen bir ostenit yapısının husule gelmesinde ilk safha perlit içinde ostenitin çekirdeklenmesi ve büyümesidir. Maamafih perlit tamamıyla yapıdan kaybolduktan sonra dahi bazı karbür parçacıkları ostenitte kalır; ve hatta karbürlerin tamamıyla erimesinden bir müddet sonra ya kadar, ostenitin içerisindeki karbon yoğunluğundaki homojensizlikler devam eder. Homogen ostenitin teşekkülündeki her safha; (1) sıcaklığın yükseltilmesi, ve (2) başlangıçta mevcut karbür parçacıklarının küçültülmesi ile hızlandırılabilir. Pratikte %100 ostenit elde etmek için bu faktörlerin her ikisinde göz önüne alınırsa da bunların içinde en önemlisi sıcaklıktır. Ötektoid-altı ve ötektoid çelikler için seçilecek sıcaklık minimum sıcaklığın takriben 50° ile 60°C üstünde; zaman ise ısıtılan çubuk kesitin her 25 mm'si için 1 saattir. Bu zamanın çoğu ostenitizasyonun vuku bulacağı sıcaklık bölgesine kadar ısınması sırasında geçer. Diğer taraftan ostenitizasyon sıcaklığının mümkün olduğu kadar düşük tutulması çelikte;

- (1) Çatlama ve distorsiyona,
- (2) Oksidasyon ve dekarbürizasyona ve
- (3) Tane büyümesine olan meyli azaltmak bakımından lüzumludur.

Ayrıca, sıcaklığın yüksek tutulması ve ısı işlem zamanının uzun seçilmesi işlemin masrafını artırır. Karbon yüzdesinin yüksek olduğu ötektoid-üstü çelikler de ise %100 ostenit elde etmek için gerekli zamanlar umumiyetle oldukça uzundur. Memnuniyete sayılan olan husus su verme işlemi için elverişli ostenitin bu gibi çeliklerde 780°C civarında elde edilebilmesidir. Bu sıcaklıklarda ostenitle denge halinde bulunan ve ostenit içersine dağılmış olan az miktardaki karbür parçacıklarının su verilmiş parçanın mekanik özellikleri üzerinde pek az tesiri vardır. Hatta bu karbürler aşınmaya karşı dayanıklılığı da artırır. Tabiatı ile karbür tane sınırlarında gevrekleştirici bir sebebe halinde bulunuyorsa arzu edilmeyen bu yapının, çeliğin Acm eğrisi üzerinde bir ön ısıtmayı müteakip orta derecede hızlı bir soğutulması ile ortadan kaldırılması gerekir. Düşük karbonlu çeliklerin tamamıyla ostenitize edilmeleri için çok yüksek sıcaklıklarda ısıtılmaları lazım gelir. Fakat, %0,2 den az karbon ihtiva eden çelikler su verme ile pek sertleşmediklerinden bu maksatla nadiren ısıtılırlar. Hatta %0,8 civarındaki çelikler için kafi gelen nisbeten düşük ostenitizasyon sıcaklıkları dahi, parçada çatlama ve distorsiyon tehlikesi mevcutsa, çok yüksek olarak mütalaa edilebilir. Her ne kadar ostenitizasyon sıcaklığını, %100 ostenit elde edilmesi için gerekli sıcaklığa nisbetle düşürmek pratikte mahsurlu isede, bu denge sıcaklığını çeliğe Mn, Ni gibi munasip elementler ilavesi ile düşürülmesi mümkündür. Bu elementler yalnız A₁ sıcaklığını düşürmekle kalmayıp, ayrıca ötektoid noktasını daha küçük karbon yüzdelere indirerek, ötektoid-altı çeliklerin ostenitizasyon sıcaklığının alçaltılabilmesini mümkün kılarlar. Burada şunuda unutmamak lazımdır ki diğer bazı alaşım elementlerinde A₁ noktasını yükseltmeye meylederler. Keza, hemen hemen bütün alaşım elementleri ostenitin teşekkül etme hızını azaltırlar, ve bazı alaşım elementlerinin karbürleri ostenitte bilhassa güç erir. Bu şekilde erimeden kalan karbür parçacıkları yüksek ostenitizasyon sıcaklıklarındaki tane büyümesini önlemek gibi faydalı bir rol oynarlar. Ostenitizasyon işlemi üzerindeki bu mütalaaalar, mütakip su verme işlemindeki distorsiyonun azaltılması bakımından diğer bazı çarelerde ilham etmektedir. Meselâ, ostenit yüksek bir sıcaklıkta teşekkül ettirdikten sonra çelik kritik sıcaklığın (A₃, A₁ veya Acm) takriben 50°C üzerine kadar soğutulabilir. Bu bölgede ostenit kararlı olup bu alçak sıcaklıktan daha emniyetli olarak su verilebilir.

b) Tavlama

Tavlama terimi genel olarak «yüksek bir sıcaklıkta tutma» manasına gelip, dayısıyla pek çok sayıda ısı işlemi tarif etmek için kullanılır. Maamafih, çeliğin ısı işleminde bu terim daha ziyade Şekil 24.1 de gösterilmiş olan ostenitizasyon bölgesindeki ısıtmayı müteakip fırında soğutmayı ifade eder. Bu ısı işlem esas itibarıyla bazı çeliklerde en kolay talaş kaldırma için lüzumlu yumuşaklığı elde edebilmek için bazende tane küçültülmesi veya kimyasal bileşimin homogenleştirilmesi için kullanılır.

c) Normalizasyon

Bu işleme bu ismin verilmesine sebep ostenit sahasında ısıtılmış çeliklere tatbik edilen sıcak haddelendirme ve dövme gibi imal işlemlerden sonra, çeliklerin havada soğutmaya terk edilmeleridir. Bu sebeple çeliği normal bir hale getirmek

İçin çelik Şekil 24.1'deki diyagramda gösterilmiş olan ostenitizasyon sıcaklığın-
dan itibaren havada soğutulur. Bu şekilde normalize edilmiş çeliklerin özellikleri kim-
yasal bileşimlerine ve soğutma hızlarına; soğuma hızında nazarı itibare alınan çeliğin
boyutlarına tabidir. Her ne kadar bu iki faktör normalize edilen çeliğin sertliğine çok
farklı değerler verirse de, umumiyetle yapı ince levhali perlit ihtiva eder, ve denge
diyagramı yardımı ile yapılan bir faz analizi orta alçak karbonlu çelikler için pek
hatalı değerler vermez. Normalizasyon işlemi, esas itibariyle dökme çelik parça-
lar ile aşırı ısıtılmış çeliklerin tanelerini küçültmek ve dolayısıyla yapılarını incelt-
mek ve ötektoid üstü çeliklerde tane sınırlarındaki karbür şebekesini yok etmek
için tatbik edilir. Yapıdaki bu değişmeler alaşımların mühendisliği ilgilendiren
özelliklerini iyileştirir.

d) Küreleştirme

Çeliğin karbon ve alaşım yüzdeleri yüksek olduğu takdirde bu yapı talas
kaldırmaya ve çatlama dan soğuk şekil değiştirmeye en elverişli olan yapıdır.
Küreleştirme için bir çok muhtelif ısı işlemleri kullanılabilir. Fakat bunların hep-
si nisbeten uzun masraflı işlemlerdir. Çeliğin başlangıçta ince bir karbür dağılı-
şına sahip olması küreleştirmeyi çabuklaştırdığından küreleştirecek çelik umu-
miyetle evvela normalize edilir. İnce levhali perlitin küreleşmesi çeliğin A_1 sıcak-
lığının hemen altında 10 saat kadar tutulması ile vukuu bulur. Diğer küreleştirme
usullerinde çelik alternatif olarak A_3 ün az üstünde ve az altında tutulur. Veyahut-
ta ostenit yüksek sıcaklıkta izotermik olarak dönüştürülür.

e) Ostenitin dengesiz ayrışması

Ostenitin dengesiz ayrışmasında vukuu bulan olaylar hakkında en fazla malu-
mat veren diyagram dönüşme - zaman - sıcaklık, kısaca (DZS) diyagramıdır. Bu
diyagram ostenitin maruz bırakıldığı sıcaklık ve zaman şartları altındaki dönüşme
durumunu gösterir. Bu diyagramın diğer isimleri S- eğrisi veya C- eğrisidir.

f) DZS diyagramı

DZS diyagramı belirli bir çelikte ostenitin ne şekilde ayrıştığını tasvir
eder. Dolayısı ile her çelik bileşimi için ayrı bir diyagram mevcuttur. Ayrıca osteni-
tin tane büyüklüğü ve içersindeki yabancı kalıntılar da diyagramları değiştirir-
sede bu faktörler ekseriya ihmal edilir. DZS diyagramını elde etmek için önce be-
lirli bir çeliğin belirli bir sıcaklıktaki izotermik reaksiyon eğrisi elde edilir. Bu da;
çok sayıda küçük deney parçaları munasip sıcaklıkta ostenitize edilir, ve bunların
bir kısmı A_1 altındaki bir belirli sıcaklıkta tutulan banyoya süratle nakledilir.
Boyutların küçük oluşundan dolayı bu deney parçaları saniyenin bir kesri kadar za-
man içersinde reaksiyon sıcaklığında soğurlar. Belirli bir deney parçasının muayyen
bir zaman boyunca izotermik olarak dönüşmesine müsaade edilirdikten sonra bu par-
ça su içine atılır. Bu su verme reaksiyonu durdurur ve henüz dönüşmemiş osteniti
hemen hemen ani olarak martenzite tahvil eder. Bu deney parçası mikroskop ile
muayene edildiğinde genel olarak kolayca ostenitin izotermik olarak reaksiyona
uğramış kısmı ile ani soğuma neticesinde martenzite dönüşmüş kısmını birbirin-
den ayırtetmek mümkün olur. Bu reaksiyon zamanları ile, bunlara tekabül eden
osteniit dönüşme miktarları değerlerinden bir izotermik dönüşme eğrisi elde edi-
lir. Ostenitin kararsız olduğu bölgedeki bir sıra sıcaklık için elde edilen izoter-
mik reaksiyon eğrilerinden elde edilen malumatı bir araya toplamak mümkün
olup neticede tetkik edilmekte olan çeliğin DZS diyagramı elde edilir.

(Ck 45 için Şekil 24.6, 16MnCr5 için Şekil 24.12) Diyagram ostenitin bünye bakımından birbirinden farklı iki şekilde ayrıştığını göstermektedir. Yüksek sıcaklıklarda reaksiyon mahsullerinin sabit sıcaklıkta teşekkülü için zaman değerinin artması gerekmektedir. Diğer taraftan Martenzit ancak sıcaklığın düşmesi ile teşekkül etmekte ve sabit sıcaklıkta teşekkül için hemen hemen hiç bir meyil göstermemektedir.

g) Perlit ve beynit

DZS diyagramını tesbitte kullanılan şartlar altında gerek perlit ve gerekse beynit ostenitten izotermik olarak yani sabit sıcaklıkta zamanın artması ile husule gelirler. Şekil 24.6 ve 24.12 den görüldüğü gibi perlit ostenitin A_1 ile DZS diyagramının burnu (veya dirseği) arasındaki sıcaklıklardaki ayrışma ürünüdür. Ostenit bu bölgedeki bir sıcaklığa soğutulursa başlangıçta perlit teşekkülüne ait herhangi bir ize tesadüf edilemeyen bir zaman süresi geçer. Perlitin teşekkülü için gerekli zaman izotermik reaksiyon sıcaklığı düşürüldükçe devamlı olarak azalır. Sıcaklık ne kadar düşük ise ferrit ve sementit levhalarının kalınlıkları okadar azalır, ve bununla beraber sertlikte artar. Ostenitin ayrışma sıcaklığı düştükçe sertliğin artması beynitin teşekkül ettiği sıcaklık bölgesinde de cari olan bir haldir. Şekil 24.6 ve Şekil 24.12 den görüleceği üzere DZS diyagramının burnu civarında hem perlit hemde beynit teşekküle meyyleder. Mafatih bu bölgenin altında M_s noktasının (Martenzitin teşekküle başladığı sıcaklık) üzerinde sıcaklıklarda ostenitin izotermik dönüşmesinin yegane ürünü beynittir. Beyninin görünüşü teşekkül sıcaklığına tabi olarak değişir. Şekil 24.8 ve Şekil 24.14 deki mikro yapılarda reaksiyon sıcaklıklarında teşekkül eden beynit görülmektedir. Beyninin teşekkül tarzı sıcaklıkla değişir isede genel olarak beynit bir ferrit çekirdeğinden büyüyerek teşekkül eden bir ferrit karbür agregatıdır. Bazı alaşımli çeliklerin DZS diyagramları iki burun göstermekte olup, bunlardan biri perlit teşekkülü, diğeri ise beynit teşekkülü ile ilgilidir. Bu gibi hallerde beynitin su vermedeki soğuma sırasında teşekkülü mümkündür. Fakat karbonlu bir çelikle karakteristik beynit yapısının elde edilebilmesi için izotermik bir reaksiyon gereklidir.

h) Martenzit

Her ne kadar ötektoid bir çelikte ostenit A_1 in altındaki bütün sıcaklıklarda kararsız isede, gördükki A_1 in çok fazla altında olmayan sıcaklıklarda soğutulduğundan yüzey merkezli kübik ostenit derhal hacim merkezli kübik ferrit (artı sementit) e değişmektedir. Bu sıcaklıklarda ayrışma denge fazlarının çekirdeklenme ve büyümesi yolu ile vuku bulur, ve bu gibi reaksiyonların icap ettirdiği yayınma nisbeten uzun bir zaman alır. Mafatih, kafi derecede düşük sıcaklıklarda yüzey merkezli demirden hacim merkezli demire dönüşmeye sebep olan reaksiyon kuvvetleri o kadar büyük ki değişme karbon yayınması başlamadan vuku bulur. Mevcut karbon miktarı katı eriyik halinde muhafaza edebileceği miktardan takriben 100 defa fazla olduğundan, hacim merkezli kübik kafes distorsiyona uğrayarak tetragonal bir hal alır ve bu yapıya «martenzit» ismi verilir. Martenzitin çok sert olmasına, kafes içinde «hapsolmuş» karbon atomlarının husule getirdiği kafes gerilmelerinin sebep olduğu kabul edilmektedir. Martenzitin teşekküle başladığı en yüksek sıcaklığa M_s noktası denir. Ostenitin soğuması sırasında bu noktada takriben %1 nisbetinde martenzit teşekkül etmiştir. Ostenit gittikçe daha az-

çok sıcaklıklara doğru soğutuldukça martenzit miktarı gitgide artar; ve nihayet süratli bir soğuma neticesinde M noktasında yapı esas itibarile tamamıyla martenzitten (%99) mütesekkül olur. Eğer ostenit süratle Ms ile M arasındaki bir sıcaklığa kadar soğutulur ve burada tutulursa soğuma sırasında martenzite dönüşmüş olarak kalıntı ostenit bu reaksiyon sıcaklığında uzun zaman tutma neticesinde izotermik olarak beynit'e dönüşür. Karbon ve diğer birçok alaşım elementleri gerek Ms ve gerekse M sıcaklıklarını düşürürler. Bazı çeliklerde (ki bunlarda Ms noktası bile oda sıcaklığı altında bulunabilir.) bazı özellikler, soğutma işlemleri ile, ilave martenzit teşekkülü sağlanarak iyileştirilebilir. Her ne kadar martenzit dönüşmesi sonlu bir zamana ihtiyaç gösterirse de bir çok ticari çeliklerde martenzit teşekkülü o kadar hızlı cereyan eder ki bu yapı pratikte ani olarak teşekkül etmiş addedilebilir.

k) Devamlı soğuma diyagramları

Büyük çelik parçalarının ostenitizasyon sıcaklığından itibaren soğutulmasını içap ettiren ticari mahiyetteki ısı işlem ameliyelerinde soğuma hızları DZS diyagramını elde etmek için husule getirilenlere nisbetle daha düşüktürler. Dolayısı ile çeliğin, mesela martenzit teşekkül ettirmek için, ani olarak herhangi bir sıcaklığa soğutabileceğini kabul etmek imkansızdır. Bu sebeple çeliklere tatbik edilen muhtelif ticari ısı işlemlerde husule gelen değişik soğuma hızlarında çelikte vukubulan değişiklikleri gösteren bir diyagram tesis etmek faydalı olacaktır. Pratikte ki soğuma olayları çok komplike olduğundan böyle bir diyagramın hazırlanması çok büyük güçlükler arzeder. Fakat bu diyagramı, ostenitin jominy deney parçası üzerinde muhtelif mevkilerde mevcut soğuma hızlarındaki dönüşmesine bakarak, yaklaşık olarak çizmek kabildir. DZS'e benzererek bu diyagramlara DSD (devamlı soğuma dönüşmesi) diyagramları ismi verilebilir. Şekil 24-7 de Ck 45'e ait ve Şekil 24-13 de 16 Mn Cr 5'e ait DSD diyagramları gösterilmiştir. DSD diyagramında en önemli soğuma hızları %99 martenzit ve birde %50 martenzit teşekkülünü temin eden hızlardır. Bunların ilki (kritik soğuma hızı) bu diyagramda burun mevkisini tayin ederki burada buna ait zaman DZS diyagramı burnu için geçen zamanın iki mislidir. %50 martenzit teşekkülüne sebep olan hızın pratikte çok önemi vardır. Çünkü umumiyetle merkezinde %50 martenzit teşekkül etmiş çubuk tarif olarak tam sertleşmiş kabul edilir. Öfektoid karbon çeliklerinde devamlı soğuma sırasında beynit teşekkül etmez. Alaşımli çeliklerde dahi, devamlı soğumanın ilk safhalarında vuku bulan değişikliklerden dolayı beynit reaksiyonu bin defa kadar yavaşlar.

l) Su verme

Bir çelik çubuğun belirli bir kısmının ostenitizasyon sıcaklığından soğuma hızı iki faktöre tabidir: (1) Su verme ortamı içinde çubuğun yüzeyinin soğuyarak düştüğü sıcaklık, ve (2) Çelik çubuğun kendisindeki ısı iletimi hızı. Suda soğuma çubuğun yüzeyini ani olarak oda sıcaklığına indirmek olarak tarif edilen ideal su vermeye yaklaşıp. Fakat su vermeye diğer bir sort çatılma ve aşırı distorsiyonun önlenmesidir. Çok süratli soğutan, şıbbetli ortamlarda, kaçınılması imkansız olan, dik sıcaklık gradyanları distorsiyona sebep olduğundan; etkisiyle yağ, hava akımı gibi daha mütedil soğuma ortamlarının kullanılması içap eder. Yağ içinde su verildiğinde bir çelik çubuğun merkezi ile yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının su içinde su verildiği zamankine nazaran daha az olduğu göstermektedir.

dir. Çeliğin soğuması sırasında vuku bulan reaksiyonların analizi, su verme işleminin üniform olmaması dolayısı ile güçleşmektedir. Çeliğin sıvı bir ortam içerisinde ostenitizasyon sıcaklığından itibaren soğutulmasında birbirine taşan üç su verme safhası vuku bulmaya meyleder. Birinci safhanın hususiyeti kızıl sıcaklıktaki metalin etrafında bir buhar filminin husule gelmesidir. Isı iletgenliği düşük olan bu filim, perlit teşekkülüne engel olmak için parçanın bilhassa hızlı soğuması icap ettiği sırada, soğumayı yavaşlatır. Bu sebeple, su vermenin tesirli olabilmesi için; bu ilk safha, su verme ortamının harekete getirilmesi veya bu ortama bazı münasip kimyasal maddelerin ilavesi ile hemen hemen yok edilir. Su vermede banyoya ilave edilen maddeler bilhassa sodyum klorür ve sodyum hidroksittir. Soğumanın ikinci safhasında sıcak metal hem buhar hemde sıvı ile temastadır; ve buhar habbeleri gayet tesirli bir şekilde ısıyı parçadan sıvının esas kütesine taşırlar. Soğumanın üçüncü safhası metalin yüzeyi sıvının buharlaşma noktasının altında soğuduğu zaman başlar. Bu safhada cubuğun yüzeyi tamamıyla sıvı ile temasta olup ısı nisbeten yavaş olan konveksiyon ve konveksiyon mekanizmaları ile intikal eder.

STEELS, AISI
1050

Kritik Noktalar
Ac₁ 1340 F Ar₃ 1320 F
Ac₃ 1420 Ar₁ 1250
Bethlehem çelik şirketi
ortalama değerleri

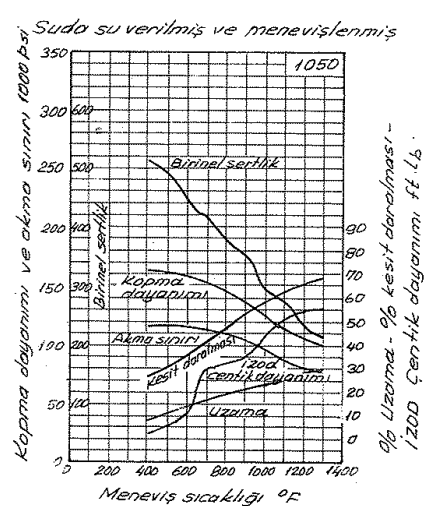
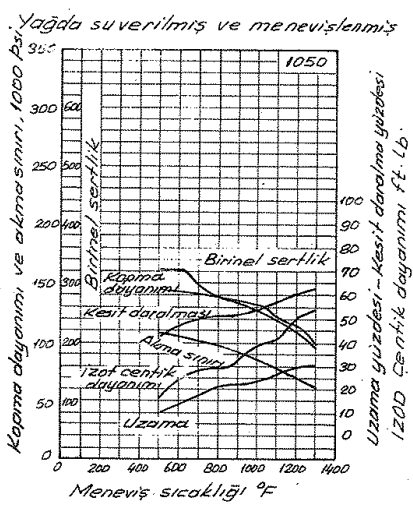
Isıl işlem sıcaklıkları
Normalizasyon 1600-1650°F
Tavlama -
Sertleştirme 1500-1575°F

Sertleştirilmiş durumda Rokvel sertlikleri
Isıl işlem -1650°F Hava ile soğutmalı, 1550°F yağ kulesinde soğutmalı

Çap	Merkez	Sertlik Tarafsız eksen	Yüzey
1/2 inç	34 Rc	37 Rc	57 Rc
1 inç	26 Rc	30 Rc	33 Rc
2 inç	21 Rc	25 Rc	27 Rc
4 inç	9 Rc	9 Rc	9 Rc

Isıl işlem - 1650°F Hava ile soğutmalı, 1525°F suda su verilmiş

Çap	Merkez	Sertlik Tarafsız eksen	Yüzey
1/2 inç	57 Rc	59 Rc	64 Rc
1 inç	33 Rc	35 Rc	60 Rc
2 inç	26 Rc	32 Rc	50 Rc
4 inç	20 Rc	27 Rc	33 Rc



Kaynak - Bethlehem çelik şirketi ortalama değerleri, ince taneli test numuneleri:
1 in. yarı çapta tretman (İslah edilmiş) 0, 50,5 in. Yarı çapta test uygulanmıştır.

Şekil 24.3 - Ç.1050 için ısıl işlem sonu mekanik özellikler
(ASME HANDBOOK Metals Properties)

STEELS, AISI

1050

Chemical Composition			
C	Mn	P	S
%	%	%	%
.48-.55	.60-.90	.040 max	.050 max

Technological Properties

Machinability (On basis of B1112 = 100)

Mill annealed to 179-229 BHN = 50%, 70%²

¹ASM Metals Handbook
²AISI

Cold drawn 54%

Characteristics. Very similar to C1045.

Mechanical Properties

Form or Condition	Draw Temp	Tensile Strength M psi	Elong 2 in. %	Yield Point M psi	Red. Area %	Hard BHN	Izod NBT Ft-Lb	Yield Strength M psi
Bars								
As rolled, annealed ¹	—	93 min	—	51.5 min	—	—	—	—
Cold drawn ¹	—	90-115	10-20	80-100	30-45	201-235	—	—
Hot rolled } 1 in. sect, aver. ²	—	105	15	67	—	—	—	—
Cold drawn } 1 in. sect, aver. ²	—	114	9	104	—	—	—	—
Hot rolled, turned and polished } Approx ³	—	90-110	15-25	45-65	20-35	179-223	—	—
Cold drawn } 1 in. sect, aver. ²	—	100-120	10-15	85-100	30-45	202-235	—	—
Cold drawn ² } $\frac{1}{8}$ - $\frac{1}{4}$ in. incl.	—	100	11	—	35	197	—	90
Cold drawn ² } $\frac{1}{4}$ - $\frac{1}{2}$ in. incl.	—	95	11	—	30	187	—	85
Cold drawn ² } $\frac{1}{2}$ -1 in. incl.	—	90	10	—	30	179	—	80
Cold drawn ² } 1-2 in. incl.	—	85	10	—	30	170	—	75
Cold drawn ² } 2-3 in. incl.	—	85	10	—	30	170	—	75
Hot rolled, cold drawn ² } to $\frac{1}{8}$ in.	—	102-123	10-20	—	33-53	207-255	—	87-108
Hot rolled, cold drawn ² } $\frac{1}{8}$ - $\frac{1}{4}$ in. incl.	—	100-120	10-20	—	30-50	202-241	—	85-105
Hot rolled, cold drawn ² } $\frac{1}{4}$ - $\frac{1}{2}$ in. incl.	—	90-110	9-18	—	25-45	192-235	—	75-95
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	—	85-100	18-28	—	35-55	174-207	—	50-65
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	—	113	12	—	35	229	—	95
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	—	100	16	—	44	202	—	86
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	400F	163	8	—	26	514	—	117
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	600	157	12	—	36	444	—	116
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	800	145	18	—	48	375	—	110
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	1000	125	23	—	58	293	—	96
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	1200	105	29	—	65	235	—	78
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	400	—	—	—	—	—	—	—
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	600	142	13	—	46	321	—	104
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	800	137	20	—	50	277	—	95
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	1000	127	23	—	53	262	—	84
Hot rolled, turned and polished ² , 2 $\frac{1}{4}$ -4 in. Aver. prop. ³ 1 in. rd. bars cold drawn cold drawn $\frac{1}{8}$ in. draft } annealed } cold drawn }	1200	107	28	—	60	223	—	68
Effect of Mass⁴								
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	92.25	23.7	43	39.9	187	12	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	111.5	21.5	62.5	45.1	223	18	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	108.3	20	62.5	39.4	217	20	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	106.25	20	58.325	38.8	212	17	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	100	21.7	56	41.6	201	20	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	132.5	20.7	87.5	52.9	262	22	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	123.5	20.2	76	53.3	248	22	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	122.5	19.7	74.875	51.4	248	20	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	121	19.7	69	48	241	22	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	122	22.8	81	58.1	248	22	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	114	23.5	70.5	57.6	223	23	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	112	23	68	55.6	223	20	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	101	23.2	58.75	54.5	207	22	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	112.5	24.6	74	61.8	229	32	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	106	24.7	64.25	60.5	217	22	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	105	25	64	59.1	217	20	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	96.75	25.5	55.75	56.6	197	28	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	134	20	99	54.4	269	42	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	131.25	20	92.25	55.2	262	21	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	129.5	20.7	84.125	56.6	255	24	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	122.75	21.5	78.25	55.3	248	15	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	119	21.7	88	59.9	241	31	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	118	22.5	80	59.9	241	24	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	117.25	23	78.75	61	235	24	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	112.25	23.7	68.25	55.5	229	16	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	110	24.8	86	60.6	229	66	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	109	23.7	76.5	61.2	229	24	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	107.75	24.7	68.5	61	223	25	—
Annealed ⁵ 1 in. diam. ctr.	—	104.5	25.2	65.25	60.8	217	17	—

¹ASTM Bulletin 1947.

²Jones and Laughlin Steel Corp.

³Union Drawn Steel.

⁴Bethlehem Steel Co., single heat. Composition—Ladle: .54C, .72Mn, .017P, .037S, .21Si. Check: .54C, .69Mn, .012P, .030S, .19Si. McQuaid-Ehn Grain Size = 100% 5-7.

The tensile test bars were 0.505 in. diam. unless otherwise noted, and the Izod bars were 0.450 in. diam. Values are averages of two tests.

⁵1450F, furnace cooled at 20F/min to 1200F, air cooled.

⁶Tensile test bar was 0.357 in. diam.

⁷AISI Steel Products Manual.

⁸Bliss & Laughlin.

- (1) : Kopma mukavemeti Mpsi
- (2) : Uzama %
- (3) : Akma sınırı Mpsi
- (4) : Kesit daralması %
- (5) : Birinell sertlik
- (6) : Izod değeri Ft-Lb
- (7) : Akma mukavemeti Mpsi

Cetvel 24.6 - Ç.1050 için mekanik özellikler
(ASME HANDBOOK Metals Properties)

Çelik Ck 45

II-101 A

(Semboller DIN 17006 ya göre)

Eski sembol DIN 1667 ye göre C 45

Malzeme numarası DIN 17007 ye göre : 1.1191

Kimyasal bileşimi %	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
En az	0,42	0,15	0,50							
En fazla	0,50	0,35	0,80	0,035	0,035					

Sıcaklıklar DIN 17200 'e göre

Normalizasyon	Yumuşak tavlama	Sertleştirme	
		Suda	Yağda
840° dan 870°C kadar	650° den 700°C kadar	820° dan 850°C kadar	830° dan 860°C kadar

5 döküm alaşımı üzerinde 16 ayrı deneyden elde edilen sertlik dağılımları
(Aynı zamanda Sayfa 113 de II-101 B ye bak)

Döküm Alaşımı	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
1	0,48	0,26	0,59	0,029	0,020	0,23	0,19	0,02	0,23	<0,01
2	0,47	0,32	0,74	0,017	0,027	0,11	0,18	0,02	0,17	<0,01
3	0,44	0,22	0,66	0,022	0,029	0,15	n. b.	n. b.	n. b.	0,02
4	0,42	0,35	0,56	0,020	0,020	0,17	0,18	0,03	0,18	<0,01
5	0,42	0,21	0,50	0,032	0,035	0,13	n. b.	n. b.	n. b.	0,02

Seçilen döküm alaşımının tane büyüklükleri

Döküm Alaşımı	Ergitme usulü	Ostenit tane büyüklüğü 5 dak. 840°C da	Ostenit tane büyüklüğü 5 dak. 1050°C da	Mc Quaid- Tane büyüklüğü
1	Siemens-Martin fırını	9, nadiren 7	4 ve 5	6
2	" "	8	3 ve 5	4 ve 6
3	" "	8	5, nadiren 3	6
4	" "	6 dan 7 ye kadar	3	1 ve 2
5	" "	6 dan 7 ye kadar	2 ve 3	2 ve 3

İşleme: ϕ 30 mm çapında dövülmüş (ϕ 30 mm. üzerinde dövme)

Hazırlık işlemi: 30 dak. 870°C da normalizasyon/Havada soğuma

Kimyasal bileşim	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
	0,44	0,22	0,66	0,022	0,029	0,15	n. b.	n. b.	n. b.	0,02

Ac₃ - Sıcaklığı : 785°C } 3°/dak. ısıtma hızında ölçülmüştür.
Ac₁ - Sıcaklığı : 735°C }
Ms - Sıcaklığı : 350°C

500°... 880°C arası
Ac₃ ten sonraki kritik
soğutma zamanları
DSD diyagram larından
alınmıştır.

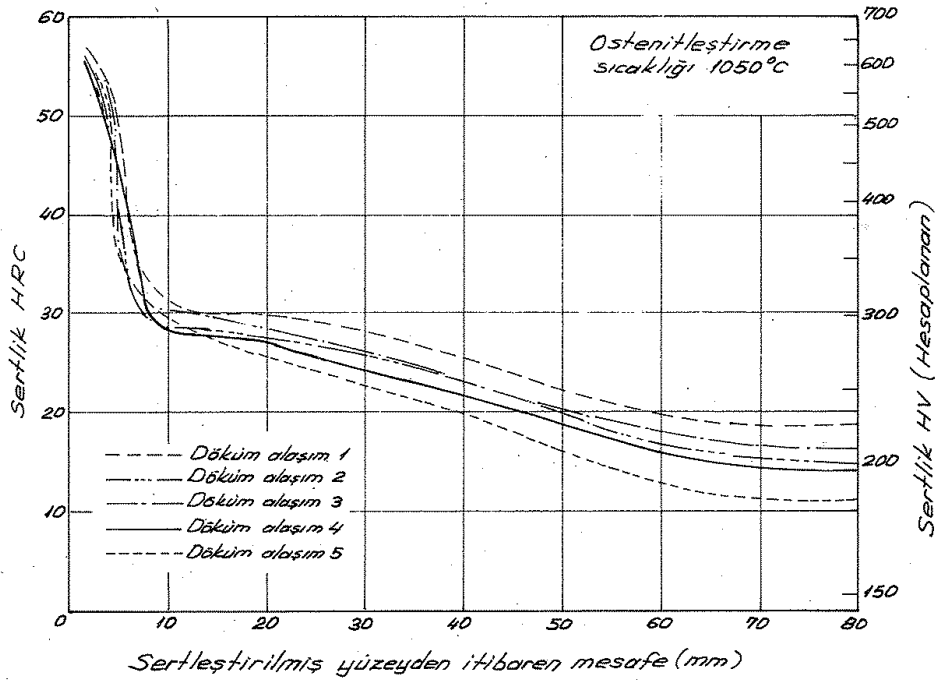
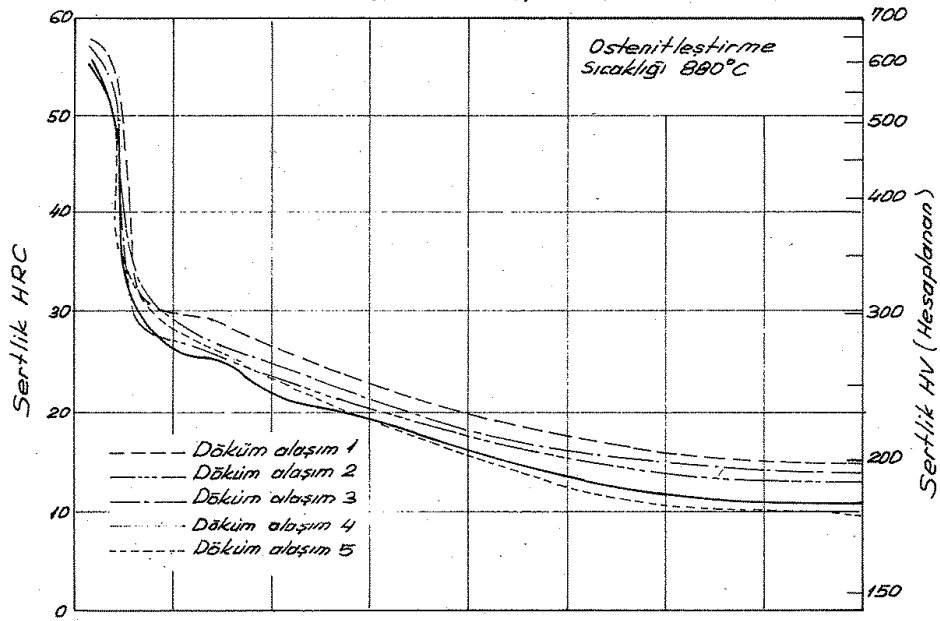
$\left\{ \begin{array}{l} K_m = 1,5 \text{ sn. (Tam bir martenzit teşekkülü için kritik soğutma hızının üst sınırı)} \\ K_{50} = 4,0 \text{ sn. (950 Martenzit)} \\ K_f = 2,2 \text{ sn. (Ferrit-Perlit yapının başlangıcı)} \\ K_p = 14 \text{ sn. (Perlitik yapının tam teşekkül etme sınırı. Umumiyette soğutma hızının altında)} \end{array} \right.$

Çetvel 24.7 - Kimyasal bileşimler, Ostenit tane büyüklükleri, kritik soğutma hızları (ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Çelik Ck 45

II-101 B

Yüzeysel su verme eğrileri
(1'den 5'e kadar döküm aşımaları)



Şekil 24.4-Sertlik eğrileri

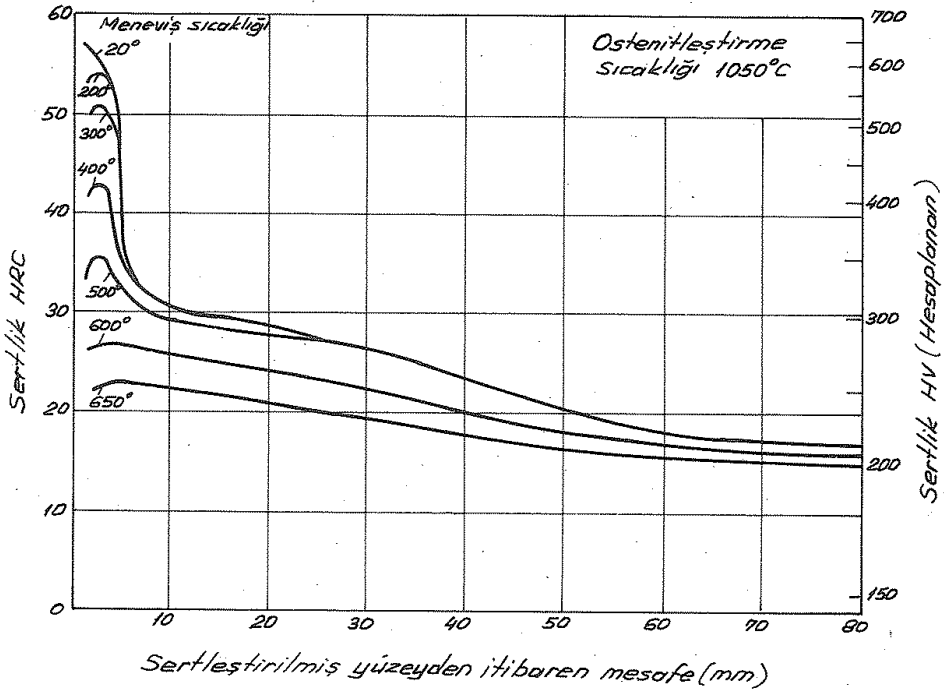
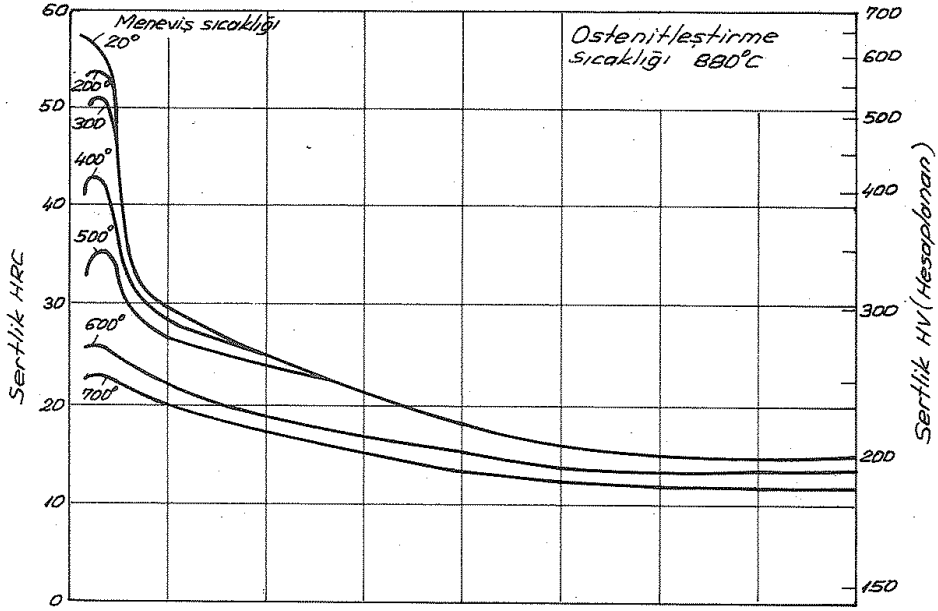
(ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Çelik Ck 45

II-101 C

Sertlik eğrileri. Yüzeze su verilmiş ve temperlenmiş

Kimyasal bileşim	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
	0,44	0,22	0,66	0,022	0,029	0,15	-	-	-	0,02



Şekil 24.5 - Sertlik eğrileri (Menevişlenmiş)

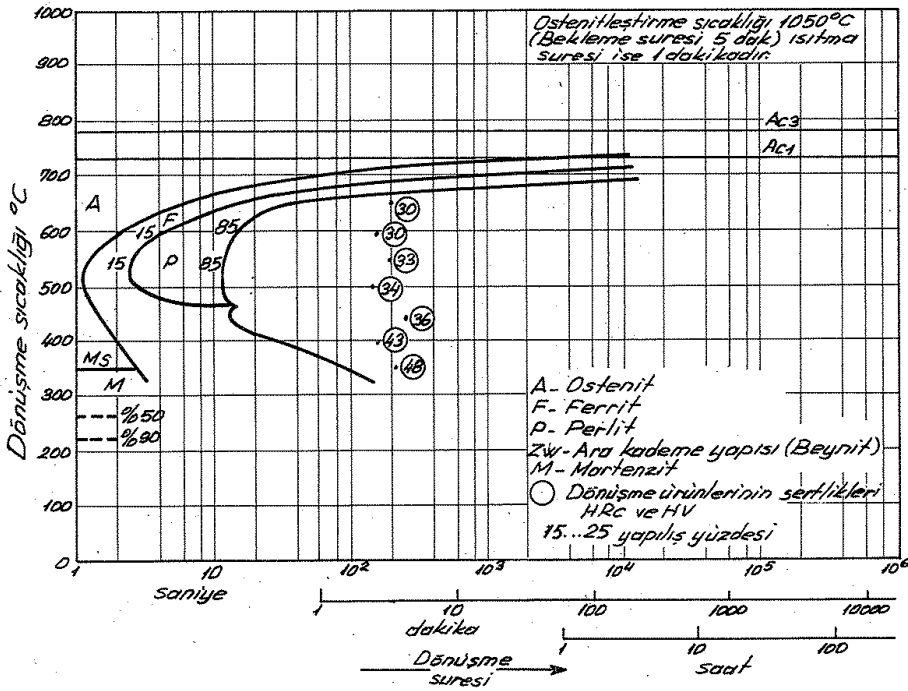
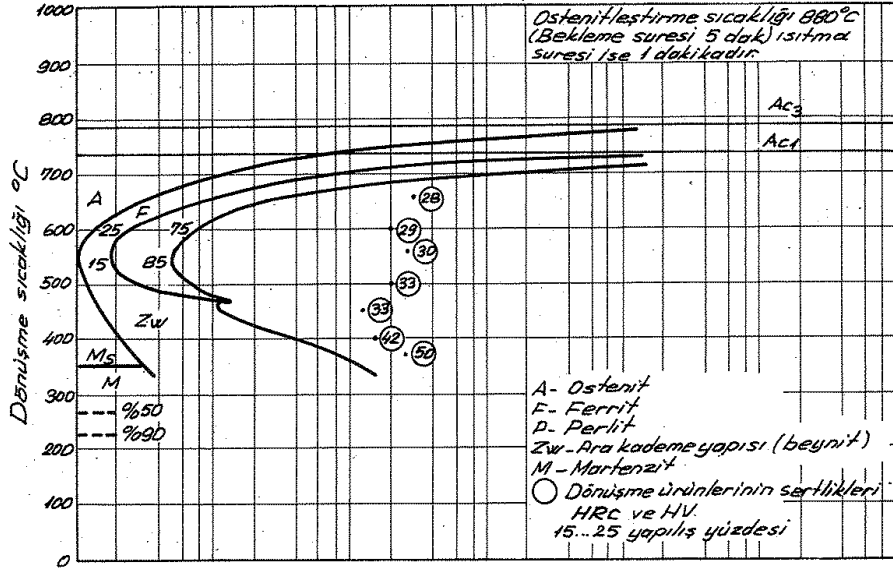
(ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Çelik Ck 45

II-101 D

Dönüşme - zaman - sıcaklık (DZS) diyagramı
(izotermik)

Kimyasal bileşim	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
	0,44	0,22	0,66	0,022	0,029	0,15	-	-	-	0,02



Deney metodu: Dilatometrik ve metalografik dir. 4 mm. dış çapında, 3,2 mm. iç çapında ve 30 mm. boyunda içi boş numuneler kullanılmıştır. Metalografik deney ise 1,5 mm. kalınlığındaki plakalarda yapılmıştır.

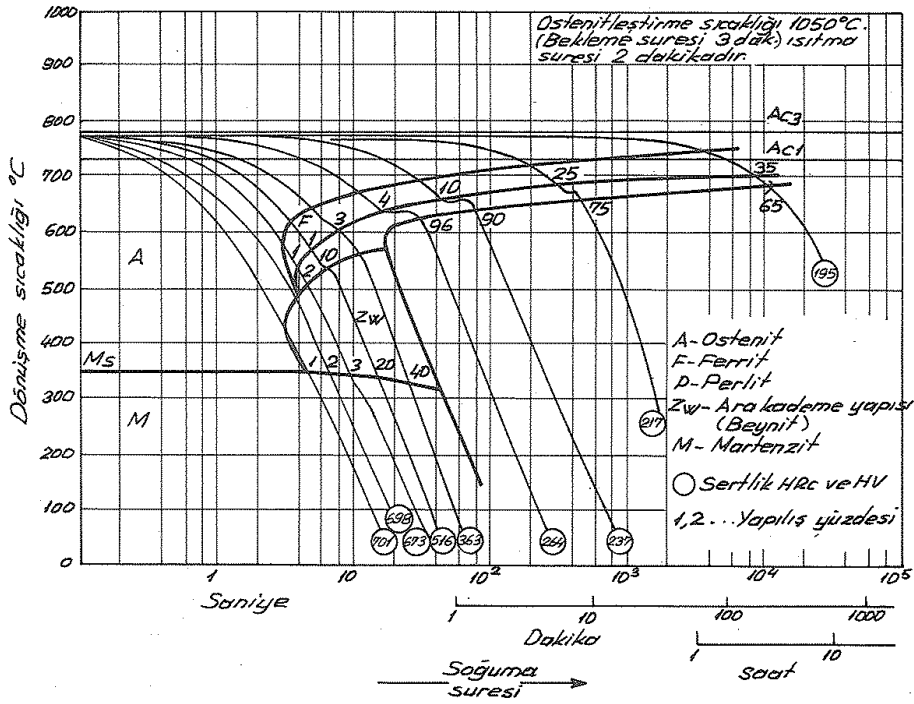
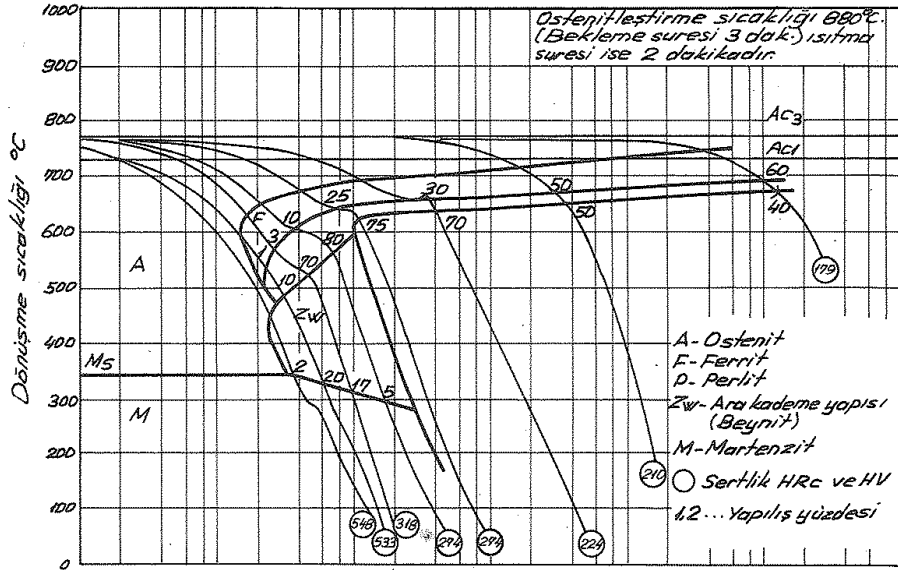
Şekil 24.6 - Ostenitin ayrışmasını gösteren DZS diyagramı
(ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Çelik CK 45

II-101 E

Devamlı soğuma dönüşmesi (DSD) diyagramı

Kimyasal bileşim	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
	0.44	0.22	0.66	0.022	0.029	0.15	-	-	-	0.02



Deney metodu: Dilatometrik ve metallografiktir. 4,5 mm. çapında ve 15 mm boyunda numuneler kullanılmıştır. Termik analiz ise 4 mm çapında ve 0,5...1,0 mm kalınlığındaki plakalarda yapılmıştır.

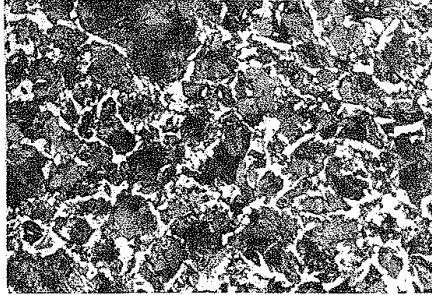
Şekil 24.7- DSD (Devamlı soğuma dönüşmesi) diyagramı
(ATLAS ZUR WARMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Çelik Ck45

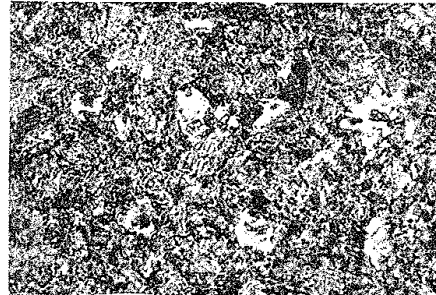
II-101 F

Ostenitleştirme sıcaklığı 880°C. Döküm alaşımı 3'ün dönüşme diyagramındaki yapıları (Ölçek 500:1)

(izotermik)

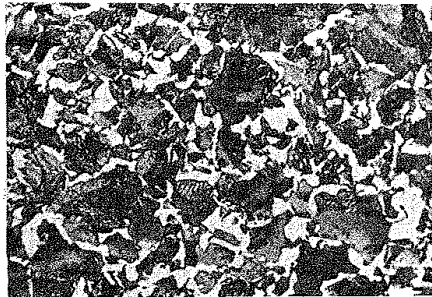


Dönüşme sıcaklığı 545°C
%15 Ferrit, %85 Perlit
Sertlik 31 HRC



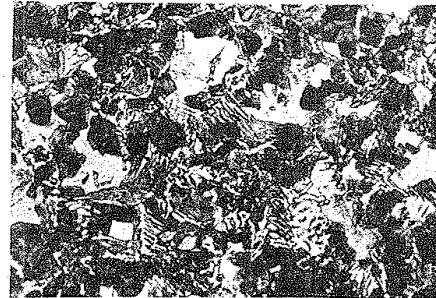
Dönüşme sıcaklığı 400°C
Ara kademe (Beynit)
Sertlik 42 HRC

(Devamlı)



%25 Ferrit, %75 Perlit

Sertlik 274 HV



%3 Ferrit, %70 Perlit, %17 Beynit
%10 Martenzit

Sertlik 318 HV



%1 Ferrit, %10 Perlit, %20 Beynit

%69 Martenzit

Sertlik 533 HV



%1-2 Beynit, %99-98 Martenzit

Sertlik 548 HV

Şekil 24.8 - Mikro yapılar

(ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Kimyasal Analizi							
C %	Mn %	P %	S %	Si %	Ni %	Cr %	Mo %
.18-.23	.70-.90	.040 max	.040 max	.20-.35	.40-.70	.40-.60	.15-.25

Karakteristikler. 8615 ve 8617 ye benzer olmakla beraber dayanım özellikleri daha fazladır.

Kullanma yerleri. İyi öz (iç olgu) özellikleri ve semantasyon sonrası yüksek yüzey sertliği için; değişik iç dişliler, sonsuz vida düzenleri, Transmisyon dişlileri, uçak motoru kam milleri ve dişlileri, kamalı miller. Aynı zamanda, zincir gibi sıcak işleme durumlarında yaklaşık 100 Mpsi 'de kullanılır.

Basma dayanımı. Yüzey sertleştirilmiş dişliler, yataklar ve kanallara kabul olunur. Basma dayanımı, kesintili (aralıklı) yüklenme için 180 Mpsi dir. Sabit kavramalı yüklenme için bu değer %20-25 azaltılmalıdır.

STEELS, AISI

8620

Kritik noktalar

Ac1	1370 F	Ar3	-
Ac3	1535	Ar1	1225 F

Isıl işlem sıcaklıkları

Dövme	1950-2250°F
Tavlama	1575-1625°F
Normalizasyon	1600-1750
Karbürizasyon	1700°C
Su verme	-
Vakümlü olarak suya	değerleri

Sertleştirilmiş durumda rakvel sertlikleri

Isıl işlem: 1700°F da 8 saat tavlama, Fırında soğutulup, 1500°F 'a kadar tekrar tavlama, karıştırılmış yağ içinde su vermek

Numune büyüklüğü: orta kısımdan kesilen 1/2 inç. lik diskler.

Çap	Merkez	Tarafsız eksen	Yüzey
1/2 inç	C 43	C 43	C 43
1 inç	C 25	C 27	C 29
2 inç	B 97	C 22	C 23
4 inç	B 93	B 95	C 22

Rakvel «C» öz (iç dolgu) sertliği

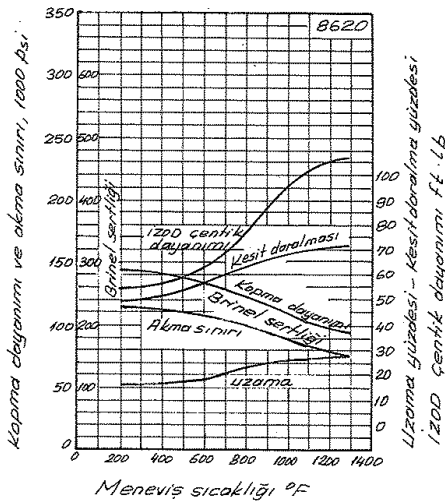
Isıl işlem: 1700°F da yağda su vermek

Çap	3/8 yarıçap	1/2 yarıçap	merkez
1 inç	36	31	30,5
2 inç	28	22,5	21
3 inç	22	18	15,5

Ryerson, ortalama değerler. Test şartları - Yuvarlaklara görüldüğü gibi test uygulanmıştır. (İslenmiştir) ve öz (iç dolgu) sertliği için test edilmiştir. Tane büyüklüğü = 5-B

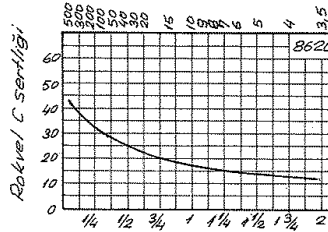
Teknik özellikler. İşlenebilme verimi (BHW-100 esasına göre). 170-217 BHN - % 60 da soğuk çekilmiş (ASM-METALS HANDBOOK)

Yağda su verilmiş ve menevişlenmiş



Su verme sonu sertleştirilme

Soğutma hızı °F/saniye



Standard çubuğun su ile soğutulmuş ucundan inç olarak uzaklık.

Kaynak - Ryerson, ortalama değerler tane büyüklüğü = 5-B

Kaynak - Enternasyonal (Beynelmillet) Nikel şirketi, ortalama değerleri. Test şartları gösterildiği şekilde çizilmiş, 1 in. çubuklar 1525 - 1575°F da yağda su verilmiştir.

Şekil 24.9 - Isıl işlem sonu mekanik özellikler

(ASME HANDBOOK Metals Properties)

STEELS, AISI

8620

Mechanical Properties

Form or Condition	Draw Temp	Tensile Strength M psi	Elong 2 in. %	Yield Point M psi	Red Area %	Hard BHN	Hardness Rock C Core	Rock C Case	Izod Aver. Ft Lbs
Bars									
Annealed } Approx ¹						149-179			
Normalized }						183-217			
Aver. Prop. ¹⁶ Cold drawn } unannealed		110	15	101	55	223 ¹⁷			
1 in. rd. } annealed		88	18	80	60	179 ¹⁷			
Mean chemistry } Turned and } unannealed		96	23	69	57	192 ¹⁷			
Polished } annealed		78	33	49	65	143 ¹⁷			
Core Properties ¹⁵									
Pseudo-carburized at 1700F for 8 hrs.		135	16	110	40	321 ¹⁷			
Reheat 1525F } 1 in. rd.		126	19	108	48	302 ¹⁷			
Reheat 1550 } ctr.		139	19	118	48	321 ¹⁷			
Reheat 1600 } 2 in. rd.		142	20	119	53	341 ¹⁷			
Reheat 1700F } 2 in. rd.		108	25	81	58	277 ¹⁷			
Reheat 1525 } 1/2 r.		95	20	70	54	262 ¹⁷			
Reheat 1550 } 1/2 r.		98	21	71	54	269 ¹⁷			
Reheat 1600 } 1/2 r.		104	23	78	56	269 ¹⁷			
Case hardened ² Direct OQ from box		156	14	127	50	321 ¹⁷			
Rd. bars heated 8 hr at 1700F in iron chips, box-cooled, treated as shown, drawn 300F, tested 0.505 in. bars		131	15	103	52	277 ¹⁷			
1425F, OQ } 1 in. rd.		139	16	111	54	293 ¹⁷			
1475F, OQ } rd.		152	17	124	55	321 ¹⁷			
Direct OQ from box } .515 in. rd.		161	15	134	53	331 ¹⁷			
1425F, OQ } 1/2 r.		136	15	112	49	285 ¹⁷			
1475F, OQ } 1/2 r.		151	15.5	123	50	321 ¹⁷			
1550F, OQ } 1/2 r.		159	16.5	132	56	331 ¹⁷			
Core Prop ³ 1 in. bars carburized 8 hr at 1700F, heat treated as shown		142	16	114	47		30	62	
OO from 1700F } 300F		131	18	107	48		27	63	
Cooled } 1575F } 1/2 r.		118	22	78	52		22	62	
in box } 1475F } 1/2 r.		124	23	81	54		24	62	
reheat, OQ } double OQ } 1/2 r.		124	23	81	54		24	62	
1 in. bars pseudo-carburized at 1650-1700F, box cooled, reheated 1550F, OQ ⁴		100	20	72.5	58				
8615 } 300F		135	17	105	49				
8620 } 300F		135	17	105	49				
Core Prop, carburized 8 hrs, quenched in agitated oil, heat treated as shown, treated 0.565 in. tensile, 0.510 in. Izod		192	12.5	150.25	49.4	388		63.0 ⁸	27.5
Direct quench from pot } 450		181.25	12.8	134.25	50.6	352		58.0 ⁹	34.3
Pot } 1550F } 300		188.5	11.5	149.75	51.6	388		64.0 ¹⁰	26.3
cooled } 1550 & 1475F } 450		167.75	14.3	120.75	53.2	341		61.0 ¹¹	29.5
reheat } double OQ } 300		133	20	83	56.8	269		64.0 ¹²	55.8
reheat } double OQ } 450		130.25	22.5	77.25	51.7	262		61.0 ¹²	66.3
Effect of Mass ⁷									
As Rolled } 1 in. diam, ctr.		99.75	22.3	63	57.1	201			62.8
2 in. diam, 1/2 r.		91.75	23.5	62.25	59	183			34.8
4 in. diam, 1/2 r.		82.5	28	43	60.5	156			44.3
Annealed ¹³ 1 in. diam, ctr.		77.75	31.3	55.875	62.1	149			82.8
Normalized, 1675F, air cooled		96.5	26.3	54.25	62.5	197			62.5
1/2 in. diam ¹⁴ ctr.		91.75	26.3	51.75	59.7	183			73.5
1 in. diam, ctr.		87.25	27.8	52	62.1	179			81.3
2 in. diam, 1/2 r.		81.75	28.5	51.5	62.3	165			74
4 in. diam, 1/2 r.		195.25	13.2	157	49.4	388			13.5
Mock carburized, quenched and tempered, 1700F 8 hrs, furnace cooled, reheat to 1550F, quenched in agitated oil		126.75	20.8	83.75	52.7	255			42.3
1/2 in. diam ctr.	300	117.25	23	73	57.8	235			48.8
1 in. diam 1/2 r.		98.5	24.3	57.75	57.6	207			49.5
2 in. diam 1/2 r.		178.5	14.6	139.5	53.9	352			11.5
1/2 in. diam ctr.	450	124.25	19.5	80.75	54.2	248			33
1 in. diam ctr.		114.5	22	72.25	59	229			38
2 in. diam 1/2 r.		98	25.5	55.5	57.8	201			43.3
4 in. diam 1/2 r.									
Low temp notched bar tests ¹⁵ Charpy keyhole notch:									
Normalized 1600F		1000F	75F			217		57	
			-40			217		35	
			-100			217		22	
			-180			217		7	
			-310			217			
			75F			352		45	
			-40			352		42	
			-100			352			
			-180			352		26	
			-310			352		19	

¹Industry values.
²Republic Steel Corp. Approx values.
³At 1/4 radius.
⁴On surface.
⁵Ryerson. Aver values. Grain size = 5-8. Effective case depth = 0.065 in.
⁶International Nickel Co. Aver values.
⁷Bethlehem Steel Co. Single heat results. Composition - Ladle: .22C, .90Mn, .024P, .024S, .30Si, .48Ni, .52Cr, .22Mo. Check: .23C, .81Mn, .025P, .016S, .28Si, .56Ni, .43Cr, .19Mo. McQuaid-Ehn Grain Size = 90% 7-8, 10% 4. Size Tested: 0.505 in. diam tensile and 0.450 in. diam Izod specimens.
⁸Case depth 0.056 in.
⁹Case depth 0.050 in.
¹⁰Case depth 0.075 in.
¹¹Case depth 0.076 in.
¹²Case depth 0.070 in.
¹³1600F, fire cooled 30F/hr to 1150F, air cooled.
¹⁴0.357 in. diam tensile.
¹⁵H. W. Gillett and F. T. McGuire. "Behavior of Ferritic Steels at Low Temperatures."
¹⁶Bliss & Laughlin
¹⁷Surface of bar

Cetvel 24-B - Ç.B620 için mekanik özellikler
 (ASME HANDBOOK Metals Properties)

Gelik 16 Mn Cr 5

II-121 A

(Semboller DIN 17006 ya göre)

Eski sembol DIN 1664: EC 80

Malzeme numarası DIN 17007: 7131

Kimyasal bileşimi %	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
En az	0,14	0,15	1,0			0,80				
En fazla	0,19	0,35	1,3	0,035	0,035	1,1				

Isıl işlem sıcaklıkları

Normalizasyon	Gelirden sertleştirme ortamı; yağ, su veya tuz banyosu 200°... 300°C	Yüzey sertleştirme ortamı; Yağ, su veya tuz banyosu 180°... 250°C	Menevis verme
850° dan 880°C kadar	840° dan 870°C kadar	810° dan 840°C kadar	175° dan 200°C kadar

5 döküm alaşımı üzerinde 11 ayrı deneyden elde edilen sertlik dağılımları

(Aynı zamanda Sayfa 121 de II-121 B ye bak)

Döküm Alaşımı	C	Si	Mn	P	S	Al, ges.	Cr	Cu	Mo	Ni	V
1	0,19	0,25	1,26	0,013	0,013	0,014	0,97	n. b.	n. b.	<0,01	n. b.
2	0,18	0,21	1,14	0,008	0,010	0,006	0,90	0,18	0,02	0,27	0,01
3	0,17	0,26	1,24	0,015	0,011	0,054	1,06	n. b.	n. b.	<0,01	n. b.
4	0,16	0,22	1,12	0,030	0,008	0,015	0,99	0,22	0,02	0,12	0,01
5	0,16	0,38	1,17	0,012	0,014	0,021	1,11	0,18	0,02	0,19	0,02

Seçilen döküm alaşımının tane büyüklükleri

Döküm Alaşımı	Ergitme usulu	Ostenit tane büyüklüğü 10 dak. 870°C da	Ostenit tane büyüklüğü 10 dak. 1050°C da	Mc Quaid-Tane büyüklüğü
1	Siemens-Martin fırını	7	3	3 ve 4, 5 ve 6 nadiren 2
2	Elektro fırın	6 ve 7	3	3, nadiren 2
3	Siemens-Martin fırını	8 ve 9	6 ve 7	8 ve 9
4	Siemens-Martin fırını	6	2 ve 3	3
5	Elektro fırın	9	4	8 ve 9

İşleme: ϕ 30 mm üzerinde dövme

Hazırlık işlemi: 30 dakika 870°C da normalizasyon/Havada soğuma

Ac₃ - Sıcaklığı 845°C } 3°C/dak. ısıtma hızında ölçülmüştür.
 Ac₁ - Sıcaklığı 750°C }
 Ms - Sıcaklığı 400°C

500°... 870°C arası,
 Ac₃ den sonraki kritik
 soğutma zamanları
 DSD diyagramlarından
 alınmıştır.

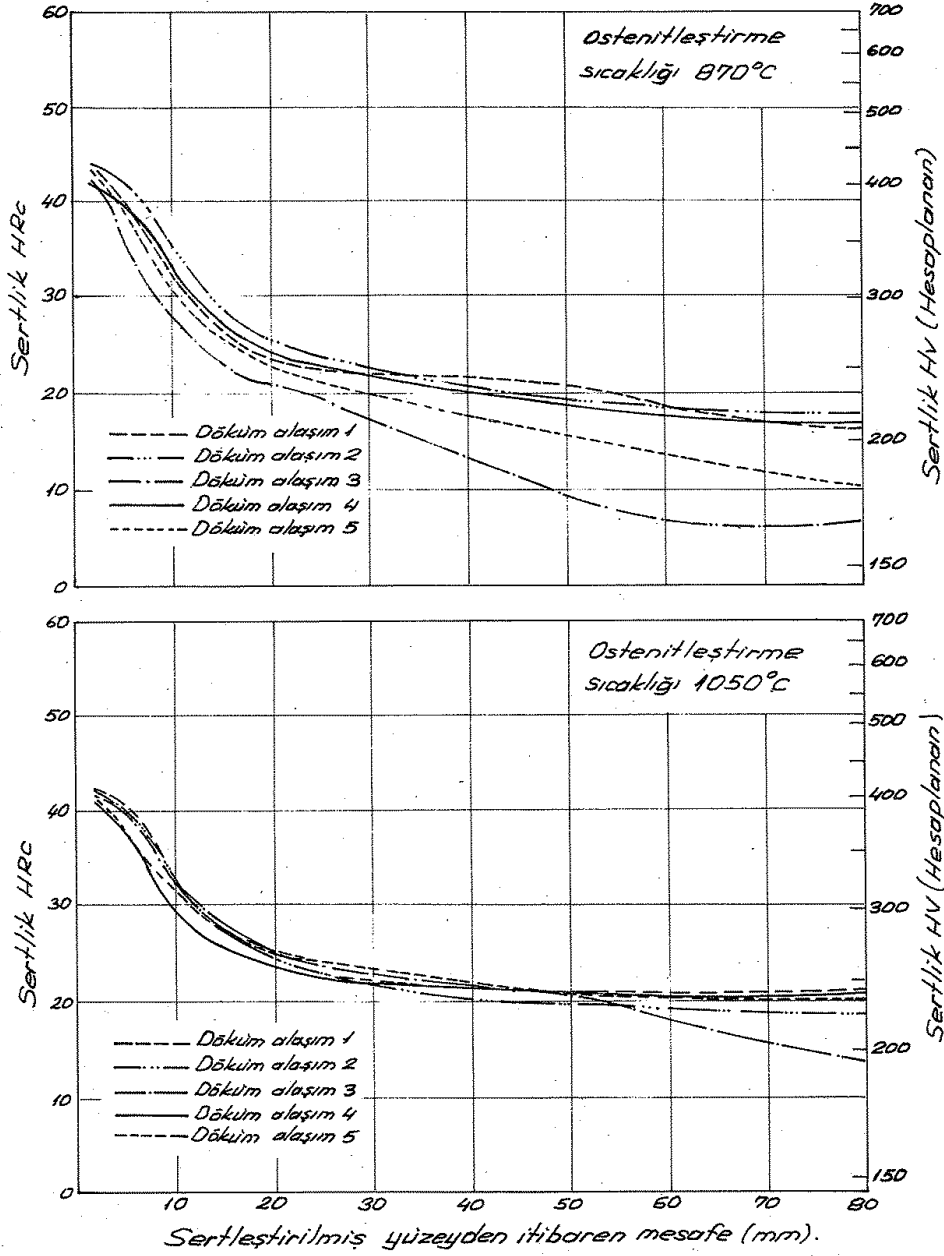
$K_m = 1,4$ sn (Tam bir martenzit teşekkülü için kritik soğutma hızının üst sınırı.)
 $K_{50} = 14$ sn (% 50 Martenzit)
 $K_f = 13$ sn (Ferrit-Perlit yapının başlangıcı)
 $K_p = 770$ sn (Perlitik yapının tam teşekkül etme sınırı. umumiyetle soğutma hızının altında.)

Cetvel 24.9 - Kimyasal bileşimler, Ostenit tane büyüklükleri, kritik soğutma hızları. (ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Çelik 16 Mn Cr 5

II-121 B

Yüzeysel su verme eğrileri
(1 den 5'e kadar döküm alaşimleri)



Şekil 24.10 - Sertlik eğrileri

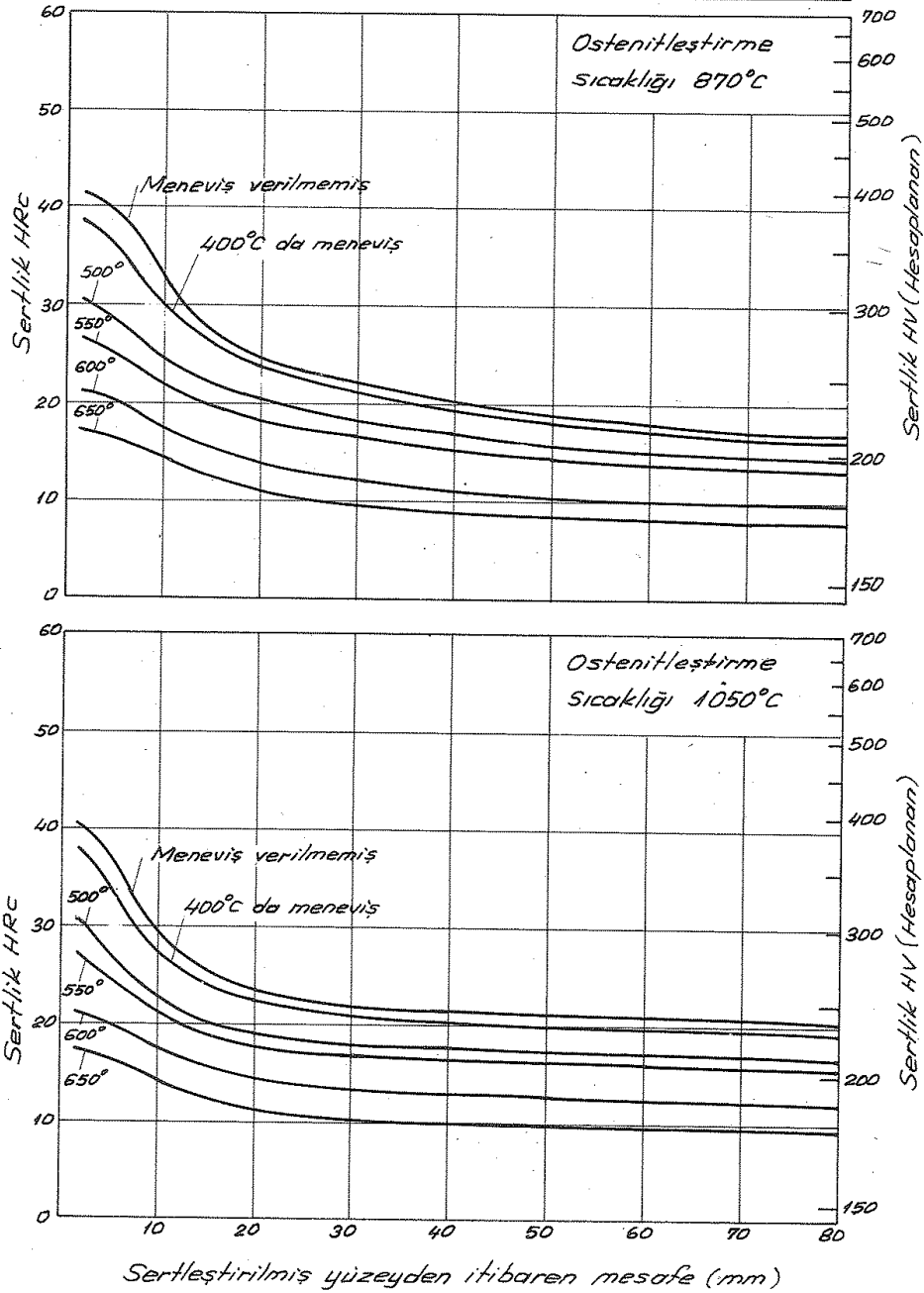
(ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Gelik 16 Mn Cr5

D-121 C

Sertlik eğrileri. Yüze su verilmiş ve
Temperlenmiş

Kimyasal bileşim	C	Si	Mn	P	S	Al,ges	Cr	Mo	Ni	V
	0,16	0,22	1,12	0,030	0,008	0,015	0,99	0,02	0,12	0,01



Şekil 24.11 - Sertlik eğrileri (Menevişlenmiş)

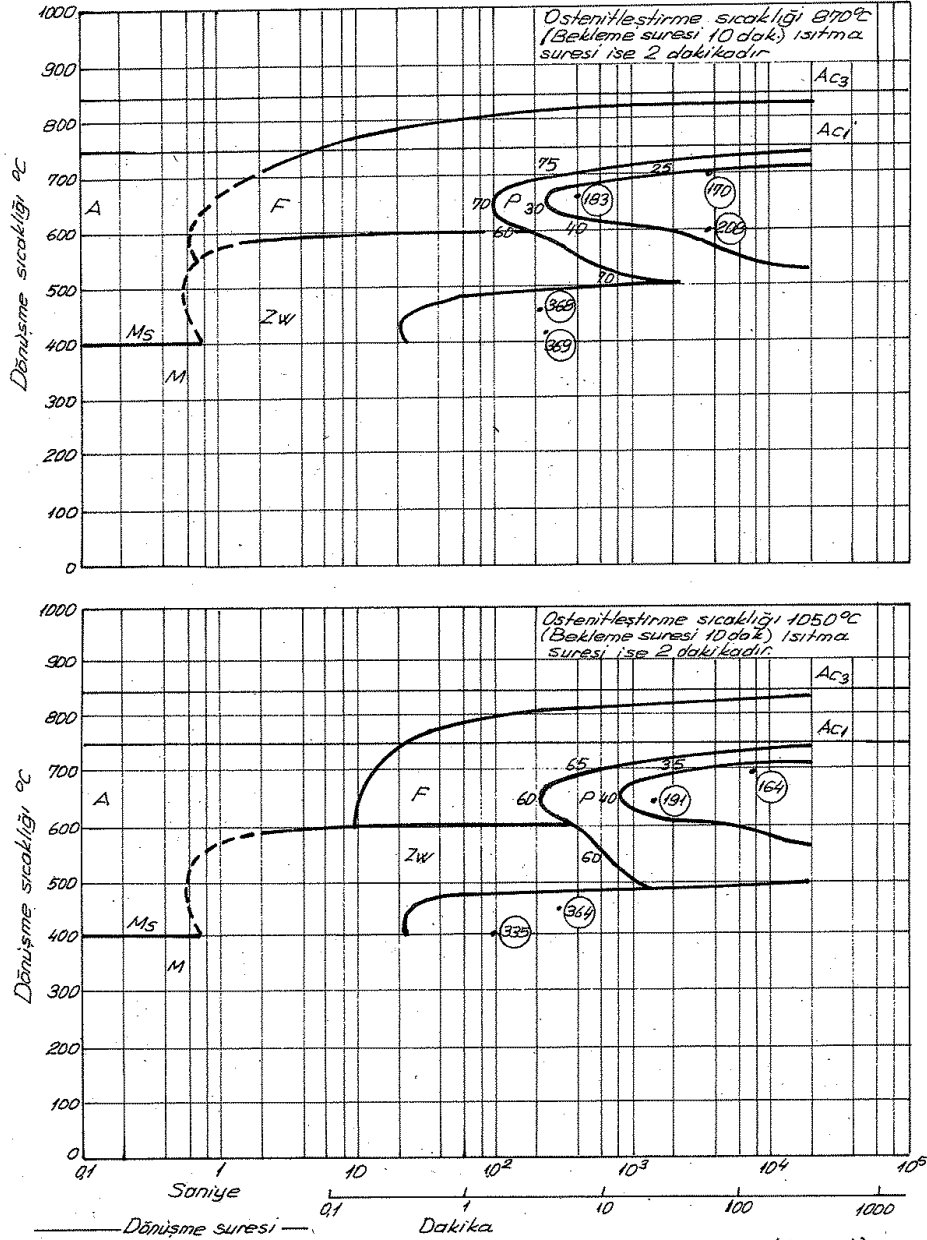
(ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Çelik 16 MnCr5

II-121 D

Dönüşme-zaman - sıcaklık (DZS) diyagramı
(izotermik)

Kimyasal Bileşim %	C	Si	Mn	P	S	Al, ges	Cr	Mo	Ni	V
	0,16	0,22	1,12	0,030	0,008	0,015	0,99	0,02	0,12	0,01



A Ostenit
F Ferritik yapı
P Perlitik yapı
O Sertlik değerleri HV
Zw Ara kademe yapısı (Beynit)
M Martenzit yapı
25; 30... Yapılış yüzdesi

Deney metodu: Dilatometrik ve metallografik dir. 4 mm. dış çapında, 3,2 mm. iç çapında ve 30 mm boyunda içi boş numuneler kullanılmıştır. Metallografik deney ise 1,5 mm kalınlığındaki plakalarda yapılmıştır.

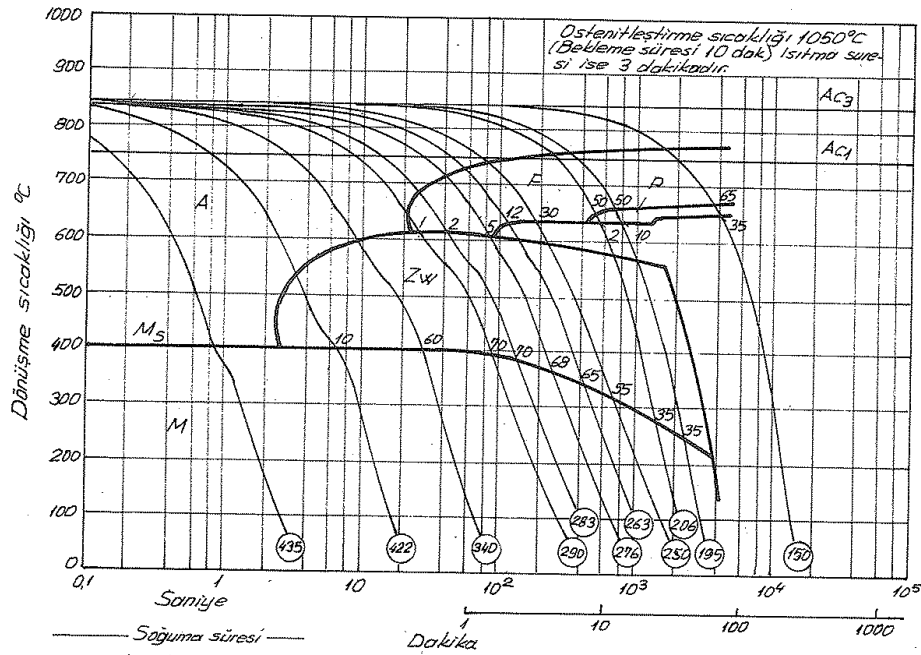
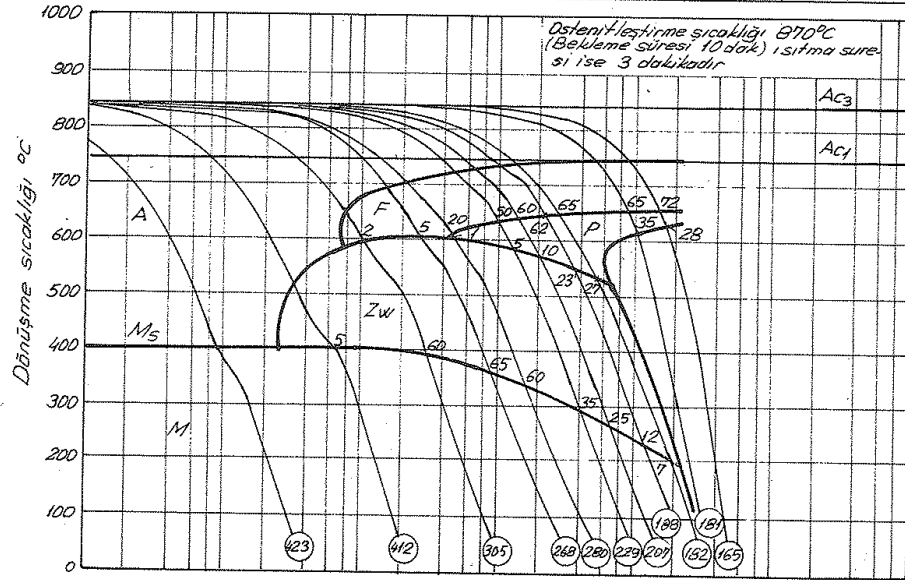
Şekil 24.12 - Oostenitin ayrışmasını gösteren DZS diyagramı
(ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

Çelik 16 Mn Cr 5

II-121 E

Devamlı soğuma dönüşmesi (DSD) Diyagramı

Kimyasal bileşim %	C	Si	Mn	P	S	Al, ges	Cr	Mo	Ni	V
	0,16	0,22	1,12	0,030	0,008	0,015	0,99	0,02	0,12	0,01



- A: Austenit
 F: Ferrit yapı
 P: Perlitik yapı
 O: Sertlik değeri Hv
 Zw: Ara kademe yapısı (Beynit)
 M: Martenzit yapı
 1:2 ... Yapılış yüzdesi

Deney metodu: Dilatometrik ve metallografiktir. 4,5 mm. çapında ve 15 mm. boyunda numuneler kullanılmıştır. Termik analiz ise 4mm. çapında ve 0,5 ... 1,0 mm kalınlığındaki plakalarda yapılmıştır.

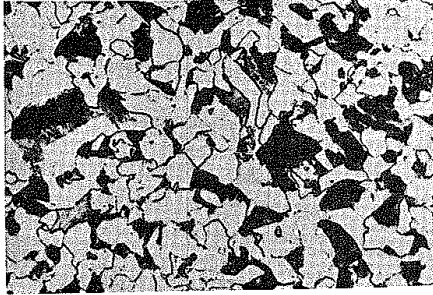
Sekil 24.13 - DSD (Devamlı soğuma dönüşmesi) diyagramı
(ATLAS ZÜR WÄRMEBEHANDLUNG STÄHLE)

Çelik 16 MnCr5

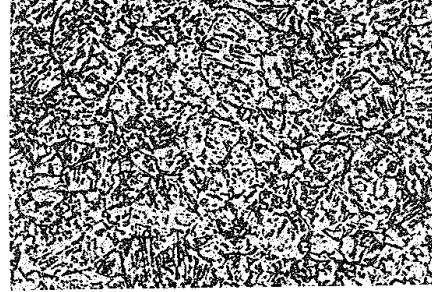
II-121 F

Ostenitleştirme sıcaklığı 870°C. Döküm alaşımı 4'ün dönüşme diyagramındaki yapıları (ölçek 500:1)

(izotermik)

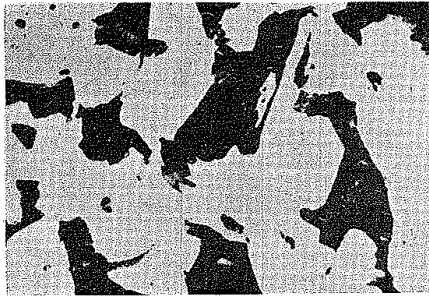


Dönüşme sıcaklığı 665°C
%70 Ferrit, %30 Perlit
Sertlik 183 HV.



Dönüşme sıcaklığı 460°C
Ara kademe yapısı (Beynit)
Sertlik 368 HV.

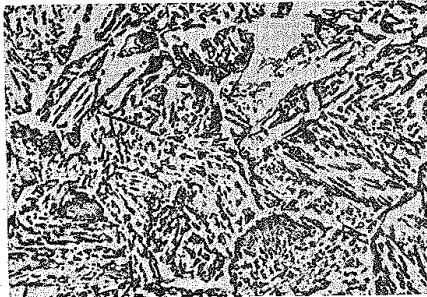
(Devamlı)



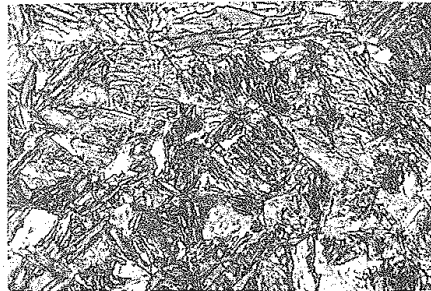
%65 Ferrit, %35 Perlit
Sertlik 181 HV.



%60 Ferrit, %10 Perlit, %25 Beynit
%5 Martenzit
Sertlik 207 HV.



%5 Ferrit, %65 Beynit
%30 Martenzit
Sertlik 268 HV



Martenzit
Sertlik 423 HV

Şekil 24.14 - Mikro yapılar

(ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE)

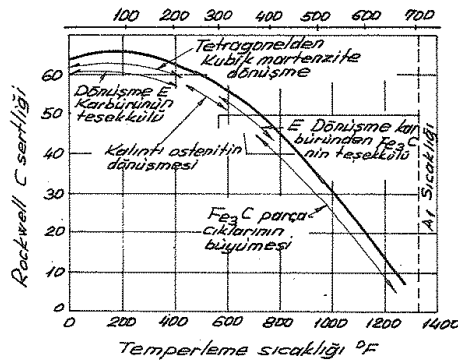
m) Temperleme

Sertleştirilme ısı işleminin tamamlanmasından sonra, aşağıdaki iki tip gerilmenin giderilmesi ile çeliğin sünekliğini artırmak arzu edilir. Bu gerilmeler şunlardır:

1- Su verme sırasında hasıl olan makroskopik gerilmeler,

2- Martenzit yapısının içerisinde bu yapının bünyesi içabı mevcut gerilmeler.

Bu maksatla yapılan temperleme işlemi çeliği A_1 in altındaki bir sıcaklıkta takriben 1 saat müddetle tutarak temperlenmiş martenzit husule getirmekten ibarettir. Tam olarak sertleşme sonunda temperleme yapılırsa umumiyetle özellikler diğer her hangi bir işlem sonunda elde edilenlerden daha iyi olur. Her ne kadar aşağıdaki mülahazalarda işlemin başındaki yapının tamamen martenzit olduğu kabul edilmiş ise de, eğer soğuma hızı çeliğin bazı bölgelerinde DSD eğrisinin burnunu atlatacak kadar hızlı değilse, çelikte martenzit ile karışmış olarak perlit ve beynit te bulunur. Keza, M_f noktası oda sıcaklığının altında olan çeliklerde kalıntı ostenitte mevcut olabilir. Her iki haldede temperlemeden sonra daha fena özellikler elde edilir. Bazı yüksek alaşımlı çeliklerde temperleme işleminden sonraki soğutmada bir kalıntı ostenit martenzite dönüşür. Bu gibi hallerde bir ikinci temperleme işlemi faydalı olabilir.



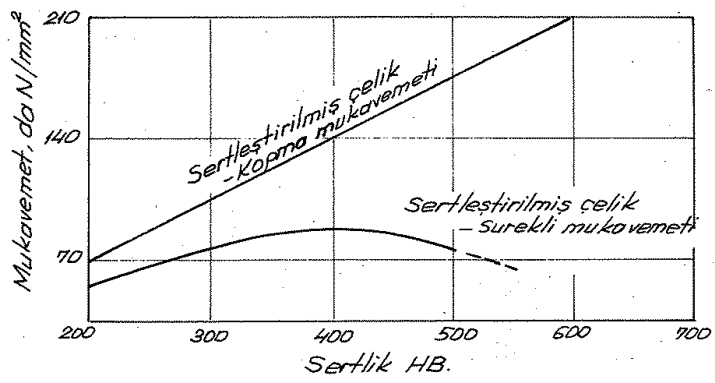
Şekil 24.15 - Ötektoid bir karbon çeliğinin temperlenmesi sırasında sertliğinde ve yapısında vuku bulan değişiklikler.

Esas itibarıyla, temperleme reaksiyonu martenzit içerisinde dağılmış karbon atomlarını gittikçe büyüyen karbür parçacıkları şeklinde çekilmesi şeklinde tasavvur edilebilir. Şekil 24.15 de bu değişimin vuku bulduğu zannedilen safhalar gösterilmiştir. Alçak temperleme sıcaklıklarında bir dönüşme karbürü teşekküle başlar, ve karbonun bu şekilde dışarı atılmasıyla martenzitin billur yapısı hacim merkezli tetragonalden, ferritin karakteristik yapısı olan hacim merkezli kübige değişir. Daha yüksek sıcaklıklarda tranzisyon karbürü Fe_3C haline dönüşür. A_1 in hemen altındaki uzun müddet temperleme neticesinde bir ferrit ana kütle içerisinde büyükçe Fe_3C parçacıklarından mütesekkil «sferoidit» yapısı hasıl olur. Temperleme reaksiyonu hem sıcaklık hemde zamanın bir fonksiyonudur. Fakat sıcaklık çok daha önemli bir faktör olup, temperleme zamanı umumiyetle 1 saat olarak seçilir.

Pratikte yapılan temperleme işlemini güçleştiren iki pek az anlaşılmiş olay mevcuttur: Temper gevrekliği ve «250°C gevrekleşmesi». 250°C gevrekleşme çeliğin 250 ila 425°C arasında temperlendiğinde sünekliğini kaybetmesi olayına verilen isimdir. Dolayısıyla umumiyetle bu sıcaklık aralığında temperlenmeden

kocinilir. Temper gevrekliği ise bazı alaşimli eliklerin 425-600°C arasinda temperlendikleri zaman veya daha yüksek bir sıcaklikta temperlendikten sonra bu sıcaklik aralığında yavaş soğumaları halinde husule gelen gevrekliktir. Bu gevrekleşme çeliklere 600°C veya daha üzerindeki bir temperlemeden sonra su vermek suretiyle nlenebilir. Her ne kadar temperleme sıcaklığı ykseltiliğinde genel olarak süneklik özelliği iyileşiyorsada aynı zamanda daha düşük bir mukavemet ve sertlik hasil olmaktadır. Bu mulahazalar tatbik edilecek temperleme sıcaklığının yüksekliğini sınırlar. Mesala, karbon çelikleri ve az alaşimli takım çelikleri aşınmaya dayanıklı olmaları için sertliklerinin yüksek olması istenen hallerde umumiyetle 250°C in altında temperlenirler; ve bu işlem sonunda ancak hafif bir sertlik azalması müşahade edilir. (şekil 24.15) Ayrıca temperlemenin tesirleri şekil 24.3; 24.5; 24.9; 24.11 de görülmektedir.

P) Sementasyon



şekil 24.16

şekil 24.16 dan görüldüğü gibi, malzemenin sürekli mukavemet sınırı (350... 400) HB de maksimum değerini alarak daha büyük sertlik değerlerinde azalmaktadır. Demekki mukavemet bakımından dişlerdeki sertliğin küçük (200 ile 300 HB arasında) ve yüzey basıncı bakımından yüksek (600 HB civarında) olması istenmektedir. Bu iki zıt istek için çözüm yolu "yüzey sertleştirilmesidir"

Dişli arkların yüzey sertleştirilmesinde kullanılan yöntemler; sementasyon, edksiyon, alev ve nitrrlleme ile sertleştirmedir.

P1) Yüzey sertleştirme olayının bünyesi

Az karbonlu elik üzerinde sonradan su verilerek sertleştirilen yüksek karbonlu bir yüzey meydana getirir.

P2) Bu metolla sertleştirilebilen metaller

Takriben % 20 karbon ihtiva eden sade karbonlu ve alaşimli elikler

P3) işlem

Az karbonlu elik 870-925°C da gaz, sıvı, veya katı bir karbon verici ortamda bir kaç saat ısıtılır. Ađ zerindeki bir sıcaklıktan su verilerek yüksek karbonlu yüzey kısmı sertleştirilir.

P4) işlemin zellikleri

Sertleşen yüzey derinliği takriben 1,25mm. ısıl işlemden sonra sertlik Rc 65. karbürizasyon sırasında önemsiz boyut değişmeleri. ısıl işlem sırasında distorsiyon meydana gelebilir.

Karbürizasyon, karbonun çelik yüzeyine yayılması olayına dayanır. Metaller içindeki bütün yayılma hadiselerinin temel denklemi « Fick kanunları »dır.

1- Fick kanunu;

$$\frac{dm}{dt} = -D \cdot \frac{\partial c}{\partial x} \cdot A \cdot dt \quad \frac{dm}{gr} \left| \frac{D}{cm^2/sn} \right| \left| \frac{\partial c}{\partial x} \right| \left| \frac{A}{cm^2} \right| \left| \frac{dt}{sn} \right| \quad (24/1)$$

dm - Yayılma doğrultusuna dik bir düzlemi geçen metal atomlarının miktarı

D - Değeri göz önüne alınan metal sistemine tabi olan yayılma katsayısı

$\frac{\partial c}{\partial x}$ - Söz konusu olan düzlemde yoğunluk gradyanı

A - Bir tarafından öbür tarafına yayılmanın vuku bulunduğu düzlemin alanı

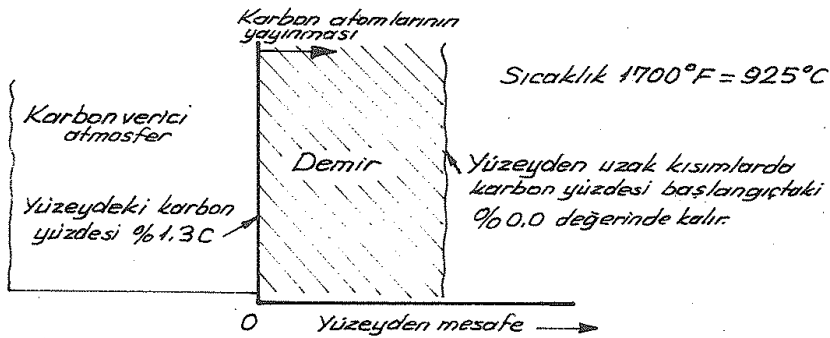
dt - Yayılmanın vuku bulunduğu zaman.

2- Fick kanunu;

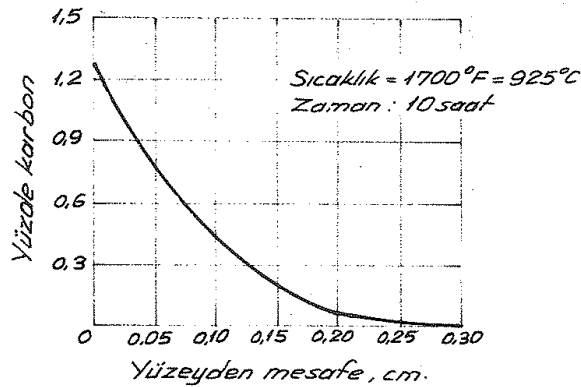
Bu kanunun en genel şekli oldukça karışık olmasına rağmen bazı basitleştirilmiş halleri ekseriya işimizi görmeğe kafi gelir. Mesela, içersinde D nin bulunduğu ve sabit olarak alındığı,

$$\frac{\partial c}{\partial t} = D \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} \quad (24/2)$$

denklemini bir arayer veya ikame katı eriyiği içinde « eriyen » atomlarının küçük yoğunluk farklarından doğan yayılmanın kafi yaklaşıkla izah edebilir. Buradaki yayılma bahsinin geri kalan kısımlarında hesaplar bu kanuna istinat ettirilecektir. Eşitlik 24/3 ün kullanılmasına misal olmak üzere karbonun arayer yayılması yolu ile bir demir levhanın karbürize edilmesi etüd edilecektir. Kolaylık olmak üzere yoğunluk ağırlık yüzdesi olarak ifade edilecektir.



Şekil 24-17 (a)



Şekil 24-17 (b)

Şekil 24-17 - Karbürizasyon sırasında karbonun demir içine yayılması
Şekil 24-17 (a) da az karbonlu bir malzemenin (Bu misalde saf demir) karbon verici, mesala, tabii gaz gibi, bir atmosfer ile yüksek sıcaklıkta temasta tutularak karbürize edilişi sematik olarak gösterilmiştir. Demir levhanın başlangıçtaki karbon miktarı yüzeyden her uzaklıkta sıfırdır. Karbon atomları yüzeyde erirler ve içeri doğru ya-

yınmaya başlarlar. 925°C (1700°F) da karbon atomlarının demirdeki maksimum yoğunluğu C_0 , demir-karbon diyagramından takriben %1,3 olarak okunur. Karbürizasyon atmosferi bu karbon yoğunluğunu ani olarak parçanın yüzeyinde husule getirebilir.

Genel olarak problem şudur: Bir kaç saat belirli bir sıcaklıkta - mesala burada 925°C da - karbürizasyondan sonra karbonun içeriye nüfuz eğrisi nasıl olacaktır? Eşitlik 24/3 yoğunluk ile zaman ve mesafe arasında bir bağıntı kurduğundan istenen eğri bu deklemlerle elde edilebilir. Bu misalin sınır şartları için Eşitlik 24/3'ün çözümü çözümü şu neticeyi verir,

$$\| C = C_0 \left[1 - \operatorname{erf} \left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot t}} \right) \right] \quad (24/3)$$

C - t saniyelik bir yayınmadan sonra yüzeyin x cm. altındaki karbon yoğunluğu
 C_0 - Yüzeydeki maksimum karbon yoğunluğu.

$$\operatorname{erf} \left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot t}} \right) = \operatorname{erf} (y) \text{ diyelim}$$

$$\| y = \frac{x}{2\sqrt{D \cdot t}} \text{ bulunur.} \quad (24/4)$$

$\operatorname{erf}(y)$ nin bazı değerleri Cetvel 24-10 da verilmiştir. (Error fonksiyon - Gauss hata forksiyonu ile ilgili değerler EK-4 den de bulunabilir.

y	$\operatorname{erf}(y)$	y	$\operatorname{erf}(y)$
0	0,000	0,8	0,742
0,1	0,112	0,9	0,797
0,2	0,223	1,0	0,843
0,3	0,329	1,2	0,910
0,4	0,428	1,4	0,952
0,5	0,521	1,6	0,976
0,6	0,604	2,0	0,995
0,7	0,678	2,4	0,999

Cetvel 24-10 - Gauss hata forksiyonunun $\operatorname{erf}(y)$ nin bazı y değerleri için verdiği sayısal neticeler.

Karbonun 925°C da demirin seyrek bir eriyiğinde yayınmasına ait yayınma katsayısı D takriben $1,5 \cdot 10^{-7} \text{ cm}^2/\text{sn.}$ dir.

Eşitlik 24/4 vasıtası ile mesala 10 saatlik karbürizasyon sonunda husule gelecek nüfuziyetin eğrisi kolaylıkla tayin edilebilir.

$$y = \frac{x}{2\sqrt{1,5 \cdot 10^{-7} \cdot 10 \cdot 60 \cdot 60}} = 6,8 x$$

olarak bulunur. Gelik levha yüzeyi altında 0,04 cm. aralıkla C nin değerlerinin hesaplanması için takip edilen yol Cetvel 24-11 de gösterilmiştir. Buradaki değerler bir eksen takımı üzerine taşınırsa Şekil 24-17 (b) de görülen, karbon yoğunluğunun yüzey altındaki değişimi eğrisi elde edilir. D nin değeri hakikatta karbon yüzdesi ile arttığından bu eğri tamamiyle tecrübi olarak elde edilen eğriye tekabül etmez. Bununla beraber birçok haller için faydalı olabilecek bir yaklaşıklık temin eder. Pratikteki karbürizasyon işlemlerinde umumiyette yüzeyin altında belirli bir derinlikte minimum karbon miktarının belirli bir değerde olması istenir.

$y = x / 2\sqrt{D \cdot t}$ değişkeninin şeklinden anlaşılacağı üzere belirli bir derinlikte

verilen bir karbon miktarını husule getirecek karbürizasyon zamanı, derinliğin kare kökü ile orantıda ve yayınlama katsayısı ile ters orantılı olarak değişmektedir.

Yüzey altındaki x mesafesi [cm.]	$y = x / 2\sqrt{D \cdot t}$ $= 6,8 x$	$\text{erf}(y)$	$1 - \text{erf}(y)$	Karbon yoğunluğu $C = 1,3 [1 - \text{erf}(y)]$
0,00	0,000	0,000	1,000	1,30
0,04	0,272	0,300	0,700	0,91
0,08	0,544	0,558	0,442	0,57
0,12	0,816	0,752	0,248	0,32
0,16	1,088	0,876	0,124	0,16
0,20	1,360	0,946	0,054	0,07
0,24	1,632	0,979	0,021	0,03
0,28	1,904	0,993	0,007	0,01
0,32	2,176	0,998	0,002	0,00

Cetvel 24.11 - Şekil 24.17 (b) deki eğriyi hesaplamak için yapılan hesapların değerleri.

F.E Harris; Metals Handbook Cilt 2 [23] de normal gaz karbürizasyonu sonunda meydana gelen semantasyon derinliği

$$\text{Semantasyon derinliği [inç]} = \frac{31,6 \sqrt{t}}{10^{(6700/T)}} \quad (24/5)$$

esitliği ile vermiştir.

t - Zaman [saat]

T - Mutlak sıcaklık [°F] $T = °F + 460$

(24/6) esitliğini belirli sıcaklık değerleri için yazarsak

$$\begin{aligned} \text{Semantasyon derinliği} &= K \cdot \sqrt{t} \\ &= 0,025 \sqrt{t} \quad 1700^\circ \text{F için} \\ &= 0,021 \sqrt{t} \quad 1650^\circ \text{F için} \\ &= 0,018 \sqrt{t} \quad 1600^\circ \text{F için bulunur} \end{aligned}$$

Şimdide, Niemann/H. Winter [17]'dan konu ile ilgili bazı bilgiler verelim Şekil 24.18 de; sertlik dağılımı ve yapı resimleri. Cetvel 24.12 de; semantasyon çeliklerinin (semantasyonla sertleştirilmiş) uygulama alanları. Şekil 24.19'da sertlik derinliği için temel değerleri verilmiştir.

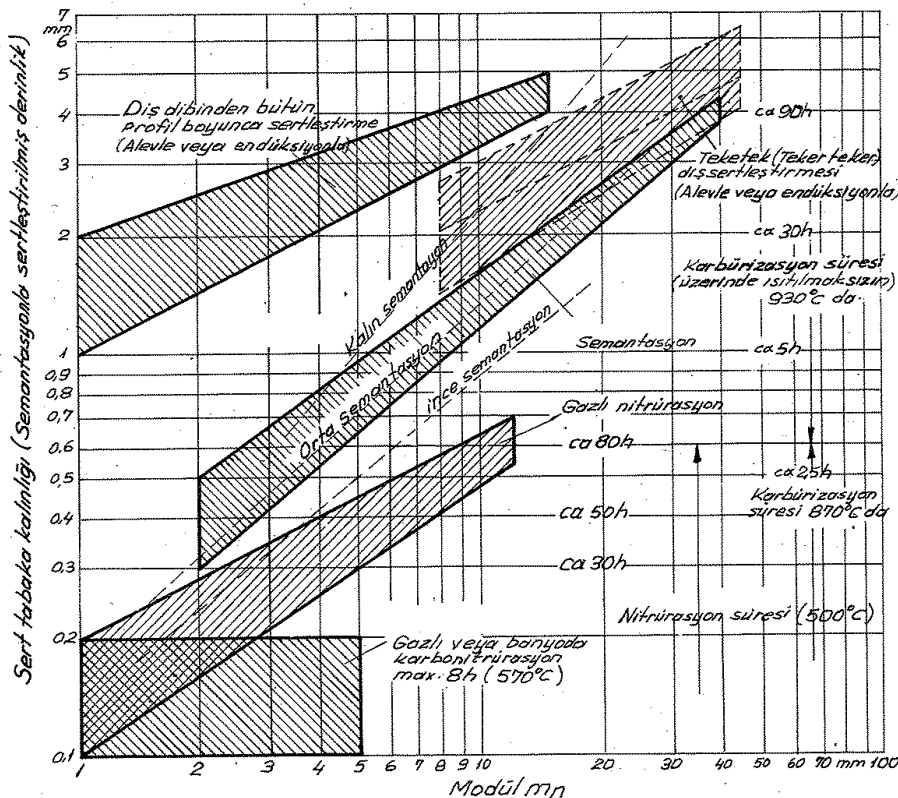
Ayrıca Dudley/Winter; semantasyonla sertleştirilmiş dişlilerin modüllerine göre sertlik tabaka kalınlıklarını Cetvel 24.13 de, Nieman ise, yüzey sertleştirme işlemine ve module göre sertlik tabaka kalınlıklarını Cetvel 24.14 de vermiştir.

Modül [mm]	Sertleştirilmiş tabaka kalınlığı [mm]
~ 1,25	0,25 ... 0,50
~ 1,6	0,30 ... 0,60
~ 2,5	0,50 ... 0,90
~ 3,25	0,60 ... 1,0
~ 4,25	0,75 ... 1,3
~ 6,5	1,0 ... 1,5

Cetvel 24.13 - Semantasyonla sertleştirilmiş dişlilerin modüllerine göre tavsiye edilen sertlik tabaka kalınlıkları

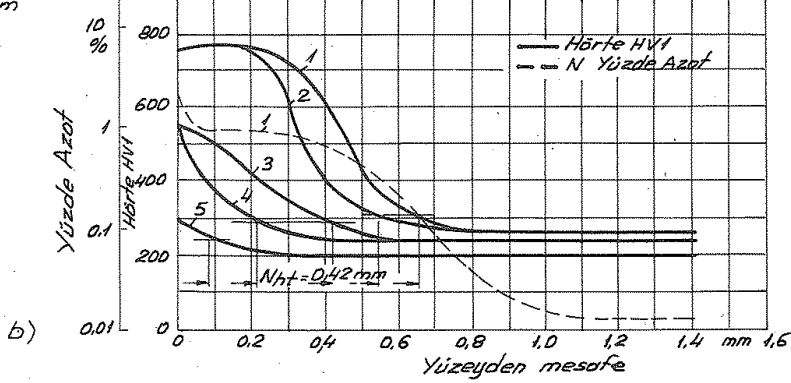
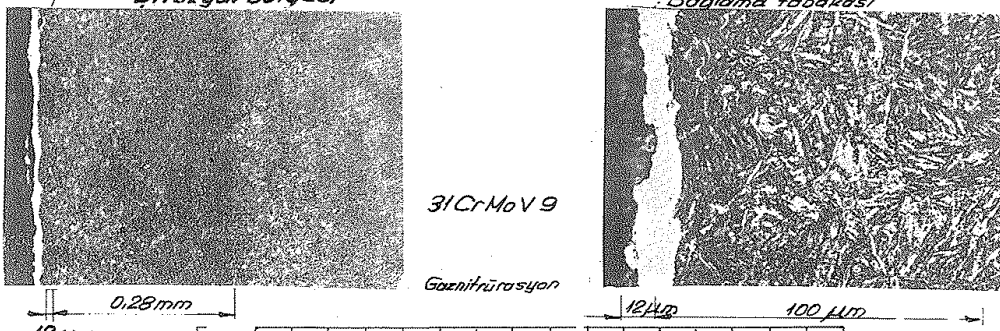
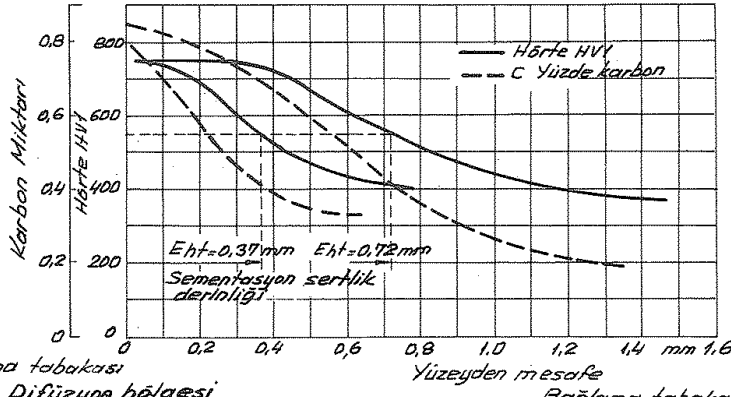
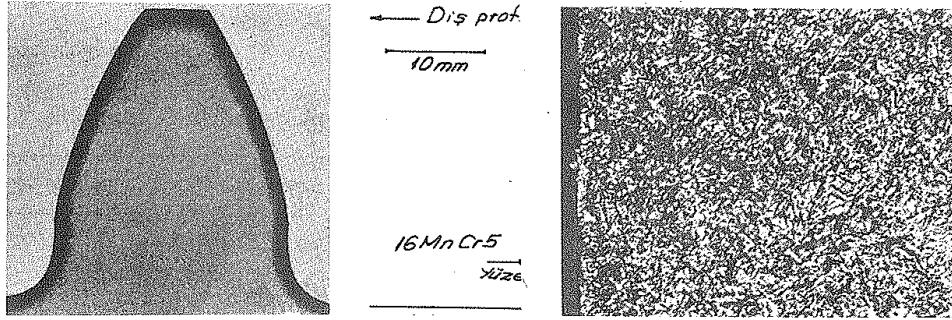
Semantasyon Geliği DIN 17210 (Semantasyonla sertleştirilmiş)	16 Mn Cr 5	Standart çelik için $\phi < 250$ $1,5 < m < 20$; $m < 2$ ise, saf olmiyan ve dövülmüş mal- zemelerde problem yaratabilir. $2 < m < 5$ halinde 15 Cr Ni 6 ya eşdeğer lidir.
	20 Mn Cr 5	16 Mn Cr 5 ve 15 Cr Ni 6 arasındaki boyut- larda çekirdek mukavemeti 1000 N/mm^2 dir.
	15 Cr Ni 6 17 Cr Ni Mo 6	$16 < m < 30$ arasında normal; darbeli çalışma varsa $m > 5$; $m < 2$ için 16 Mn Cr 5 yerine kul- lanılabilir. 15 Ni Cr 6 için $\phi 250 \dots 800$ Üst modül sahasında genellikle 17 Cr Ni Mo 6 (yüksek çekirdek mukavemeti; daha büyük sü- neklilik, yüksek zaman mukavemeti; bununla be- raber karbürizasyona karşı hassasiyet- Karbür tesekkülü $m < 3$ için değil)
	10 Ni Cr Mo 14 20 Mo Cr 4 25 Mo Cr 4	Büyük dişli çarklar için düşük çekirdek muka- vemeti ($\sigma_B < 1000 \text{ N/mm}^2$) Nakil vasıtaları mekanizmaları için direkt sertleştirilen çelik

Cetvel 24-12 - Semantasyon çeliklerinin uygulama alanları.



Sertlik derinliği için temel değerler. - Sınır sertliklerinin tarifleri: Semantasyonla sertleştirmeden sonra DIN 50190, Bl 1: 550 Hv1, Endüksiyonla- ve alevle sertleştirmeden sonra DIN 50190, Bl 2: %80 üst yüzey sertliği Hv1; Nitrürasyon ve karbonitrürasyondan sonra DIN 50190, Bl 3: 50 Hv1 den fazla çekirdek sertliği

Şekil 24-19- Sertlik derinliği için temel değerler



Sekil 24-18 - Tipik sertlik dağılımı ve yapı resimleri

- a) Farklı karbürizasyon sürelerinde semantasyon
- b) Nitürasyon, Karbonitürasyon; (1) 31CrMoV9 gaz nitürasyon 192h/490°C, (2) Aynı malzeme 90h/510°C, (3) 42CrMo4 gaz nitürasyon 90h/510°C, (4) Aynı malzeme banyoda karbonitürasyon 150 dak./570°C, (5) 16 Mn Cr-5 banyoda karbonitürasyon 150 dak./570°C.

Yüzey Sertleştirilmesi	Sertleştirilmiş tabaka kalınlığı
Semantasyon	0,25 mn (mn=1,5...4 mm için) 0,5√mn (mn=4...30 mm için)
Endüksiyon ve alevle sertleştirme	0,3 mn
Nitrasyonla sertleştirme	0,1...0,6 mm.
Yumuşak nitrasyon	0,015 mm.
Siyanür banyosunda sertleştirme	0,4 mm. ye kadar.

Cetvel 24.14 - Sertleştirilmiş tabaka kalınlıkları

Yine, Niemann/H. Winter tarafından, yüzey sertleştirme usulüne göre çap ve modül sınırlandırmaları Cetvel 24.15 de verilmiştir.

İşlem	Parça adedi	Çap	Modül	Geçerli üst yüzey sertliği	Açıklama
Gevrele/yüzey sertleştirme	► Seri 4 Küçük seri	► 200 den 4	► 6 dan 4	► Diş dişi yan yüzü başlanab. sertlik 50..56 HRC	► b > 10 4 b < 20 A taşımaz malzeme DIN - kalite 6 için daha iyi taşlamak gerekli Eğri ölçülerde kenar fazla yuklenir (Büyük kenar kırılmaları - karpınları) göz önüne alınmalıdır. Salıma ile yaradılan etme Li «b» tarafından sınır yok
	► Teker teker yapmak	1500 kadar	18 kaabar	► Diş dişi: 36..56 HRC	
	Seri	► 200 den 4 800 kadar	► 6 dan 4 8,5 kadar		
Teker teker diş sertleştirme	► Teker teker yapmak	3000 ^c den	► 8 üzerinden 4	50...56 HRC	Salıma ile yaradılan etme Li «b» tarafından sınır yok
	Endüksiyonla		6...40		
	Alevle fasıllı		16...40	► 47...52 den 4 55 HRC kadar	
Semantasyon	► Dişler taşlanmıştır	900 ^d den 4 3000 ^e kadar	► 25 den 4 36 kadar,	56...62 HRC	Max. erişile-bilen DIN - kalite 6
	Hazır dişli	► 150 den 4 500 f kadar	► 4 den 4 10 kadar		
	Taşlanmaz	► 600 den 4 800 kadar	► 6 dan 4 10 kadar	► 500...60 HV Cr, Mo çelik 750...900 HV Cr, V - Çelik 9	
Gaz nitrasyon	► Nitrasyonun sona taşlanmıştır	3500 ^e kadar	► 25 4		► Nht = 0,6 mm. 4 Nht = 0,3...0,8 mm
	Nitrasyondan sonra taşlanmıştır	► 200 den 4 600 kadar	► 5 den 4 10 kadar	HV005 > 700	
	Seri 4				
Gazlı veya ben-yoza karbonit-rürasyon	► Teker teker yapmak				Abaşımli çelik
	► Küçük seri				
	Seri 4				

Şekil 24.15 - Isıl işlem usulüne göre çap ve modül sınır değerleri.

- Diş tabanı sertleştirilirse yüksek taban mukavemeti
- Jenaratör-gücüne bağlı olarak
- Sertleştirme makinesi ve taşıma düzenine bağlıdır.
- Pinyon dişli mili içinde
- Fırın ve taşıma makinesi büyüklüğüne bağlıdır.
- Çarpılmaya bağlı olarak sınırlıdır.
- Mo- oranı mukavemeti artırır.

25- Eksenler arası mesafe

Eksenler arası mesafe,

$$\| \alpha = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{m\alpha}{2} \left(\frac{Z_1}{\text{tg } \gamma m} + Z_2 \right) \quad (25/1)$$

şeklindedir:

d_{o1} - Eşitlik 4/1

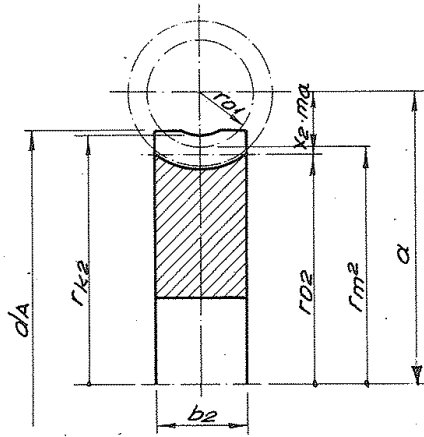
d_{o2} - Eşitlik 3/1

γm - Eşitlik 5/1

Eksenler arası mesafesi "a" nin yuvarlak bir sayı olması istenirse, Şekil 25.1 de gösterildiği gibi çark'a $+x_2 \cdot m\alpha$ değerinde profil kaydırması verilir. Böylece,

$$\| \alpha = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} + x_2 \cdot m\alpha \text{ bulunur.} \quad (25/2)$$

x_2 - Profil kaydırma faktörü.



Şekil 25.1. Profil kaydırma yapılmış eksenler arası mesafe.

Profil kaydırma faktörü;

a) Schiebel'den;

$$\| x_2 = (1,17 - 0,5 Z_{n2} \sin^2 \alpha_{n0}) \cos \gamma m \quad (25/3)$$

$\alpha_{n0} = 15^\circ$ için

$$\| x_2 = (1,17 - 0,035 Z_{n2}) \cos \gamma m \quad (25/4)$$

$\alpha_{n0} = 20^\circ$ için

$$\| x_2 = (1,17 - 0,0586 Z_{n2}) \cos \gamma m \text{ şeklindedir.} \quad (25/5)$$

α_{n0} - Normal kavrama açısı (Cetvel 21.2)

Z_{n2} - Eşdeğer diş sayısı

$$\| Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma m} \quad (25/6)$$

b) Kurt Zırpke'den

$$\| Z_2 < Z_g = \frac{2}{\sin^2 \alpha_{a0}} \text{ olmalıdır.} \quad (25/7)$$

Z_g - Alttan kesilme olmaması için en küçük diş sayısı

α_{a0} - Eksenel kavrama açısı (Cetvel 21.2)

$\alpha_{a0} = 15^\circ$ için $Z_2 = 30$

$\alpha_{a0} = 20^\circ$ " $Z_2 = 17$

Profil kaydırma faktörü;

$$\|X_2 = 1 - \frac{Z_2}{Z_g} = 1 - \frac{Z_2 \cdot \sin^2 \alpha_{d0}}{2} \quad (25/9)$$

Ortalama profil kaydırma ise;

$$\|X_2 \cdot m_a = \left(1 - \frac{Z_2 \cdot \sin^2 \alpha_{d0}}{2}\right) \cdot m_a \quad \text{dır} \quad (25/9)$$

DIN 3976 da, $i \approx 7,5$ dan $i \approx 106$ ya kadar olan çevrim oranları için, 50 ile 500 mm. arasındaki eksenler arası mesafesi standartlaşmıştır. Bu standart mesafeler Cetvel 25-1 de gösterilmiştir. Aynı cetvelde $i \approx 10$, $i \approx 20$, $i \approx 40$ ve $i \approx 80$ için standart eksenler arası mesafelerine karşılık gelen sonsuz vida mekanizmalarına ait bazı değerler verilmiştir.

		Eksenler arası mesafesi a [mm]										
		50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
için	m_a	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20
	d_{01}	22,4	26,5	33,5	40	50	63	80	95	112	140	170
i = 20	d_{01}/m_a	11,20	10,60	10,64	10,00	10,00	10,00	10,00	9,50	8,96	8,75	8,50
	Z_2	38	39	40	40	40	40	40	40	41	41	41
i = 40	X_2	+0,4	+0,4	+0,08	0,0	+0,4	0,0	0,0	+0,25	+0,22	+0,125	+0,25
	$\delta_m [^\circ]$	19,65	20,67	20,61	21,80	21,80	21,80	21,80	22,83	24,06	24,57	25,20
i = 20	$Z_1 = 2$	10,13	10,69	10,65	11,31	11,31	11,31	11,31	11,89	12,58	12,88	13,24
i = 40	$Z_1 = 1$	5,10	5,39	5,37	5,71	5,71	5,71	5,71	6,01	6,37	6,52	6,71
için	m_a	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10
	d_{01}	17	22,4	28	35,5	42,5	53	67	85	112	140	170
i = 80	d_{01}/m_a	17,00	17,92	17,50	17,75	17,00	16,83	16,75	17,00	17,78	17,50	17,00
	Z_2	83	82	82	82	83	84	83	83	82	82	83
$Z_1 = 1$	X_2	0,0	+0,44	+0,25	+0,125	0,0	+0,38	+0,125	0,0	+0,111	+0,25	0,0
	$\delta_m [^\circ]$	3,37	3,10	3,27	3,22	3,37	3,40	3,42	3,37	3,22	3,27	3,37

Cetvel 25-1. Standart eksenler arası mesafeler ve bu mesafelere karşılık gelen bazı değerler.

Önemli Not 1- Eksenler arası mesafe tam olarak geometrik değere eşit olmalıdır. Bu mekanizmada eksenler arası mesafenin değişmesine müsaade edilemez. Aksi halde dişli ana kanunu gerçekleşemez (Prof. L. ULUKAN)

Önemli Not 2- Sonsuz vida mekanizmalarının eksenler arası mesafesi hesaplanırken hesap cetveli doğruluğu yetersizdir. Mesafenin 0,01 mm mertebeye kadar doğru hesap edilmesi gerekir (Prof. L. ULUKAN)

Not 3- Roloff/Matek aşağıda verilen değerlere göre eksenler arası mesafesini

$$\| \alpha \approx 750 \sqrt[3]{\frac{T_2}{G_{Hlim}^2}} \approx 16 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot G_{Hlim}^2}} \quad \frac{\alpha}{mm} \cdot \frac{T_2}{N \cdot m} \cdot \frac{G_{Hlim}}{N/mm^2} \cdot \frac{P_2}{KW} \cdot \frac{n_2}{d/d} \quad (25/10)$$

şeklinde vermiştir.

- T_2 - Sonsuz vida çarkının döndürme momenti (Eşitlik 20/35)
- G_{Hlim} - Çark malzemesi için yuvarlanma mukavemeti (Cetvel 20-12)
- P_2 - Sonsuz vida çarkının gücü ($P_2 = P_1 \cdot \eta_{top}$)
- n_2 - Çarkın devir sayısı

26- Dişli çarkların kaliteleri

Gerek imalat ve gerekse montaj sırasında dişli çarklarda bir takım hatalar 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 çarkla-

Not. Niemann / H. Winter tarafından "Dişli çark, kalite ve imalat yöntemleri" de Cetvel 26.2 de gösterilmiştir.

Dişli çark kalite ve imalat yöntemleri DIN-Kalite = 17- AGMA - Kalite	Isıl işlemden SONRA işlenmiş	
	(DIN 3961...63 August 1978)	1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12
	(ISO Standart 1328-1975)	1 → 2 → 3 → 4 → 5 → 6 → 7 → 8 → 9 → 10 → 11 → 12
	(AGMA 390.03 Januar 1971)	15 → 14 → 13 → 12 → 11 → 10 → 9 → 8 → 7 → 6 → 5
	Isıl işlemden ÖNCE işlenmiş	

Cetvel 26.2 - Dişli çarkların kalite ve imalat yöntemleri

27- Eksenler arası mesafe toleransları

Eksenler arası mesafesine ait toleranslar, J ve K harfleri ile belirlenen iki guruba göre DIN 3964 de (Cetvel 27.1) gösterilmiştir

Roloff / Matek'e göre; helisel alın dişli çark mekanizmalarında eksenler arası mesafesi toleransı

$$\| \pm A_{as} = \pm A_a \cdot \frac{\tan \alpha_{no}}{\tan \alpha_{a0}} \text{ ifadesi ile verilmiştir.} \quad (27/1)$$

A_a [$\mu\text{m} = 0,001 \text{ mm}$] - Tolerans değeri (Cetvel 27.1)

α_{no} - Cetvel 21.2

α_{a0} - Cetvel 21.2

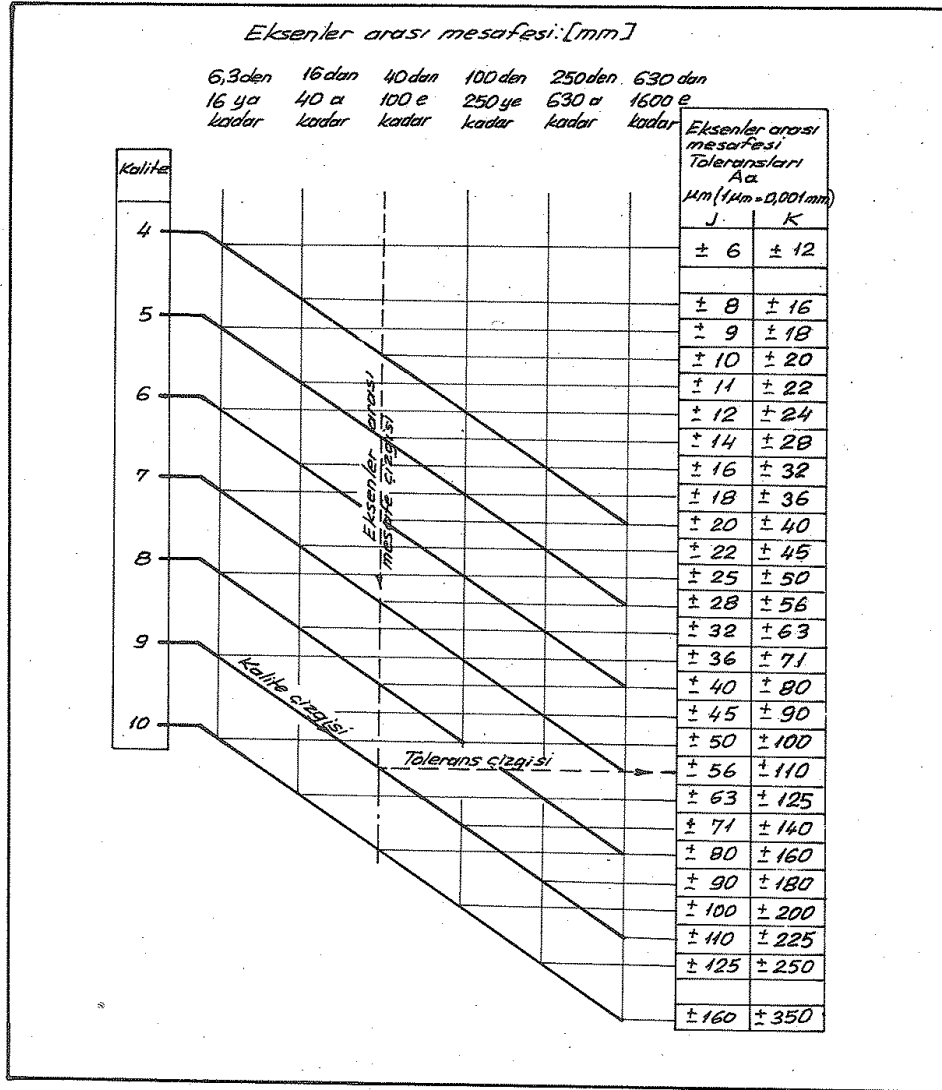
N tipi sonsuz vida çark mekanizmalarında eksenel kavrama açısı,

$$\tan \alpha_{a0} = \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \delta_m} \text{ olduğundan,}$$

eksenler arası mesafesi toleransı

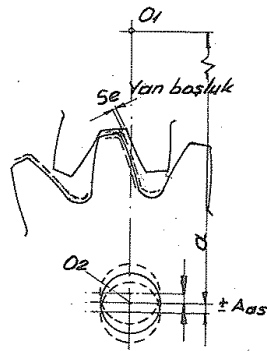
$$\| \pm A_{as} = \pm A_a \cdot \cos \delta_m \quad (27/2)$$

bulunur.



Cetvel 27.1- Eksenler arası mesafe toleransları (DIN 3964)

Şekil 27.1 de de eksenler arası mesafesi toleransı gösterilmiştir.



Şekil 27.1- Eksenler arası mesafesi toleransı

Kurt Zirpke'de, eksenler arası mesafesi toleransını Cetvel 27.1 den seçilen A_a değerini L değeri ile çarparak bulmuştur. L değeri; helisel alın dişli çark mekanizmalarında

$$L = \frac{tg \alpha \cdot n_0}{tg \alpha \cdot a_0}$$

(27/3)

Şeklinde dir. Yani Roloff/Matek ile Kurt Zirpke eksenler arası mesafesi toleransını bulmak için aynı işlemleri yapmışlardır.

Örnek. (Roloff / Matek - Maschinenelemente Sayfa: 537)

$$\alpha = 122,5 \text{ mm.}$$

Kalite 7

$\gamma_m = 15^\circ 15'$ değerleri biliniyor. Eksenler arası mesafesi toleransını bulalım.

$$A_\alpha = \pm 36 \mu\text{m. (Cetvel 27.1)}$$

$$\pm A_{\alpha s} = \pm A_\alpha \cdot \cos \gamma_m$$

$$\pm A_{\alpha s} = \pm 36 \mu\text{m} \cdot \cos 15^\circ 15' = \pm 34,73 \mu\text{m}$$

$$\pm A_{\alpha s} = \pm 35 \mu\text{m.} = \pm 0,035 \text{ mm.}$$

$$\alpha = 122,5 \text{ mm.} \pm 0,035 \text{ mm bulunur.}$$

Not.1 - İmalatlarımızda kullandığımız tolerans gurubu j dir.

Not.2 - İmalatlarımızda; eksenler arası mesafesi toleransları hesabı, yukarıdaki örnekte olduğu gibi Roloff/Matek'e göre yapılmıştır.

Not.3 - Bu bilgileri hazırlarken Roloff/Matek'e ait «Maschinenelemente» kitabının 1983 yılı yeni baskısı elimize geçti. Bu eserde ise, eksenler arası mesafesi toleransının üst ve alt sınır değerleri olan $A_{\alpha e}$, $A_{\alpha i}$ Cetvel 27.2 de gösterilen DIN 3964 den seçilmiştir. Buna göre örnek problemi yeniden çözersek; $\alpha = 122,5$ mm, Tolerans alanı Js 7 ve $\gamma_m = 15^\circ 15'$ değerleri biliniyor idi Buna göre,

$$A_\alpha = \pm 20 \mu\text{m (Cetvel 27.2)}$$

$$\pm A_{\alpha s} = \pm 20 \mu\text{m} \cdot \cos 15^\circ 15' = \pm 19,3 \mu\text{m}$$

$$\pm A_{\alpha s} = \pm 20 \mu\text{m} = 0,020 \text{ mm.}$$

$$\alpha = 122,5 \text{ mm.} \pm 0,020 \text{ mm bulunur.}$$

		Eksenler arası vaziyetin hassaslık derecesi 1 ila 3		Eksenler arası vaziyetin hassaslık derecesi 4 ila 6		Eksenler arası vaziyetin hassaslık derecesi 7 ila 9		Eksenler arası vaziyetin hassaslık derecesi 10 ila 13	
		ISO Sembol							
		js							
		5	6	7	8	9	10	11	
Eksenler arası mesafesi α (Nominal ölçü)	10 dan	+ 4	+ 5,5	+ 9	+ 13,5	+ 21,5	+ 35	+ 55	
	18 kadar	- 4	- 5,5	- 9	- 13,5	- 21,5	- 35	- 55	
	18 den	+ 4,5	+ 6,5	+ 10,5	+ 16,5	+ 26	+ 42	+ 65	
	30 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 kadar	- 5,5	- 8	- 12,5	- 19,5	- 31	- 50	- 80	
	50 den	+ 6,5	+ 9,5	+ 15	+ 23	+ 37	+ 60	+ 95	
	80 kadar	- 6,5	- 9,5	- 15	- 23	- 37	- 60	- 95	
	80 den	+ 7,5	+ 11	+ 17,5	+ 27	+ 43,5	+ 70	+ 110	
	120 kadar	- 7,5	- 11	- 17,5	- 27	- 43,5	- 70	- 110	
	120 den	+ 9	+ 12,5	+ 20	+ 31,5	+ 50	+ 80	+ 125	
	180 kadar	- 9	- 12,5	- 20	- 31,5	- 50	- 80	- 125	
	180 den	+ 10	+ 14,5	+ 23	+ 36	+ 57,5	+ 92,5	+ 145	
	250 kadar	- 10	- 14,5	- 23	- 36	- 57,5	- 92,5	- 145	
	250 den	+ 11,5	+ 16	+ 26	+ 40,5	+ 65	+ 105	+ 160	
	315 kadar	- 11,5	- 16	- 26	- 40,5	- 65	- 105	- 160	
315 den	+ 12,5	+ 18	+ 28,5	+ 44,5	+ 70	+ 115	+ 180		
400 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 kadar	- 13,5	- 20	- 31,5	- 48,5	- 77,5	- 125	- 200		
500 den	+ 14	+ 22	+ 35	+ 55	+ 87	+ 140	+ 220		
630 kadar	- 14	- 22	- 35	- 55	- 87	- 140	- 220		
630 dan	+ 16	+ 25	+ 40	+ 62	+ 100	+ 160	+ 250		
800 kadar	- 16	- 25	- 40	- 62	- 100	- 160	- 250		
800 den	+ 18	+ 28	+ 45	+ 70	+ 115	+ 180	+ 280		
1000 kadar	- 18	- 28	- 45	- 70	- 115	- 180	- 280		

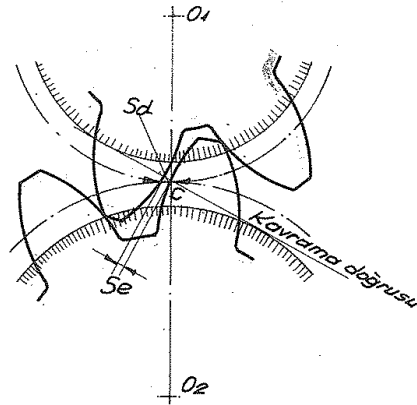
Cetvel 27.2 - Eksenler arası mesafesi toleransları DIN 3964 $A_{\alpha e}$ ve $A_{\alpha i}$ değerleri

28- Yan boşluk

Eş çalısan 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» bırakılması gereklidir. Dişli çarkların çalışmasını önemli ölçüde etkileyen yan boşluk; diş yüzeyine dik S_e , yani kavrama doğrusu üzerinde (Şekil 28.1) veya çevresel yan boşluk S_d olarak isimlendirilen, yuvarlanma daireleri üzerinde ölçülür.

a) Mustafa Akkurt [19]'dan;

Yan boşluk, diş kalınlığını küçültmek veya eksenler arası mesafeyi büyültmek veya her iki yöntemi birden uygulayarak elde edilir. Ancak pratikte en çok uygulanan birinci yöntemdir. Bu durumda teorik diş kalınlığı belirli bir değerde küçültülür. Pratik bakımından bu küçültme kesici takım vasıtasıyla yapılır. Şöyle ki, mekanizmayı oluşturan dişli çarklar (25/4) bağıntısı ile hesaplanan eksenler arası mesafesine göre monte edildiği halde yan boşluk kendiliğinden meydana gelir.



Şekil 28.1- Yan boşluk

Yan boşluk, dişlerin kalınlığına bağlı bir faktördür. Ancak dişlerin kalınlığı toleranslı bir boyut olduğundan bu toleranslara bağlı olarak yan boşluk minimum ve maksimum değerler arasında değişmektedir. Burada önemli olan, yan boşluğun imalattan 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 altında ve özellikle yüksek hızlarda boşluk daha da küçülür, hatta tamamen ortadan kalkarak kilitlemeye yol açar.

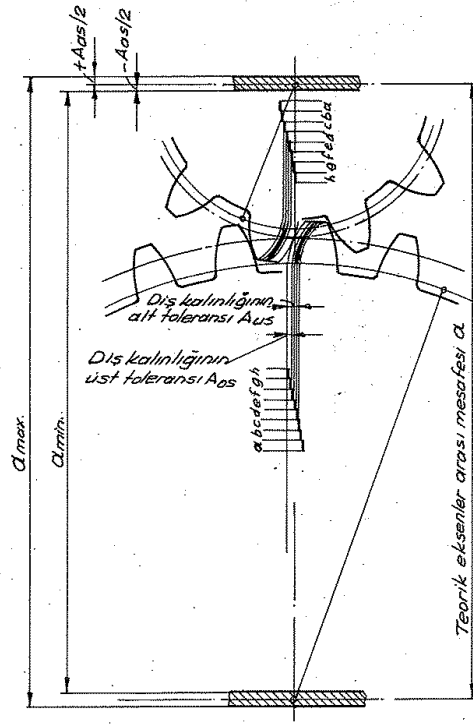
Pratikte yan boşluk, dişlerin kalınlığı ve eksenler arası mesafesi toleranslarına bağlı olarak tayin edilir. Yan boşluk imalattan sonra diş kalınlıklarını ölçmek suretiyle kontrol edilir.

Aslında dişler arasındaki yan boşluk, iki eleman arasında bir geçme durumunu ifade etmektedir. Dolayısıyla diş kalınlığına ve buna bağlı olan dişler arasındaki uzunluğa bağlı olan toleransların nominal değere uzaklıkları a, b, \dots, h gibi küçük harflerle gösterilmektedir, şöyle ki h en küçük boşluğa karşı gelmekte ve g, f, e 'ye doğru boşluk gittikçe artmaktadır. (Şekil 28.2)

Not. Niemann/H.Winter'dan alınan Şekil 28.3 konuya daha da açıklık getirmektedir.

b) Dudley/Winter'dan;

AGMA 234-01 Standartına göre $m_a = 2 \dots 30$ mm ye kadar olan silindirik sonsuz vida mekanizmalarında yan boşluk, Cetvel 28.1 de formüller halinde verilmiştir.

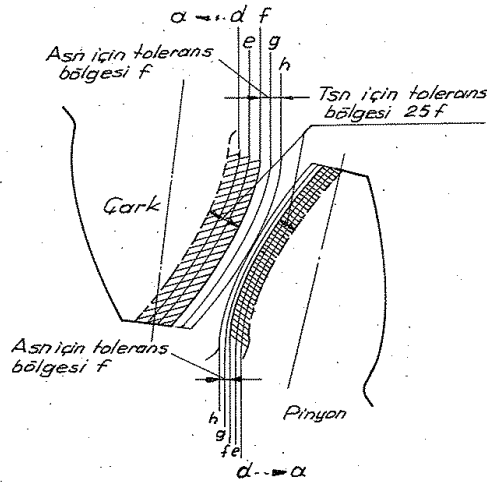


Şekil 28.2- Dişlilerin tolerans alanları.

A_{sne} : Diş kalınlığı toleransının üst sınırı (Normal kesitte)

T_{sn} : Diş kalınlığı toleransı (Normal kesitte)

Diş kalınlığı toleransının üst sınırı A_{sne} , ortalama tolerans bölgesi $h \dots \alpha$ ve Diş kalınlığı toleransı T_{sn} , ortalama tolerans durumu $21 \dots 30 \mu m$ (DIN 3967)
Örnek: $25f$ ($T_{sn} = 25 \mu m$ ve toleransın nominal değere uzaklığı f)



Şekil 28.3 - Tolerans sınırları.

AGMA Sıra	Büyük yan boşluk	Küçük yan boşluk	Uygulama alanı
1	$0,0007 d_{o2} + 0,022 m_{\alpha} + 0,09$	$0,0004 d_{o2} + 0,014 m_{\alpha} + 0,025$	Az yüklü mekanizmalarda
2	$0,0005 d_{o2} + 0,016 m_{\alpha} + 0,06$	$0,0003 d_{o2} + 0,011 m_{\alpha} + 0,025$	Güç ileten mekanizmalarda
3	$0,00035 d_{o2} + 0,014 m_{\alpha} + 0,05$	$0,00025 d_{o2} + 0,008 m_{\alpha} + 0,025$	Hassas mekanizmalarda

Çetvel 28.1- Yan boşluk formülleri

c) Kurt Zirpke metodu:

Helisel alın dişli çark mekanizmalarında yan boşluk,

Se - Kavrama doğrusu üzerinde yan boşluk (Normal kesitte)

Sd - Çevresel yan boşluk (Alın kesitinde)

olmak üzere

Değerler mikron olarak (µm) verilmiştir. (1 µm = 1/1000 mm)

Bileşik hatalar (S)		Dış kalınlığın toleransları Toleransın üst sınırı Aşa Toleransın alt sınırı Asu										Dışler arasımdaki uzaklık Toleransın üst sınırı Awo Toleransın alt sınırı Awu									
Fi'	fi'	Fi''	fi''	h	g	f	e	d	c	b	a	h	g	f	e	d	c	b	a		
4	1,5	9	3	0	-3,5	7	10	14	21	28	35	0	-3,5	6,5	10	13	20	26	33	39	
4,5	1,5	10	3,5	0	-3,5	7	10	14	21	28	35	0	-3,5	6,5	10	13	20	26	33	39	
5	2	11	4	0	-4	8	12	16	24	32	40	0	-4	7,5	11	15	23	30	38	45	
5,5	2	12	4,5	0	-4,5	9	13	18	27	36	45	0	-4,5	8	12	17	25	34	42	51	
6	2	14	5	0	-5	10	15	20	30	40	50	0	-5	9	14	19	28	38	47	56	
7	2,5	16	5,5	0	-5,5	12	18	24	36	48	60	0	-5,5	10	16	21	31	41	52	62	
8	3	18	6	0	-6	14	21	28	42	56	72	0	-6	11	17	23	34	45	56	66	
9	3	20	7	0	-7	16	24	32	48	64	80	0	-7	12	19	26	38	50	62	74	
10	3,5	22	8	0	-8	18	27	36	54	72	90	0	-8	13	21	28	41	53	65	78	
11	4	25	9	0	-9	21	32	42	63	84	105	0	-9	15	23	31	45	57	70	83	
12	4,5	28	10	0	-10	24	36	48	72	96	120	0	-10	17	26	35	50	62	75	89	
14	5	32	11	0	-11	28	42	56	84	112	140	0	-11	20	30	40	55	68	82	97	
16	5,5	36	12	0	-12	32	48	64	96	128	160	0	-12	23	34	45	60	74	89	105	
18	6	40	14	0	-14	36	54	72	108	144	180	0	-14	26	38	50	65	80	95	112	
20	7	45	16	0	-16	40	60	80	120	160	200	0	-16	30	42	55	70	85	100	120	
22	8	50	18	0	-18	45	67	90	135	180	225	0	-18	34	47	60	75	90	105	125	
25	9	56	20	0	-20	50	75	100	150	200	250	0	-20	38	52	65	80	95	110	130	
28	10	63	22	0	-22	55	84	112	168	224	280	0	-22	42	57	70	85	100	115	135	
32	11	71	25	0	-25	60	90	120	180	240	300	0	-25	47	62	75	90	105	120	140	
36	12	80	28	0	-28	66	99	132	198	264	330	0	-28	52	68	81	96	111	126	147	
40	14	90	32	0	-32	72	108	144	216	288	360	0	-32	58	74	87	102	117	132	153	
45	16	100	36	0	-36	80	120	160	240	320	400	0	-36	64	81	94	109	124	139	160	
50	18	110	40	0	-40	90	135	180	270	360	450	0	-40	70	87	100	115	130	145	166	
56	20	125	45	0	-45	100	150	200	300	400	500	0	-45	77	94	107	122	137	152	173	
63	22	140	50	0	-50	110	165	220	330	440	550	0	-50	84	101	114	129	144	159	180	
71	25	160	56	0	-55	120	180	240	360	480	600	0	-55	92	109	122	137	152	167	188	
80	28	180	63	0	-63	130	195	260	390	520	650	0	-63	100	117	130	145	160	175	196	

Çizelge 28.2 - Dış kalınlıkları ve dışler arası uzunlukların toleransları. (DIN 3963)

- fb - 100mm genişlik için dış yarı hatası (Hm)
- S' - Tek taraflı yuvarlanma hatası
- S'' - İki taraflı yuvarlanma hatası
- Fi' - Yuvarlanma hatası
- Fi'' - Yuvarlanma hatası
- fi' - Dışten dışer bileşik hata
- fi'' - Dışten dışer bileşik hata

$$\|S_{emin}\| = -(A_{s01} + A_{s02}) \cos \alpha_{n0} \cdot \cos \beta_0 + 2 A_{a0} \sin \alpha_{nb} \quad (28/1)$$

$$\|S_{emax}\| = -(A_{su1} + A_{su2}) \cos \alpha_{n0} \cdot \cos \beta_0 + 2 A_{a0} \sin \alpha_{nb} \quad (28/2)$$

$$\|S_{dmin}\| \cong -(A_{s01} + A_{s02}) + 2 A_{a0} \operatorname{tg} \alpha_{sb} \quad (28/3)$$

$$\|S_{dmax}\| \cong -(A_{su1} + A_{su2}) + 2 A_{a0} \operatorname{tg} \alpha_{sb} \text{ şeklindedir.} \quad (28/4)$$

Sonsuz vida mekanizmasında, mekanizmayı oluşturan her iki dişli birer helisel dişlidir. Ancak küçük dişlinin genişliği çapa göre çok büyük olduğundan dişler helis yani vida şeklini almıştır. Öyleyse profil kaydırmasız sonsuz vida mekanizmalarında,

$$\beta_0 = \gamma_m, \quad \alpha_{nb} = \alpha_{n0}$$

$$\alpha_{sb} = \alpha_{a0}, \quad \operatorname{tg} \alpha_{a0} = \operatorname{tg} \alpha_{n0} / \cos \gamma_m$$

eşitlikleri (28/1-2-3-4) denklemlerinde yerine konursa;

$$\|S_{emin}\| = -(A_{s01} + A_{s02}) \cos \alpha_{n0} \cdot \cos \gamma_m + 2 A_{a0} \sin \alpha_{n0} \quad (28/5)$$

$$\|S_{emax}\| = -(A_{su1} + A_{su2}) \cos \alpha_{n0} \cdot \cos \gamma_m + 2 A_{a0} \sin \alpha_{n0} \quad (28/6)$$

$$\|S_{dmin}\| \cong -(A_{s01} + A_{s02}) + 2 A_{a0} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n0}}{\cos \gamma_m} \quad (28/7)$$

$$\|S_{dmax}\| \cong -(A_{su1} + A_{su2}) + 2 A_{a0} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n0}}{\cos \gamma_m} \quad (28/8)$$

bulunur.

A_{s01} , A_{su1} - 1. Dişliye ait diş kalınlığı toleransının üst ve alt sınırları alın kesitinde (Cetvel 28.2)

A_{s02} , A_{su2} - 2. Dişliye ait diş kalınlığı toleransının üst ve alt sınırları alın kesitinde (Cetvel 28.2)

A_{a0} , A_{a0} - Eksenler arası mesafesi toleransının alt ve üst sınırları ($A_{a0} = -A_{a0s}$, $A_{a0} = +A_{a0s}$ ve $\mp A_{a0s}$ - Eşitlik 27/2)

Cetvel 28.2 incelendiğinde; diş kalınlıkları ve dişler arası uzunlukların toleransları, dişli çarkın kalitesine, modülüne ve taksimat dairesine göre verilmiştir. Diş kalınlıkları ve dişler arasındaki uzunluklar için toleranslar seçilirken bir tek alan değil, örneğin df , ec gibi birleşik alanlarda seçilebilir.

Örnek : $m = 2.5$, $d_0 = \varnothing 45$ mm. alan 9. kaliteden bir dişli çark için toleranslar e veya df alanlarına göre seçilebilir. Bu durumda dişli çarkın diş kalınlığı toleransları Cetvel 28.2 ye göre

	$9e$	$9df$
Toleransın üst sınırı	$A_{s0} = -0.067$ mm	-0.045 mm
Toleransın alt sınırı	$A_{su} = -0.112$ mm	-0.135 mm
Diş kalınlığı toleransı	$T_s = -0.045$ mm	-0.045 mm ve 0.045 ile 0.135 değerleri arasında olur.

şeklinde bulunur.

d) Roloff/Matek - Niemann/Winter metodu :

Helisel alın dişli çark mekanizmalarında yan boşluk

S_d - Gevresel yan boşluk (Alın kesitinde)

S_e - Kavrama doğrusu üzerindeki yan boşluk (Normal kesitte)

olmak üzere

$$\|S_{dmax}\| = -\frac{\sum A_{sni}}{\cos \beta} + \Delta j_{ae} \quad (28/9)$$

$$\|S_{dmin}\| = -\frac{\sum A_{sne}}{\cos \beta} + \Delta j_{ai} \quad (28/10)$$

$$\|S_{emax}\| = S_{dmax} \cdot \cos \alpha_{n0} \cdot \cos \beta \quad (28/11)$$

$$\| \underline{S_{emin}} = S_{dmin} \cdot \cos \alpha_{no} \cdot \cos \beta \text{ şeklindedir.} \quad (28/12)$$

Sonsuz vida çark mekanizmalarında, $\beta = \gamma_m$ eşitliği yukarıdaki denklemlerde yerine konursa;

$$\| \underline{S_{dmax}} = - \frac{\sum Asni}{\cos \gamma_m} + \Delta J_{ae} \quad (28/13)$$

$$\| \underline{S_{dmin}} = - \frac{\sum Asne}{\cos \gamma_m} + \Delta J_{ai} \quad (28/14)$$

$$\| \underline{S_{emax}} = S_{dmax} \cdot \cos \alpha_{no} \cdot \cos \gamma_m \quad (28/15)$$

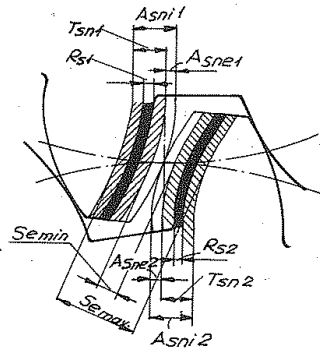
$$\| \underline{S_{emin}} = S_{dmin} \cdot \cos \alpha_{no} \cdot \cos \gamma_m \quad (28/16)$$

elde edilir.

$Asni$ - Diş kalınlığı toleransının alt sınırı (Normal kesitte)

Şekil 28.4 den de görüldüğü gibi,

$$\| \underline{Asni} = Asne + T_{sn} \text{ dir.} \quad (28/17)$$



Şekil 28.4 - Yan boşluk S_e , diş kalınlığı toleransının üst sınırı Asn , diş kalınlığı toleransı T_{sn} , diş kalınlığı değişimi Rs .

$Asne$ - Diş kalınlığı toleransının üst sınırı (Normal kesitte)

DIN 3967 (Cetvel 28.3)

T_{sn} - Diş kalınlığı toleransı. (Normal kesitte)

DIN 3967 (Cetvel 28.3)

a) Diş kalınlığı toleransının üst sınırı ($Asne$)		Tolerans durumu										
Taksimat daireesi çapı den	mm. ye kadar	α	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

b) Diş kalınlığı toleransı (T_{sn})		Tolerans mertebesi									
Taksimat daireesi çapı den	mm. ye 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

Cetvel 28-3 - $Asne$, T_{sn} değerleri DIN 3967

Bu arada, uygulama alanlarına göre; diş kalınlığı toleransının üst değeri (Normal kesitte) A_{sne} 'nin ve diş kalınlığı toleransı (Normal kesitte) T_{sn} 'in tolerans alanları ile eksenler arası mesafesi toleransı A_{α} 'nın kalite değerleri Cetvel 28.4 de tavsiye edilmiştir.

ΔJ_{α} - Eksenler arası mesafesi toleransının ortalama uzunluk değişimi

$$\Delta J_{\alpha} \approx 2 A_{\alpha} \frac{tg \alpha_{no}}{\cos \gamma m} \quad (28/18)$$

A_{α} - Cetvel 27.2

L_{no} - Cetvel 21.1

Nr	Uygulama	Mekanizma geçme sistem		
		A_{sne} (A_{so})	T_{sn}	Eksenler arası mesafesi toleransı A_{α} Tolerans gurubu J_s
1	Genel makina imalatı	b	26	7
2	Ağır makina imalatı, hareketli düzenler	c...e	25..24	7...6
3	Takım tezgahları	f	24..25	6
4	Toprak makineleri (Traktör v.s)	e	27..28	8
5	Motorlu taşıtlar	d	26	7
6	Plastik makineleri	c...cd	25	7
7	Baskı makineleri	f...g	24	6
8	Turbo mekanizmalar ($\Delta \nu \approx 70^{\circ}C$)*	ab	25	6
9	Ölçme aletleri $\Delta \nu \approx 20^{\circ}C$ ($50^{\circ}C$)*	g(f)	22	5

Cetvel 28.4 - DIN 3967 de diş kalınlığı toleransının üst sınırı (Normal kesitte)

A_{sne} ve diş kalınlığı toleransı (Normal kesitte) T_{sn} ile DIN 3964 de eksenler arası mesafesi toleransı A_{α} 'nın tavsiye edilen değerleri

* :- Dişli çark ile gövde arasındaki sıcaklık farkı

Kontrol. 1- $|T_{sn1}| > 2 R_{s1}$

(28/19)

$|T_{sn2}| > 2 R_{s2}$

(28/20)

R_s - Diş kalınlığı değişimi DIN 3962 (Cetvel 28.5)

Dişli Kaliteleri	m(mm) 1 den 2mm ye kadar R_s							m(mm) 2 den 3,55mm ye kadar R_s							m(mm) 3,55 den 6mm ye kadar R_s							
	6	7	8	9	10	11	12	6	7	8	9	10	11	12	6	7	8	9	10	11	12	
d (mm)	10 dan 50 ye kadar	8	12	16	22	32	45	63	10	14	20	28	36	56	71	11	16	22	32	45	63	90
	50 den 125 e kadar	10	14	20	28	40	56	80	12	16	22	32	45	63	90	14	20	28	36	50	71	100
	125 den 280 e kadar	12	16	22	32	45	63	90	14	20	28	36	50	71	100	16	22	32	45	63	80	110
	280 den 560 a kadar	14	18	25	36	50	71	100	16	22	32	40	56	80	110	18	25	36	50	71	90	125
	560 dan 1000 e kadar	14	20	28	40	56	80	110	18	25	36	45	63	90	125	20	28	36	56	80	100	140
Dişli Kaliteleri	m(mm) 6 dan 10mm ye kadar R_s							m(mm) 10 dan 16mm ye kadar R_s							m(mm) 16 dan 25mm ye kadar R_s							
	6	7	8	9	10	11	12	6	7	8	9	10	11	12	6	7	8	9	10	11	12	
d (mm)	10 dan 50 ye kadar	14	18	25	36	50	71	100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	50 den 125 e kadar	16	22	32	45	63	80	110	18	25	36	50	71	100	140	-	-	-	-	-	-	-
	125 den 280 e kadar	18	25	36	50	71	90	125	20	28	40	56	80	110	160	22	32	45	63	90	125	160
	280 den 560 a kadar	20	28	40	56	80	110	140	22	32	45	63	90	125	160	25	36	50	71	100	140	180
	560 dan 1000 e kadar	22	32	45	63	80	125	160	25	36	50	71	100	140	180	28	40	56	80	110	140	200

Cetvel 28.5 - Diş kalınlığı değişimi (R_s) değerleri. DIN 3962

2- |Asne₁| ≥ |Aai| (28/21)

|Asne₂| ≥ |Aai| (28/22)

3- Diş kalınlığı toleransının büyük ölçüsü Asne > 0,05 mn (DIN 3967) ise dişin, taşıma kabiliyeti hesabında zayıflaması dikkate alınır.

e) Dubbel 'den;

Sonsuz vida mekanizmalarında,

|| Se = Sd · Cos αno · Cos γm (28/23)

eşitliği vardır. Dubbel, kavrama doğrusu üzerindeki yan boşluğu (Se) « Normal yan boşluk » diye tariflemiştir. Ayrıca modüle bağlı olarak normal yan boşluk değerlerini Cetvel 28.6 da verilmektedir.

Modül (ma)	1,6 ya kadar	1,6 dan 5'e kadar	5 den 16 ya kadar	16 dan sonra
Yan boşluk (Se)	(0,08...0,04)ma	(0,05...0,03) ma	(0,04...0,03) ma	(0,03...0,02)ma

Cetvel 28.6 - Normal yan boşluk (Se) değerleri.

f) Niemann 'dan ;

Yuvarlanma dairesi üzerinde ölçülen yan boşluğu yani çevresel yan boşluğu, sonsuz vida mekanizmalarında;

|| Sd [µm] ≥ ma (0,3 Z₂ + 11) + 25 (28/24)

denklemleri ile verilmektedir.

Z₂ - Dişli çarkın diş sayısı

g) The Cleveland Worm and Gear Co. ya Göre:

Eksenler arası mesafeye bağlı olarak «Se» yan boşluğu değerleri Şekil 28.7 de verilmektedir.

*Backlash of Worm Gears in Terms of Center Distance
Catalog 400, First Edition -1952 The Cleveland Worm and Gear Co.*

Eksenler arası mesafe [inç]	Yan boşluk [inç]		
	Minimum	Normal	Maximum
3, 3 1/2	0.003	0.005	0.008
4	0.003	0.005	0.010
4 3/4, 5 1/2	0.005	0.007	0.010
6 7/8	0.005	0.008	0.012
8 11/64	0.005	0.008	0.015
10	0.005	0.010	0.020
12	0.007	0.012	0.020
13 7/16	0.007	0.012	0.020
15 den 22	0.010	0.015	0.020

Cetvel 28.7 - (Se) Değerleri

h) Schiebel 'den;

İmal ve montajlardaki hatalardan ötürü Δs ile göstereceğimiz bir yan boşluğu (diş dibindeki boşluk değil!) bırakmak lazımdır. Bu da eksenler arası (a) mesafesinin Δa kadar büyümesini gerektirir.

Belirli bir yan boşluk için eksenler arası mesafesi (a) ya verilmesi gerekli Δa artışı hesaplanır.

Örnek 6 - N, tipi sonsuz vida çark mekanizmalarında; $a=150\text{ mm}$, $m_a=6,5\text{ mm}$, $Z_2=35$, $d_{o1}=0,72,5\text{ mm}$, $d_{o2}=\phi 227,5\text{ mm}$. ve $\gamma_m=15^\circ 03' 16''$ ölçüleri verilsin. Cetvel 28.4, Nr 1: Geçme sistem DIN 3967 b 26, eksenler arası mesafesi toleransı DIN 3964: Tolerans alanı Js 7 için yan boşluğu bulalım

1°) Dudley/Winter'a göre çözüm

Sistemi güç ileten mekanizma olarak düşünürsek, Cetvel 28.1'e göre;
Küçük yan boşluk,

$$S_{\text{min.}} = 0,0003 d_{o2} + 0,011 m_a + 0,025$$

Büyük yan boşluk

$$S_{\text{max.}} = 0,0005 d_{o2} + 0,016 m_a + 0,06$$

Şeklinde idi. Buna göre,

$$S_{\text{min.}} = 0,0003 \cdot 227,5 + 0,011 \cdot 6,5 + 0,025$$

$$\| S_{\text{min.}} = 0,16\text{ mm.}$$

$$S_{\text{max.}} = 0,0005 \cdot 227,5 + 0,016 \cdot 6,5 + 0,06$$

$$\| S_{\text{max.}} = 0,28\text{ mm.}$$

bulunur.

2°) Kurt Zirpke'e göre çözüm

Kavrama doğrusu üzerindeki yan boşluk,

$$S_{\text{min.}} = -(A_{s01} + A_{s02}) \cos \alpha_{no} \cdot \cos \gamma_m + 2 A_{a0} \sin \alpha_{no}$$

$$S_{\text{max.}} = -(A_{s01} + A_{s02}) \cos \alpha_{no} \cdot \cos \gamma_m + 2 A_{a0} \sin \alpha_{no}$$

Çevresel yan boşluk,

$$S_{d\text{min.}} \cong -(A_{s01} + A_{s02}) + 2 A_{a0} \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \gamma_m}$$

$$S_{d\text{max.}} \cong -(A_{s01} + A_{s02}) + 2 A_{a0} \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \gamma_m}$$

şeklinde idi.

Sonsuz vida için;

$m_a=6,5\text{ mm}$ ve $d_{o1}=\phi 72,5\text{ mm}$. Tolerans alanı 7b. Cetvel 28.2 ye göre, diş kalınlığı toleransının üst ve alt sınırları,

$$\| A_{s01} = -0,112\text{ mm}$$

$$\| A_{s01} = -0,140\text{ mm.}$$

Dişli çark için

$m_a=6,5\text{ mm}$. ve $d_{o2}=\phi 227,5\text{ mm}$. tolerans alanı 7b. Cetvel 28.2 ye göre, diş kalınlığı toleransının üst ve alt sınırları,

$$\| A_{s02} = -0,144\text{ mm}$$

$$\| A_{s02} = -0,180\text{ mm}$$

$a=150\text{ mm}$. Kalite 7, tolerans grubu J; eksenler arası mesafesi toleransının alt ve üst sınırları,

$$\pm A_s = \pm A_a \cos \gamma_m$$

$$A_a = \pm 36 \mu\text{m. (Cetvel 27.1)}$$

$$\pm A_s = \pm 36 \mu\text{m.} \cos 15^\circ 03' 16'' = \pm 34,76 \mu\text{m}$$

$$A_s = \pm 35 \mu\text{m.} = \pm 0,035\text{ mm.}$$

$$\| A_{a0} = -0,035\text{ mm.}$$

$$\| A_{a0} = 0,035\text{ mm}$$

$$S_{\text{min.}} = -(-0,112 - 0,144) \cos 20^\circ \cdot \cos 15^\circ 03' 16'' + 2(-0,035) \sin 20^\circ$$

$$S_{\text{min.}} = 0,2323 - 0,0239$$

$$\| S_{\text{min.}} = 0,20\text{ mm.}$$

$$S_{\text{max.}} = -(-0,140 - 0,180) \cos 20^\circ \cdot \cos 15^\circ 03' 16'' + 2(0,035) \sin 20^\circ$$

$$S_{\text{max.}} = 0,2904 - 0,0239$$

$$\| S_{\text{max.}} = 0,31\text{ mm.}$$

$$Sd_{min.} = -(-0.112 - 0.144) + 2(-0.035) \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{Cos} 15^\circ 03' 16''}$$

$$Sd_{min.} = 0.2560 - 0.0264$$

$$\| Sd_{min.} = 0.23 \text{ mm.}$$

$$Sd_{max.} = -(-0.140 - 0.180) + 2(0.035) \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{Cos} 15^\circ 03' 16''}$$

$$Sd_{max.} = 0.320 + 0.0264$$

$$\| Sd_{max.} = 0.35 \text{ mm.}$$

bulunur.

3°) Roloff/Matek'e göre çözüm

Çevresel yan boşluk,

$$Sd_{max.} = -\frac{\sum As_{ni}}{\operatorname{Cos} \gamma_m} + \Delta J_{ae}$$

$$Sd_{min.} = -\frac{\sum As_{ne}}{\operatorname{Cos} \gamma_m} + \Delta J_{ai}$$

Kavrama doğrusu üzerindeki yan boşluk,

$$S_{e_{max.}} = Sd_{max.} \cdot \operatorname{Cos} \alpha_{no} \cdot \operatorname{Cos} \gamma_m$$

$$S_{e_{min.}} = Sd_{min.} \cdot \operatorname{Cos} \alpha_{no} \cdot \operatorname{Cos} \gamma_m$$

Şeklinde idi.

Sonsuz vida için;

$d_{01} = \phi 72.5 \text{ mm.}$ ve DIN 3967 b 26 için, dış kalınlığı toleransının üst sınırı ve diş kalınlığı toleransı

$$\| As_{ne1} = -125 \mu\text{m. (Cetvel 28.3)}$$

$$\| Ts_{n1} = -60 \mu\text{m. (Cetvel 28.3)}$$

Diş kalınlığı toleransının alt sınırı,

$$\| As_{ni1} = As_{ne1} + Ts_{n1} = -125 - 60$$

$$\| As_{ni1} = -185 \mu\text{m.}$$

Dişli çark için;

$d_{02} = \phi 227.5 \text{ mm.}$ DIN 3967 b 26 için, dış kalınlığı toleransının üst sınırı ve diş kalınlığı toleransı,

$$\| As_{ne2} = -170 \mu\text{m. (Cetvel 28.3)}$$

$$\| Ts_{n2} = -80 \mu\text{m. (Cetvel 28.3)}$$

Diş kalınlığı toleransının alt sınırı,

$$\| As_{ni2} = As_{ne2} + Ts_{n2} = -170 - 80$$

$$\| As_{ni2} = -250 \mu\text{m.}$$

$\alpha = 150 \text{ mm.}$ DIN 3964 Js 7 için eksenler arası mesafesi toleransının alt ve üst sınırları,

$$\pm As = \pm A_a \cdot \operatorname{Cos} \gamma_m$$

$$A_a = \pm 20 \mu\text{m. (Cetvel 27.2)}$$

$$\pm As = \pm 20 \mu\text{m} \cdot \operatorname{Cos} 15^\circ 03' 16'' = \pm 19.31 \mu\text{m}$$

$$\pm As = \pm 20 \mu\text{m} = \pm 0.020 \text{ mm.}$$

$$\| A_{a1} = -0.020 \text{ mm.} \quad \| A_{a2} = 0.020 \text{ mm}$$

Eksenler arası mesafesi toleransının, ortalama uzunluk değişiminin alt ve üst sınırları;

$$\Delta J_{ai} \approx 2 A_{a1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{no}}{\operatorname{Cos} \gamma_m}$$

$$\Delta J_{ae} \approx 2 A_{a2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{no}}{\operatorname{Cos} \gamma_m}$$

şeklinde idi, buna göre,

$$\Delta J_{ai} = 2 \cdot (-0.020) \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{Cos} 15^\circ 03' 16''}$$

$$\|\Delta J_{ai} = -15 \mu m.$$

$$\|\Delta J_{ae} = 15 \mu m.$$

Bulunanlar yan boşluk denklemlerinde yerine konursa,

$$S_{d,max} = -\frac{As_{ni1} + As_{ni2}}{\cos \gamma_m} + \Delta J_{ae}$$

$$S_{d,max} = -\frac{-185 - 250}{\cos 15^\circ 03' 16''} + 15$$

$$S_{d,max} = 450,46 + 15 = 465,46 \mu m$$

$$\|S_{d,max} = 0,46 \text{ mm}$$

$$S_{d,min} = -\frac{As_{ne1} + As_{ne2}}{\cos \gamma_m} + \Delta J_{ai}$$

$$S_{d,min} = -\frac{-125 - 170}{\cos 15^\circ 03' 16''} - 15$$

$$S_{d,min} = 305,48 - 15 = 290,48 \mu m.$$

$$\|S_{d,min} = 0,29 \text{ mm}.$$

$$S_{e,max} = 0,46 \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos 15^\circ 03' 16''$$

$$\|S_{e,max} = 0,42 \text{ mm}.$$

$$S_{e,min} = 0,29 \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos 15^\circ 03' 16''$$

$$\|S_{e,min} = 0,26 \text{ mm}.$$

Kontrol : $m_a = 6,5 \text{ mm}$, $d_{o1} = \phi 72,5 \text{ mm}$, $d_{o2} = \phi 227,5 \text{ mm}$. DIN 3962 (Cetvel 2B.5) ye göre diş kalınlığı değişimi

$$\|R_{s1} = 22 \mu m \text{ (Cetvel 2B.5)}$$

$$\|R_{s2} = 25 \mu m \text{ (Cetvel 2B.5)}$$

$$1- |T_{sn1}| > 2R_{s1} \quad 60 > 2 \cdot 22 \quad \text{uygun}$$

$$|T_{sn2}| > 2R_{s2} \quad 80 > 2 \cdot 25 \quad \text{uygun}$$

$$2- |As_{ne1}| \geq |A_{ai}| \quad 125 > 20 \quad \text{uygun}$$

$$|As_{ne2}| \geq |A_{ai}| \quad 170 > 20 \quad \text{uygun}$$

3- $|As_{ni2}| / m_n = 0,250 / 6,28 = 0,0398 < 0,05$ dolayısıyla taşıma kabiliyeti hesabında diş kalınlığı zayıflaması dikkate alınmaz

4°-) Dubbel'e göre çözüm.

$m_a = 6,5 \text{ mm}$. Cetvel 2B.6 ya göre

$$S_{e,max} = 0,04 \cdot m_a = 0,04 \cdot 6,5$$

$$\|S_{e,max} = 0,026 \text{ mm}$$

$$S_{e,min} = 0,03 \cdot m_a = 0,03 \cdot 6,5$$

$$\|S_{e,min} = 0,26 \text{ mm}.$$

bulunur.

5°-) Niemann'a göre çözüm.

Çevresel yan boşluk

$$S_d [\mu m] \geq m_a \cdot (0,3 \cdot Z_2 + 11) + 25$$

şeklinde idi.

$$S_d [\mu m] = 6,5 (0,3 \cdot 35 + 11) + 25$$

$$\|S_d = 0,165 \text{ mm}.$$

6°-) The Cleveland Worm and Gear Co. ya göre çözüm.

Cetvel 2B.7 ye göre

$$\alpha = 150 \text{ mm} \approx 6''$$

$$S_{emin.} = 0,005'' , S_{e.normal} = 0,008'' , S_{e.max.} = 0,012''$$

$$\| S_{emin.} = 0,13 \text{ mm.} , \| S_{e.normal} = 0,20 \text{ mm.} , \| S_{e.max.} = 0,30 \text{ mm.}$$

bulunur.

Mukayeseyi daha iyi yapabilmek için, bulunan yan boşluk değerlerini bir cetvelde topluyalım.

Yan Boşluk [mm]	Dudley Winter	K. Zirpke	Roloff Matek	Dubbel	Niemann	Cleveland Co.
$S_{emin.}$ $S_{e.max.}$	0,16/0,28	0,20/0,31	0,26/0,31	0,20/0,26	—	0,13/0,30
$S_{d.min.}$ $S_{d.max.}$	—	0,23/0,35	0,29/0,46	—	0,165	—

Cetvel 28·8 - Örnek problemin çözüm değerleri

Cetvel 28·8 incelendiğinde; Roloff/Matek'e göre hesaplanan yan boşluk değerleri, Kurt Zirpke'e göre hesaplanan yan boşluk değerlerinden büyük. Buna karşılık problem çözümü incelendiğinde; Roloff/Matek'in «Maschinenelemente-1983» kitabına göre hesaplanan eksenler arası mesafesi tolerans değerleri, Kurt Zirpke'e göre hesaplanan eksenler arası mesafesi tolerans değerlerinden küçük.

Önemli Not. - Bu güne kadar imalatlarımızda; yan boşluk ve eksenler arası mesafesi toleransları hesabı Kurt Zirpke'e göre yapılmıştı. Bundan böyle imalatlarımızda Roloff/Matek hesap tarzı tavsiye edilecektir.

29- Şekillendirme , yataklama ve montaj.

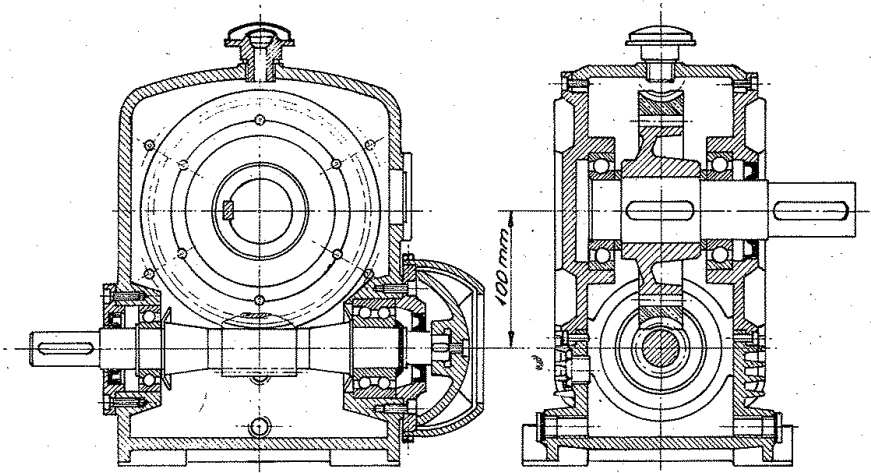
a) Sonsuz vida milinin yataklandırılması ;

Yük altındaki sehminin az olması için yataklar arasındaki uzaklığın mümkün olduğu kadar küçük tutulması lazımdır. Rulmanlı yataklarla yataklandırmada sonsuz vida milinin her iki yanına eksenel ve radyal yükleri taşıyabilen omuzlu veya eğik yüzeyli bilyalı yatakların (küçük ve orta yükler için) veya konik rulmanlı yatakların (büyük kuvvetler için) kullanılması basit ve ucuzdur. Bir yandaki eğik yüzeyli çift sıralı bilyalı yatak eksenel olarak hareket etmeyecek şekilde tesbit edilir, diğer yandaki tek sıra bilyalı radyal yatak mildeki uzamaları üzerine olacağından eksenel gezme imkanı olacak şekilde tesbit edilir. Bu bakımdan montajda yatak için eksenel bir boşluk verilmez.

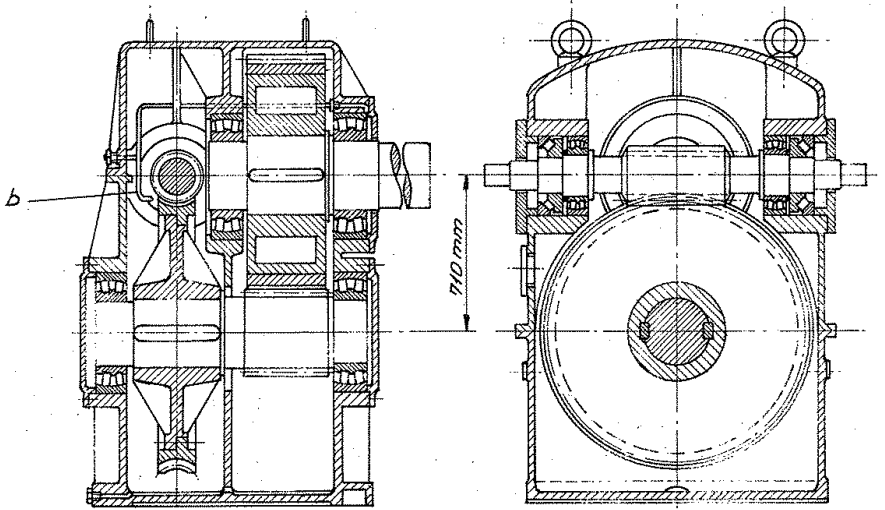
b) Dişli çark milinin yataklandırılması

Çark milinin yataklandırılması için bilyalı veya konik makaralı rulmanlı yataklar kullanılır. Diş'e gelen kuvvetin tesiri ile çark'a yandan gelen basıncın küçüklmesi için yataklar arasındaki uzaklığın çok küçük alınmaması lazımdır.

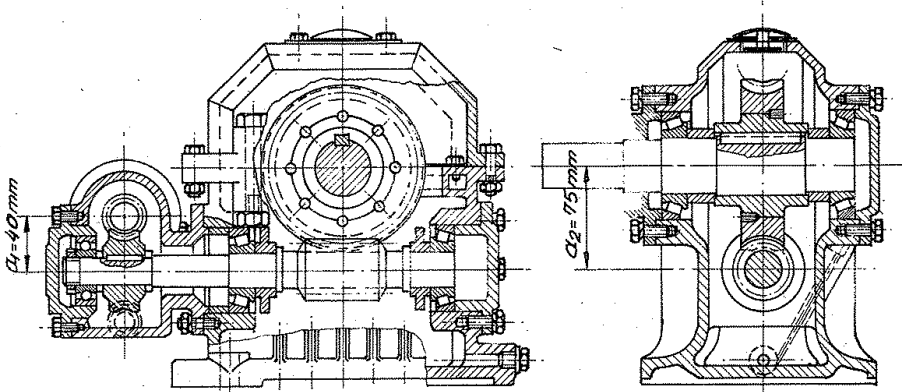
Her iki milin yataklandırılması ait konstrüksiyon örnekleri; Şekil 13·1 , Şekil 13·5 , Şekil 29·1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 ve Şekil 29·11 de verilmiştir.



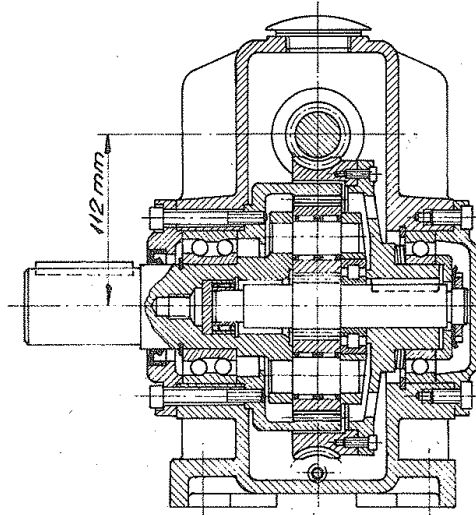
Şekil 29.1 - Tek parçalı gövdeli ve Flans kapaklı bir sonsuz vıda-dişli mekanizması (Rhein-Getriebe Gmb H, Düsseldorf). Nominal güç $n_1=1000$ d/dak da $N_1=3,1$ BG; $i=20$; $\eta=90,81$; dişli eksenleri arasındaki uzaklık $a=100$ mm



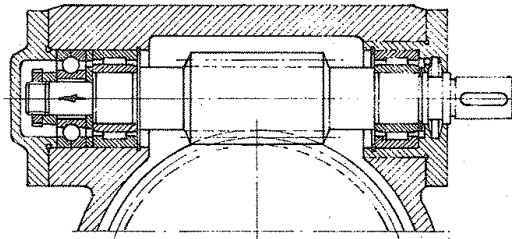
Şekil 29.2 - A lin dişli kademesi ile kombine edilmiş ve b püskürtme yağ ile yağlamalı CAVEX-sonsuz vıda-dişli mekanizması (A. Frieder. Flender, Bocholt); İleten güç $n_1=600$ d/dak da $N_1=250$ BG; toplam $i=50 \cdot 3=150$; çıkıştaki dönme momenti 36800 mkg; toplam randıman $\eta=90,82$; dişli eksenleri arası uzaklığı $a=710$ mm.



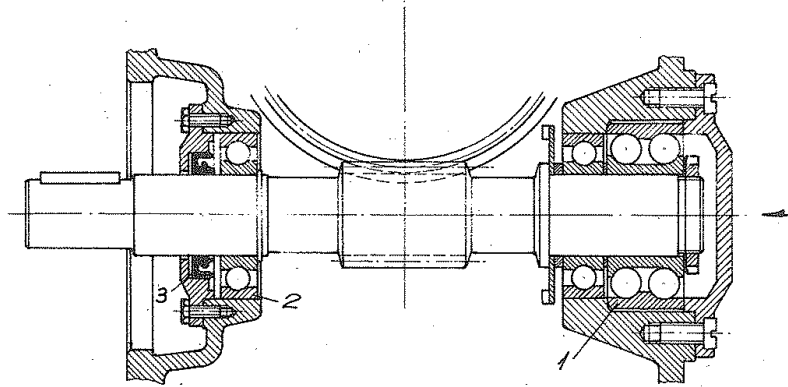
Şekil 29.3 - İki kademeli sonsuz vıda -dişli kutusu (Dt. Brown Getriebe GmbH Kassel) Nominal güç $n_1=1000$ d/dak da $N_1=0,15$ BG.; toplam $i=500$; $a_1=40$ mm; $a_2=75$ mm.



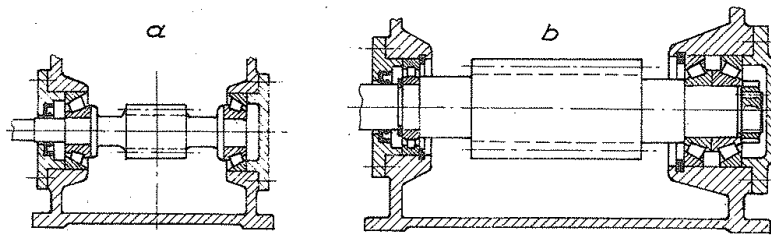
Şekil 29.4 - Planet dişliler ile birlikte sonsuz vida mekanizması (Friedr. Stolzenberg U. Co Berlin Reinickendorf); Nominal güç $n_1=1000$ d/d; $N_1=2,2$ BG; toplam $l=100$, $a=112$ mm.



Şekil 29.5 - Radyal yükler iğneli yatak ile, aksenal yükler ise üç nokta yatağı ile alınmıştır.



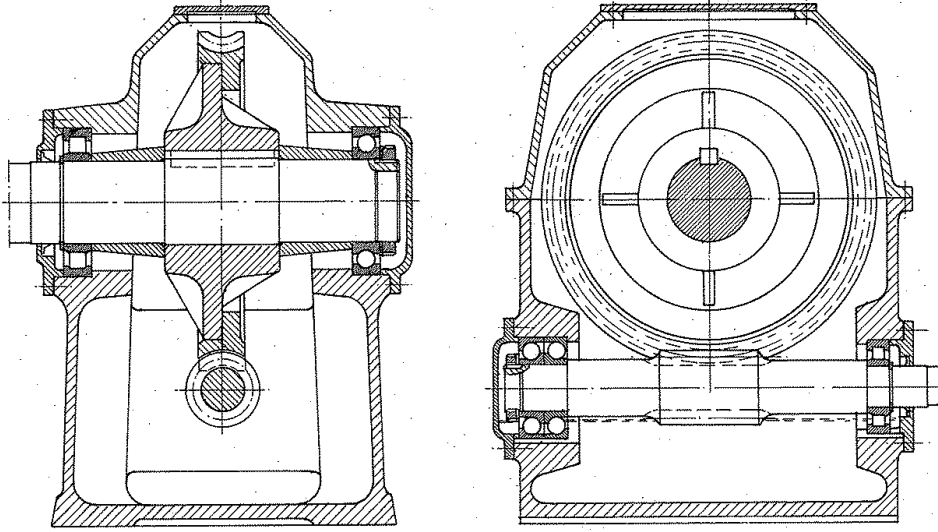
Şekil 29.6 - Montaja ait bir örnek. Bir sonsuz vidanın yataklandırılması
1- Sabit yatak, 2 gezer yatak, 3 keçe. İç bilezik mite sıkı geçme, dış bilezik kaygan geçme



Şekil 29.7 - a) Konik makaralı yatak
b) Şift-konik makaralı yatak (Sabit), Silindirik makaralı yatak (oynak)

Yataklar ;

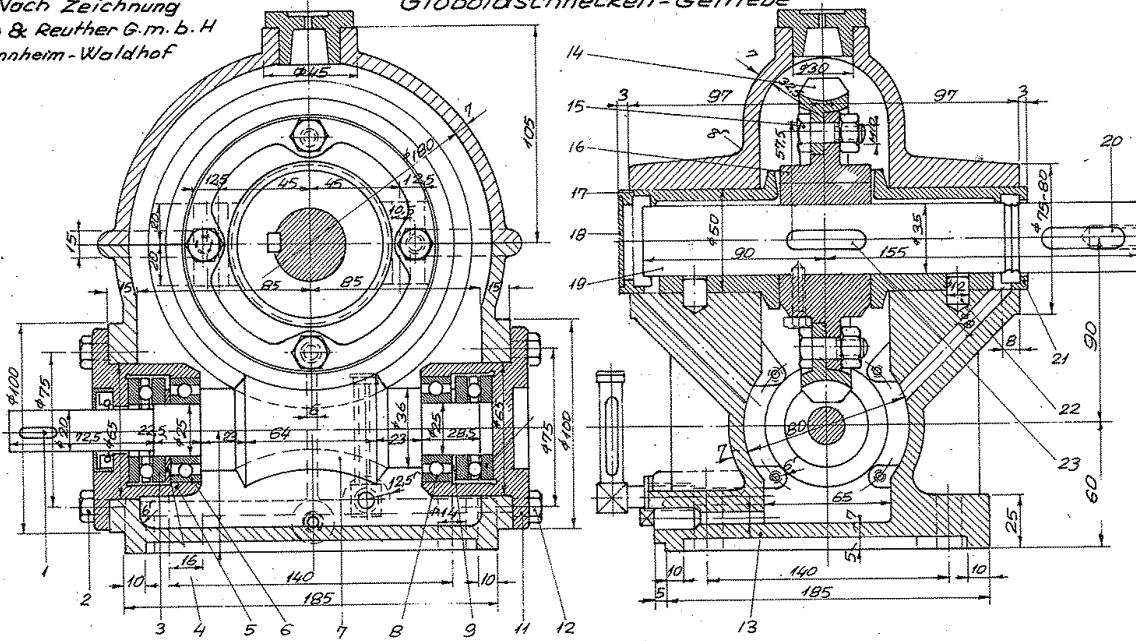
FAG 7310 , NU 309 , 6218 ve NU 218 (Şekil 29-B)



Şekil 29-B Yataklar

Nach Zeichnung
Bopp & Reuther G.m.b.H
Mannheim-Waldhof

Globoidschnecken-Getriebe



1	Keil	23	St60
1	Zylinderstift	22	St50
1	Lagerbuchse	21	GG-12
1	Keil	20	St60
1	Radwelle	19	St50
1	Verschlussdeckel	18	St00
1	Lagerbuchse	17	GG-12
1	Schneckenradkörper	16	GG-12

4	Paßschraube m. Mutter	15	4 D
1	Schneckenradkranz	14	6-Bz-14
1	Gehäuse	13	GG-12
4	Sechskantschraube	12	4 D
1	Lagergehäuse	11	GG-12
1	Axial-Kugellager 51305	10	
1	Zwischen schiebe	9	St42
1	Radial-Kugellager 6208	8	

1	Globoidschnecke	7	St50
1	Radial-Kugellager 6205	6	
1	Lagergehäuse	5	GG-12
1	Zwischenscheibe	4	St42
1	Axial-Kugellager 51305	3	
4	Sechskantschraube	2	4 D
1	Keil	1	St60
Stok	Benennung		Teil Werkst.

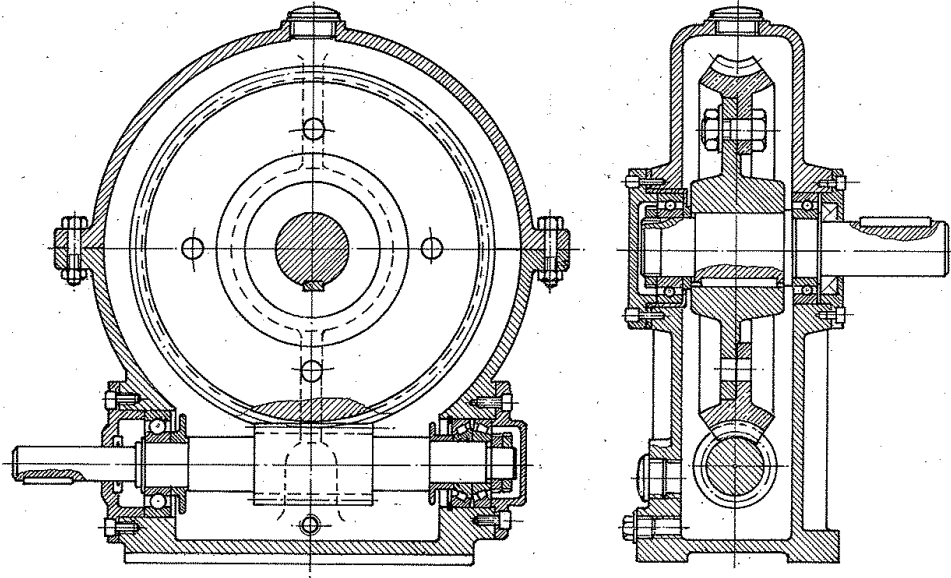
Şekil 29-9- Globoid sonsuz vida mekanizması (Konumuz olmadığı halde yataklama örneği içindir)

Yataklar;

No:3 - 51305 Eksenal, bilyalı yatak

No:6 - 6205 Radyal, Sabit bilyalı yatak

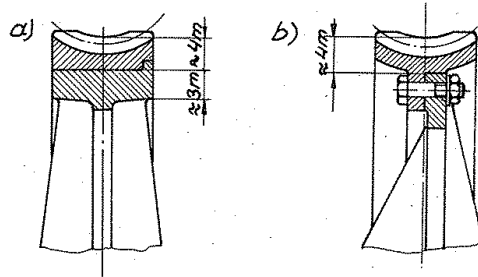
No:8 - 6208 " " " " "



Şekil 29.11- Sonsuz vida mekanizması

c) Dişli çark çemberi

Dişli çemberinin, dişli gövdesine tesbitine bilhassa dikkat etmek gerekir. Bu tesbit işi pres geçme ile örneğin 6 adet centikli pim ile, sert lehim veya merkezleme pim-leri kullanarak 6 adet civata ile yapılır. «The Cleveland Worm and Gear Co.» Cetvel 29.1 de K. Heinz Decker de şekil 29.12 de boyutlar ile ilgili değerler vermişlerdir.



Şekil 29.12- Sonsuz vida çarkının göbeğe tesbiti

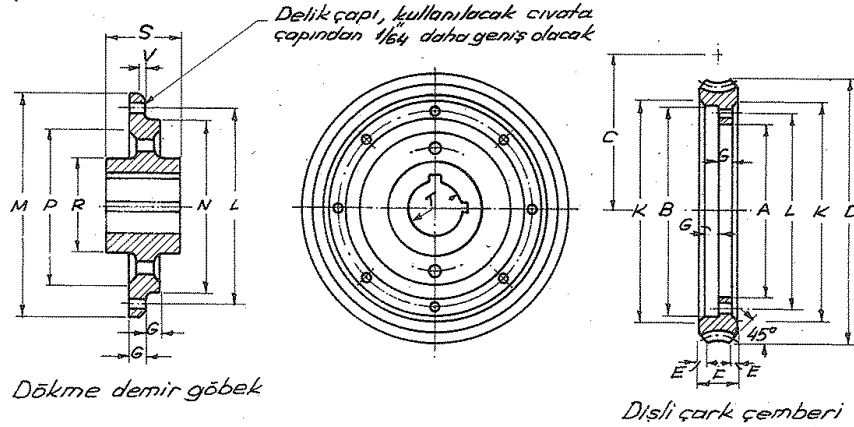
a) Pres geçme ile

b) Civata ile

d) Gövde

Küçük, sonsuz vida çark mekanizmalarının gövdeleri tek parça olabilir. Burada dişlilerin sökülüp takılması yanlardaki büyük kapaklar açılarak yapılır. (Şekil 29.1, Büyükçe mekanizmalarda gövde, sonsuz vida çarkının dikey veya yatay olması durumuna göre, dikey veya yatay olarak bölünür (Çarkın montajı için) ve sonsuz vidanın takılması için boydan boya bir delik öngörülür. (Şekil 29.13) Seri halinde imal edilen gövdelerin boydan boya sonsuz vida için delinen deliğe göre simetrik olması ve böylece çeşitli yatak büyüklükleri için ara burları ve milin önden ve arkadan takılmasının mümkün olması tercih edilir. Ayrıca yağ seviye göstergesi, yağ boşaltma tapası, üstte havalandırma kapağı ve dişlilerin kontrolü için kapaklı küçük bir gözetleme penceresi bulunur. Yağ seviye göstergesi ile havalandırma kapağına ait örnek Şekil 29.14 de verilmiştir. Genellikle dişlilerin kavramasının emniyetli olabilmesi için gövde kafi rijitlikte olmalıdır. Yağ karteri kısmında soğutma

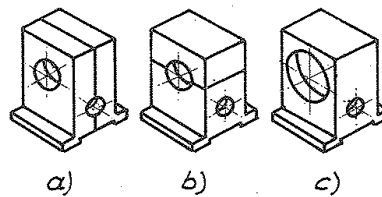
Proportions and Tolerances on Flanged, Bronze Rims and on
Cast Iron Hubs of Composite Worm Wheels
Catalog 400, First Edition-1952 The Cleveland Worm and Gear Co



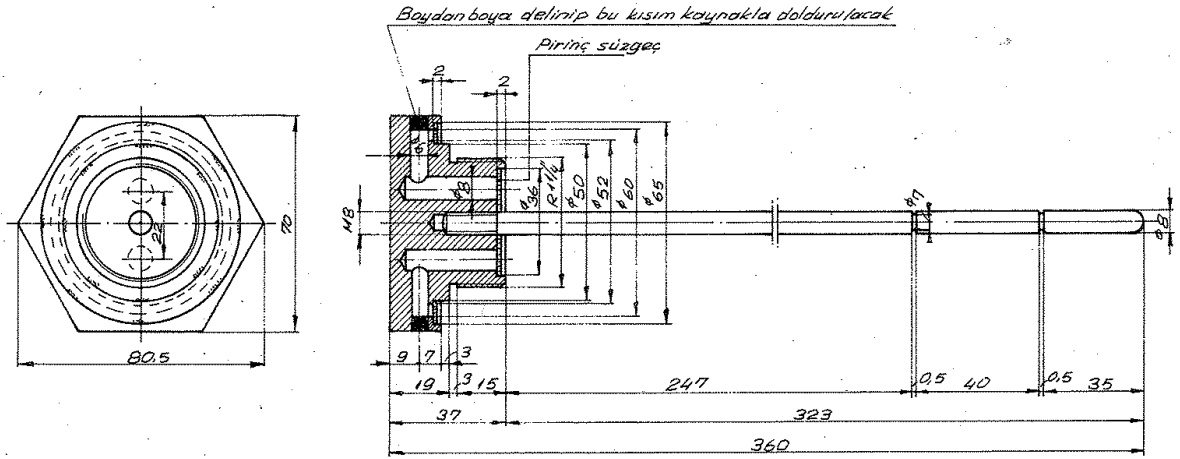
Eksenler arası mesafesi [inç]	Toleranslı boyutlar														Cıvata adeti ve boyutu	Kama boyutu			
	A*	B+	D	E	F	G	K	L	M+	N*	P	R	Ş	T			V		
6.8715	6.008	9.000	$1\frac{13}{16}$	$\frac{1}{4}$	2	$\frac{3}{4}$	9	$7\frac{1}{2}$	9.005	5.998		$4\frac{5}{8}$	2.995	2.874	$\frac{1}{16}$	6	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{4} \times \frac{3}{8}$	
	6.012	9.002	$1\frac{13}{16}$	$\frac{1}{4}$	2	$\frac{3}{4}$	9	$7\frac{1}{2}$	9.007	6.002		$4\frac{5}{8}$	3.005	2.875	$\frac{1}{16}$	6	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{4} \times \frac{3}{8}$	
8.173	8.008	11.000	$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$11\frac{1}{4}$	$9\frac{1}{2}$	11.005	7.998		$5\frac{3}{4}$	4.745	3.249	$\frac{1}{16}$	6	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{4} \times \frac{3}{8}$	
	8.012	11.002	$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$11\frac{1}{4}$	$9\frac{1}{2}$	11.007	8.002		$5\frac{3}{4}$	4.755	3.250	$\frac{1}{16}$	6	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{4} \times \frac{3}{8}$	
10.000	10.508	13.500	$1\frac{7}{8}$	$\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$13\frac{3}{4}$	12	13.507	10.498		$8\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{8}$	5.245	3.624	$\frac{1}{16}$	8	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{16}$
	10.512	13.502	$1\frac{7}{8}$	$\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$13\frac{3}{4}$	12	13.509	10.502		$8\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{8}$	5.255	3.625	$\frac{1}{16}$	8	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{16}$
12.000	13.508	16.750	2	$\frac{5}{16}$	3	$1\frac{1}{8}$	17	$15\frac{1}{8}$	16.758	13.498		$11\frac{1}{2}$	7	5.745	4.124	$\frac{1}{8}$	8	$\frac{3}{4}$	$1 \times \frac{1}{2}$
	13.512	16.753	2	$\frac{5}{16}$	3	$1\frac{1}{8}$	17	$15\frac{1}{8}$	16.760	13.502		$11\frac{1}{2}$	7	5.755	4.125	$\frac{1}{8}$	8	$\frac{3}{4}$	$1 \times \frac{1}{2}$
13.4365	15.258	19.000	$2\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	$3\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$19\frac{1}{2}$	$17\frac{1}{8}$	19.009	15.248		$12\frac{3}{4}$	$8\frac{1}{4}$	6.245	4.624	$\frac{1}{8}$	8	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{4} \times \frac{5}{8}$
	15.262	19.003	$2\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	$3\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$19\frac{1}{2}$	$17\frac{1}{8}$	19.011	15.252		$12\frac{3}{4}$	$8\frac{1}{4}$	6.255	4.625	$\frac{1}{8}$	8	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{4} \times \frac{5}{8}$
15.000	17.008	21.500	$2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$3\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	22	$19\frac{1}{4}$	21.511	16.998		14	$9\frac{3}{4}$	6.745	5.624	$\frac{1}{8}$	8	$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{4}$
	17.012	21.503	$2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$3\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	22	$19\frac{1}{4}$	21.513	17.002		14	$9\frac{3}{4}$	6.755	5.625	$\frac{1}{8}$	8	$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{4}$
18.000	21.508	26.500	$3\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	4	$1\frac{1}{4}$	27	24	26.513	21.498		$18\frac{1}{2}$	$11\frac{1}{2}$	6.745	6.374	$\frac{1}{8}$	12	1	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{4}$
	21.512	26.503	$3\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	4	$1\frac{1}{4}$	27	24	26.515	21.502		$18\frac{1}{2}$	$11\frac{1}{2}$	6.755	6.375	$\frac{1}{8}$	12	1	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{4}$
19.518	24.508	29.500	$3\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$29\frac{1}{2}$	27	29.514	24.498		21	$11\frac{1}{2}$	6.745	6.374	$\frac{1}{8}$	12	1	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{4}$
	24.512	29.503	$3\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$29\frac{1}{2}$	27	29.516	24.502		21	$11\frac{1}{2}$	6.755	6.375	$\frac{1}{8}$	12	1	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{4}$
21.837	27.008	32.000	$3\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	5	$1\frac{1}{2}$	$32\frac{1}{2}$	$29\frac{1}{2}$	32.015	26.998		23	13	7.495	7.249	$\frac{1}{8}$	12	1	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{4}$
	27.012	32.003	$3\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	5	$1\frac{1}{2}$	$32\frac{1}{2}$	$29\frac{1}{2}$	32.017	27.002		23	13	7.505	7.250	$\frac{1}{8}$	12	1	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{4}$

Cetvel 29.1 - The Cleveland Worm and Gear Co. ya göre; Dişli çark çemberinin, dökme demir göbeğine tesbitinde lüzumlu olan ölçüler.

- * - A ve N çapları arasında pozitif boşluk olacak.
- + - Normal çalışma sıcaklığı $160 \dots 180^\circ\text{F}$ ($\sim 71,1 \dots 82,2^\circ\text{C}$) da B ve M çapları arasındaki fark ısıl birgenleşme farkı doğurmayacak şekilde olmalıdır. (Çark bronz, göbek dökme demir) Bronz çark, belirtilen ölçülerde 200°F ($93,3^\circ\text{C}$) suda yeteri kadar genleşecektir.
- + - Kama toleransları; derinlik $+0,010$, genişlik $+0,003$. Eksenler arası mesafesi 6,875" ve 8,173" olanlar için 1 adet diğerleri için aralarında 90° açı yapan 2 adet kama kullanılır.



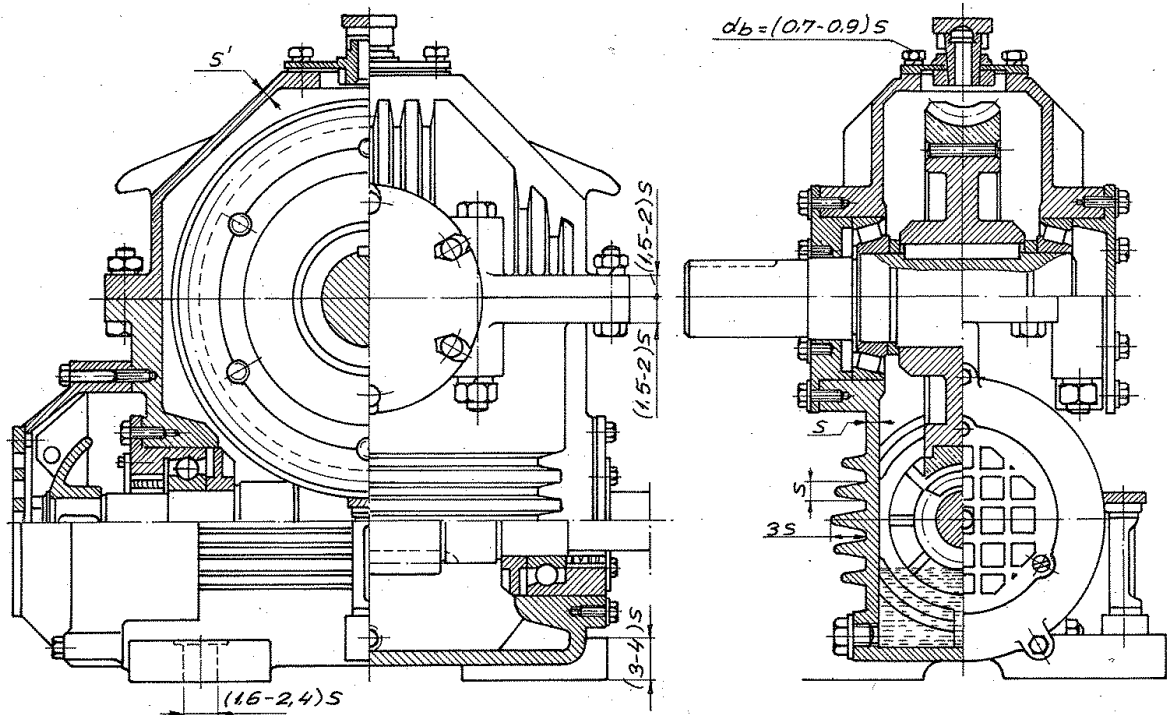
Şekil 29.13 - Gövde konstrüksiyonları
a) Düşey bölünmüş gövde
b) Yatay " "
c) Tek parça gövde



Şekil 29.14- Merkez atelyesi imalatlarından, yağ seviye göstergesi ve havalandırma kapağı

için yeteri kadar kaburga bulunmalı ve bu kaburgalara soğutma havasının iyi bir şekilde yöne-tilmesi temin edilmelidir. Ayrıca uygun bir soğutma, pisliklerin toplanma yeri ve yağın ömrü bakımından yağ karteri yeter büyüklükte olmalıdır.

Gövdenin cidar kalınlığı tecrübelerle dayanarak tayin edilir. Prof. Mustafa Akkurt, Şekil 29.15 de dökme demirden yapılmış gövdeler için aşağıdaki cidar kalınlıklarını tavsiye etmiştir:



Şekil 29.15- Tek kademeli sonsuz vida-çark mekanizmasında dökme demir gövdenin cidar kalınlıkları.

Alt gövdenin cidar kalınlıkları.

$$S \approx 0.012 \cdot \ell + 5 \text{ mm}$$

ℓ - kutunun toplam uzunluğu

(29/4)

Kontrol. $S \geq 8 \dots 10 \text{ mm}$ olmalıdır.

Üst gövdenin cidar kalınlığı

$$S' \approx (0.8 \dots 1) \cdot S \quad (29/2)$$

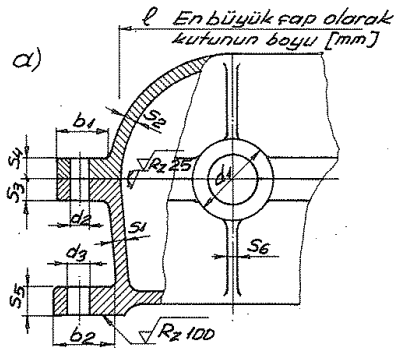
Flans kalınlıkları ;

$$S_f \approx 1.5 \cdot S \quad (29/3)$$

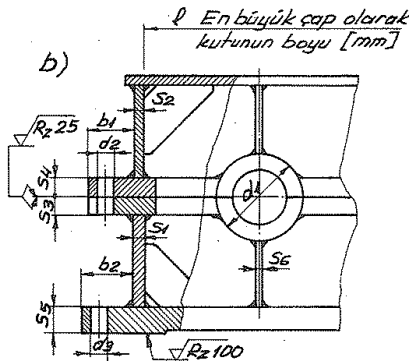
Taban kalınlığı ;

$$S_t \approx 2 \cdot S \quad (29/4)$$

Ayrıca Roloff/Matek tarafından, döküm ve kaynak konstrüksiyon gövdeler için cidar kalınlıkları Şekil 29.16 da verilmiştir.



$$\begin{aligned} S_1 &\approx 0,012 \cdot \ell + 5 \text{ mm} \\ S_2 &\approx (0,8 \dots 1) \cdot S_1 \\ S_3 &\approx 1,5 \cdot S_1 \\ S_4 &\approx S_3 \\ S_5 &\approx 2 \cdot S_1 \\ S_6 &\approx 0,7 \cdot S_1 \\ d_1 &\approx 1,4 \cdot \text{Yatak dış çapı} \\ d_2 &\approx 1,2 \cdot S_1 \\ d_3 &\approx 1,6 \cdot S_1 \\ b_1 &\approx 3 \cdot S_1 + 10 \text{ mm} \\ b_2 &\approx 3,5 \cdot S_1 + 15 \text{ mm} \\ \text{Malzeme:} & \text{GG-15} \\ & \text{GG-20} \\ & \text{GG-40} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} S_1 &\approx 0,005 \cdot \ell + 4 \text{ mm} \\ S_2 &\approx (0,5 \dots 0,8) S_1 \\ S_3 &\approx 2 \cdot S_1 \\ S_4 &\approx S_3 \\ S_5 &\approx 3,5 \cdot S_1 \\ S_6 &\approx 0,7 \cdot S_1 \\ d_1 &\approx 1,4 \cdot \text{Yatak dış çapı} \\ d_2 &\approx 1,5 \cdot S_1 \\ d_3 &\approx 2 \cdot S_1 \\ b_1 &\approx 4 \cdot S_1 + 10 \text{ mm} \\ b_2 &\approx 4,5 \cdot S_1 + 15 \text{ mm} \\ \text{Malzeme:} & \text{St 37-1} \\ & \text{St 52-3} \end{aligned}$$

Şekil 29.16 - Gövde cidar kalınlıkları değerleri

a) Döküm konstrüksiyon

b) Kaynak konstrüksiyon

e) Montajı ve alıştırılması

Burada dişli çark diş yüzeyi, daha çok sonsuz vidanın çıkış tarafında yük taşıyacağı şekilde aksenal olarak ayarlanmalıdır. Yük altında « Hypoid » yağı ile alıştırılarak verim ve yük taşıma kabiliyeti çok yükseltilebilir. Montajda, Sonsuz vida çark mekanizmalarının tertiplenme tarzlarına ait örnekler Şekil 29.17 de gösterilmiştir.

f) Rulmanlı Yataklar

Yataklamada genellikle rulmanlı yataklar kullanılır. Onun için burada, rulmanlı yatak seçimi için gerekli olan bilgiler verilecektir.

1- Dinamik yük sayısı

$$C = \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \cdot F \quad (29/5)$$

f_L - Ömür faktörü

$$f_L = \sqrt[10]{L_h / 500} \quad (29/6)$$

No.	Redüktörün tipi	Sema
1	Tek kademeli sonsuz vida mekanizması	
2	Tek kademeli sonsuz vida mekanizması	
3	Tek kademeli sonsuz vida mekanizması	
4	İki kademeli sonsuz vida mekanizması	
5	Birincisi sonsuz vida ikincisi silindirik dişli iki kademeli	

Şekil 29-17- Mekanizmaların tertiplenme tarzları

g- Giriş , ç- Çıkış

 L_h - Rulmanlı yatağın nominal ömrü, işletme saati. (Cetvel 29-2) f_n - Devir sayısı faktörü

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{P}{100 \cdot 3 \cdot n}}$$

(29/17)

 $P=3$ Bilyalı yataklar için $P=10/3$ Makaralı yataklar için n - Devir sayısı [d/dak.] f_t - Sıcaklık faktörü (Cetvel 29-3) $t \leq 100^\circ\text{C}$ için $f_t=1$ F - Dinamik eşdeğer yük

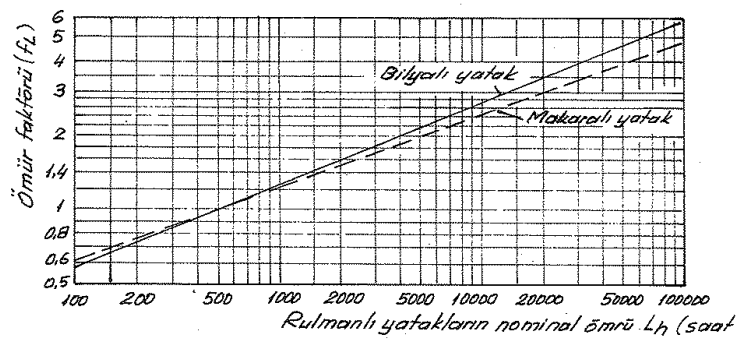
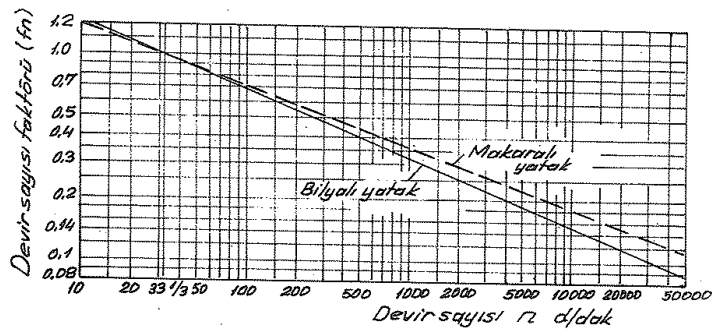
Ömür faktörü Şekil 29-18 den, devir sayısı faktöründe Şekil 29-19 dan bulunabilir.

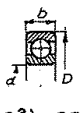
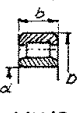
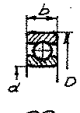
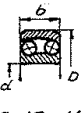
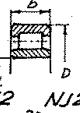
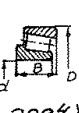
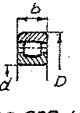
Not. C dinamik yük sayıları, yatakların cins ve büyüklüklerine göre, rulmanlı yatak kataloklarından bulunabileceği gibi Cetvel 29-4 den de bulunabilir.


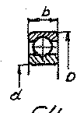
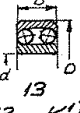
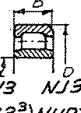
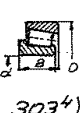
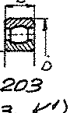
	Kullanıldığı yer	Nominal Ömür Saat	
1	Ziraat makineleri	3000... 6000	
2	Takım tezgahları	15000... 20000	Takriben 8... 15 sene
3	Kaldırma makineleri, konveyörler, asansörler	8.000... 15.000	
4	Genel dişli mekanizmaları	8000... 15000	
5	Takım tezgahı mekanizmaları	20000	
6	Küçük elektrik motorları (≤ 4 kW)	8000... 10000	
7	Orta elektrik motorları	10000... 15000	
8	Büyük elektrik motorları (> 100 kW)	20000... 30000	
9	Uçak motorları	100... 500	
10	Hafif motosikletler	600... 1200	takriben 4000 km
11	Ağır motosikletler	1000... 2000	
12	Ağır otobüsler	2000... 5000	
13	Tramvayların aks yatakları	20000... 25000	
14	Vagonların aks yatakları	30000	
15	Küçük vantilatörler	2000... 4000	
16	Kağıt makineleri	8000	
17	Gemi şaft yatakları	50000... 80000	
18	Gemi mekanizmaları	20000... 30000	
19	Ev aletleri	1000... 2000	takriben 5... 10 sene
20	Madençilikte kullanılan vantilatörler	40000... 50000	

Cetvel 29.2 - Rulmanlı yatakların nominal ömrü L_h (saat)

Yatak Sıcaklığı	100	125	150	175	200	250	300	350
f_t	1,0	0,95	0,92	0,88	0,82	0,7	0,6	0,5

Cetvel 29.3 - Sıcaklık faktörü (f_t)Şekil 29.18- Ömür faktörü (f_L)Şekil 29.19- Devir sayısı faktörü (f_n)

Tanıtma sayısı	Yataklar tipi						Yataklar tipi													
	Seri		6 ²), 60		NU110		Seri		62		12, 12...K ¹)		N2 NJ2 NU 2 ³)NUP2		302 ⁴)			202, 202...K ¹)		
	d	D	b	C	Co	C	Co	D	b	C	Co	C	Co	C	Co	B	C	Co	C	Co
25	5	16	5	1,5	0,75															
26	6	19	6	2,20	1,18															
07	7	19	6	1,76	0,88															
08	8	22	7	2,60	1,37															
09	9	24	7	2,90	1,56															
00	10	26	8	3,60	2,00			30	9	4,65	2,70	4,30	1,37							
01	12	28	8	4,00	2,28			32	10	5,40	3,15	4,40	1,50							
02	15	32	9	4,40	2,55			35	11	6,10	3,60	5,85	2,04			11,75	11,00	7,20		
03	17	35	10	4,75	2,85			40	12	7,50	4,55	6,20	2,45	10,40	5,40	13,25	17,30	12,00		
04	20	42	12	7,35	4,55			47	14	10,00	6,30	7,80	3,25	14,60	7,80	15,25	24,50	17,60		
05	25	47	12	7,80	5,00	12,50	7,10	52	15	11,20	7,20	9,50	4,15	16,60	9,50	16,25	28,00	20,80	20,80	14,60
06	30	55	13	10,00	6,70	15,60	9,30	62	16	15,30	10,20	12,20	5,85	22,00	12,90	17,25	33,00	24,00	24,00	17,00
07	35	62	14	12,70	8,80	19,30	11,80	72	17	20,00	14,00	12,50	6,80	31,50	19,00	18,25	46,50	34,50	36,00	25,50
08	40	68	15	13,40	9,65	22,40	14,00	80	18	22,80	16,00	15,00	8,65	40,50	25,50	19,75	54,00	40,50	41,50	30,00
09	45	75	16	15,60	11,80	26,50	17,30	85	19	25,50	18,30	17,00	9,80	43,00	27,50	20,75	62,00	49,00	44,00	32,00
10	50	80	16	16,30	12,70	29,00	19,30	90	20	28,50	21,20	18,00	11,00	45,00	30,00	21,75	69,50	56,00	49,00	38,00
11	55	90	18	22,00	17,30	34,00	23,60	100	21	34,00	25,50	21,20	13,70	52,00	34,50	22,75	80,00	64,00	64,00	49,00
12	60	95	18	21,60	17,60	34,50	24,50	110	22	41,50	31,50	23,60	16,00	65,50	44,00	23,75	90,00	72,00	73,50	57,00
13	65	100	18	24,00	20,00	36,00	26,00	120	23	46,50	36,00	24,50	17,60	76,50	53,00	24,75	104,00	83,00	81,50	67,00
14	70	110	20	30,50	25,00	52,00	37,50	125	24	49,00	38,00	27,00	19,00	75,00	53,00	26,75	114,00	93,00	93,00	76,50
15	75	115	20	31,50	27,00	54,00	40,00	130	25	52,00	41,50	30,50	21,60	94,50	65,50	27,75	120,00	100,00	96,50	81,50
16	80	125	22	37,50	32,00	63,00	45,50	140	26	57,00	45,50	31,00	24,00	100,00	71,00	28,25	137,00	114,00	110,00	93,00
17	85	130	22	39,00	34,00	64,00	48,00	150	28	65,50	54,00	39,00	29,00	114,00	81,50	30,5	154,00	132,00	134,00	114,00
18	90	140	24	45,50	40,00	76,50	58,50	160	30	72,00	61,00	45,00	32,50	140,00	102,00	32,5	176,00	150,00	150,00	127,00
19	95	145	24	47,50	42,50	80,00	61,00	170	32	85,00	71,00	50,00	37,50	156,00	114,00	34,5	200,00	174,00	180,00	156,00
20	100	150	24	47,50	42,50	81,50	64,00	180	34	96,50	80,00	54,00	41,50	170,00	127,00	37	224,00	193,00	196,00	170,00

Tanıtma sayısı	Yataklar tipi																			
	Seri		63		64		13 13...K ¹)		N3 NJ3 NU 3 ³)NUP3		303 ⁴)			203 203...K ¹)						
	d	D	b	C	Co	D ⁵)	b ⁵)	C	Co	C	Co	C	Co	B	C	Co	C	Co		
00	10	35	11	6,40	3,80															
01	12	37	12	7,65	4,75				7,35	2,40										
02	15	42	13	8,80	5,50				7,50	2,65			14,25	20,00	13,20					
03	17	47	14	10,60	6,70	62	17	18,30	12,70	9,80	3,75	16,60	9,30	15,25	24,50	16,30				
04	20	52	15	13,40	8,80	72	19	24,00	17,00	9,80	4,05	21,60	12,20	16,25	30,00	20,80	23,60	16,00		
05	25	62	17	17,60	11,60	80	21	28,00	20,00	14,00	6,10	27,50	16,00	18,25	40,50	28,50	31,50	22,00		
06	30	72	19	22,80	15,60	90	23	33,50	24,00	16,60	8,00	36,50	21,60	20,75	53,00	38,00	41,50	29,00		
07	35	80	21	26,00	18,30	100	25	43,00	32,00	19,60	10,00	44,50	25,50	22,75	65,50	48,00	50,00	36,50		
08	40	90	23	33,50	24,00	110	27	50,00	37,50	23,20	12,50	53,00	33,50	25,25	81,50	63,00	65,50	50,00		
09	45	100	25	41,50	30,50	120	29	60,00	46,50	30,00	16,30	67,00	42,50	27,25	96,50	76,50	75,00	57,00		
10	50	110	27	48,00	36,50	130	31	69,50	53,00	32,50	18,30	81,50	53,00	29,25	114,00	90,00	93,00	72,00		
11	55	120	29	60,00	45,50	140	33	78,00	64,00	40,50	22,80	102,00	67,00	31,5	134,00	108,00	104,00	83,00		
12	60	130	31	64,00	49,00	150	35	85,00	74,00	45,00	27,00	114,00	76,50	33,5	153,00	125,00	127,00	104,00		
13	65	140	33	72,00	57,00	160	37	96,50	82,00	49,00	30,00	127,00	85,00	36	176,00	143,00	146,00	120,00		
14	70	150	35	81,50	64,00	180	42	102,00	94,50	58,50	36,00	150,00	102,00	38	200,00	163,00	160,00	132,00		
15	75	160	37	83,00	68,00	190	45	120,00	116,00	62,00	49,00	180,00	125,00	40	224,00	186,00	190,00	156,00		
16	80	170	39	90,00	73,50	200	48	129,00	127,00	69,50	43,00	180,00	125,00	42,5	255,00	212,00	208,00	173,00		
17	85	180	41	98,00	85,00	210	52	139,00	137,00	76,50	49,00	212,00	150,00	44,5	275,00	232,00	232,00	193,00		
18	90	190	43	106,00	91,50	225	54	153,00	166,00	85,00	56,00	224,00	160,00	46,5	300,00	250,00	255,00	216,00		
19	95	200	45	112,00	102,00							255,00	186,00	49,5	255,00	204,00	285,00	240,00		
20	100	215	47	129,00	122,00							290,00	216,00	51,5	365,00	315,00	305,00	255,00		
21	105	225	49	137,00	134,00							335,00	250,00	53,5	400,00	345,00	335,00	280,00		
22	110	240	50	150,00	150,00							380,00	290,00	54,5	355,00	290,00	365,00	310,00		
24	120	260	55	166,00	176,00							440,00	335,00	59,5	390,00	335,00	415,00	365,00		
26	130	280	58	180,00	196,00							520,00	400,00				475,00	425,00		
28	140	300	62	200,00	228,00							570,00	450,00				560,00	510,00		
30	150	320	65	224,00	270,00							630,00	490,00				620,00	570,00		

Cetvel 29.4- Rulmanlı yataklarda; ana ölçüler [mm] ile C ve Co [kN] değerleri

- 1) d₁ çapı 14'e kadar 5mm. 14'den sonra 10mm. d çapından küçük olacak
- 2) Bu sıra sadece d=5...9 mm. çapları arasında geçerlidir.
- 3) Şekil NU tipini gösterir
- 4) iç bileziğin genişliği b.
- 5) Bu ölçüler yalnız 64 sıralı yataklar içindir

Tanıtma sayısı	Yataklar tipi														
	Seri		32		22...K1)		NU 22³)NU 22		NUP 22		322⁴)		222...K1)		
	d	D	b	b₁	C	Co	C	Co	C	Co	B	C	Co	C	Co
00	10	30	14	14,0	7,35	5,30	5,70	1,93							
01	12	32	14	15,9	8,80	6,40	5,85	1,96							
02	15	35	14	15,9	10,20	7,80	6,00	2,20							
03	17	40	16	17,5	11,80	9,30	7,65	2,85	14,60	8,50					
04	20	47	18	20,6	16,30	13,20	9,80	4,00	19,30	11,40					
05	25	52	18	20,6	18,00	15,60	9,80	4,30	22,00	13,70				31,50	20,80
06	30	62	20	23,8	24,50	22,00	12,00	5,65	30,50	19,60	21,25	46,50	37,50	40,00	28,50
07	35	72	23	27	34,50	32,50	17,00	8,30	45,50	31,00	24,25	61,00	50,00	51,00	37,50
08	40	80	23	30,2	38,00	35,50	17,60	9,65	55,00	37,50	24,75	69,50	56,00	58,50	45,50
09	45	85	23	30,2	43,00	43,00	18,30	10,80	57,00	40,00	24,75	72,00	58,50	60,00	44,00
10	50	90	23	30,2	45,50	45,50	18,30	11,60	60,00	43,00	24,75	76,50	64,00	68,00	53,00
11	55	100	25	33,3	50,00	53,00	20,80	13,40	68,00	49,00	26,75	96,50	81,50	85,00	68,00
12	60	110	28	36,5	64,00	67,00	26,50	17,00	93,00	69,50	29,75	116,00	100,00	98,00	80,00
13	65	120	31	38,1	68,00	75,00	34,00	22,00	110,00	85,00	32,75	137,00	118,00	120,00	96,50
14	70	125	31	39,7	76,50	83,00	34,50	23,20	110,00	85,00	33,25	143,00	125,00	134,00	112,00
15	75	130	31	41,3	80,00	88,00	34,50	24,50	125,00	96,50	33,25	150,00	134,00	140,00	116,00
16	80	140	33	44,4	88,00	100,00	40,00	28,50	140,00	108,00	35,25	173,00	156,00	166,00	140,00
17	85	150	36	49,2	104,00	120,00	45,50	32,00	160,00	127,00	38,5	200,00	180,00	190,00	163,00
18	90	160	40	52,4	116,00	134,00	55,00	39,00	190,00	153,00	42,5	228,00	208,00	224,00	193,00
19	95	170	43	55,6			65,50	46,50	216,00	173,00	45,5	265,00	250,00	250,00	216,00
20	100	180	46	60,3	150,00	180,00	76,50	54,00	240,00	196,00	49	300,00	280,00	285,00	245,00

Tanıtma sayısı	Yataklar tipi														
	Seri		33		23...K1)		NU 23³)NU 23		NUP 23		323⁴)		223...K1)		
	d	D	b	b₁	C	Co	C	Co	C	Co	B	C	Co	C	Co
02	15	42	17	19	13,20	10,40	9,30	3,25							
03	17	47	19	22,2	18,60	15,00	11,40	4,05			20,25	31,50	22,80		
04	20	52	21	22,2	19,00	15,60	14,30	5,40	31,00	19,30	22,25	40,00	30,50		
05	25	62	24	25,4	26,00	22,40	19,00	7,65	40,00	25,50	25,25	55,00	41,50		
06	30	72	27	30,2	33,50	30,50	24,50	10,20	48,00	31,50	28,75	71,00	56,00		
07	35	80	31	34,9	44,00	40,00	31,00	12,90	58,50	39,00	32,75	88,00	71,00		
08	40	90	33	36,5	54,00	52,00	35,50	16,00	75,00	52,00	35,25	106,00	90,00	98,00	72,00
09	45	100	36	39,7	65,50	65,50	42,50	19,60	98,00	68,00	38,25	134,00	118,00	118,00	90,00
10	50	110	40	44,4	80,00	80,00	51,00	24,00	120,00	88,00	42,25	163,00	143,00	156,00	120,00
11	55	120	43	49,2	90,00	93,00	58,50	28,50	137,00	98,00	45,5	186,00	166,00	176,00	137,00
12	60	130	46	54	104,00	110,00	68,00	33,50	156,00	114,00	48,5	212,00	190,00	204,00	160,00
13	65	140	48	58,7	120,00	127,00	75,00	39,00	176,00	129,00	51	240,00	216,00	228,00	180,00
14	70	150	51	63,5	132,00	143,00	85,00	45,50	208,00	160,00	54	275,00	250,00	280,00	224,00
15	75	160	55	68,3	150,00	163,00	95,00	51,00	255,00	200,00	58	315,00	290,00	305,00	255,00
16	80	170	58	68,3	163,00	180,00	106,00	58,50	255,00	200,00	61,5	355,00	325,00	335,00	270,00
17	85	180	60	73	183,00	208,00	110,00	63,00	300,00	232,00	63,5	380,00	355,00	380,00	315,00
18	90	190	64	73	200,00	236,00	120,00	69,50	305,00	236,00	67,5	430,00	405,00	415,00	340,00
19	95	200	67	77,8			129,00	76,50	365,00	300,00	71,5	440,00	415,00	455,00	380,00
20	100	215	73	82,6	232,00	290,00	150,00	95,00	430,00	355,00	77,5			540,00	455,00
21	105	225	77	87,3											
22	110	240	80	92,1											

Tanıtma sayısı	Yataklar tipi																									
	Seri		511				512				513				522				523							
	d⁵)	D⁵)	H	C	Co	D⁵)	H	C	Co	D⁵)	H	C	Co	d₁	d	D⁵)	H	C	Co	D⁵)	H	C	Co			
00	10	24	9	7,80	11,40	26	11	10,00	14,00																	
01	12	26	9	8,15	12,50	28	11	10,40	15,30																	
02	15	28	9	8,30	13,70	32	12	12,90	20,00																	
03	17	30	9	9,00	16,00	35	12	13,40	22,00																	
04	20	35	10	11,80	21,60	40	14	17,60	30,50																	
05	25	42	11	14,30	28,00	47	15	22,00	40,50	52	18	29,00	50,00	25+2	20	47	28	22,00	40,50	52	34	29,00	50,00			
06	30	47	11	14,60	32,50	53	16	22,80	47,50	60	21	33,50	64,00	30+2	25	52	29	22,80	47,50	60	38	33,50	64,00			
07	35	53	12	15,60	38,00	62	18	30,50	64,00	68	24	44,00	86,50	35+2	30	62	34	30,50	64,00	68	44	44,00	86,50			
08	40	60	13	21,20	51,00	68	19	36,50	80,00	78	28	54,00	110,00	40+2	30	68	36	36,50	80,00	78	49	54,00	110,00			
09	45	65	14	22,00	56,00	73	20	39,00	88,00	85	28	67,00	137,00	45+2	35	73	37	39,00	88,00	85	52	67,00	137,00			
10	50	70	14	22,40	61,00	78	22	42,50	98,00	95	31	80,00	166,00	50+2	40	78	39	42,50	98,00	95	58	80,00	166,00			
11	55	78	16	27,00	73,50	90	25	57,00	134,00	105	35	93,00	208,00	55+2	45	90	45	57,00	134,00	105	64	93,00	208,00			
12	60	85	17	32,50	91,50	95	26	61,00	146,00	110	35	96,50	216,00	60+2	50	95	46	61,00	146,00	110	64	96,50	216,00			
13	65	90	18	34,00	96,50	100	27	62,00	156,00	115	36	100,00	232,00	65+2	55	100	47	62,00	156,00	115	65	100,00	232,00			
14	70	95	18	34,00	102,00	105	27	63,00	163,00	125	40	120,00	275,00	70+2	55	105	47	63,00	163,00	125	72	120,00	275,00			
15	75	100	19	38,00	114,00	110	27	64,00	173,00	135	44	134,00	315,00	75+2	60	110	47	64,00	173,00	135	79	134,00	315,00			
16	80	105	19	39,00	122,00	115	28	65,50	183,00	140	44	140,00	340,00	80+2	65	115	48	65,50	183,00	140	79	140,00	340,00			
17	85	110	19	40,00	127,00	125	31	83,00	228,00	150	49	163,00	405,00	85+3	70	125	55	83,00	228,00	150	87	163,00	405,00			
18	90	120	22	46,50	153,00	135	35	102,00	275,00	155	50	163,00	425,00	90+3	75	135	62	102,00	275,00	155	88	163,00	425,00			
20	100	135	25	67,00	216,00	150	38	122,00	340,00	170	55	190,00	490,00	100+3	85	150	67	122,00	340,00	170	97	190,00	490,00			
22	110	145	25	68,00	232,00	160	38	129,00	380,00	190	63	216,00	585,00	110+3	95	160	67	129,00	380,00	190	110	216,00	585,00			
24	120	155	25	69,50	250,00	170	39	129,00	400,00	210	70	255,00	735,00	120+3	100	170	68	129,00	400,00	210	123	255,00	735,00			
26	130	170	30	81,50	285,00	190	45	166,00	510,00	225	75	280,00	850,00	130+3	110	190	80	166,00	510,00	225	130	280,00	850,00			
28	140	180	31	83,00	315,00	200	46	170,00	540,00	240	80	305,00	980,00	140+3	120	200	81	170,00	540,00	240	140	305,00	980,00			
30	150	190	31	85,00	335,00	215	50	186,00	600,00	250	80	315,00	1040,00	150+3	130	215	89	186,00	600,00	250	140	315,00	1040,00			

Cetvel 29.4 - Devam. Rulmanlı yataklarda; ana ölçüler [mm] ile C ve Co [kN] değerleri

2- Dinamik eşdeğer yük

a) Radyal rulmanlı yatak, sadece radyal yüke maruz

$$F = F_r \quad (29/8)$$

b) Radyal rulmanlı yatak, radyal ve eksenel yüke maruz

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (29/9)$$

c) Eksenel rulmanlı yatak, sadece eksenel yüke maruz

$$F = F_a \quad (29/10)$$

d) Eksenel oynak makaralı yatak, radyal ve eksenel yüke maruz

$$F = F_a + 1,2 F_r \quad (29/11)$$

F_r - Radyal yük

F_a - Eksenel yük

X - Radyal faktör (Cetvel 29.5)

Y - Eksenel faktör (Cetvel 29.5)

Yatak Tipi	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Sabit bilyalı tek sıralı	1	0	0,56	2,0	0,22
				1,75	0,25
				1,45	0,3
				1,2	0,37
				1	0,44
iki sıralı	1	1	-	-	0,3
Eğik bilyalı tek sıralı iki sıralı	1	0 0,73	0,35 0,62	0,57	1,14
				1,17	0,86
Konik makaralı, seri	1	0	0,4	1,5	0,4
				2,0	0,3
				1,5	0,4
				0,7	0,83
				1,7	0,35
Bilyalı oynak	1	2,1 2,8 3,6 2,0 2,6 1,5 2,3 1,2 1,5	0,05	3,4	0,28
				4,3	0,22
				5,5	0,18
				3,0	0,31
				4,1	0,24
				2,3	0,44
				3,6	0,27
				1,9	0,50
				2,4	0,41
				2,4	0,41
Makaralı oynak	1	2,6 3,0 2,7 2,2 1,9 1,8 2,4 2,5 1,8	0,67	3,9	0,26
				4,4	0,23
				4,0	0,25
				3,2	0,32
				2,9	0,35
				2,6	0,36
				3,5	0,28
				3,7	0,27
				2,7	0,36
				2,7	0,36

Cetvel 29.5 - Radyal X ve eksenel Y faktörleri

F_r veya F_a hesaplanırken, yatağa etkileyen darbeler göz önüne alınmamış ise, eşdeğer yükün hesabında F_r ve F_a nın bir f_z darbe faktörü ile çarpılması gerekir.

Bu durumda eşdeğer yük,

$$F = X \cdot (F_r \cdot f_z) + Y \cdot (F_a \cdot f_z) \quad (29/12)$$

bağıntısı ile belirtilir.

f_z - Darbe faktörü (Cetvel 29.6)

e) Rulmanlı yatağa etkileyen kuvvet F_{max} ile F_{min} arasında değişirken devir sayısı sabit kalıyorsa yatak eş değer yükü,

$$F = \frac{F_{min.} + 2 F_{max.}}{3}$$

bağıntısı ile hesaplanır.

(29/13)

Mekanizmanın Özelliği	f_z	Gevre hızı, $v(m/s)$
Dışli kutularındaki yataklar		
Tıfıllı dişler	1,6 ... 2,2	1 ... 3
Talaş alınmış dişler	1,2 ... 1,6	2 ... 10
Taşlanmış dişler	1,1 ... 1,4	4 ... 50
Demiryolu taşıtlarındaki aks yatakları	1,3 ... 1,6	
Karayolu taşıtlarındaki aks yatakları	1,5	
Kayıp kasnak mekanizmalarındaki yataklar	2 ... 3	

Cetvel 29.6 - Darbe faktörü (f_z)

f) Rulmanlı yatağa etkileyen yük değişken ise; F_1 kuvveti N_1 devir süresince...
 F_2 kuvveti N_2 devir süresince sabit kalıyorsa ve N etkileyen kuvvetlerin tesir süreleri
içindeki toplam devir sayısı ise, eşdeğer yük;

$$F = P \sqrt{\frac{F_1^P \cdot N_1 + F_2^P \cdot N_2 + \dots}{N}}$$

(29/14)

3- Statik yük sayısı

$$C_0 = F_0 \cdot f_s$$

F_0 - Statik eşdeğer yük

f_s - Emniyet faktörü (Cetvel 29.7)

Galıma şekli	Darbeli	Normal	Sakin
f_s	2	1	0,5 ... 1

Cetvel 29.7 - Emniyet faktörü (f_s)

4- Statik eşdeğer yük

a) Radyal rulmanlı yatak, radyal ve aksel yükü maruz

$$F_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$$

(29/16)

F_{r0} - Statik radyal yük

F_{a0} - Statik aksel yük

X_0 - Statik radyal faktör (Cetvel 29.8)

Y_0 - Statik aksel faktör (Cetvel 29.8)

Rulmanlı yatağın tipi	Bir sıralı		iki sıralı	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Bilyalı sabit yatak	0,6	0,5	0,6	0,5
Eğik bilyalı yatak	0,5	0,26	1	0,58
Oynak bilyalı yatak	-	-	1	0,68 Y_1)
Oynak makaralı yatak	-	-	1	0,66 Y_1)
Konik makaralı yatak	0,5	0,55 Y_1)	-	-

1) Cetvel 29,5'in $\frac{F_a}{F_r} > e$ kolundaki Y

Cetvel 29.8 - Radyal X_0 ve aksel Y_0 faktörleri

b) Eksenel oynak makaralı yatak; radyal ve eksenel yüke maruz

$$F_o = F_{a0} + 2,75 F_{r0} \quad (29/17)$$

c) Radyal rulmanlı yatak, sadece radyal yüke maruz

$$F_o = F_{r0} \quad (29/18)$$

d) Eksenel rulmanlı yatak, sadece eksenel yüke maruz

$$F_o = F_{a0} \quad (29/19)$$

Not. Statik yük sayısı $n \leq 20$ d/dak. Lık hızlarda çalışan yatakların hesabında kullanılır. C_o değerleride bütün yatak tipleri için kataloglarda bulunabileceği gibi Cetvel 29.4 den de bulunabilir.

Rulmanlı yatak montajlarında, mil ve gövdeye verilecek toleranslar yatak cinsine yükün etkiye şekline göre farklı değerler alır. Cetvel 29.9 mil ve delik için gerekli toleransları, çeşitli yük şekilleri için vermektedir.

Yük		Örnekler	Rulmanlı yatağın tipi Mil çapı, mm.		Tolerans	
					Mil için	Delik için
Dış bilezik için nokta yükü iç bilezik için çevre yükü veya tam bilinmeyen yük;	Hafif ($F \leq 0,1 C$)	Mekanizmalar Küçük takım Tezgahları Pompalar Vantilatörler	Bilyalı yatak ≤ 17	Makaralı yatak	k5	H7, H8 (Dış bilezik kaydırılabilir)
			$> 17 \dots 100$	≤ 40	j6	
			$> 100 \dots 200$	$> 40 \dots 100$ $> 100 \dots 200$	k6 m6	
	Normal	Genel makine konstrüksiyonları Elektrik motorları, motor dişli mekanizmaları pompalar Türbinler takım tezgahları.	≤ 17		j5	H7, H8 (Dış bilezik kaydırılabilir)
			$> 17 \dots 100$	≤ 40	k5, k6	
			$> 100 \dots 200$	$> 40 \dots 100$	m5, m6	M6, N6 (Dış bilezik kaydırılabilir)
				$> 100 \dots 160$ $> 160 \dots 300$ > 300	n6 p6 r6, r7	
	Darbeli ağır yükler	Lokomotiflerin ve ağır raylı taşıtların aksları.	≤ 100		n6	J7 (Dış bilezik kaydırılabilir)
			$> 100 \dots 160$		p6	M6, N6 (Dış bilezik kaydırılmaz)
> 150				r6, r7		
Dış bilezik için çevre yükü. İç bilezik için nokta yükü	Hafif	Kablo makarası ve taşıt tekerle- ği yatakları	Bütün çap değerleri.		g6, h6 (iç bilezik kaydırılabilir)	M7
	Normal	Ağır kablo ve kren tekerlek leri			N7	
	Darbeli ağır yük	Ağır halat ma- karaları, biyel yatakları.			P7	
iç bilezik için çevre yükü	Genel makine konstrüksiyon- ları, akslar, transmisyonlar.	Manşon üzerinde monte edilen bütün çaplar		h8, h9	H7	
Dış bilezik için çevre yükü				h11	N7, P7	
Yalnız eksenel yük		Radyal ve eksenel yataklar Bütün çaplar için		j6	E8	
Mil diski üzerin- de nokta yükü	Krenler, sonsuz vida milleri, gemi milleri.	Eksenel oynak makaralı yataklar Bütün çaplar için		j6	K7, M7	
Mil diski üzerin- de çevre yükü		200		k6	J7	
		200... 400		m6		
	400		n6			

Cetvel 29.9- Rulmanlı yatakların toleransları.

Bazı hallerde, rulmanlı yataktaki sürtünme katsayısının bilinmesi gerekir. Çeşitli rulmanlı yatak tiplerindeki sürtünme katsayısı Cetvel 29-10 da verilmiştir.

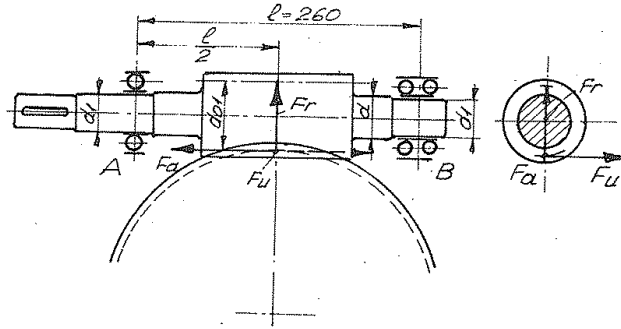
Rulmanlı yatağın tipi	μ
Bilyalı sabit yatak	0,0022...0,0042
Silindirik makaralı yatak	0,0012...0,0060
Bilyalı oynak yatak	0,0016...0,0066
Bilyalı eğik yatak	0,0018...0,0019
Makaralı oynak yatak	0,0029...0,0071
Konik makaralı yatak	0,0025...0,0083

Cetvel 29-10 - Rulmanlı yataklarda sürtünme katsayısı

Örnek 7- Bir sonsuz vida mekanizmasına ait milin yataklanması. (Şekil 29-20)

Yataklanma, şu konstrüksiyon tarzlarına göre yapılacaktır.

- a) 1 Adet tek sıra bilyalı yatak (Serbest) radyal yükü, 1 Adet iki sıralı eğik bilyalı yatak (Sabit) radyal ve eksenel yükü alabilecek şekilde seçilecektir.



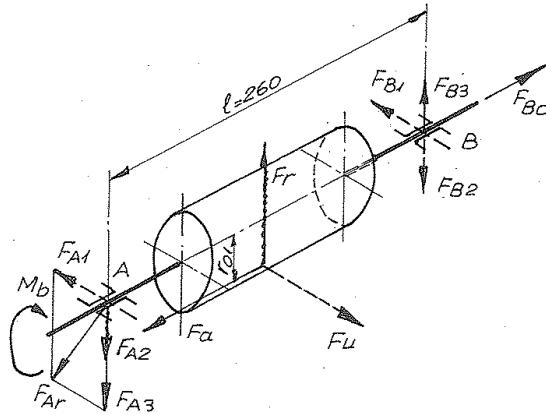
Şekil 29-20

- b) 2 Adet silindirik makaralı yatak (Serbest) radyal yükü, 1 Adet iki yönlü çalışan eksenel-sabit bilyalı yatak (Sabit) eksenel yükü alabilecek şekilde seçilecektir.

Verilen değerler:

Güç: 6,5 BG; Çevrim oranı $i = n_1/n_2 = 950/63$; sonsuz vida milinin çapı: $d = \phi 40$ mm.; milin çapı: $d_1 = \phi 35$ mm.; sonsuz vidanın ortalaması dairesi çapı: $d_0 = 64$ mm.; Sonsuz vidaya gelen kuvvetler: eksenel kuvvet $F_a = 430$ kg., radyal kuvvet $F_r = 120$ kg., çevresel kuvvet $F_u = 145$ kg.; yatak ara boyutu: $l = 260$ mm.

1) Tepki kuvvetlerinin hesabı



Şekil 29-21

a) Çevresel kuvvetten gelen tepki;

$$F_{A1} = F_{B1} = \frac{F_u}{2} = \frac{145}{2}$$

$$\| F_{A1} = F_{B1} = 72,5 \text{ kg.}$$

b) Radyal kuvvetten gelen tepki;

$$F_{A2} = F_{B2} = \frac{F_r}{2} = \frac{120}{2}$$

$$\| F_{A2} = F_{B2} = 60 \text{ kg}$$

c) Eksenel kuvvet

c1) B yatağı eksenel kuvveti alabilecek şekilde seçilecektir.

$$\| F_{Ba} = F_a = 430 \text{ kg.}$$

c2) Düşey düzlemde eğilme momentinden meydana gelen tepkiler;

$$F_a \cdot r_{o1} + F_r \cdot \frac{\ell}{2} = (F_{A2} + F_{A3}) \cdot \ell$$

$$430 \cdot \frac{64}{2} + 120 \cdot \frac{260}{2} = (F_{A2} + F_{A3}) \cdot 260$$

$$F_{A2} + F_{A3} = 113 \text{ kg.}$$

$$\| F_{A3} = -F_{B3} = 53 \text{ kg.}$$

d) A yatağını etkileyen toplam radyal kuvvet

$$F_{Ar} = \sqrt{(F_{A2} + F_{A3})^2 + F_{A1}^2}$$

$$F_{Ar} = \sqrt{(113)^2 + (72,5)^2}$$

$$\| F_{Ar} = 134 \text{ kg.}$$

e) B yatağı;

Toplam radyal tepki kuvveti,

$$\| F_{Br} = F_{Ar} = 134 \text{ kg.}$$

Eksenel kuvvet,

$$\| F_{Ba} = F_a = 430 \text{ kg.}$$

2) A yatağının hesabı

a) Konstrüksiyon tarzı (Şekil 29.22a)

a1) Eş değer yük;

Yatak sadece radyal kuvvete (F_{Ar}) maruzdur.

$$\| F = F_{Br} = F_{Ar} = 134 \text{ kg.}$$

a2) Ömür faktörü;

Genel dişli mekanizmaları için nominal ömür $L_h = 8000 \dots 15000$ saat (Çetvel 29.2)

$$\| L_h = 10000 \text{ saat (kabul)}$$

$$f_L = \sqrt[3]{L_h / 500} = \sqrt[3]{10000 / 500}$$

$$\| f_L = 2,7$$

(Şekil 29.18'de $f_L = 2,7$ değeri bulunabilirdi.)

a3) Devir sayısı faktörü;

$n = 950$ d/d için

$$f_n = \sqrt[3]{100 / 3 \cdot n} = \sqrt[3]{100 / 3 \cdot 950}$$

$$\| f_n = 0,33$$

(Şekil 29.19'dan da $f_n = 0,33$ değeri bulunabilirdi.)

a4) Sıcaklık faktörü;

$t < 100^\circ\text{C}$ olduğundan

$$\| f_t = 1$$

a5) Dinamik yük sayısı

$$C = \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \cdot F = \frac{2,7}{0,33 \cdot 1} \cdot 134$$

$$\| C = 1100 \text{ kg.}$$

Katalogtan veya cetvel 29.4 den, mil çapı $d_1 = \phi 35 \text{ mm.}$ için, 6007 numaralı tek sıra bilyalı yataklar seçilir; bu yatağın dinamik yük sayısı

$$\| C = 1270 \text{ kg} > 1100 \text{ kg.} \text{ uygundur.}$$

b) Konstrüksiyon tarzı (Şekil 29.22 b)

Eksenel yatak radyal yükü almamakta, radyal yük ise A ve B yataklarında bulunan silindirik makaralı yataklar tarafından paylaşılmaktadır. Dolayısıyla eşdeğer yük yine,

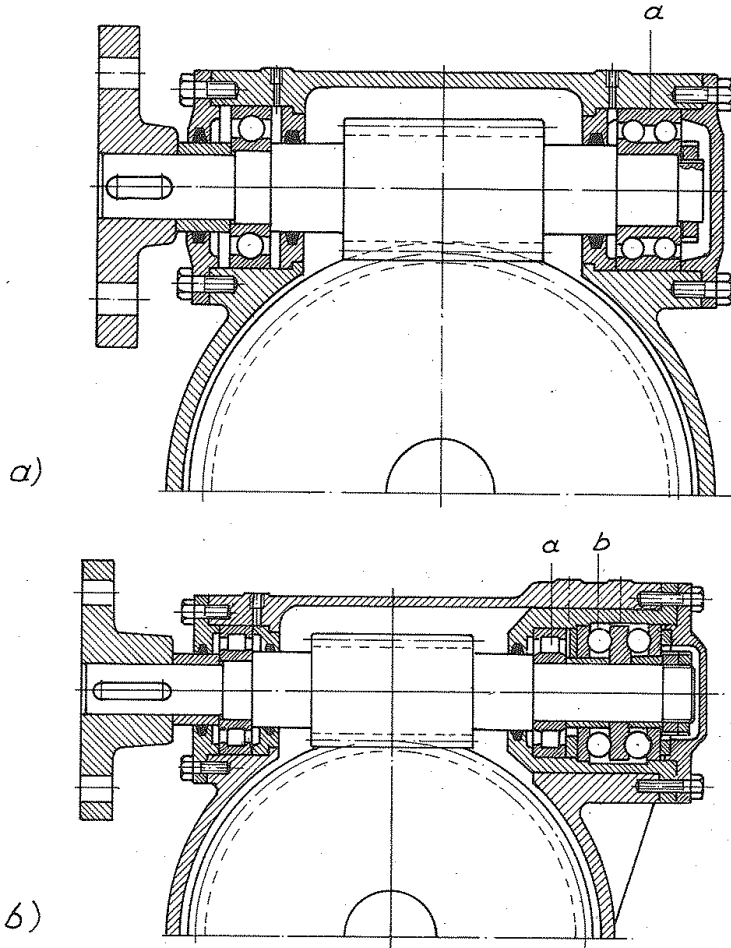
$$\| F = F_{Br} = F_{Ar} = 134 \text{ kg.}$$

ve dinamik yük sayısı

$$\| C = 1100 \text{ kg.} \text{ dir.}$$

Katalogtan veya Cetvel 29.4 den $d_1 = \phi 35 \text{ mm.}$ için, NU 207 numaralı silindirik makaralı yatak seçilir; bu yatağın dinamik yük sayısı

$$C = 3150 \text{ kg.} > 1100 \text{ kg.} \text{ uygundur.}$$



Şekil 29.22

3) B yatağının hesabı

a) Konstrüksiyon tarzı (Şekil 29.22 a)

a1) Eş değer yük;

Yatak, radyal ($F_{Br} = 134 \text{ kg.}$) ve eksenel ($F_{Ba} = 430 \text{ kg.}$) kuvvetlere maruzdur.

Bu yüzden eşdeğer yük

$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ bağıntısı ile bulunur. İki sıralı eğik bilyalı yatak için,

$$F_a / F_r = F_{B_a} / F_{B_r} = 430 / 134 = 3,2 > e = 0,96 \text{ (Cetvel 29.5)}$$

ve

$$X = 0,62 ; Y = 1,17 \text{ (Cetvel 29.5)}$$

değerleri ile eşdeğer yük,

$$F = 0,62 \cdot 134 + 1,17 \cdot 430$$

$$\| F = 586 \text{ kg. bulunur.}$$

a2) Dinamik yük sayısı

$$C = \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \cdot F = \frac{2,7}{0,33 \cdot 1} \cdot 5,86$$

$$\| C = 4800 \text{ kg.}$$

Katalogtan veya Cetvel 29.4 den mil çapı $d_1 = \phi 35 \text{ mm.}$ için 3307 numaralı iki sıralı eğik bilyalı yatak seçilir; bu yatağın dinamik yük sayısı

$$\| C = 4400 \text{ kg.} < 4800 \text{ kg. ! uygun değil}$$

b) Konstrüksiyon tarzı (Şekil 29.22 b)

Radyal yük NU 207 numaralı silindirik makaralı yatak ile alınıyor idi eksenel kuvvet

$$\| F_{B_a} = F_a = F = 430 \text{ kg.}$$

olup bunu sadece eksenel sabit bilyalı yatak alacaktır. öyleyse dinamik yük sayısı

$$C = \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \cdot F = \frac{2,7}{0,33 \cdot 1} \cdot 430$$

$$\| C = 3500 \text{ kg.}$$

Katalogtan veya Cetvel 29.4 den $d_1 = \phi 35 \text{ mm.}$ için, 52209 numaralı iki yönlü çalışan eksenel- sabit bilyalı yatak seçilir; bu yatağın dinamik yük sayısı

$$\| C = 3900 \text{ kg.} > 3500 \text{ kg. uygundur.}$$

4) Sonuç

Sonuçlar, Cetvel 29.11 de toplu olarak verilmiştir. Bu Cetvel incelendiğinde
1° Yük bakımından Şekil 29.22 b avantajlı ancak Şekil 29.22 a ya nazaran ekonomik değil.

2° 3307 numaralı yatakta yük sayıları arasındaki fark büyük değil ve Şekil 29.22 b ye nazaran ekonomik

3° A yatağı için 6007 no.lu tek sıra bilyalı yatak, B yatağı için 3307 no.lu iki sıralı eğik bilyalı yatak seçilmelidir.

Yataklar	Konstrüksiyon Tarzı		Konstrüksiyon Tarzı	
	Şekil 29.22a	Düşünceler	Şekil 29.22b	Düşünceler
A yatağı	6007	Uygun	NU 207	Uygun
B yatağı	3307 C=4400 < 4800	!	NU207 ve 52209 C=3900 > 3500	Uygun

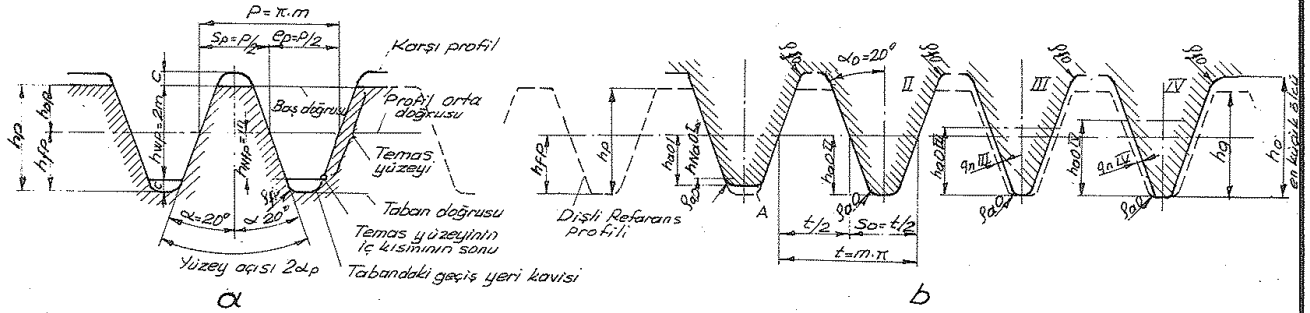
Cetvel 29.11 - Örnek problemin çözüm sonuçları toplu halde

30- İmalatın yapılması

a) Referans profili

İmalat bakımından kolaylık sağlamak amacıyla, dişlerin boyutları «Referans profili» denilen teorik bir profil üzerinde belirlenmiştir. Şekil 30.1 a da DIN 867'ye göre evolvent dişlinin referans profili, Şekil 30.1 b de DIN 3972 ye göre takım referans profilleri verilmiştir. Bu profil, modül m ve yan yüzeylerin açısı α_0 olmak üzere iki faktör tarafından tayin edilir. m ve α_0 'in değerleri standarttır. Modülün standart değerleri Cetvel 2-1 de verilmiş idi. α_0 için ise; $14,5^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 22,5^\circ, 25^\circ$ standart değerleri kabul edilmiştir. Kullandığımız standart genellikle $\alpha_0 = 20^\circ$ dir.

Referans profiline göre, takım referans profili belirlenir. (Şekil 30.1b) Takım referans profiline göre diş açan takımların diş boyutları tayin edilir. Şekil 30.1 b den de görüleceği üzere DIN 3972 ye göre dört takım referans profili mevcuttur. Bunlardan ilk ikisi diş açmadan sonra ilave bir işlem görmeyen, III ve IV. profiller ise diş açmadan sonra ilave bir işlem uygulanan dişliler içindir. Genellikle II. profil kullanılmaktadır.



Referans profili II ; Fellow's yöntemi ile diş açılmış

$$h_{a0II} = h_{fII} = 1,25 \cdot m \quad (30/4)$$

$$S_{rII} = 0,5 \cdot t \text{ (Diş kalınlığı)} \quad (30/5)$$

$$h_{oII} \geq 2,45 \cdot m \quad (30/6)$$

Referans profili III ; Diş açıldıktan sonra taşlama işlemi uygulanan dişliler içindir

$$h_{a0III} = 1,25 \cdot m + 0,25 \cdot m^{1/3} \quad (30/7)$$

$$h_{fIII} = 1,25 \cdot m \quad (30/8)$$

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

$$S_{rIV} = 0,5 \cdot t + 0,182 \cdot m^{1/3} \quad (30/9)$$

$$q_{nIII} = 0,5 \cdot m^{1/3} \cdot \sin \alpha_0 = 0,0855 \cdot m^{1/3} \quad (30/10)$$

$$h_{oIII} \geq 2,45 \cdot m \quad (30/11)$$

Referans profili IV ; Diş açıldıktan sonra frezeleme veya taşlama işlemi uygulanan dişliler içindir

$$h_{a0IV} = 1,25 \cdot m + 0,6 \cdot m^{1/3} \quad (30/12)$$

$$h_{fIV} = 1,25 \cdot m \quad (30/13)$$

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

$$S_{rIV} = 0,5 \cdot t + 0,428 \cdot m^{1/3} \quad (30/14)$$

$$q_{nIV} = 0,6 \cdot m^{1/3} \cdot \sin \alpha_0 = 0,2052 \cdot m^{1/3} \quad (30/15)$$

$$h_{oIV} \geq 2,45 \cdot m \quad (30/16)$$

b1) Yuvarlanma metodu

Burada bıçak, normal kesme hareketinden (Planya, vorgel, freze, taşlama hareketi) ve ilerleme hareketinden başka birde imal edilecek Z_1 dişlisi üzerinde, tıpkı Z_1 ile çalışan bir Z_2 dişlisi (örneğin bir kremayer) gibi yuvarlanma hareketi yapar. Buna göre bıçak Z_2 profilinde olmalıdır. Z_1 'in diş yüzeyleri bıçak yüzeyinin zarfı olarak meydana gelir. En büyük avantajı; değişik diş sayılı fakat diş büyüklüğü (ve modülü) eşit her dişli için birtek bıçak kafidir.

Sürekli yuvarlanma metodunda yuvarlanma hareketi kısım kısım aralıksız olarak devam eder. Bıçak olarak kremayer veya dişli çarklar veya sonsuz vida şeklindeki freze (azdırma) bacakları kullanılır. Avantajı; dişler ayrı ayrı değil beraber olarak bir işlemle aralıksız olarak yapılır. Planya çarkı ile hatta içten dişliler ve ayrıca ok dişli çarklar ok başındaki dişlere aralık bırakılmaksızın da yapılabilir. Dezavantajı; dişlinin ölçü hassasiyeti diş açma makinasındaki ara dişlilerininkine bağlıdır.

Kademeli yuvarlanma metodunda bıçağın yuvarlanma hareketi sürekli olmayıp ileri geri şeklindedir. Yuvarlanma işleminden sonra bıçak kavrama durumundan çıkarılıp bir diş atlandıktan sonra müteakip çalışma devresi başlar. Avantajı; bıçak basittir ve hassas olarak imal edilebilir. Diş taksimatının duyarlılığı artık döner masa sanın ve bıçağın tahrikindeki hata olmayıp sadece bölücü düzeneğin duyarlılığına bağlıdır. O halde taksimat hataları periyodik olarak tekrarlanmazlar. Dezavantajı; ileri geri hareket, geri gelme ve diş değiştirme sırasında zaman kaybı.

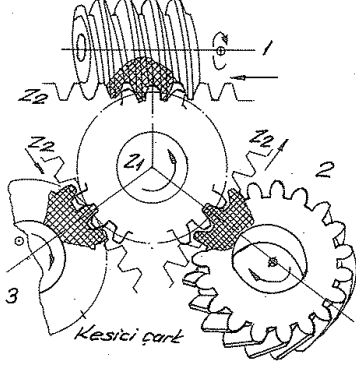
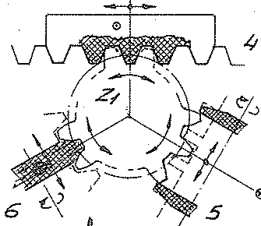
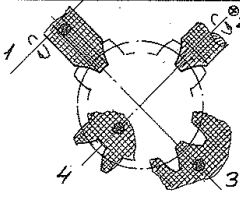
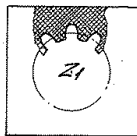
b2) Profil metodu (Yuvarlanma hareketi yapılmaksızın şekillendirme)

Diş aralığı profilinde olan bıçak diş aralığı yönünde hareket ettirilir. Bıçak ve dişli bütün profil boyunca temas ederler.

Kademeli profil metodunda; profilli bıçak (freze bıçağı, parmak freze, planya bıçağı v.s) bir diş aralığını açtıktan sonra bir adım atlatılarak müteakip diş aralığına geçer. Avantajı; bıçak oldukça basittir. (tek yüzeyli veya tek dişli bıçak) ve ölçü hassasiyeti ara dişlilere bağlı değildir. Dezavantajı; her bir diş sayısı için

ayrı bir bıçak gerektirmektedir.

Komple profil metodunda imalat için dişli çarkın komple bir profili (Dişli çarkın negatifi) zımba, çekme boşaltma veya pres bıçağı olarak kullanılır. Avantajı metod basittir fazla miktarda küçük dişli imali için uygundur (Örneğin saat dişlileri) Dezavantajı; bıçağın pahalı olması

İş prensibi	Şekil	İmalat yöntemi
Yuvarlanma metodu	<p>Sürekli yuvarlanma metodu</p> 	<p>1- Azdırma Taslama</p> <p>2- Traşlamak, raspolamak ince merdanelemek (Haddelemek)</p> <p>3- Fellows (Radyal Planya)</p> <p>4- Planyalamak</p>
	<p>Kademeli yuvarlanma metodu</p> 	<p>5- Kademeli taşlama (Maag)</p> <p>6- Kademeli taşlama (BHS/Häfler, Niles)</p>
Profil Metodu	<p>1-2- Kademeli profil metodu</p> <p>3-4- Komple profil metodu</p> 	<p>1- Disk freze Profillemiş tas diski</p> <p>2- Parmak freze</p> <p>3- Boşaltma Zımba, soğuk çekme boşaltma</p> <p>4- Boşaltma Zımba, soğuk çekme</p>
Hacimsel şekillendirme metodu		<p>Dökmek Püskürtmek Preslemek Pres kalıplarında dövme (Konik dişli çarklar)</p>
<p>⊙ - Aşağı yukarı darbe hareketi ile gidip gelen</p> <p>→ - Yuvarlanma hareketi ile gidip gelen</p> <p>↷ - Dönme hareketi ile gidip gelen</p> <p>⊞ - Takım</p>		<p>⊕ - Sürekli ilerletme (Paso verme)</p> <p>→ - Sürekli yuvarlanma hareketi</p> <p>↷ - Sürekli dönme hareketi</p>

Şekil 30.2 - Dişli imal usullerine toplu bakış

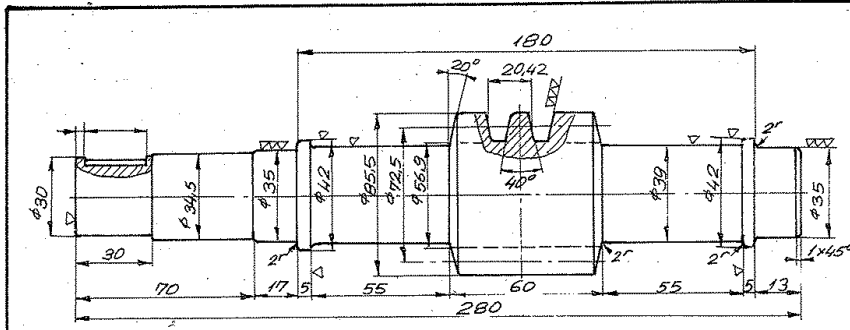
b3) Hacimsel şekillendirme metodu

Bu metodda dişlinin hacmini tamamen kapsayan bir kalıp kullanılır. Burada dişliler komple bir bütün olarak dişleriyle beraber dökülür, sinterlenir, preslenir veya püskürtülür;

Nieman/H. Winter den alınan dişli imalatlarının metodları, toplu olarak Şekil 30.2 de verilmiştir.

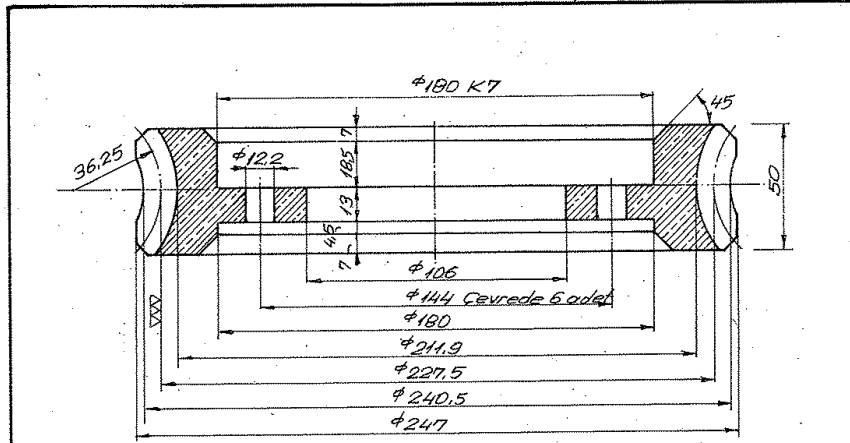
c) İmalatın teknik resmi

Silindirik sonsuz vidanın ve sonsuz vida çarkının teknik resimleri ve resmi tamamlayan cetveller Şekil 30.3, Şekil 30.4, Şekil 30.5, Şekil 30.6 da verilmiştir. ayrıca Şekil 29.10 dan da faydalanılabilir.



Diş sayısı (Ağız sayısı)	Z_1	3
Eksenel modül	m_a	6,5
Profil şekli		DIN 3975'e göre N
Diş yüksekliği	h_z	14,3
Helis açısı	γ_m	15°03'16" sağ
Kalite ve tolerans alanı		DIN 3964 Js7, DIN 3967 b 26
Eksenler arası mesafesi	a	150 ± 0,020
Yan boşluk	Se	0,26... 0,42
Malzeme		16MnCr5 DIN 17210 (Semantasyon sertliği, HRC = 62 ± 2 ve sertlik derinliği 0,8...1,25mm)
Eş çalışan dişli çarkın		Resim No.: Diş sayısı $Z_2 = 35$

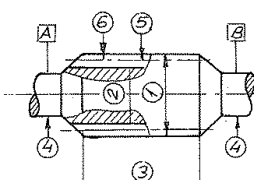
Şekil 30.3 - Sonsuz vida



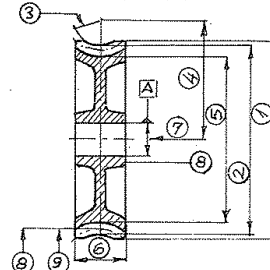
Diş sayısı	Z_2	35
Eksenel modül	m_a	6,5
Diş yüksekliği	h_z	14,3
Helis açısı	γ_m	15°03'16"
Kalite ve tolerans alanı		DIN 3964 Js7, DIN 3967 b 26
Eksenler arası mesafesi	a	150 ± 0,020
Yan boşluk	Se	0,26... 0,42
Malzeme		G-Sn Bz 14 DIN 1705
Eş çalışan sonsuz vidanın		Resim No.: Ağız sayısı $Z_1 = 3$

Şekil 30.4 - Sonsuz vida çarkı

Not. Bazen, teknik resim üzerinde, normal kesitteki diş kalınlığı ve toleranslarında istenebilir. DIN 3963 (Cetvel 2B.2) den seçilen diş kalınlığı toleransları alın kesitinde geçerli olduğundan normal kesitteki tolerans sınırları, alın kesitindeki tolerans sınırlarının $\cos \gamma_m$ ile çarpılması suretiyle elde edilir. DIN 3967 (Cetvel 2B.3) den seçilen diş kalınlığı toleransları ise normal kesitteki toleranslardır. Biz artık, DIN 3967 yi kullanmaktayız.

Resimdeki Veriler	İlave Veriler	
 <p>1- Baş dairesi çapı 2- Taban dairesi çapı (ihtiyaca göre) 3- Sonsuz vidanın uzunluğu 4- Yataklama yüzeylerindeki radyal salgi sembolü 5- Sonsuz vidada ki radyal salgi sembolü ($\sqrt{0.05 AB}$ gibi) 6- Yüzey kalitesi sembolü DIN 150 1302 veya DIN 3141</p>	<p>Sonsuz vida</p> <p>Diş sayısı Z_1</p> <p>Ortalama dairesi çapı d_{m1}</p> <p>Modül (Eksenel modül) m</p> <p>Diş yüksekliği h_1</p> <p>Diş yüzeyi yönü (Vidanın yönü) Sağ helis Sol helis</p> <p>Helis adımı P_{z1}</p> <p>Ortalama helis açısı γ_m</p> <p>Profil şekli DIN 3975 A, N, I, K</p> <p>Eksenel adım P_x</p> <p>Eş çalışan dişli çarkın numarası</p> <p>Dişli kalitesi</p> <p>Diş kalınlığı S_{no}</p> <p>Diş kalınlığı kontrol ölçü mastarı I) Dişin yay kirişi kalınlığı S_{no}</p> <p>Yüksekliği h_{no}</p> <p>Kontrol ölçü mastarı M</p> <p>Bilye çapı ölçüsü DM</p> <p>İmalat kavrama açısı α_0</p> <p>Profil şekli I) Temel dairesi çapı d_{b1}</p> <p>Temel dairesi üzerindeki helis açısı γ_b</p> <p>İlave dişli toleransları ve kontrol verileri</p> <p>Tamamlayıcı bilgiler (ihtiyaca göre)</p> <p>1) Her hangi bir talep yoksa imalatçı bu kontrollerin yapımında serbesttir.</p>	
	<p><input type="checkbox"/> imalat için mutlaka verilmesi gereken verilerdir</p>	

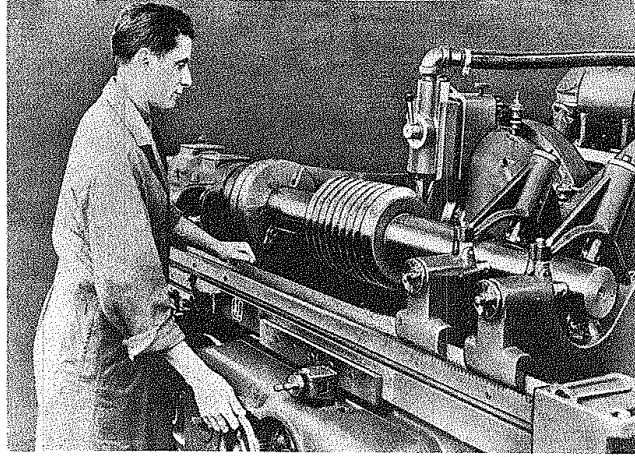
Şekil 30.5- Sonsuz vida resmi için veriler DIN.3966 [5]

Resimdeki veriler	İlave veriler	
 <p>1- Maksimum dış çap d_{e2}</p> <p>2- Baş dairesi çapı d_{a2}</p> <p>3- Sirt eğrilik yarı çapı r_k</p> <p>4- Eksenler arası mesafe a</p> <p>5- Taban dairesi çapı (ihtiyaca göre) d_{f2}</p> <p>6- Çarkın genişliği b_2</p> <p>7- Çark eksenindeki radyal ve eksenel salgi sembolü</p> <p>8- Çarkta ki radyal ve eksenel salgi sembolü</p> <p>9- Yüzey kalitesi sembolü DIN 150 1302 veya DIN 3141</p>	<p>Diş sayısı Z_2</p> <p>Modül (Alın modülü) m</p> <p>Taksimat dairesi çapı d_2</p> <p>Profil kaydırma faktörü x_2</p> <p>Diş yüksekliği h_2</p> <p>Diş yüzeyi yönü Sağ helis Sol helis</p> <p>Dişli kalitesi</p> <p>Yan başluk (ihtiyaca göre) *</p> <p>İlave dişli toleransları ve kontrol verileri</p> <p>Sonsuz vida Numarası</p> <p>Diş sayısı Z_1</p> <p>Mekanizma kutusunda eksenler arası mesafe</p> <p>Tamamlayıcı bilgiler (ihtiyaca göre)</p> <p><input type="checkbox"/> imalat için mutlaka verilmesi gereken verilerdir</p>	
	<p><input type="checkbox"/> imalat için mutlaka verilmesi gereken verilerdir</p>	

Şekil 30.6 - Sonsuz vida çarkı için veriler DIN 3966 [5]

d) Silindirik sonsuz vidanın imalatı

Silindirik sonsuz vidaların DIN 3975'e göre çeşitli profilleri mevcut idi (Bölüm I, Şekil 1-B). Bu profillere göre imalat; önce takım referans profili belirlenir sonra takım referans profiline göre sonsuz vidayı açacak takımların boyutları tayin edilir ve bölüm I, Şekil 1-9 da gösterildiği tarzda sonsuz vida açılır ve gerekiyorsa daha sonra taşlanır. (Şekil 30-7)

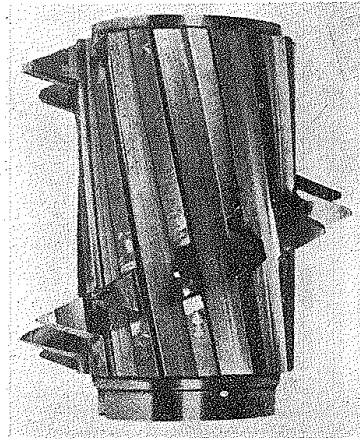


Şekil 30-7- Sonsuz vidanın taşlanması

e) Sonsuz vida çarkının imalatı

e₁) Helisel freze (Azdırma ile)

Bıçak küçük bir helis açısında, trapez profilli sonsuz vida şeklindedir. Vida dişlerine, düzgün aralıklarda, uzunluk boyunca radyal kesici kenarları teşkil etmek üzere kanallar açılmıştır. Helisel freze dişlerini, kramayerin trapez profilli dişlerinin bir silindir etrafında helisel olarak sarılmasıyla meydana gelmiş olduğu düşünülebilir. (Şekil 30-8). Böylelikle kramayerde doğrusal kesme hareketi helisel frezede dönme hareketi ile sağlanır. Bu işle-

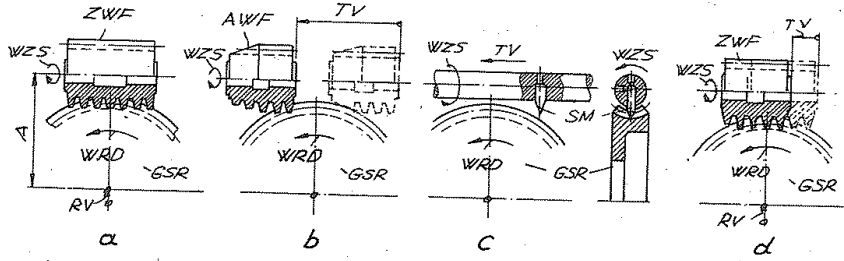


Şekil 30-8- Çok bıçaklı sonsuz vida çarkı azdırması

me, kesici bıçak ile, imal edilecek dişlinin bir spiral dişli teşkil ederek çalıştıkları şeklinde de bakılabilir. Bu dönme sırasında helis geometrisine bağlı olarak trapez profiller öteleme hareketi yaparlar. Eğer helisel freze tek ağızlı ise bir defa dönmesi, temsil ettiği kramayerin taksimat doğrusu boyunca, bir normal taksimat kadar ilerlemesine tekabül eder. Sonsuz vida çarkının imalinde freze çarkı radyal, teğetsel veya radyal-teğetsel olarak hareket eder (Şekil 30-9 a, b, d). Düz dişliler, helisel dişliler ve spiral dişlilerde helisel freze ile imal edilebilirler.

Piyasada "azdırma" adı altında tanınan sonsuz vida şeklindeki frezeler tek ağızlı veya çok ağızlı olurlar. Çok fazla diş sayısı olan dişli çarkların imalinde 5 hat- ta 7 ağızlı azdırmalar kullanılabilir. Ancak azdırmanın ağız sayısının, diş açılan çarkın diş sayısına bölünmemesine dikkat etmelidir; Aksi halde azdırmanın

aynı dişleri her zaman dişli çarkın aynı dişlerini keser ve imalattaki hata artabilir



Şekil 30.9- Sonsuz vida çarkı imal metodları

- a) - Radyal ilerleme
- b,c) - Teğetsel ilerleme
- d) - Radyal- Teğetsel ilerleme

WIRD - Sonsuz vida çarkının dönme hareketi

WZS - Takımın hareketi

A - Eksenler arası mesafesi

ZWF - Silindirik helisel freze (Azdırma)

AWF - Uca doğru sivrileştirilmiş azdırma

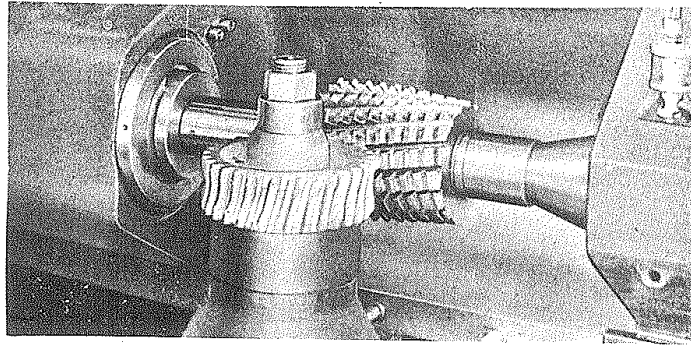
SM - Darbe (çarpma) bıcağı

TV - Teğetsel paso hareketi

RV - Radyal " " "

GSR - Globoid- sonsuz vida çarkı

Kaliteli dişliler elde etmek için azdırmanın her ağızının dişli çarkta 30 diş kesmesine dikkat etmelidir. Örneğin, diş açılacak çarkın diş sayısı 15'ten az olan yerde 5 ağızlı bir azdırma kullanılmamalıdır. Nispeten düşük kaliteli dişli çarklarda azdırmanın ağız sayısı başına çarkta 15 dişe kadar inilir. Azdırma ile sonsuz vida çarkının açılmasına ait bir resim, Şekil 30.10 da gösterilmiştir.



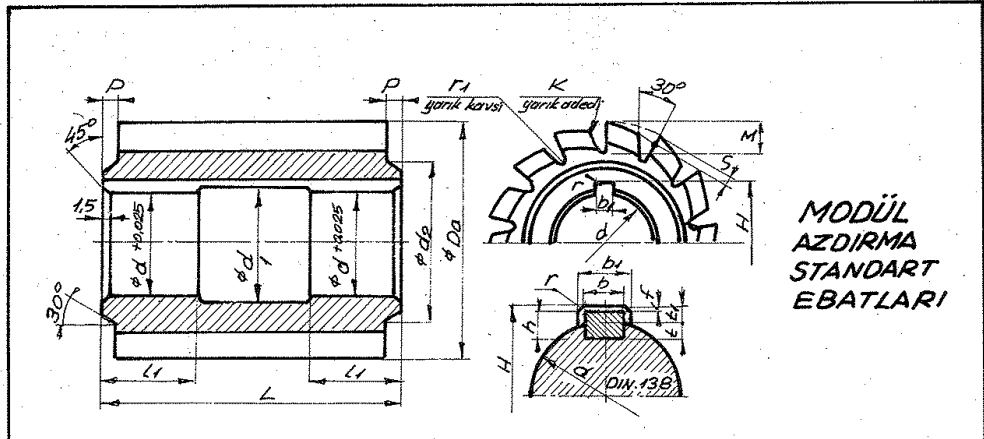
Şekil 30.10- Azdırma ile sonsuz vida çarkının açılması

Azdırmanın diş dibi ve diş üstü çapları hariç diğer boyutlar sonsuz vida boyutlarının aynısıdır. Azdırma boyutları hakkında fikir sahibi olabilmek için Talat Doğanay [20] dan alınan modül azdırma boyutları Cetvel 30.1 de, Amerika da kullanılan ve geçerli olan azdırma boyutları Cetvel 30.2 de, Enine ve boyuna karma kanallı azdırma resmi Şekil 30.11 de ve ayrıca DIN 8002 Cetvel 30.3 de verilmiş olup azdırma boyutları ile ilgili DIN 8000 den alınan bazı bilgiler ise aşağıdadır.

Şekil 30.12 deki sembolleri tanıyalım.

t_{n0} - Normal adım (hatve)

t_{s0} - Alın adımı



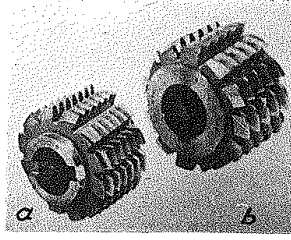
**MODÜL
AZDIRMA
STANDART
EBATLARI**

Modül	Dis ölçüler				Delik ve kama ölçüleri												Dis ölçüleri				
	Da ^φ	L	d ₂ ^φ	P	d ^φ	d ₁ ^φ	L ₁	H	b	b ₁	t	t ₁	h	f	r	K	r ₁	M	S		
1	55	50	27	3	22	24	15	24,1	6	6,08	4,4	2,1	6	0,5	0,5	15	1	10	2		
1,25	55	55	27	"	"	"	15	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"		
1,50	58	55	30	"	"	"	18	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"		
1,75	58	55	30	"	"	"	18	"	"	"	"	"	"	"	"	"	15	"	"		
2	60	65	35	"	"	"	20	"	"	"	"	"	"	"	"	"	12	"	"		
2,25	60	65	35	"	"	"	20	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	13	3		
2,5	62	65	35	"	"	"	22	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"		
2,75	72	65	35	4	27	29	22	29,8	7	7,1	5	2,8	7	0,8	0,8	"	"	"	"		
3	72	75	38	"	"	"	22	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"		
3,25	76	75	40	"	"	"	22	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	15	"		
3,50	76	75	40	"	"	"	25	"	"	"	"	"	"	"	"	"	10	"	"		
3,75	80	85	45	"	"	"	25	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"		
4	80	85	45	"	"	"	25	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"		
4,5	85	90	45	"	"	"	28	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	18	4		
5	90	95	50	5	32	34	30	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	18	"		
5,5	95	100	50	"	"	"	30	34,8	8	8,1	"	"	"	"	"	"	"	22	"		
6	100	105	50	"	"	"	32	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	5		
6,5	105	110	55	"	"	"	35	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"		
7	110	115	55	"	"	"	35	"	"	"	"	"	"	"	"	"	9	"	26		
8	115	130	55	"	"	"	40	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"		
9	120	140	65	"	"	"	45	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"		
10	135	150	65	6	40	43	50	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	30		
11	140	165	65	"	"	"	55	43,2	10	10,1	5,5	3,2	8	1	1	8	"	"	35		
12	145	180	68	"	"	"	60	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	35	6	
13	150	195	68	"	"	"	65	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	3	40	7	
14	160	205	68	"	"	"	65	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	45	8
15	165	220	68	"	"	"	70	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	45	"
16	175	230	68	"	"	"	75	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	50	"
17	185	240	85	7	50	53	80	53,2	12	12,1	"	"	"	"	"	"	"	"	"	50	"
18	195	250	85	"	"	"	90	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	55	10
19	205	260	85	"	"	"	100	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	55	"
20	210	270	85	"	"	"	100	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	60	"

Cetvel 30-1

Modül ~	Diametrol Pitch	Ağız sayısı	Delik Çapı (d)	Baş daire çapı (d _k)	Boy	Boyuna kama ölçüleri
mm.	1/ins	-	mm.	mm.	mm.	mm.
0,25	100	1	19,05	34,93	15,88	-
0,80	32	1	19,05	38,10	28,58	3,18 x 1,59
1,25	20	1	19,05	47,63	47,63	3,18 x 1,59
1,50	16	1	31,75	63,50	63,50	6,35 x 3,18
2,0	12	1	31,75	69,85	69,85	6,35 x 3,18
2,5	10	1	31,75	76,20	76,20	6,35 x 3,18
		2	31,75	88,90	76,20	6,35 x 3,18
		3	31,75	95,25	76,20	6,35 x 3,18
3,25	8	1	31,75	76,20	76,20	6,35 x 3,18
		2	31,75	95,25	76,20	6,35 x 3,18
		3	31,75	101,60	76,20	6,35 x 3,18
4,25	6	1	31,75	88,90	88,90	6,35 x 3,18
		2	38,10	114,30	88,90	9,52 x 4,76
		3	38,10	127,00	88,90	9,52 x 4,76
5,0	5	1	31,75	88,90	88,90	6,35 x 3,18
		2	38,10	114,30	88,90	9,52 x 4,76
		3	38,10	127,00	88,90	9,52 x 4,76
6,25	4	1	31,75	101,60	101,60	6,35 x 3,18
		2	38,10	127,00	101,60	9,52 x 4,76
		3	38,10	130,70	101,60	9,52 x 4,76
13	2	1	38,10	146,05	203,20	9,52 x 4,76
		2	38,10	165,10	203,20	9,52 x 4,76
25	1	1 ile 2	63,50	278,05	381,00	15,88 x 7,94

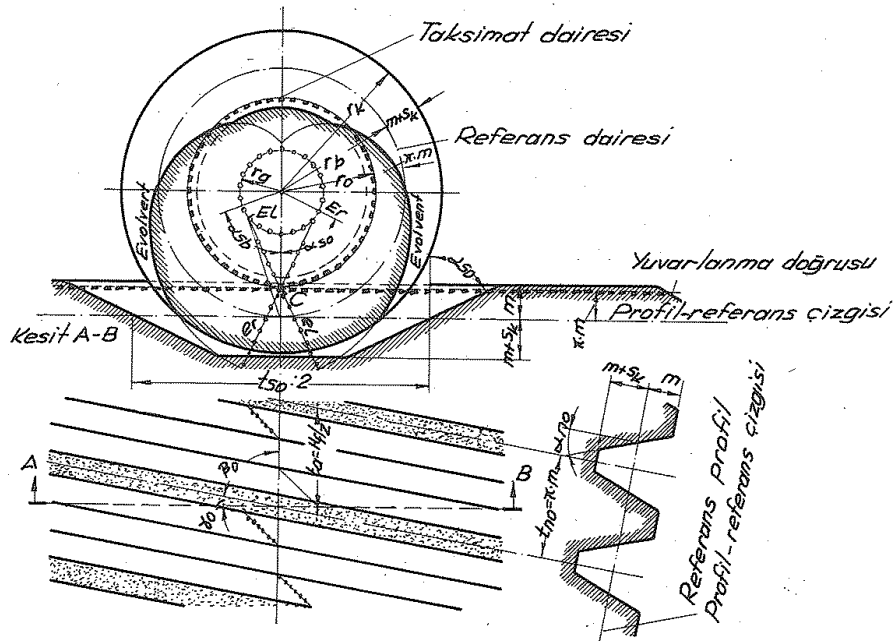
Cetvel 30-2- Amerikada geçerli olarak kullanılan azdırma boyutları



Şekil 30-11- Azdırma. a) Enine kama kanallı. b) Boyuna kama kanallı.

Alın adımı, azdırma eksenine teksimat dairesinde dik bulunan düzlemdaki vida kaytanının adımıdır.

Not. Alın adımı, çok ağızlı frezeler için mevzu bahisdir. Alın adımı yerine aksenal adım (t_a) ölçülebilir.



Şekil 30-12- Vida kaytanı kesiti ve evolvent profil (DIN 8000)

t_a - Aksenal adım

$$\| t_a = \frac{t_n}{\cos \gamma_0} \quad (30/17)$$

γ_0 - Vida kaytanının helis açısı (Frezeleme ayar açısı veya azdırma ayar açısı.)

Not. 1 - Vida kaytanı helis açısı, azdırmanın alın yüzeyi ile kesici ağız yanağına teğet doğru arasında kalan açıdır

2 - Düz dişli çarklara tezgahta diş açılması sırasında işlenen dişli çarkın eksenine azdırma eksenine vida kaytanı helis açısı (ayar açısı) kadar kaçık bağlanır.

3 - Helisel dişli çarklarda azdırma dişli tezgahına, dişli çarkın helis açısı (β_0) ile vida kaytanının helis açısı (γ_0) farkı kadar kaçık bağlanır.

$$\| \sin \gamma_0 = \frac{Z \cdot m}{d_o} \quad (30/18)$$

Z - Vida kaytanının ağız sayısı

Yukarıdaki eşitlikte m yerine m_a ifade konursa

$$\sin \gamma_0 = \frac{Z \cdot m_a \cdot \cos \gamma_0}{d_o}$$

$$\text{tg } \gamma_0 = \frac{Z \cdot m_a}{d_o}$$

bulunurki buda bize γ_0 açısının azdırmanın bildiğimiz helis açısı olduğunu gösterir.

d_0 - Taksimat dairesi çapı

d_k - Azdırmanın dış çapı

d_b - Referans dairesi çapı

$$d_b = d_k - 2h_k$$

(30/19)

h_k - Kesici ağız dış başı yüksekliği (Takım referans profili DIN 3972 ye göre seçilir)

h_f - Vida kaytani adımı

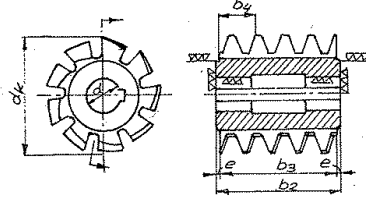
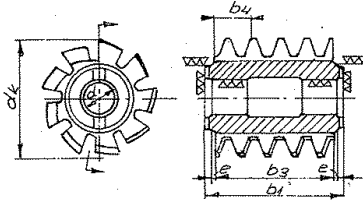
Maschinenwerkzeuge für Metall
Wälzfräser für Stirnräder
mit Quer- oder längsnut
Modul 1 bis 20

AZDIRMA FREZE
BIÇAKLARI
Alin dişliçarkları için
Eksenel ve alın kama kanallı
1 modülden 20 modüle kadar

Januar 1955 x
DIN 8002
Ersatz für DIN 858

Alın kama kanallı

Eksenel kama kanallı



Bezeichnung eines Wälzfräses für Stirnräder mit Quer-
nut (A), zweigängig (2) und rechtsgängig (rechts), mit
Zahnform nach Bezugsprofil III (BP III)*) für Modul 3,5
mit Anschnitt (mA) aus ... 2):

Wälzfräser A2 rechts BP III x 3,5 mA
DIN 8002-...

*Bezeichnung eines Wälzfräses für Stirnräder mit längs-
nut (B), eingängig (1) und linksgängig (links), mit Zahn-
form nach Bezugsprofil III (BP III)*) für Modul 3,5 ohne
Anschnitt aus ... 2):

Wälzfräser B1 links BP III x 3,5
DIN 8002-...

Modül m	d_k ≈	b_1 ≈	b_2 ≈	b_3 ≈	b_4 6) ≈	e	d 7)	Eingängige Fräser		Zweigängige Fräser		Anzahl der Spannuten	Radiale hinter arbeitung 3)
								Einstellwinkel beim Fräsen γ ₀	Steigung der Spannuten Hn 4) 5)	Einstellwinkel beim Fräsen γ ₀	Steigung der Spannuten Hn 4)		
1	50	44	31	25	5	3	22	1° 15'	7100	2° 30'	3550	14	1,5
1,25					6,5			1° 35'	5600	3° 5'	2800		
1,5	56	51	38	32	7,5	3	22	1° 40'	5600	3° 20'	2800	12	2
1,75					9			2°	5000	4°	2240		
2	63	60	46	40	10	3	27	2°	5600	4°	2500	12	2,3
2,25					11			2°	5600	4° 5'	2800		
2,5	70	70	56	50	12,5	3	27	2° 15'	5000	4° 35'	2500	12	2,6
2,75					14			2° 35'	4500	5°	2240		
3					15			2° 25'	5600	4° 50'	2500		
3,25	80	85	69	63	16,5	3	32	2° 40'	5000	5° 20'	2500	12	3
3,5					17,5			2° 50'	5000	5° 40'	2240		
3,75					19			2° 45'	5600	5° 20'	2500	12	
4	90	94	78	70	20	4	32	2° 55'	5000	5° 50'	2500	12	3,2
4,5					22,5			3° 20'	4500	6° 40'	2800	10	
5					25			3° 20'	5000	6° 50'	2240		
5,5	100	104	88	80	27,5	4	32	3° 45'	4500	7° 30'	2800	10	4,5
6					30			3° 45'	4500	7° 30'	2240		
6,5	110	126	108	100	32,5	4	40	4° 5'	4500	8° 10'	2800	10	5
7					35			4° 30'	4000	9°	1800		
8					40			4° 30'	4500	9°	2000	10	5,5
9	125	156	138	130	45	4	40	5° 10'	4000	10° 20'	1800	10	6
10	140	188	170	160	50	5	40	5° 10'	4000	10° 20'	2000	9	8,5
11	160	200	180	170	55	5	50	4° 50'	6300			9	9
12	170	215	195	185	60	5	50	5°	6300			9	9,5
13	180	230	210	200	65	5	50	5° 10'	6300			9	10
14	190	245	225	215	70	5	50	5° 20'	6300			9	10,5
15	200	258	235	225	75	5	60	5° 25'	6300			9	11
16	210	271	248	238	80	5	60	5° 30'	6300			9	12
18	230	293	270	260	90	5	60	5° 40'	7100			9	13
20	250	319	296	286	100	5	60	5° 50'	7100			9	

dk dışıstü çap değerleri için geçerli olan m modüllerinin ara büyüklük değerleri

m	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9	11,2
dk	50	56	63	70	80	90	100	110	125	160

Çetvel 30.3 DIN 8002

* - Eksenel kama kanallı, 1 ağızlı (sol), referans profili III (BP III DIN 3972), modülü 3,5 olan azdırmanın gösterilme tarzı, "Azdırma B1 sol BP III x 3,5 DIN 8002"

Eingängige Fräser - Tek ağızlı azdırma

Zweigängige Fräser - İki ağızlı azdırma

Einstellwinkel beim Fräsen - Frezeleme ayar açısı

Steigung der spannuten - Kanal helisi boyu (kanal normal kesitinde)

Anzahl der spannuten - Kanal sayısı

Radiale hinter arbeitung - Radyal sırt düzürme

Not.1 - Çok ağızlı azdırmalarda vida kaytani adımı, aksenal adım ile vida kaytani ağız sayısı çarpımıdır.

$$\| H_f = Z \cdot t_a \quad (30/20)$$

2- Azdırma tek ağızlı olduğu takdirde

$$\| H_f = t_a \text{ olur.} \quad (30/21)$$

α_{no} - Normal kavrama açısı

α_{so} - Alın kavrama açısı

$$\| \underline{\tan \alpha_{so}} = \frac{\tan \alpha_{no}}{\sin \gamma_0} \quad (30/22)$$

α_{sb} - Referans silindiri üzerindeki alın kavrama açısı

$$\| \underline{\cos \alpha_{sb}} = \cos \alpha_{so} \cdot \frac{d_o}{d_b} \quad (30/23)$$

α_{ao} - Aksenal kavrama açısı

$$\| \underline{\tan \alpha_{ao}} = \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \gamma_0} \quad (30/24)$$

Not. Dudley/Winter da, azdırma dış çapını bulmada kolaylık olmak üzere

$$\| \underline{d_b - d_{o1}} = d_{o1} (0,030 - 0,028 \tan \gamma_0) \frac{15,2}{t_a + 7,6} \quad (30/25)$$

eşitliğini vermiştir.

Not.1 - Sirt düşürme imalatçıya tavsiye olarak verilmiştir. Kesici ağız tepe sırtı 8° kadar kırılır.

2- Azdırma dönme yönü ile talaş kanalı ağız doğrultusu zıt olmalıdır.

3- γ_0 frezelemede ayar açısı azdırma talaş kanalı helis açısıdır

Örnek.8 - Bir sonsuz vida mekanizmasında; $m_a = 9 \text{ mm}$, $Z_1 = 2$, $Z_2 = 66$ ve $a = 370 \text{ mm}$. değerleri verilsin

Takım ve referans profili $\text{II} \times 9$ DIN 3972 ye uygun ve yukarıdaki sonsuz vida çarkını açabilecek helisel frezeyi (Azdırmayı) kabaca boyutlandıralım.

Çözüm.

Sonsuz vida çarkının taksimat dairesi çapı

$$d_{o2} = m_a \cdot Z_2 = 9 \cdot 66$$

$$\| \underline{d_{o2}} = \phi 594 \text{ mm.}$$

Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı

$$d_{o1} = 2 \cdot a - d_{o2} = 2 \cdot 370 - 594$$

$$\| \underline{d_{o1}} = \phi 146 \text{ mm.}$$

Helis açısı

$$\tan \gamma_m = \frac{Z_1 \cdot m_a}{d_{o1}} = \frac{2 \cdot 9}{146} = 0,1233$$

$$\| \underline{\gamma_m} = 7^\circ 1'$$

Takım referans profili $\text{II} \times 9$ DIN 3972 (Şekil 30.1)'e göre;

Azdırmanın dış üstü çapı,

$$d_{a0} = d_{o1} + 2 h_{a0\text{II}}$$

$$h_{a0\text{II}} = 1,25 m_a$$

$$d_{a0} = 146 + 2 \cdot 1,25 \cdot 9$$

$$\| \underline{d_{a0}} = \phi 168,5 \text{ mm.}$$

Azdırmanın dış dibi çapı

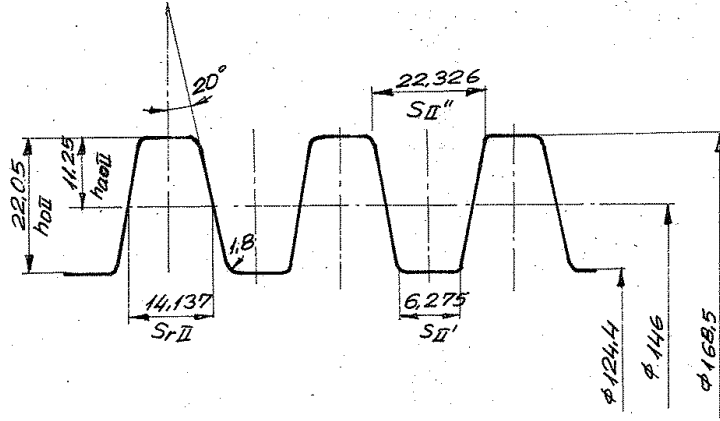
$$d_{f0} = d_{a0} - 2 h_{f0\text{II}}$$

$h_{f0\text{II}} \geq 2,45 m_a$ olmalıdır. (Toplam dış yüksekliği takım için)

$$d_{f0} = 168,5 - 2 \cdot 2,45 \cdot 9$$

$$d_{fo} = 168,5 - 22,05$$

$$\underline{d_{fo} = \phi 124,4 \text{ mm.}}$$



Diş kalınlığı,

$$S_{rII} = 0,5 \cdot t_d = 0,5 \cdot m_d \cdot \pi = 0,5 \cdot 9 \cdot \pi$$

$$\underline{S_{rII} = 14,137 \text{ mm.}}$$

Azdırmanın dip ve üst genişlikleri,

$$S_{II}' = S_{rII} - 2(h_{aII} - h_{dII}) \cdot \text{tg } 20^\circ$$

$$S_{II}' = 14,137 - 2(22,05 - 11,25) \cdot \text{tg } 20^\circ$$

$$\underline{S_{II}' = 6,275 \text{ mm}}$$

$$S_{II}'' = S_{rII} + 2 \cdot h_{dII} \cdot \text{tg } 20^\circ$$

$$S_{II}'' = 14,137 + 2 \cdot 11,25 \cdot \text{tg } 20^\circ$$

$$\underline{S_{II}'' = 22,326 \text{ mm.}}$$

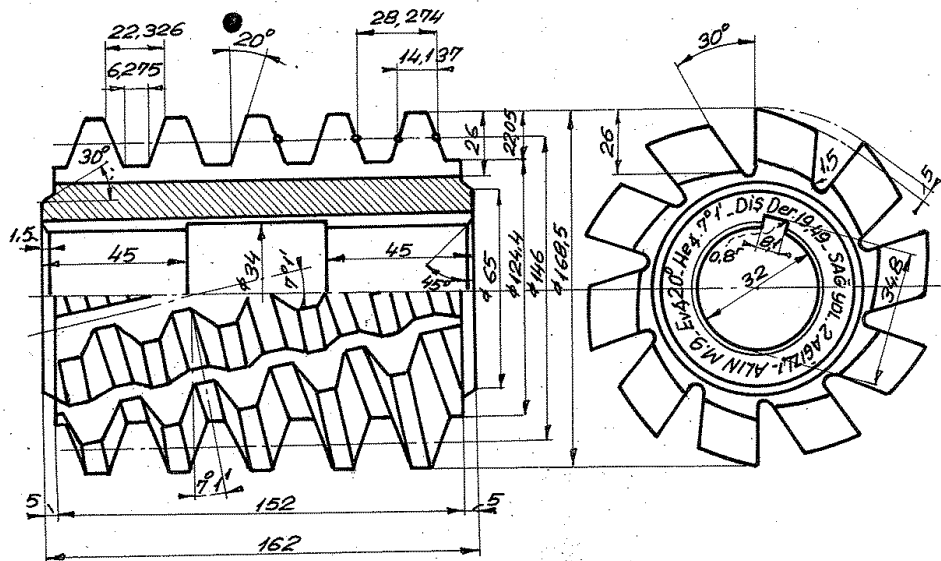
Azdırmanın boyu, (Sonsuz vidanın boyu kadar alınabilir)

$$L = 2 m_d (1 + \sqrt{Z_2}) \text{ Normal çalışma şartları.}$$

$$L = 2 \cdot 9 \cdot (1 + \sqrt{66})$$

$$\underline{L = 164 \text{ mm.}}$$

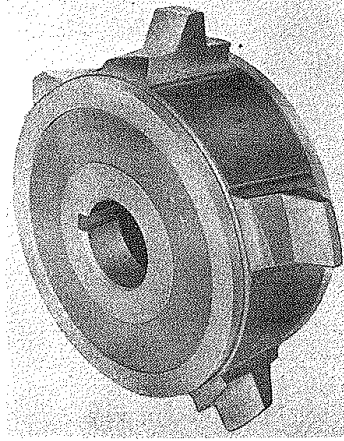
Diğer boyutlar için Cetvel 30.1 den faydalanılarak çizilen azdırma Şekil 30.13 de gösterilmiştir.



Şekil 30.13

e2) Kesici takım (bıçak) ile

Takım referans profili DIN 3972 ye uygun bir bıçak ile Şekil 30.9-C de görüldüğü gibi sonsuz vida çarkı imal edilir. Tek bıçak yerine çok bıçakta kullanılabilir. (Şekil 30.14)



Şekil 30.14- 5 bıçaklı sonsuz vida çarkı azdırması

III - EKLER

EK-1- ÖZET

Amacımız, silindirik sonsuz vida mekanizmalarının bir özetini yapmak. Bununla kullanıcılara hem kolaylık hemde Almanya'da 1983 de basılan ve hemen tükenen G. NIEMANN/H. WINTER'in «Maschinenelemente Band III Springer-Verlag» kitabından en yeni bilgileri, sembolleri ve birimleri ile birlikte aslına sadık kalarak vermek istiyoruz. Bu yeni bilgiler bize aynı zamanda G. NIEMANN'ın 1960 ta orijinal baskısı yapılan 1970 de Türkçeye çevrilen ve bugüne kadar imalatlarımızda hesap yöntemlerinden hep faydalandığımız «Makina Elemanları Cilt III. Matbaa Teknisyenleri Koll. Şti. - İSTANBUL» kitabındaki konu ile ilgili bilgilerin mukayesesini yapmamızı sağlayacaktır.

E1. 1- Semboller ve birimleri

α	mm.	Eksenler arası mesafe
b_1	mm.	Sonsuz vidanın uzunluğu
b_2	mm.	Çarkın genişliği
d_b	mm.	Temel dairesi çapı (I- Sonsuz vidası)
d_{ez}	mm.	Çarkta maksimum dış çap
d_m	mm.	Ortalama dairesi çapı
d_o	mm.	Takımın çapı
k_{ca}	kw/m^2oc	Isı geçiş katsayısı (Hava içindeki ısı geçişinde)
$m(=m_x)$	mm.	Sonsuz vida mekanizmasında modül ($\Sigma = 90^\circ$)
m_t	mm.	Alın modülü (Çark da)
m_x	mm.	Eksenel modül (Sonsuz vidada)
n	d/d.	Devir adedi
p_b	mm.	Temel silindiri adımı (I- Sonsuz vidası)
p_x	mm.	Sonsuz vidanın eksenel adımı
p_m	mm.	Ortalama silindiri adımı
p_{z1}	mm.	Sonsuz vidanın ağız adımı (Helis adımı)
p_{z2red}	mm.	Sonsuz vidanın kısaltılmış ağız adımı
q	-	Sonsuz vidanın form sayısı
r_b	mm.	Evolvent sonsuz vida da temel dairesi yarıçapı.
S_{mn}	mm.	Normal diş kalınlığı
v_m	m/sn.	Ortalama çevre hızı
v_{gm}	m/sn.	Diş yüzeyi yönündeki ortalama kayma hızı
v_{g0}	m/sn.	Karakteristik hız
v_Σ	m/sn.	Toplam hız
v_{gm}/v_Σ	-	Kayma hızının, toplam hızı oranı.
x	-	Profil kaydırma faktörü (Çarkta)
A_{ca}	m^2	Mekanizma kutusunun dış yüzeyi (Etkili soğutma yüzeyi)
A_s	μm	Diş kalınlığı toleransı
A_{z2}	mm^2	Çarkta bir dişin yan yüz alanı
E	N/mm^2	Elastisite modülü (E- Modülü)
F_n, F_r	N.	Normal kuvvet, radyal kuvvet
F_t, F_x	N.	Normal- Çevre kuvveti, eksenel kuvvet
K_A	-	İşletme faktörü

L_h	h.	Ömür
N_L	-	Değişken yük sayısı
P	kW.	Normal güç
P_V	kW.	Toplam kayıp güç
P_{VLP}	kW.	Yatak yükünden meydana gelen kayıp güç.
P_{VO}	kW.	Başta çalışma kayıp güç.
P_{VZ}	kW.	Diş kayıp gücü
P_{12}, P_{21}	kW.	Sıcaklık sınır gücü
Q_{ob}	kW.	Isıya dönüşen güç
R_z	$\mu m.$	Ortalama pürüz derinliği
S_F	-	Dişin kırılma emniyeti
S_H	-	Yüzey emniyeti
S_W	-	Aşınma emniyeti
S_S	-	Eğilme emniyeti
S_T	-	Sıcaklık emniyeti
T	N.m	Normal-döndürme momenti
U_{lim}	N/mm^2	Diş dibi gerilmesinin sınır değeri
W_p	-	Aşınma - çifti faktörü
W_R	-	Aşınma - pürüz faktörü
W_V	-	Aşınma - hız faktörü
Y_w	-	Malzeme çifti faktörü
Z_p	-	Temas faktörü
Z_E	$(N/mm^2)^{1/2}$	Elastisite faktörü
Z_h	-	Ömür faktörü
Z_n	-	Değişken yük faktörü
α_o	o	İmalat kavrama açısı
β_b	o	Evolvent sonsuz vidanın temel dairesi üzerindeki helis açısı
γ_m	o	Ortalama helis açısı
γ_b	o	Temel dairesi üzerindeki helis açısı (I- sonsuz vidası)
δ_m	mm.	Sonsuz vida milindeki sehim
Δm	kg.	Aşınma miktarı
Δm_{lim}	gr.	Aşınma emniyet miktarı
Δm_s	mg/h	Aşınma hızı
η_G	-	Toplam verim
η_z, η_z'	-	Mekanizmanın verimi (Döndüren sonsuz vida, döndüren çark)
U_{ai}	°C	Dişardaki havanın sıcaklığı (Ortam sıcaklığı)
U_{ca}	°C	Dişli kutusu gövdesinin dış cidarındaki sıcaklık
U_L	°C	Karterdeki yağ sıcaklığı
U_u	°C	Cidar sıcaklığı ($U_u = U_{ca} - U_{ai}$)
$U_{u \infty}$	°C	Cidar sıcaklığı sınır değeri
μ_o	-	Asgari sürtünme katsayısı
μ_z	-	Diş sürtünme katsayısı
μ_{ZA}	-	İlk hareket sürtünme değeri
ν	-	Poisson sabitesi
ν_{50}	$mm^2/sn.$	Kinematik viskozite (50°C da)
ρ_z	o	Sürtünme açısı

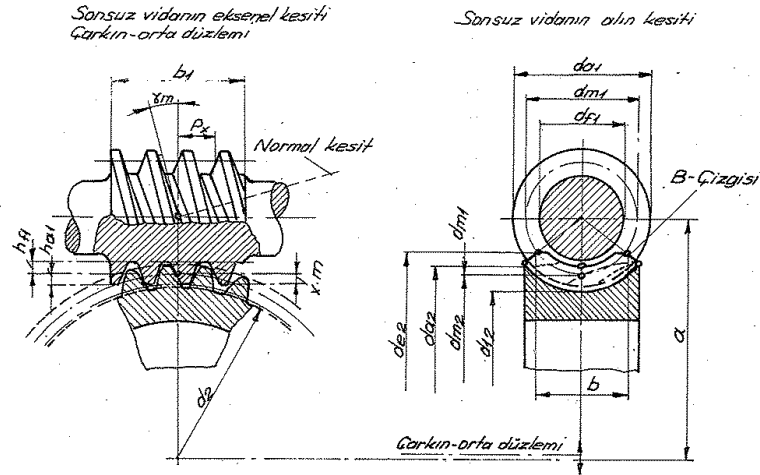
$\rho_{\text{çark}}$	mg/mm^3	Çark malzemesinin yoğunluğu
σ_B	N/mm^2	Kopma mukavemeti
$\sigma_{0.2}$	N/mm^2	%0,2 - Akma sınırı
σ_H	N/mm^2	Yüzey basıncı
σ_{HP}	N/mm^2	Yüzey emniyet basıncı (Pitting)
σ_{HLim}	N/mm^2	Yüzey mukavemeti
σ_{WP}	N/mm^2	Yüzey emniyet basıncı (Aşınma)
σ_{WLim}	N/mm^2	Aşınma mukavemeti
Σ	$^\circ$	Dişli eksenleri arasındaki açı

İndisler ;

- 1 Sonsuz vida için
- 2 Sonsuz vida çarkı için
- g Kayma hareketi için
- Lim Sınır değerler için
- m Ortalama değer için
- n Normal kesit için
- r Radyal doğrultu için
- t Alın kesiti veya teğetsel doğrultu için
- x Eksenel doğrultu için
- Z Dişliler için

E1.2 - Geometrik bağıntılar (Eksenler arası açı $\Sigma = 90^\circ$ için)

Bağıntılar ile ilgili boyutlar Şekil E1.2-1 de gösterilmiştir.



Şekil E1.2-1- Silindirik sonsuz vida mekanizmasının sonsuz vida mili ekseninden geçen kesiti ve alın kesitindeki ölçüleri

a) Çevrim oranı

$$i = n_a / n_b \quad (\text{Döndüren sonsuz vida} = n_1 / n_2) \quad (E1.2/1)$$

b) Diş sayıları oranı

$$u = z_2 / z_1 = n_1 / n_2 \quad (\text{Döndüren sonsuz vida} = i) \quad (E1.2/2)$$

c) Eksenler arası mesafesi

$$a = (d_{m1} + d_{m2}) / 2 = (d_{m1} + d_2 + 2 \cdot x \cdot m) / 2 = (q + z_2 + 2 \cdot x) m / 2 \quad (E1.2/3)$$

$x = x_2$ Çarkın profil kaydırma faktörüdür.

d) Modül

$$m = m_{x1} = m_{t2} \quad (E1.2/4)$$

$$m = p_x / \pi = p_{z1} / (\pi \cdot z_1) \tag{E1.2/5}$$

$$m = d_{m1} / q = d_{m1} \cdot \text{tg} \gamma_m / z_1 \tag{E1.2/6}$$

q - Form sayısı (Eşitlik E1.2/22)

e) Normal modül

$$m_n = m \cdot \cos \gamma_m \tag{E1.2/7}$$

f) Çaplar

$$d_{m1} = 2a - d_{m2} = q \cdot m \tag{E1.2/8}$$

$$d_{m2} = 2a - d_{m1} = 2a - q \cdot m \tag{E1.2/9}$$

$$d_{a1} = d_{m1} + 2m \tag{E1.2/10}$$

$$d_{a2} = d_{m2} + 2m(1+x) \tag{E1.2/11}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m = d_{m2} - 2x \cdot m \text{ (Taksimat dairesi = Yuvarlanma dairesi)} \tag{E1.2/12}$$

$$d_{e2} = d_{a2} + m \tag{E1.2/13}$$

$$d_{f1} = d_{m1} - 2(m+c_1) \tag{E1.2/14}$$

$$d_{f2} = d_{m2} - 2(m+c_2) \tag{E1.2/15}$$

c_1, c_2 - Diş başı boşluğu ($c_1 = c_2 \cong 0,2 \cdot m$)

I - Sonsuz vidası için temel dairesi çapı

$$d_{b1} = d_{m1} \cdot \text{tg} \gamma_m / \text{tg} \gamma_b = m \cdot z_1 / \text{tg} \gamma_b \tag{E1.2/16}$$

g) Ağız adımı (Helis adımı)

$$p_{z1} = \pi \cdot m \cdot z_1 \tag{E1.2/17}$$

g1) Kısaltılmış ağız adımı

$$p_{zred.} = p_{z1} / (2\pi) = m \cdot z_1 / 2 \tag{E1.2/18}$$

g2) Eksenel adım

$$p_x = p_{z1} / z_1 = \pi \cdot m \tag{E1.2/19}$$

I - Sonsuz vidası için temel silindiri adımı

$$p_b = m \cdot \pi \cdot \cos \gamma_b \tag{E1.2/20}$$

h) Normal diş kalınlığı

$$S_{mn} = m \cdot \pi \cdot \cos \gamma_m / 2 \text{ (Yan boşluksuz)} \tag{E1.2/21}$$

k) Form sayısı

$$q = d_{m1} / m = z_1 / \text{tg} \gamma_m = d_{m1} (z_2 + 2 \cdot x) / d_{m2} = d_{m1} \cdot z_2 / d_2 \tag{E1.2/22}$$

l) Helis açısı

$$\text{tg} \gamma_m = m \cdot z_1 / d_{m1} = z_1 / q = d_2 / (u \cdot d_{m1}) \tag{E1.2/23}$$

$$\text{tg} \gamma_m = [(2a / d_{m1}) - 1] \cdot z_1 / (z_2 + 2 \cdot x) \tag{E1.2/24}$$

I - Sonsuz vidası için temel helis açısı

$$\cos \gamma_b = \cos \gamma_m \cdot \cos \alpha_0 \tag{E1.2/25}$$

m) Kavrama açısı

$$\text{tg} \alpha_x = \text{tg} \alpha_n / \cos \gamma_m \tag{E1.2/26}$$

n) Ortalama çevre hızı

$$v_{m1} = \pi \cdot d_{m1} \cdot 10^{-3} \cdot n_1 / 60 \tag{E1.2/27}$$

o) Ortalama kayma hızı

$$v_{gm} = v_{m1} / \cos \gamma_m = \pi \cdot d_{m1} \cdot 10^{-3} \cdot n_1 / (60 \cdot \cos \gamma_m) \tag{E1.2/28}$$

ö) Sonsuz vidanın uzunluğu

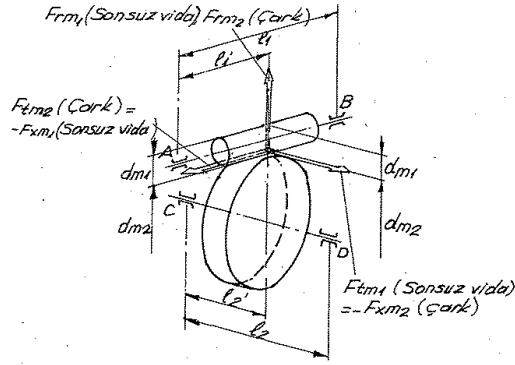
$$b_1 \cong 2,5 \cdot m \sqrt{z_2 + 1} \tag{E1.2/29}$$

p) Çarkın genişliği

$$b_2 \cong 2m(0,5 + \sqrt{q+1}) \tag{E1.2/30}$$

E1.3 - Kuvvetler

Şekil E1.3.1 de gösterilmiştir.



Şekil E1.3.1 - Kuvvetler ve yatak açıklıkları

a) Çevre kuvveti (KA = 1 için)

Döndüren sonsuz vida;

$$F_{tm1} = 2000 T_1 / d_{m1} = 2000 T_2 / (d_{m1} \cdot \eta_z \cdot u) \quad (E1.3/1)$$

$$= F_{tm2} \cdot \tan(\gamma_m + \rho) = -F_{xm2} \quad (E1.3/2)$$

$$F_{tm2} = 2000 T_2 / d_{m2} = 2000 T_1 \cdot \eta_z \cdot u / d_{m2} \quad (E1.3/3)$$

$$= -F_{xm1} \quad (E1.3/4)$$

Döndüren çark;

$$F_{tm1} = 2000 T_1 / d_{m1} = 2000 T_2 \cdot \eta_z' / (u \cdot d_{m1}) \quad (E1.3/5)$$

$$= F_{tm2} \cdot \tan(\gamma_m - \rho) = -F_{xm2} \quad (E1.3/6)$$

$$F_{tm2} = 2000 T_2 / d_{m2} = 2000 T_1 \cdot u / (\eta_z' \cdot d_{m2}) = -F_{xm1} \quad (E1.3/7)$$

b) Normal dış kuvveti

Döndüren sonsuz vida;

$$F_n = F_{nm1} = F_{nm2} = F_{tm1} / [\cos \alpha_n (\sin \gamma_m + \mu_z + \cos \gamma_m)] \quad (E1.3/8)$$

Döndüren çark;

$$F_n = F_{nm1} = F_{nm2} = F_{tm1} / [\cos \alpha_n (\sin \gamma_m - \mu_z \cos \gamma_m)] \quad (E1.3/9)$$

c) Eksenel kuvvet

Döndüren sonsuz vida;

$$F_{xm1} = F_{tm1} / \tan(\gamma_m + \rho) = -F_{tm2} \quad (E1.3/10)$$

$$F_{xm2} = F_{tm2} / \tan(\gamma_m - \rho) = -F_{tm1} \quad (E1.3/11)$$

Döndüren çark;

$$F_{xm1} = -F_{tm1} \cdot \tan(\gamma_m - \rho) = -F_{tm2} \quad (E1.3/12)$$

$$F_{xm2} = -F_{tm2} \cdot \tan(\gamma_m + \rho) = -F_{tm1} \quad (E1.3/13)$$

d) Radyal kuvvet

Döndüren sonsuz vida veya çark

$$F_{rm1} = F_{rm2} = F_n \cdot \sin \alpha_n = F_{tm1} \cdot \tan \alpha_n / \sin(\gamma_m + \rho) \quad (E1.3/14)$$

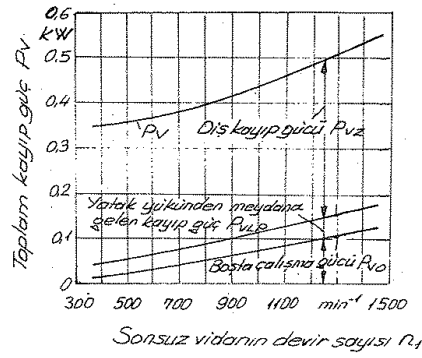
$$= F_{tm2} \cdot \tan \alpha_n / \cos(\gamma_m - \rho) \quad (E1.3/15)$$

E1.4 - Kayıp güç ve verim

a) Toplam kayıp güç

$$P_V = P_{Vz} + P_{VLP} + P_{Vo} \quad (E1.4/1)$$

Şekil E1.4.1 de bir örnek gösterilmiştir.



Şekil E1.4.1 - Bir sonsuz vida mekanizmasında toplam kayıp güç. Mekanizma boyutları: $\alpha = 100 \text{ mm}$, $i = 19$, $d_{m1} = 48 \text{ mm}$, $m = 4 \text{ mm}$, $\gamma_m = 9^\circ 28'$; ortalama çark momenti $T_2 = 300 \text{ Nm}$, Mekanizma gövdesi cidbr sıcaklığı $U_u = 50^\circ \text{C}$

b) Toplam verim

Döndüren sonsuz vida;

$$\eta_G = P_2 / (P_2 + P_v) = (P_1 - P_v) / P_1 \quad (\text{E1.4/2})$$

Döndüren çark;

$$\eta_G' = P_1 / (P_1 + P_v) = (P_2 - P_v) / P_2 \quad (\text{E1.4/3})$$

Çark malzemesi olarak Cu-Sn bronzu; GG, Al-bronzu ve özel pirinç'e nazaran daha iyidir. İslah edilmiş sonsuz vidanın verimi sertleştirilmiş olandan daha azdır.

Toplam verim değerleri Cetvel E1.4.1 de verilmiştir.

Sonsuz vidanın devir sayısı d/d.	Çevrim Oranı				
	5	10	20	40	70
15	79... 90	69... 81	59... 71	(48... 60)	((36... 47))
150	85... 93	79... 89	72... 82	60... 70	(47... 58)
1500	91... 96	88... 95	82... 91	75... 84	64... 75

Cetvel E1.4.1 - Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında ortalama η_G değerleri.

(Döndüren sonsuz vida, yataklar rulmanlı ve madeni yağ kullanılmıştır.)

Çift parentez: Otoblokaj; Tek parentez: Hareketsizlik (tehlikeli otoblokaj)

c) Dişteki güç kaybı P_{vz}

$$P_{vz} = F_n \cdot \mu_z \cdot U_{gm} \cdot 10^{-3} \quad (\text{E1.4/4})$$

F_n - Normal diş kuvveti (Eşitlik E1.3/8, 9)

μ_z - Diş sürtünme katsayısı (Eşitlik E1.4/11)

U_{gm} - Ortalama kayma hızı (Eşitlik E1.2/28)

veya

Döndüren sonsuz vida;

$$P_{vz} = P_1 (1 - \eta_z) = P_2 (1 - \eta_z) / \eta_z \quad (\text{E1.4/5})$$

Döndüren çark;

$$P_{vz} = P_2 (1 - \eta_z') = P_1 (1 - \eta_z') \cdot \eta_z' \quad (\text{E1.4/6})$$

d) Mekanizmanın verimi

Döndüren sonsuz vida;

$$\eta_z = \text{tg } \gamma_m / \text{tg } (\gamma_m + \beta_2) \quad (\text{E1.4/7})$$

Döndüren çark;

$$\eta_z' = \text{tg } (\gamma_m - \beta_2) / \text{tg } \gamma_m \quad (\text{E1.4/8})$$

β_z - Sürtünme açısı ($\mu_z = \text{tg } \beta_z$)

Mekanizmanın max. verimi, $d\eta_z/d\delta m = 0$ şartını gerçekleştiren δm değeri içindir. Hesap yapılırsa $\delta m = 45^\circ - \beta_z/2$ bulunur.

$$\eta_{z \max.} = \text{tg}(45^\circ - \beta_z/2) / \text{tg}(45^\circ - \beta_z/2 + \beta_z)$$

$$\eta_{z \max.} = \text{tg}(45^\circ - \beta_z/2) / \text{tg}(45^\circ + \beta_z/2) = \frac{\text{tg } 45^\circ - \text{tg } \beta_z/2}{1 + \text{tg } 45^\circ \cdot \text{tg } \beta_z/2} = \frac{\text{tg } 45^\circ - \text{tg } \beta_z/2}{\text{tg } 45^\circ + \text{tg } \beta_z/2}$$

$$\eta_{z \max.} = \left(\frac{1 - \text{tg } \beta_z/2}{1 + \text{tg } \beta_z/2} \right)^2$$

$$\text{tg}(\beta_z/2 + \beta_z/2) = \text{tg } \beta_z = \mu_z = \frac{2 \text{tg } \beta_z/2}{1 - \text{tg}^2 \beta_z/2}$$

$\text{tg } \beta_z/2 = u$ dönüşümü ile

$$\mu_z = \frac{2u}{1-u^2} \rightarrow u^2 + \frac{2}{\mu_z} u - 1 = 0$$

$$u_{1,2} = \frac{-\frac{2}{\mu_z} \pm \sqrt{\frac{4}{\mu_z^2} + 4}}{2} = \frac{-\frac{2}{\mu_z} \pm \frac{2}{\mu_z} \sqrt{1 + \mu_z^2}}{2}$$

$$u = \frac{-1 + \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z} \quad (\text{Diğer kök alınırsa } \eta_{z \max.} > 1 \text{ olur.})$$

$$1-u = 1 - \frac{-1 + \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z} = \frac{\mu_z + 1 - \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z}$$

$$1+u = 1 + \frac{-1 + \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z} = \frac{\mu_z - 1 + \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z}$$

$$\frac{1-u}{1+u} = \frac{\mu_z + 1 - \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z - 1 + \sqrt{1 + \mu_z^2}}$$

$$\frac{1-u}{1+u} = \frac{[\mu_z + 1 - \sqrt{1 + \mu_z^2}][(\mu_z - 1) - \sqrt{1 + \mu_z^2}]}{(\mu_z - 1)^2 - (1 + \mu_z^2)}$$

$$\frac{1-u}{1+u} = \frac{2\mu_z^2 - 2\mu_z\sqrt{1 + \mu_z^2}}{-2\mu_z} = \sqrt{1 + \mu_z^2} - \mu_z$$

$$\left(\frac{1-u}{1+u} \right)^2 = 1 + 2\mu_z [\mu_z - \sqrt{1 + \mu_z^2}]$$

$$\eta_{z \max.} = 1 + 2\mu_z [\mu_z - \sqrt{1 + \mu_z^2}] \text{ bulunur.}$$

(E1.4/9)

e) Dişteki sürtünme katsayısı ($\mu_z = \text{tg } \beta_z$)

Başlangıçtaki ($U_g = 0$) Sürtünme katsayısı μ_{zA} nin diş formu ve B- çizgisinin şekli ile hiçbir ilgisi yoktur. Bu değer, malzeme çiftleri için yaklaşık 0,1...0,14 arasındadır. μ_z ; malzeme çiftine, yüzey pürüzlüğüne, yağın özelliğine, yükleme şekline ve sonsuz vidanın diş formuna bağlıdır.

Yağ basıncının tesekkülü ve sürtünme katsayısı, yuvarlanma - kayma hareketi. (Kayarak yuvarlanan) yapan malzeme çiftinin toplam hızına (U_Σ) bağlıdır. Kayma hızının toplam hıza oranı (U_{gm}/U_Σ) küçük ise sürtünme katsayısı düşüktür. Bunun terside geçerlidir. U_{gm}/U_Σ oranı diğer taraftan temas çizgisinin şekline bağlı olduğundan bu oranı diş şeklinin sürtünme katsayısına tesiri olarakta görebiliriz.

Çark yüzeyindeki pürüz derinliği sadece, muntazam çalışan yüzde önemlidir. Sonsuz vida yüzeyindeki pürüz derinliğinin sürtünme katsayısı üzerindeki tesiri yaklaşıklık olarak

$$\mu_z \sim \sqrt[4]{R_z} \text{ ile ilgilidir.}$$

(E1.4/10)

μ_{z0} , her hangi malzeme/yağlama maddesi - çifti ve R_{z0} , U_{gm} , U_{Σ} standart değerlerinde deney sonuçlarından elde edilir. ve μ_z için sonsuz vida mekanizmalarında

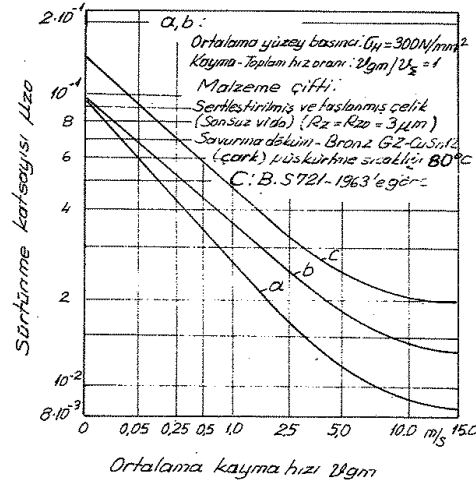
$$\mu_z = \mu_{z0} \cdot Y_w \cdot \sqrt{U_{gm}/U_{\Sigma}} \cdot \sqrt[4]{R_z/R_{z0}} \quad (E1.4/11)$$

esitliği yazılır.

μ_{z0} - Asgari sürtünme katsayısı (Deneylere göre iki yağlama maddesi için Şekil E1.4.2 de verilmiştir.)

R_{z0} - Mukayese pürüz derinliği ($R_{z0} = 3 \mu m$)

Y_w - Malzeme çifti faktörü (Çetvel E1.4.2)



Şekil E1.4.2 - Deneylere göre sürtünme katsayısı μ_{z0} . a) Sentetik yağ (Polyglycol) $V_{50} = 95 \text{ mm}^2/\text{sn}$. b) Madeni yağ $V_{50} = 110 \text{ mm}^2/\text{sn}$. c) British standart 721-1963 (Madeni yağ için geçerli)

U_{gm}/U_{Σ} oranı ise (Yaklaşık ve ortalama değer olarak);

$U_{gm}/U_{\Sigma} = 2,7$ I, A, N, K tipi sonsuz vidaları ve $X \cong 0$ için

$U_{gm}/U_{\Sigma} = 2,2$ H tipi sonsuz vidası ve $X \cong +0,5$ için.

R_z - Sonsuz vida yüzeyindeki ortalama pürüz derinliği

Taşlanmış;

$m \leq 8$ için $R_z \leq 3 \dots 4 \mu m$, $m > 8$ için $R_z \leq 8 \mu m$.

Freze edilmiş;

$m \leq 8$ için $R_z \leq 125 \mu m$, $m > 8$ için $R_z \leq 25 \mu m$.

f) Boşta çalışma kayıp gücü P_{v0}

Mekanizma rulmanlı yataklarla yataklanmış, sonsuz vida diğta ve yatay. Dalma yağlama. Deneylere göre boşta çalışma kayıp gücü;

$$P_{v0} = 10^{-7} \cdot \alpha \cdot (n/60)^{4/3} \cdot (V_{50} + 90) \quad (E1.4/12)$$

g) Yatak yükünden meydana gelen kayıp güç P_{vLP}

Yaklaşık olarak;

$$P_{vLP} = P_1 (0,005 \dots 0,01) \quad 4 \text{ rulmanlı yatak için} \quad (E1.4/13)$$

$$P_{vLP} = P_1 (0,02 \dots 0,03) \quad 4 \text{ kaymalı yatak için} \quad (E1.4/14)$$

Konik makaralı yataklarla yataklanmış ve tek kademeli sonsuz vida mekanizmalarında yaklaşık olarak;

$$P_{vLP} = 0,23 P_2 (\alpha/100)^{0,44} \cdot U/dm^2 \quad (E1.4/15)$$

DIN Norm	Sonsuz vida çarkı malzemesi	Rp0,2mm N/mm ²	Rm N/mm ²	HB	δ5 %	E-Modül N/mm ²	ZE ^c (N/mm ²) ^{1/2}	σ _{HLim} ^a N/mm ²	U _{Lim} ^b N/mm ²	CHE ^h (mm ² /N) ^{1/3}	Yw ^a
1704	G-Cu Sn 12	140	260	80	12	88300	147	265	115	6,8	1,3
	GZ-Cu Sn 12	150	280	95	5	88300	147	425	190	4,9	1
	G-Cu Sn 12 Ni	160	280	90	14	98100	152,2	310	140	6,2	1,2
	GZ-Cu Sn 12 Ni	180	300	100	8	98100	152,2	520	225	4,4	0,95
	G-Cu Sn 10 Zn	130	260	75	15	98100	152,2	350	165	5,7	1,3
	GZ-Cu Sn 10 Zn	150	270	85	7	98100	152,2	430	190	5,0	1
-	GZ-Cu Sn 14	200	300	115	4	92700	150	370	180	5,5	1
1709	G-CuZn 25Al5	450	750	180	8	107900	157,4	500	565	4,6	1,4
	GZ-CuZn 25Al5	480	750	190	5	107900	157,4	550	605	4,3	1,1
1714	G-CuAl11Ni ^{d,e}	320	680	170	5	122600	163,9	250	402	7,5	1,4
	GZ-CuAl11Ni ^{d,e}	400	750	185	5	122600	163,9	265	502	7,3	1,1
	GZ-CuAl10Ni	300	700	160	13	122600	164	660	377	4,0	1,19
1691	GG-25 e,f	120	300	250		98100	152,3	350	150	5,7	1,4
1693	GGG-70 e,f	500	790	260	5,5	175000	182	490	628	5,2	1,3

Cetvel E1.4.2 - Sonsuz vida mekanizmalarında malzeme çiftlerinin mukavemet özel-likleri

a) α₁ - Değerler, Sonsuz vida semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış HRC 60±2; için geçerlidir

α₂ - Sonsuz vida ıslah edilmiş (Taşlanmamış): σ_{HLim} değerleri 0,75; Yw değerleri 1,2 ile çarpılır.

α₃ - Sonsuz vida dökme demir (Taşlanmamış): σ_{HLim} değerleri 0,50; Yw değerleri 1,1 ile çarpılır.

b) Değerler, α_n = 20° için geçerlidir. α_n = 25° için değerler 1,2; Değişken zorlamalarda (gerilmelerde) değerler 0,7; darbeli yüklerde ve kısa süreli (15 saniyeye kadar uygun) çalışmalarda değerler 2,5 ile çarpılır.

c) Değerler, sonsuz vida çelik için geçerlidir. GG-Sonsuz vida için ZE eşitlik E1.7/2'den bulunur.

d) Yanlış madeni yağlı işletmelerde (Muntazam çalışmayı korumak)

e) Küçük kayma hızları için (El işletmesi)

f) Perlitik

g) Aşırı yüklerde Yw'nin ortacağı sonudur.

h) Z_h = 1 için CHE = 10(ZE/σ_{HLim})^{2/3}

E1.5 - Ölçülerin tesbit edilmesi

a) Eksenler arası mesafesi α, Çevrim oranı l ve P₁ gücü verilmiş ise;

1° - Sonsuz vidanın diş sayısı (ağız sayısı)

$$Z_1 \approx (7 + 2,4\sqrt{\alpha}) / u \quad (E1.5/1)$$

2° - Çarkın diş sayısı

$$Z_2 = u \cdot Z_1$$

Not. - Z₂ arttıkça gürültü azalır. Hatta α = 20°, Z₂ ≥ 30 ve normal diş yüksekliğinde diş yüzeyinin ve diş dibinin yük taşıma kabiliyeti azalır.

3° - Çarp- Eksenler arası mesafesi oranı (d_{m1}/α)

Şekil E1.5.1 incelendiğinde;

d_{m1}/α oranı artarsa, buna tekabül eden pitting emniyeti S_H, eğilme emniyeti S_g ve diş kayıp gücü P_{v2} artar. Sıcaklık emniyet S_T azalır.

d_{m1}/α oranı azalırsa, verim yükselir ancak S_g azalacağından eğilmeden dolayı kavrama bozukluğu tehlikesine dikkat edilmelidir.

4° - Diş sürtünme katsayısı μ_z eşitlik E1.4/11'den hesaplanır.

5° - dm_1/a ve μz den mekanizmanın verimi η_z ; eşitlik E1.4/7 veya E1.4/8 ile eşitlik E1.2/24 den veya Şekil E1.5.1 den tayin edilir.

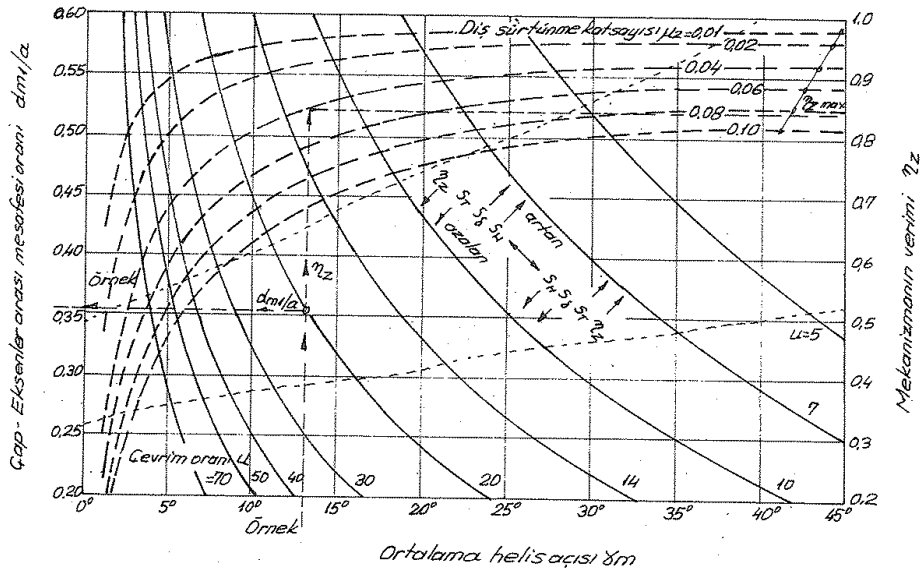
6° - Profil kaydırma faktörü x için tavsiye:

I- Sonsuz vidası;

$$-0.5 \leq x \leq +0.5, \text{ tercihen } x=0$$

H- Sonsuz vidası;

$$0 \leq x \leq 1, \text{ tercihen } x=0.5$$



Şekil E1.5.1- Çap- Eksenler arası mesafesi oranı dm_1/a (Eşitlik E1.2/24 ve $x=0$). S_δ , S_H , S_T emniyet faktörleri ve mekanizmanın verimi

η_z (Döndüren sonsuz vida eşitlik E1.4/7) değerlerinin tesir alanları

b) Sonsuz vida (dm_1, z_1, m) ve çevrim oranı i verilmiş ise;

önce, eşitlik E1.2/2 ye göre en yakın Z_2 ve x belirlenir sonra eşitlik E1.2/12 den dm_2 ve eşitlik E1.2/3 den α tesbit edilir. Diğer ölçüler (a) maddesinde olduğu gibi bulunur.

c) Çark momenti T_2 , devir sayısı n_1 ve çevrim oranı i verilmiş ise;

Yüzey mukavemeti kriterinden hareket edilerek ve işletme saati olarak ömür 25000 saat alınarak, yaklaşık bir hesapla eksenler arası mesafesi;

$$\alpha = C_{HE} \sqrt[3]{Z_p^2 \cdot T_2 \cdot K_A \cdot S_{H\min} \left\{ \left(\frac{n_2}{\beta} \right) + 1 \right\}^{1/4}} \quad (E1.5/2)$$

C_{HE} - Malzeme sabiti (Cetvel E1.4.2)

Z_p - Temas faktörü (Şekil E1.5.2)

T_2 - Çarkın döndürme momenti

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} \quad \frac{T_2}{N \cdot m} \quad \frac{P_2}{kw} \quad \frac{n_2}{d/d} \quad (E1.5/3)$$

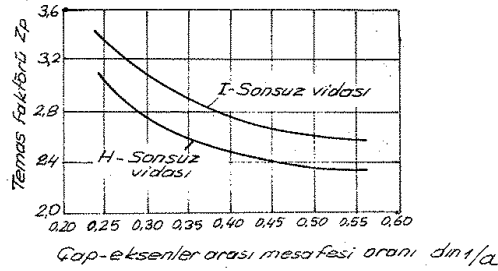
K_A - İşletme faktörü (Cetvel E1.5.1)

$S_{H\min}$ - Min. emniyet faktörü. Pratik hesaplamalarında 1.1 ... 1.5 alınır. (Üst değer, büyük döndürme momentleri ve şüpheli zorlamalarda kabul edilir.)

n_2 - Sonsuz vida çarkının devir sayısı

E1.5/2 eşitliğinden hesaplanan eksenler arası mesafesi, DIN 3976 da verilen seriden en yakın üst değer alınarak seçilir.

L_h - 25000 saatten farklı ise bulunan α , $\sqrt[9]{L_h/25000}$ ile çarpılır. Diğer ölçüler (a) maddesinde olduğu gibi bulunur.



Şekil E1.5.2 - Temas faktörü Z_p . I- Sonsuz vidasında (Yaklaşık olarak A,N,K içinde): $\alpha_0 = 20^\circ$, $x \approx 0$; H- Sonsuz vidasında: $\alpha_0 = 24^\circ$, $x \approx 0.5$.

Not. Sonsuz vida mekanizmaları için eksenler arası mesafesi serisi;

DIN 3976: 50, 63, 80, 100, 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, (280), 315, (360), 400, (450), 500,

Tahrik eden makinanın çalışma şekli	Tahrik edilen makinanın çalışma şekli			
	Düzensiz (Uniform)	Az darbeli	Orta darbeli	Kuvvetli darbeli
Düzensiz (Uniform)	1.00	1.25	1.50	1.75
Hafif darbeli	1.10	1.35	1.60	1.85
Az darbeli	1.25	1.50	1.75	2.0 veya daha yüksek
Kuvvetli darbeli	1.50	1.75	2.0	2.25 veya daha yüksek

Cetvel E1.5.1 - İşletme faktörü K_A .

Not. Tahrik edilen makinanın cinsi, günlük çalışma süresi ve güç kaynağı ile ilgili geniş bilgiler Cetvel 15.1'de vardır. ($C_s = K_A$)

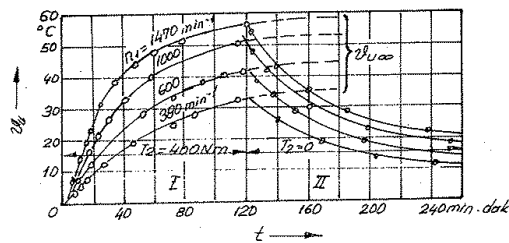
E1.6 - Sıcaklık emniyeti S_T nin kontrolü

a) Sabit yükte ve sabit devir sayısında

Sürtünmeden dolayı meydana gelen güç kaybı ısıya dönüşerek sistemde bir sıcaklık artışı meydana getirir. Şekil E1.6.1'e göre mekanizmanın gövdesinin dış kısmındaki sıcaklık (Çidar sıcaklığı) $U_L = U_{L\alpha} - U_{L\beta}$ zamanla artar ve bu artış $U_L = U_{L\infty}$ sınır değeri ile denge haline gelene kadar devam eder. Yağ karterindeki sıcaklık ise deneylere göre yaklaşık;

$$U_L = U_{L\beta} + (U_{L\infty} + 1.5)(1.03 + 0.1\sqrt{n_1/1000}) \approx U_{L\infty} + (15 \dots 20^\circ C) \quad (E1.6/1)$$

şeklinde dir. $U_L < U_{L\text{sınır}}$ ($U_{L\text{sınır}} = 70 \dots 80^\circ C$) olmalıdır.



Şekil E1.6.1 - Mekanizmanın gövdesi çidar sıcaklığı U_L 'nin sabit dönme momenti ve değişik sonsuz vida devir sayılarındaki artışı. I bölgesinde $T_2 = 400$ Nm, II bölgesinde $T_2 = 0$. ($\alpha = 100$ mm, $U = 20.5$)

Meydana gelen ısının önemli bir miktarı yağ tarafından alınır. Dişli kutusunun gövdesinden dışarıya, havaya verilir. Isı olarak dışarıya atılan güç (Mekanizma kutusundan çıkan ısı miktarı. - Mekanizma kutusunun soğutma gücü -)

$$Q'_{ab} = 2U_{\infty} \cdot A_{ca} \cdot k_{ca} \quad (E1-6/2)$$

U_{∞} - Mekanizma gövdesinin dış kısmındaki (Cidardaki) sınır sıcaklık değeri

Bu sınır sıcaklığın max. değeri (Emniyet değeri) ise;

$$U_{\infty em.} = [(U_{Lsinir} - U_{ai}) / (1.03 + 0.1 \sqrt{n_1/1000})]^{-1.5} \quad (E1-6/3)$$

A_{ca} - Etkili (Tesirli) soğutma yüzeyi.

Soğutma yüzeyi alanı Şekil E1-11-2 de ki gibi soğutma kanatçıklı (Kaburgalı) olan stasyonner sonsuz vida mekanizmalarında, ısı tekniği bakımından;

İyi soğutma kanatlı mekanizma kutuları için,

$$A_{ca} \cong 9 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^{1.85} \quad (E1-6/4)$$

Daha az iyi soğutma kanatlı mekanizma kutuları için

$$A_{ca} \cong 9 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^{1.80} \quad (E1-6/5)$$

İyi soğutma kanatlı mekanizma kutularından maksat;

- Kanatlar hava akışı istikametinde olmalı,

- Büyük soğutma yüzeyi,

- Montaja bağlı olarak konveksiyon engellememeli.

k_{ca} - Isı geçiş katsayısı (Hava içindeki ısı geçişinde)

Sonsuz vida altta ve yatay, vantilatörlü mekanizmalarda;

$$k_{ca} \cong 6.6 \cdot 10^{-3} [1 + 0.4 (n_1/60)^{0.75}] \quad (E1-6/6)$$

Sonsuz vida altta ve yatay, vantilatörsüz mekanizmalarda;

$$k_{ca} \cong 6.6 \cdot 10^{-3} [1 + 0.23 (n_1/60)^{0.75}]$$

Sonsuz vida üste ve yatay ise, k_{ca} yaklaşık %20 kadar azalır. (Sonsuz vida altta ve yatay durumdaki k_{ca} ya nazaran) ve bu durumda çarkın yağ içindeki dalma derinliği çapının %30'u kadardır.

Sonsuz vida üste ve yatay, çark mili düşey ve yanda olursa sonsuz vidanın dişlerinin yarısı yağa dalmış. Sonsuz vida altta ve yatay ise benzer şekilde yine sonsuz vidanın dişlerinin yarısı yağa dalmış

Hareketli vasitalardaki sonsuz vida mekanizmaları

$$k_{ca} \cong 15 \cdot 10^{-3} (1 + 0.1 V_{ai}) \quad \frac{k_{ca}}{kw/(m^2 oc)} \quad \frac{V_{ai}}{m/sn.} \quad (E1-6/8)$$

eşitliğine göre hesaplanır. Hava hızı V_{ai} , vasitanın hareket hızına eşittir.

$$V_{ai} \cong V_{vasita} [m/sn]$$

Not. G. Niemann [1] dan;

Hareketli vasitalardaki mekanizmalar

$$\alpha_K \cong 17.7 (1 + 0.1 U_L) \quad \frac{\alpha_K}{k.ca/(m^2 och)} \quad \frac{U_L}{m/sn.}$$

$$F_K \cong 0.20 (\alpha/100)^{1.85} \quad \frac{F_K}{m^2} \quad \frac{\alpha}{mm.}$$

ile hesaplanır. Hava hızı U_L , vasitanın hareket hızına eşittir.

$$St = Q'_{ab} / P_v \geq 1 \text{ olmalıdır.} \quad (E1-6/9)$$

P_v - Toplam kayıp güç (Eşitlik E1-4/1). Toplam verim belli ise, P_v ; Eşitlik E1-4/2 veya E1-4/3 den tespit edilir.)

Devamlı işletme halinde; kayıp güç (P_v) sıcaklık gücünden (Q'_{ab}) büyükse, fark ilave soğutma ile kapatılmalıdır. (Mekanizma kutusunda daha sık soğutma kanatları, daha büyük eksenler arası mesafesi, yağ veya su ile soğutma veya püskürtme yağlama yapılır.)

b) Değişken yükte ve değişken devir sayısında

St için, ortalama güç P_{2m} esas alınır ve $t(1)$ zamanı müddetince güç $P_2(1)$ olmak üzere

$$P_{2m} \cong \frac{P_2(1) \cdot t(1) + P_2(2) \cdot t(2) + \dots}{t(1) + t(2) + \dots} \quad (E1-6/10)$$

yazılır. Eşitlik E1-6/9 daki St hesaplarında P_2 yerine P_{2m} alınır.

c) Kısa zamanlarda çalışma

P_v değeri t_E kısa çalışma zamanında

$$STK \cdot P_v \leq Q'ab \quad (E1-6/11)$$

değerine ulaşır. (Eğer çalışmadan sonraki durma $4\alpha/100$ saat ise)

STK - Sıcaklık emniyeti değerleri (Mukayese zamanı t_a ya göre Cetvel E1-6-1'de verilmiştir.)

t_a	0,1	0,14	0,2	0,3	0,4	0,7	1,0	1,4	2	3
STK	0,14	0,20	0,29	0,42	0,48	0,67	0,78	0,88	0,96	1,0

Cetvel E1-6-1 - Mukayese zamanı t_a ya bağlı olarak kısa zaman - sıcaklık emniyeti STK değerleri.

$Q'ab$ - Eşitlik E1-6/2

P_v - Eşitlik E1-4/1

Mukayese zamanı,

$$t_a = t_E (100/\alpha) (Y_k/Y_{k0}) \quad (E1-6/12)$$

$$Y_{k0} \cong 1 + Y_B \quad (n_1 = 1000 \text{ d/d daki } Y_k \text{ değeridir}) \quad (E1-6/13)$$

$$Y_k = 1 + Y_B (n_1/1000)^{1,55} \quad (E1-6/14)$$

$Y_B = 0,35$ Ventilatörlü mekanizmalar için.

$Y_B = 0,14$ Ventilatörsüz mekanizmalar için.

E1-7 - Yüzey emniyeti SH 'ın kontrolü (Pitting'e karşı)

Ortalama yüzey basıncı

$$\bar{\sigma}_H = Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot KA/Q^3} \quad (E1-7/1)$$

Z_E - Elastisite faktörü (Cetvel E1-4-2)

veya;

$$Z_E = \left(\pi \left[(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2 \right] \right)^{-1/2} \quad (E1-7/2)$$

$\nu = 0,3$ (Poisson sayısı) için,

$$Z_E = \left\{ E_1 \cdot E_2 / [2,86(E_1 + E_2)] \right\}^{1/2} \text{ yazılır} \quad (E1-7/3)$$

Z_P - Temas faktörü (Şekil E1-5-2 ve Ek-5-3)

Yüzey emniyet basıncı (Pitting)

$$\bar{\sigma}_{HP} = \bar{\sigma}_{Hlim} \cdot Z_H \cdot Z_N / SH_{min} \quad (E1-7/4)$$

$\bar{\sigma}_{Hlim}$ - Yüzey mukavemeti (Cetvel E1-4-2)

(Yüzey mukavemeti $\bar{\sigma}_{Hlim}$; deney mekanizmasında standart işletme şartlarında %50 Pitting yüzeyine kadar ve 25000 saat ömür için hesaplanmıştır.)

Z_H - Ömür faktörü

$$Z_H = (25000/L_H)^{1/6} \leq 1,6 \quad (E1-7/5)$$

L_H - İşletme saati olarak ömür.

Kısa süreli çalışmalarda, örneğin işletme yüzdesi (ED) %40 olan çalışmalarda

$$L_H = 0,4 L_H \text{ toplam alınır.}$$

$Z_H > 1$ olduğunda sıcaklık emniyeti kontrolünün önemi artar. Yine kısa süreli çalışmalarda (Örneğin kapama düzenleri klepeler için) $Z_H > 1,6$ olabilir.

Değişken yükler için; t zamanı süresince çarkın normal Ft_2 çevre kuvveti, t_1 zamanı süresince Ft_{21} çevre kuvveti v.s tesir ediyorsa eşdeğer ömür, rulmanlı yataklardaki kaideye uyararak

$$L_h = (t \cdot Ft_2^3 + t_1 \cdot Ft_{21}^3 + t_2 \cdot Ft_{22}^3 + \dots) / Ft_2^3 \quad (E1.7/7)$$

şeklinde yazılır

Z_n - Değişken yük faktörü

1° - Değişmeyen devir sayılarda;

$$Z_n = [1 / (n_2 / 8 + 1)]^{1/8} \quad (E1.7/8)$$

2° - Değişken devir sayılarında;

t_0 zamanı süresince devir sayısı n_{10} , (Z_{n0}) t_1 zamanı süresince devir sayısı n_{11} , (Z_{n1}) v.s.

$$Z_n = \left(\frac{Z_{n0}^2 \cdot t_0 + Z_{n1}^2 \cdot t_1 + Z_{n2}^2 \cdot t_2 + \dots}{t_0 + t_1 + t_2 + \dots} \right)^{1/2} \quad (E1.7/9)$$

Z_{n0} , n_{10} devir sayısı için eşitlik E1.7/8 den elde edilir.

S_{Hmin} - Min. emniyet faktörü (Pitting zararlarına karşı) Bu değer 1...1.3 alınır.

Pittinge karşı emniyet;

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (E1.7/10)$$

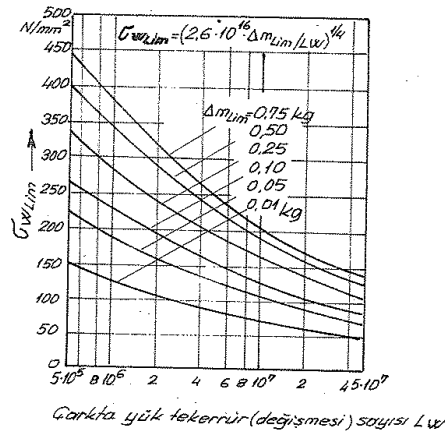
veya

$$S_H = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_n / \sigma_H = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_n / (\sigma_E \cdot \sigma_P \sqrt{1000 T_2 \cdot K_A / \sigma^3}) \geq S_{Hmin} \quad (E1.7/11)$$

olmalıdır.

E1.8 - Aşınma emniyeti S_w 'nin kontrolü

Aşınma mukavemeti σ_{wLim} , aşınma miktarı Δm_{Lim} ve ömür arasındaki münasebet Şekil E1.8.1 de malzeme / yağlama maddesi - çifti ve işletme şartlarına göre verilmiştir.



Şekil E1.8.1 - Aşınma mukavemeti σ_{wLim} değerleri. Malzeme / yağlama maddesi - çifti; GZ-CuSn12 / 16 Mn Cr5E, semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış. EP - madeni yağı L4 (Cetvel E1.8.1 dip notuna bak.)

Yüzey emniyet basıncı (Aşınma)

$$\sigma_{WP} = \sigma_{wLim} \cdot W_p \cdot W_R \cdot W_V / S_{wmin} \quad (E1.8/1)$$

σ_{wLim} - Aşınma mukavemeti (Şekil E1.8.1)

Δm_{Lim} - Aşınma emniyet miktarı

L_w - Yük tekrür sayısı

$$L_w = L_h \cdot n \cdot 60 \quad (E1.8/2)$$

Aşınma emniyet miktarı Δm_{Lim} meydana gelmesi bazı şartlara bağlıdır:

1° - Bütün büyük mekanizmalar için: L_h ömrü süresince Δm_{Lim} , dişli kutusuna

hiç bir zarar vermez. Aşınmadan meydana gelen metal ve kir parçacıklarının tortulasa-bilmesi ve filtre edilebilmeleri için mekanizma kutusu yeterince uygun olmalıdır. Δm_{Lim} - kg

olarak direkt- ve σ_{WLim} değerleri Şekil E1.8.1 den alınır.

2°- Bütün küçük yüklemelerde: Sonsuz vida çarkının dışında sivri tepe meydana gelmemeli. Normal diş profilinde çarkın diş kalınlığı aşınması

$$\Delta s_n \leq 0,3 m_n \text{ olmalıdır.} \quad (E1.8/3)$$

3°- Bütün güç ileten mekanizmalarda: L_h ömrü süresince aşınmadan ötürü zayıflayan çark dişlerinin diş dibi emniyeti S_F (Eşitlik E1.9/2) kafi yani yeterli olmalıdır. Çarkın diş dibi mukavemeti yaklaşık S_{Fn}^2 (S_{Fn} = Diş dibi kalınlığı) ile orantılı olup $S_{Fn} \approx 2m_n$ dir. Diş dibi kırılma emniyeti S_F , Aşınma ile azalacağından Δs_n de yaklaşık olarak $(1 - \Delta s_n / 2m_n)^2$ faktörü kadar azalır.

4°- Ters döndürme (geri) düzenlerinde: Aşınmaya bağlı olarak max. bir yan boşluk meydana gelmemeli.

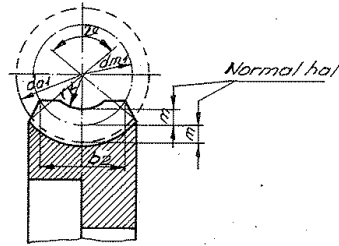
Aşınma miktarı Δm 'in hesaplanması;

$$\Delta m = \Delta s_n \cdot Z_2 \cdot A_{z2} \cdot \rho_{çark} / 10^6 \quad (E1.8/4)$$

A_{z2} - Çarkta, bir dişin yan yüz alanı

$$A_{z2} = A_{p2} / (\cos \gamma_m \cdot \cos \alpha) \quad (E1.8/5)$$

A_{p2} - Sonsuz vidanın alın kesitindeki projeksiyon (Şekil) alanı (Şekil E1.8.2)



Şekil E1.8.2 - Çark da bir dişin yan yüz alanının hesaplanmasında kullanılan boyutlar.

Normal diş yüksekliğinde,

$$A_{p2} \approx 2 \cdot \pi \cdot m \cdot d_{m1} \cdot \nu / 360^\circ \quad (E1.8/6)$$

Konstrüksiyonlarda tahminen $\nu = 90^\circ$ alınır.

$\rho_{çark}$ - Çark malzemenin yoğunluğu (Cetvel E1.8.1)

Bulunanlar E1.8/4 eşitliğinde yerine konursa

$$\Delta m = \Delta s_n \cdot Z_2 \cdot 2\pi \cdot m \cdot d_{m1} (90^\circ / 360^\circ) \cdot \rho_{çark} / (\cos \gamma_m \cdot \cos \alpha) 10^6$$

$$\Delta m \approx 1,5 \Delta s_n \cdot Z_2 \cdot m \cdot d_{m1} \cdot \rho_{çark} / (10^6 \cdot \cos \gamma_m \cdot \cos \alpha) \quad (E1.8/7)$$

elde edilir.

$\Delta m = \Delta m_{Lim}$ alınarak Şekil E1.8.1 den σ_{WLim} bulunur.

Tekrar eşitlik E1.8/4'e dönelim.

W_p - Aşınma çifti faktörü (Malzeme çiftine ve yağlama maddesine göre Cetvel E1.8.1 de verilmiştir.)

W_R - Aşınma pürüz faktörü.

Deneylere göre

$$W_R \approx \sqrt[4]{R_z / R_{z0}} \quad (E1.8/8)$$

R_z - Pürüz derinliği (Konu E1.4-e)

R_{z0} - Mukayese pürüz derinliği (Konu E1.4-e)

W_v - Aşınma hız faktörü

$$W_v = \sqrt[4]{n_1 (\nu_{g0} + \nu_{gm}^{1,5}) / (u \cdot \nu_{gm})} \quad (E1.8/9)$$

v_{go} - Karakteristik hız (Cetvel E1-B-1)

S_{wmin} - Min. Emniyet faktörü (Aşınmaya karşı) Bu değer 1...1,3 alınır

Aşınmaya karşı emniyet;

$$U_H \leq U_{Wp} \quad (E1-B/10)$$

veya,

$$S_w = U_{Wlim} \cdot W_p \cdot W_R \cdot W_V / U_H = U_{Wlim} \cdot W_p \cdot W_R \cdot W_V / (Z_E \cdot Z_P \cdot \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / d^3}) \geq S_{wmin} \quad (E1-B/11)$$

olmalıdır.

Çark	Birim	GZ-CuSn12		GZ-CuSn12Ni		GZ-CuSn14, GZ-CuZn11Ni, GZ-CuAl10Ni		
		16MnCr5 ^c , 42CrMo4 ^d		16MnCr5 ^c , 42CrMo4 ^d		16MnCr5 ^c		
Yağ L 4 ^e	W_p^j - (tesir sahəsi) ^g	1 (0,88 ila 1,37)	0,63 (0,56 ila 0,87)	1,04 (0,91 ila 1,42)	1,21 (1,06 ila 1,66)	0,74 (0,65...1,01)	1,30 (1,14...1,78)	0,63 (0,55...0,86)
	v_{go} m/s	0,11	0,65	0,13	0,06	0,34	0,04	0,86
Yağ S 2 ^f	W_p^j	1,71 (0,98)	1,56 (0,89)	2,03 (1,16)	- ^k	2,28 (1,31)	1,62 (0,93)	- ^k
Yağ S 1 ^h	W_p^j				- ^k			- ^k
	v_{go} m/s	0,10	0,85	0,10		0,06	0,005	- ^k
$\rho_{çark}$	mg/mm ³	8,8		8,8		8,9	8,3	7,4

Cetvel E1-B-1 - Aşınma çifti faktörü W_p , Karakteristik hız v_{go} , Malzeme yoğunluğu $\rho_{çark}$, değerleri (Malzeme / Yağlama maddesi - çiftlerine göre)

a) Taşlanmış, $R_z \approx 3 \mu m$.

b) Özel pirinç

c) Semantasyon sertliği ~ 60 HRC

d) İslah edilmiş

e) L 4: EP - Moderni yağı, korozyona ve yaşlanmaya karşı korunmuş;

$$v_{50} = 225 \text{ mm}^2/\text{sn.}, \sqrt{I} = 95$$

f) S 2: Sentetik yağ (Polyäther); $v_{50} = 165 \text{ mm}^2/\text{sn.}, \sqrt{I} = 210$

g) Dağılım sahəsi; katıksız, katıklılı ve bitkisel yağlar için kontrol edilir.

h) S 1: Sentetik yağ (Polyglycol), $v_{50} = 95 \text{ mm}^2/\text{sn.}, \sqrt{I} = 140$

j) İnce taneli yapı için savurma dökümü; tane büyüklüğü yapısına (kum dökümü) göre bu değerler de %50 ve daha aşağı azaltılır.

k) Tecrübe değerleri yok.

E1-9 - Dış kırılma emniyeti S_F 'in kontrolü

Çarkın dış dibi zorlanmasının kontrolü için U - faktörü

$$U = F_{tm2} \cdot K_A / (m \cdot b_2) \leq U_{lim} \quad (E1-9/1)$$

Dış kırılma emniyeti;

$$S_F = U_{lim} \cdot m \cdot b_2 / (F_{tm2} \cdot K_A) \geq 1 \quad (E1-9/2)$$

olmalıdır.

U_{lim} - Çarkın dış dibi zorlanmasının (gerilmesinin) sınır değerleri (Cetvel E1-4-2)

K_A - İşletme faktörü (Cetvel E1-5-1)

b_2 - Çarkın dış genişliği. (Faydalı dış genişliği olup eşit E1-2/30 daki b_2 den büyük olamaz.)

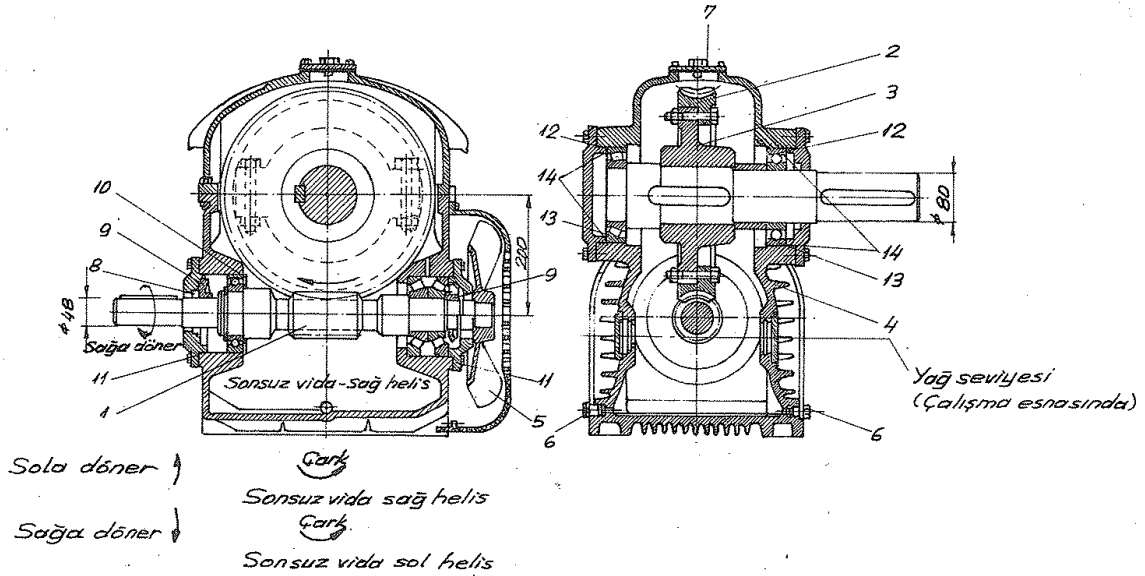
E1-10 - Sonsuz vida milinin eğilme emniyeti S_g 'nin kontrolü

Sonsuz vida mili; radyal kuvvet F_{rm} tesiri ile düşeyde δ_{rm} , çevresel kuvvet F_{tm1} tesiri ile yatayda δ_{tm1} sehimini yapar ve aksenal kuvvet $F_{xm1} = F_{tm2}$ tesiri ile de filam-baja (burkulmaya) çalışır ancak bu ihmal edilir.

a) Sonsuz vida; b) Sonsuz vida çarkı. (Yalnız hassas deney mekanizmalarında)

a) Sonsuz vida

Döndüren sonsuz vidanın helis yönü seçilir ve sonsuz vida altta veya üstte yatay olacak şekilde düzenlenir. Sonsuz vida çarkının dönme yönü belirlenerek (Şekil E1.11.2) sonsuz vida gereken yönde döndürülür.



Şekil E1.11.2- Sonsuz vida mekanizması (Flender, Bocholt). Nominal güç 24.5 KW, $n_1 = 1500 d/d_1$, $u = 20.5$

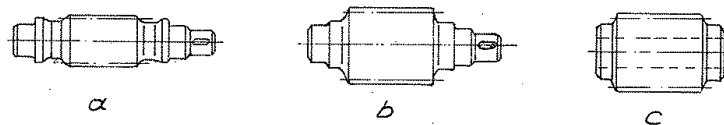
- 1- Sonsuz vidası : 16 Mn Cr 5 semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış.
- 2- Çark Çemberi: GZ-Cu Sn 12
- 3- Çark göbeği : St 37
- 4- Mekanizma kutusu : GG 20, yatık soğutma kanatlı
- 5- Vantilatör
- 6- Yağ boşaltma deliği
- 7- Havalandırma ve gözetleme deliği
- 8- Radyal salmastra halkası (iceriyeye sızdırmaz)
- 9- İlave sızdırmazlık halkası
- 10- Yağ sıçratma disk
- 11- Yağ geri dönüşü
- 12- Bilyalı yatak (Hafif işletmeler için)
- 13- Konik makaralı yatak (Ağır işletmeler için)
- 14- Çarkın aksenal ayarı için alıştırma pulları (şimler)

Püskürtme ile yağlamada sonsuz vida üstte, altta veya çarkın yan tarafında bulunabilir. Dalma yağlamada ise, sonsuz vida u_1 çevre hızına göre;

$u_1 \leq 10 \text{ m/sn.}$ için sonsuz vida altta veya yanda,

$u_1 \leq 5 \text{ m/sn.}$ için sonsuz vida üstte yatay bulunur.

Kullanılmakta olan sonsuz vida konstrüksiyon şekilleri Şekil E1.11.3 de gösterilmiştir.



Şekil E1.11.3- Sonsuz vida konstrüksiyon şekilleri. a) Kesilmiş dolu sonsuz vida; b) Dolu sonsuz vida; c) Delik sonsuz vida

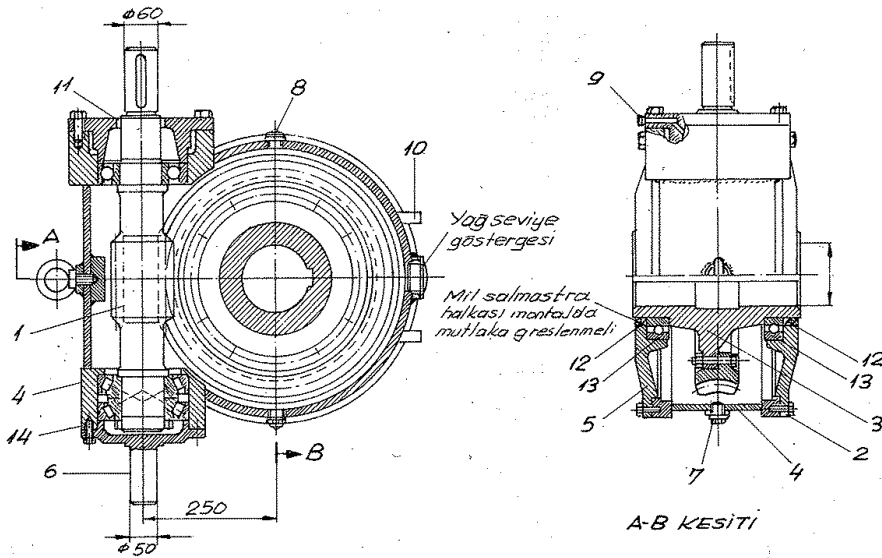
Kesilmiş dolu sonsuz vida (Form sayısı $q = 7 \dots 11$) yüksek devirli güç ileten mekanizmalarda tercih edilir. Eksenler arası mesafesi ve çevrim oranı bundan başka daha büyük modül (taban mukavemeti) ve daha büyük helis açısı (daha iyi verim) mümkün ancak sonsuz vida milinin eğilme ihtimalini unutmamalı.

Kesilmemiş dolu sonsuz vida daha büyük çaplı ($q = 12 \dots 17$) ve yalnız yavaş işleyen mekanizmalarda uygun. Eğilme az, bununla beraber daha küçük modül (taban mukavemeti) ve daha küçük helis açısı (fena verim) mümkün.

Delik sonsuz vida, güç ileten mekanizmalar için uygun değil bununla beraber imalatı ekonomik.

b) Sonsuz vida çarkı

GG veya çelik, çark göbeği ile çark çemberi arasındaki yaygın bağlama şekli civata ile dir. (Şekil E1.11.2, E1.11.4)



Şekil E1.11.4 - Takma - sonsuz vida mekanizması (Thyssen, Kassel). Nominal güç 40.5 kW, $n_1 = 1500 \text{ d/d.}$, $u = 20$

- 1- I- Sonsuz vidası: 16 Mn Cr 5 semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış
- 2- Çark çemberi: GZ-Cu Sn 12
- 3- İçi boş mil: St 37
- 4- Kaynak konstrüksiyon gövde: St 37-2
- 5- Kapak: GG 25
- 6- Döndürme momenti mesnedi
- 7- Yağ boşaltma deliği
- 8- Yağ doldurma deliği
- 9- Havalandırma deliği
- 10- Takviye
- 11- Bir-Çift radyal - salmastra halkası
- 12- İki-radyal - salmastra halkası (içeriye ve dışarıya sızdırmaz)
- 13- Çarkın aksenal ayarı için alıştırma pulları (şimler)
- 14- Yatak boşluğu ayarı için alıştırma pulları (şimler)

c) Mekanizma kutusu

Şekil E1.11.2, E1.11.4. Kontrol için üstte gözetleme deliği bulunmalı ayrıca soğutma kanatları, soğutma havasının iyi bir şekilde yönetilmesini temin etmelidir. Seri halinde imal edilen gövdelerin boydan boya sonsuz vida için delinen deliğe göre simetrik olması ve böylece çeşitli yatak büyük lükleri için ara burçları ve milin önden ve arka

dan takılmasının mümkün olması tercih edilir.

d) Yataklama

d1) Sonsuz vida milinin yataklandırılması: Yük altındaki sehimin az olması için yataklar arasındaki uzaklığın mümkün olduğu kadar küçük tutulması lazımdır.

$$l_1 = (1,3 \dots 1,5) \cdot a \quad (E1-11/1)$$

($a \approx 500$ için 1,3 ile ve $a \approx 50$ için 1,5 ile)

Eğik bilyalı yatak (Seri 73) ve konik makaralı yatak (Seri 313 - büyük aksel kuvvetler için) geniş bir kullanma sahasına sahiptir.

d2) Çark milinin yataklandırılması: Çark milinin yataklandırılması için bilyalı veya konik makaralı yataklar kullanılır. Dişle gelen kuvvetin tesiri ile çarka yandan gelen basıncın küçük olması için yataklar arasındaki uzaklığın çok küçük alınmaması lazımdır.

$$l_2 = (0,5 \dots 0,7) d_2 \quad (E1-11/2)$$

(0,7, küçük mekanizmalarda).

E1-12 - Toleranslar

Sonsuz vida mekanizmaları için şimdiye kadar bir tolerans normu yoktur. Bununla beraber alın dişlielerindeki DIN 3961 normu baz olarak kullanılabilir. Konu ile ilgili yardımcı değerler Cetvel E1-12.1 de verilmiştir. Hatalara ait müsaade edilen

Kalite		Kullanma Alanı
Sonsuz vida ^a , Çark ^a ve mekanizma kutusu ^b	Eksenler arası mesafesi ^c	
4...5	6 ^d	Takım tezgahların bölücü mekanizmalarında, regülatörler, sakın çalışan mekanizmalar. $v_{m1} > 5 \text{ m/sn}$.
5...6	7 ^d	Asansörler, döndürme düzenleri (Torna v.s), sakın çalışan güç mekanizmaları $v_{m1} > 5 \text{ m/sn}$.
8...9	8 ^d	Özel olmayan ve sakın çalışan sanayi mekanizmaları. $v_{m1} < 10 \text{ m/sn}$.
İmalat: Sonsuz vida semantasyonla sertleştirilmiş (en çok) veya çevresel sertleştirilmiş (Alevle veya indüksiyonla), taşlanmış ve parlatılmış; Sonsuz vida çarkı azdırma ile işlenmiş.		
10...12	10 ^d	Yardımcı işletici düzen, el işletmesi, kumanda düzeni işletmesi. $v_{m1} < 3 \text{ m/sn}$.
İmalat: Sonsuz vida tornada veya freze edilerek imal edilmiş; sonsuz vida çarkı ise azdırma ile işlenmiş.		

Cetvel E1-12.1 - Sonsuz vida mekanizmalarında kaliteler. (Kalite DIN 3961... 3964)

a - DIN 3961... 3963 Dişli hataları

b - Eksenleri paralel DIN 3964 de

c - DIN 3964 de

d - 1 ve 2 ağızlı sonsuz vida için. Çok ağızlı sonsuz vida için daha hassas kalite seçilir.

değerler içinde DIN 3962 esas alınır.

Toplam profil hatası F_{f1} ve F_{f2}

Taksimat hatası f_{px1} ve f_{px2}

Yuvarlaklık hatası f_{e1} ve f_{e2} (Bilya ölçüsü)

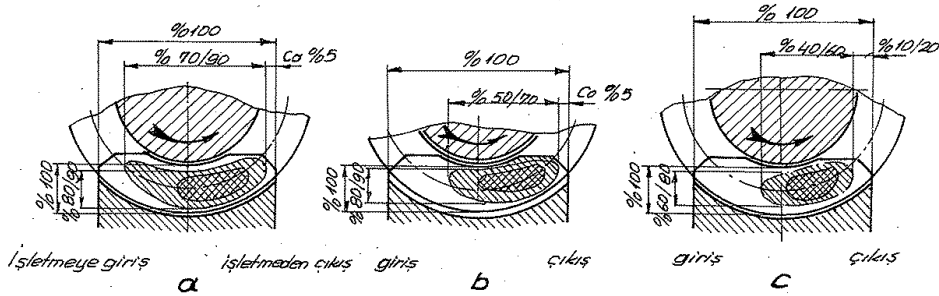
Ağız adımı hatası f_{pz1}

Tek taraflı yuvarlanma hatası F_i'

Yuvarlanma atlama f_i'

E1.13 - Taşıma kabiliyeti

Taşıma kabiliyeti için uygun ve kullanışlı deney metodu, sonsuz vida ve çark mekanizmasının işletme halinde temas eden dış yüzeyleri arasında ve çark yüzeyi üzerinde meydana gelen kayık şeklinde perdelanmış bir taşıma bölgesinin (Taşıyıcı yüzeyin - basınç yüzeyi) ortaya çıkmasıdır. Arzu edilen büyüklük için dikkat edilecek noktalar (Şekil E1.13.1)



Şekil E1.13.1 - Taşıma şeklinde azalma (Eliptik yük de)

- a) Sakin çalışan az yüklü mekanizmalar için
- b) Normal yüksek güç mekanizmaları için
- c) Şiddetli değişen darbeli yüklemeler için

1° - Baş, dip veya taşıyıcı yüzey üzerindeki şekil değişiminden kaçınılmalı, taşıma şekli yükseklik ve genişlikten büyük olmamalı.

2° - Yağ filmi kolay teşekkül etmeli. Yanlış bir taşıma şekli güç kaybı ve aşınmaya sebep olur.

3° - Gürültü ile mücadelede, taşıma şekli büyük yüzeyli ve çarkın dış dibine yönelik olmalı.

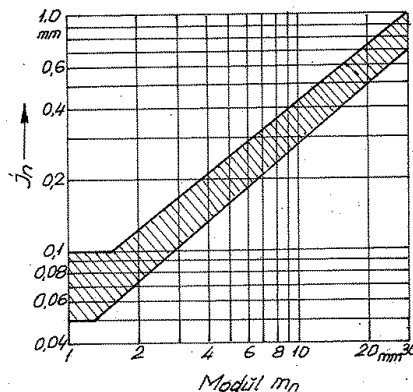
4° - Aşırı ve darbeli yüklerde, daha ziyade dış yüksekliği ve genişliği küçük olmalı.

(Dış başına yönelik bir taşıma şekli tercih edilir.)

Taşıma şekli, silindirik sonsuz vidalarda takımın düzeltilmesi (tashihi) ve çarkın aksenal ayarı (alıştırma pulları - şimler) ile elde edilir.

E1.14 - Yan boşluk

Normal hal için temel değerler (Sabit kuvvet akışı tarafında) Şekil E1.14.1 de verilmiştir. Yüksek ısı gerilmelerde mecburen daha büyük yan boşluk bulunmalı bu durumda dişlileri sıkıştırmaktan kaçınılmalıdır.



Şekil E1.14.1 - Sonsuz vida mekanizmalarında normal kesitteki yan boşluk (J_n) değerleri.

E1-15- Malzeme

Diş yüzeylerindeki kayma hareketinden dolayı kayıp gücü ve aşınmayı küçültmek için diş yüzeyi çiftinin düz, kaymaya uygun ve kolay alışabilir olması ve yağlama şartlarına dikkat edilmesi gerekir.

Tercih edilen malzeme çifti; sertleştirilmiş taşlanmış sonsuz vida, savurma döküm bronzu GZ-CuSn12 veya GZ-CuSnNi çark. Al-Bronzu veya perlitik döküm daha sert malzeme olmasından dolayı yüksek yüzey mukavemeti gösterir ancak yenmeye karşı hassasiyette artar.

a) Sonsuz vida

Yüksek güç mekanizmaları için genel olarak semantasyon çeliği (16MnCr5), semantasyon sertliği HRC=56...62 (üzerinde taşlama çatlağı tehlikesi) veya ıslah çeliği (34CrMo4, 42CrMo4 gibi), alevle veya endüksiyonla sertleştirilmiş (HRC < 56) seçilir. Soğuk bölgelerde Nikel alaşımli semantasyon çeliği tercih edilir. (Yüksek soğuk mukavemeti)

Islah çeliği (34CrMo4, 42CrMo4 gibi) Yüzey sertleştirilmeden kullanılırsa $v_g > 3m/sn$. hızlarda şiddetli aşınmalar beklenir. Hafif yüklü mekanizmalarda hareket nakli için St37 veya St42 yeterlidir.

b) Sonsuz vida çarkı, çark çemberi

Bronz için homojen yoğunluk ve ince taneli yapı ile yüksek aşınma mukavemeti elde edilir. Ni ilavesi (GZ-CuSn12Ni) elverişlidir. İmalatlarda savurma döküm (GZ), kokil döküm (GK) ve kum döküm (G) ile ifade edilir. Kaba taneli ve yoğunluğu az olan yapının yüzey taşıma kabiliyeti de düşüktür.

Al-Zn alaşımı; 75°C üzerinde yüzey ve aşınma mukavemeti şiddetli olarak düşer onun için dikkat edilmeli ayrıca yüksek çevresel hızlarda aşınma tehlikesi de artar.

Al-Bronzu (Cetvel E1.4-2 - bronz fazlalıklı); büyük yüklerde ve küçük kayma hızlarında ($v_g < 2m/sn$. Örneğin, diş açma makinelerinin bölme çarklarında) uygundur.

Özel pirinç (GZ-CuZn25Al5 gibi); Yüksek yüzey mukavemeti, fena aşınma özelliğinden dolayı yalnız küçük kayma hızlarında kullanılır.

Kır dökme demir; Yüksek sertliğinden dolayı (düşük kayma aşınması) yalnız düşük devir sayılarında (el işletmesi) kullanılır.

Perlitik küresel grafitli dökme demir (GGG 60 gibi) ile sertleştirilmiş sonsuz vida çifti, küçük kayma hızları ve büyük yüklerde uygundur. Armatürlerin kumanda mekanizmalarında nadiren kullanılır.

E1-16- Yağlama

Sonsuz vida mekanizmalarında, yağlama maddesinden istenilen özellikler:

1°- Düşük sürtünme katsayısı, en az kayıp gücü ve aşınma ile sıcaklık sınır gücünü ve yüzey mukavemetini artırmak

2°- Yüksek viskozite, hidrodinamik taşıma özelliğini artırır (Şekil E1-16-1)

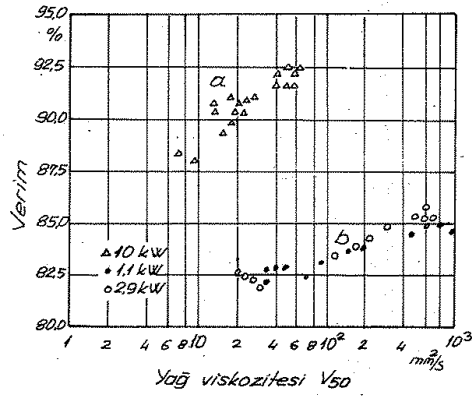
3°- Yağ katkı maddesi bronza tesir etmemeli.

Uygun yağlama maddeleri;

EP- Katkı maddeli hafif madeni yağ: Düzgün çalışmayı kolaylaştırmak, yenme tehlikesini azaltmak ve aşınmayı önlemesinden faydalanmalı, sürtünme katsayısını azaltır şekilde tesir etmeli (büyük yüklemelerde)

Organik yağlar (Hint yağı gibi): Çabuk eskirler (yaşlanma stabilitesi az) dolayısıyla bu yağlar sadece özel maksatlar için örneğin madeni yağlara karıştırılarak kullanılır.

Özel (hepsi değil) sentetik yağ (Polyglykole veya Polyather) daha düşük sürünme katsayısı verir (Şekil E1.4.2)



Şekil E1.16.1 - Yağ viskozitesinin verim üzerindeki tesiri. Çark malzemesi:

a) Fosfor bronzu, $v_m = 5,7 m/sn.$; b) Dökme demir, $v_m = 1,9 m/sn.$

EK-2- ÖRNEKLER

E2.1- Örnek 1 (G. Niemann / H. Winter'den)

Çevrim oranı $i = 20,5$, devir sayısı $n_2 = 73$ d/d., döndürme momenti $T_2 = 430$ Nm, işletme faktörü $K_A = 1$, yüzey emniyeti $S_H = 1$, I- Sonsuz vidası semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış, çark çemberi GZ-CuSn12. Devamlı işletme ve $L_h = 25000$ saat ömür için eksenler arası mesafesinin hesabı istenmektedir.

$L_h = 25000$ saat ömür için eksenler arası mesafesi;

$$\alpha = C_{HE} \sqrt[3]{Z_p^2 \cdot T_2 \cdot K_A \cdot S_{Hmin} \cdot [(n_2/b) + 1]^{1/4}} \quad (\text{Eşitlik E1.5/2})$$

a) Malzeme sabiti;

$Z_h = 1$ için

$$C_{HE} = 10 (Z_E / \sigma_{Hlim})^{2/3}$$

veya

$$C_{HE} = 4,9 (\text{mm}^2/\text{N})^{1/3} \quad (\text{Cetvel E1.4.2})$$

b) Temas faktörü;

$d_m/\alpha = 0,35$ ortalama değeri alınarak

$$\| Z_p = 2,9 \quad (\text{Şekil E1.5.2})$$

c) Min. emniyet faktörü;

$$S_{Hmin} = 1,1 \quad (\text{Kabul})$$

$$\alpha = 4,9 \sqrt[3]{(2,9)^2 \cdot 430 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot [(73/b) + 1]^{1/4}}$$

$$\alpha = 94,2 \text{ mm.}$$

DIN 3976 ya göre

$$\| \alpha = 100 \text{ mm. seçilir.}$$

E2.2- Örnek 2 (G. Niemann / H. Winter'den)

Eksenler arası mesafesi $\alpha = 80$ mm., çevrim oranı (yavaşlayan) $i = 10 \pm 4\%$ ($=U$), normal-giriş gücü $P_1 = 2,95$ kw, giriş devir sayısı $n_1 = 750$ d/d., I- sonsuz vidası; Yağlama Madeni yağ; sonsuz vida yüzeyindeki ortalama pürüz derinliği $R_z = 3 \mu\text{m}$

Mekanizmanın bayutlandırılması ile mümkün olan yüksek verim istenmektedir.

a) Sonsuz vidanın diş sayısı (ağız sayısı);

$$Z_1 \cong (7 + 2,4\sqrt{\alpha}) / U \quad (\text{Eşitlik E1.5/1})$$

$$Z_1 = (7 + 2,4\sqrt{80}) / 10$$

$$Z_1 = 2,84$$

$$\| Z_1 = 3$$

b) Sonsuz vida çarkının diş sayısı;

$$Z_2 = U \cdot Z_1 \quad (\text{Eşitlik E1.2/2})$$

$$Z_2 = 10 \cdot 3$$

$$\| Z_2 = 30$$

Önemli not. Z_2/Z_1 oranının tam sayı olmaması taksimat hatasının çalışmaya olan zararlı etkisini azaltır. Z_2/Z_1 oranının tam sayı ve çarkın taksimat hatalı olması halinde ise, bütün diş yüzeylerinin taşıma yapacak kadar alışması gerekecek. Bu ise diş yüzeyinin ve diş dibinin yüksek taşıma kabiliyetini azaltır.

$$\| Z_2 = 29 \text{ seçilmiştir.}$$

Çevrim oranı;

$$i (=U) = 29/3 = 9,66$$

sapma;

$$\frac{10-9,66}{10} = \% 3,3 \text{ uygun}$$

c) dm_1/α oranı;

Yüksek verim için Şekil E1.5.1 den

$$\| \underline{dm_1/\alpha} = 0,33 \text{ seçilmiştir.}$$

d) Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı;

$$dm_1 = (dm_1/\alpha) \cdot \alpha$$

$$dm_1 = 0,33 \cdot 80$$

$$\| \underline{dm_1} = \phi 26,4 \text{ mm.}$$

e) Helis açısı ;

$$\text{tg } \delta_m = [(2\alpha/dm_1) - 1] \cdot Z_1 / (Z_2 + 2 \cdot x) \quad (\text{Eşitlik E1.2/24})$$

$x = 0$ için

$$\text{tg } \delta_m = [(2 \cdot 80 / 26,4) - 1] \cdot 3 / 29$$

$$\text{tg } \delta_m = 0,5235$$

$$\| \underline{\delta_m} = 27^\circ 37' 57''$$

f) Form sayısı ;

$$q = dm_1/m = Z_1 / \text{tg } \delta_m = dm_1 (Z_2 + 2x) / dm_2 = dm_1 \cdot Z_2 / d_2 \quad (\text{Eşitlik E1.2/22})$$

$$q = 3 / 0,5235$$

$$\| \underline{q} = 5,7305$$

g) Modül ;

$$m = dm_1 / q \quad (\text{Eşitlik E1.2/22})$$

$$m = 26,4 / 5,7305$$

$$\| \underline{m} = 4,6069 \text{ mm.}$$

h) Çarkın faksimat dairesi çapı;

$$d_2 = Z_2 \cdot m = dm_2 - 2x \cdot m \quad (\text{Eşitlik E1.2/12})$$

$$d_2 = 29 \cdot 4,6069$$

$$\| \underline{d_2} = dm_2 = \phi 133,6 \text{ mm.}$$

k) Sonsuz vidanın diş başı dairesi çapı;

$$da_1 = dm_1 + 2 \cdot m \quad (\text{Eşitlik E1.2/10})$$

$$da_1 = 26,4 + 2 \cdot 4,6069$$

$$\| \underline{da_1} = \phi 35,61 \text{ mm.}$$

l) Çarkın diş başı dairesi çapı;

$$da_2 = dm_2 + 2m(1+x) \quad (\text{Eşitlik E1.2/11})$$

$$da_2 = 133,6 + 2 \cdot 4,6069$$

$$\| \underline{da_2} = \phi 142,81 \text{ mm.}$$

m) Sonsuz vidanın taban dairesi çapı;

$$df_1 = dm_1 - 2(m + c_1) \quad (\text{Eşitlik E1.2/14})$$

Diş başı boşluğu

$$c_1 = c_2 \cong 0,2 \cdot m$$

$$df_1 = 26,4 - 2,4 \cdot 4,6069$$

$$\| \underline{df_1} = \phi 15,34 \text{ mm.}$$

n) Çarkın taban dairesi çapı;

$$df_2 = dm_2 - 2(m + c_2) \quad (\text{Eşitlik E1.2/15})$$

$$df_2 = 133,6 - 2,4 \cdot 4,6069$$

$$\| \underline{df_2} = \phi 122,54 \text{ mm.}$$

o) Maksimum dış çap;

$$de_2 = da_2 + m \quad (\text{Eşitlik E1.2/13})$$

$$d_{e2} = 142,81 + 4,6069$$

$$\| d_{e2} = \phi 147,41 \text{ mm.}$$

ö) Sonsuz vidanın uzunluğu

$$b_1 \cong 2,5 \cdot m \sqrt{Z_2 + 1} \quad (\text{Eşitlik E1.2/29})$$

$$b_1 = 2,5 \cdot 4,6069 \sqrt{29 + 1}$$

$$\| b_1 = 28,5 \text{ mm.}$$

p) Çarkın genişliği;

$$b_2 \cong 2 \cdot m (0,5 + \sqrt{q + 1}) \quad (\text{Eşitlik E1.2/30})$$

$$b_2 = 2 \cdot 4,6069 (0,5 + \sqrt{5,7305 + 1})$$

$$\| b_2 = 28,5 \text{ mm.}$$

r) Ortalama çevre hızı;

$$v_{m1} = \pi \cdot d_{m1} \cdot 10^{-3} \cdot n_1 / 60 \quad (\text{Eşitlik E1.2/27})$$

$$v_{m1} = \pi \cdot 26,4 \cdot 10^{-3} \cdot 750 / 60$$

$$\| v_{m1} = 1,0367 \text{ m/sn.}$$

s) Ortalama kayma hızı;

$$v_{gm} = v_{m1} / \cos \gamma_m \quad (\text{Eşitlik E1.2/28})$$

$$v_{gm} = 1,0367 / \cos 27^\circ 37' 57''$$

$$\| v_{gm} = 1,17 \text{ m/sn.}$$

t) Dişteki sürtünme katsayısı;

$$\mu_z = \mu_{z0} \cdot Y_w \cdot \sqrt{v_{gm} / v_{\Sigma}} \cdot \sqrt[4]{R_z / R_{z0}} \quad (\text{Eşitlik E1.4/11})$$

t1) Asgari sürtünme katsayısı

Madeni yağ kullanıldığına ve $v_{gm} = 1,17 \text{ m/sn.}$ olduğuna göre

$$\| \mu_{z0} = 3,5 \cdot 10^{-2} \quad (\text{Şekil E1.4.2 - b eğrisi})$$

t2) Malzeme çifti faktörü;

Sonsuz vida; 16Mn Cr 5, sertleştirilmiş ve taşlanmış. Çark, GZ-Cu Sn 12, malzeme çiftinde

$$\| Y_w = 1 \quad (\text{Çetvel E1.4.2})$$

t3) v_{gm} / v_{Σ} oranı;

I. Sonsuz vidası ve $X \cong 0$ için

$$\| v_{gm} / v_{\Sigma} = 2,7 \quad (\text{Konu: E1.4-e})$$

t4) Mukayese pürüz derinliği;

$$R_{z0} = 3 \mu\text{m.} \quad (\text{Kabul})$$

$$\mu_z = 3,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot \sqrt{2,7} \cdot \sqrt[4]{3/3}$$

$$\| \mu_z = 0,0575$$

Sonsuz vida, ıslah çeliği (taşlanmamış) ve Çark; G-Cu Sn 12 malzeme çiftinde ise;

$$Y_w = 1,3 \cdot 1,2 \quad (\text{Çetvel E1.4.2 - dip notu d2})$$

$$\| Y_w = 1,56$$

$$\mu_z = 3,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,56 \cdot \sqrt{2,7} \cdot \sqrt[4]{3/3}$$

$$\| \mu_z = 0,0897$$

u) Sürtünme açısı;

$$\mu_z = \text{tg } \beta_z$$

$$\mu_z = 0,0575 \text{ için} \quad 0,0575 = \text{tg } \beta_z$$

$$\| \beta_z = 3,2915^\circ$$

$$\mu_z = 0,0897 \text{ için} \quad 0,0897 = \text{tg } \beta_z$$

$$\| \beta_z = 5,1257^\circ$$

Ü) Mekanizmanın verimi

$$\eta_z = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \beta_z)} \quad (\text{Eşitlik E1.4/7})$$

$$\beta_z = 3,2915^\circ \text{ için } \eta_z = \frac{\tan 27^\circ 37' 57''}{\tan(27^\circ 37' 57'' + 3,2915^\circ)}$$

$$\|\eta_z = \% 87,4$$

$$\beta_z = 5,1257^\circ \text{ için } \eta_z = \frac{\tan 27^\circ 37' 57''}{\tan(27^\circ 37' 57'' + 5,1257^\circ)}$$

$$\|\eta_z = \% 81,4$$

Not. Şekil E1.5.1 incelendiğinde

$$\left. \begin{aligned} d_{m1}/d = 0,33 \text{ ve } \mu_z = 0,0575 \text{ için } \eta_z = \% 87,4 \\ d_{m1}/d = 0,33 \text{ ve } \mu_z = 0,0897 \text{ için } \eta_z = \% 81,4 \end{aligned} \right\} \text{ bulunur.}$$

Mekanizmanın max. verimi $\mu_z = 0,0897$, $\beta_z = 5,1257^\circ$ hali için bulalım. Max. verim, helis açısının $\gamma_m = 45^\circ - \beta_z/2$ değeri için mümkündür öyleyse;

$$\eta_{z \max} = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \beta_z)} = \frac{\tan(45^\circ - \beta_z/2)}{\tan(45^\circ + \beta_z/2)}$$

$$\eta_{z \max} = \frac{\tan(45^\circ - 5,1257^\circ/2)}{\tan(45^\circ + 5,1257^\circ/2)} = 0,9143/1,0937$$

$$\|\eta_{z \max} = \% 83,6 \text{ bulunur.}$$

veya,

$$\eta_{z \max} = 1 + 2 \mu_z \left[\mu_z - \sqrt{1 + \mu_z^2} \right] \quad (\text{Eşitlik E1.4/9})$$

$$\eta_{z \max} = 1 + 2 \cdot 0,0897 \left[0,0897 - \sqrt{1 + (0,0897)^2} \right]$$

$$\|\eta_{z \max} = \% 83,6 \text{ elde edilir.}$$

E2.3- Örnek 3 (G. Niemann/H. Winter'den)

Ekşenler arası mesafesi $a = 250 \text{ mm}$, diş sayıları oranı $U = 40/1$, ortalama helis açısı $\gamma_m = 7,1386^\circ$, Sonsuz vidanın ortalama çapı: $d_{m1} = 83,2 \text{ mm}$, çarkın ortalama çapı: $d_{m2} = 416,8 \text{ mm}$, çarkın diş genişliği: $b_2 = 70 \text{ mm}$, sonsuz vidanın yataklar arası mesafesi $\ell_1 = 450 \text{ mm}$, giriş gücü: $P_1 = 22 \text{ kW}$, giriş devir sayısı: $n_1 = 1500 \text{ d/d}$, devamlı işletmede istenen ömür: $L_h = 25000 \text{ saat}$, malzeme çifti: Çark; GZ-Cu Sn 12 Ni, sonsuz vida 16 Mn Cr 5 E (taşlanmış), yağlama: Madeni yağ $V_{50} = 175 \text{ mm}^2/\text{sn}$, $V_{60} = 50 \text{ mm}^2/\text{sn}$, dışardaki havanın sıcaklığı (ortam sıcaklığı): $U_{ai} = 20^\circ \text{C}$, max. yağ sıcaklığı: $U_{L \text{ sınır}} = 90^\circ \text{C}$. ilave soğutma; sonsuz vida miline bağlı vantilatör ile. Rulmanlı yataklarla yataklanmış. Döndüren I- sonsuz vidası

Verim ve taşıma gücü hesabı istenmektedir. İşletme faktörü $K_A = 1$

1- Ortalama kayma hızı

$$U_{gm} = 2\pi r_1 / \cos \gamma_m = \pi \cdot d_{m1} \cdot 10^{-3} \cdot n_1 / (60 \cdot \cos \gamma_m) \quad (\text{Eşitlik E1.2/28})$$

$$U_{gm} = \pi \cdot 83,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1500 / (60 \cdot \cos 7,1386^\circ)$$

$$\|U_{gm} = 6,59 \text{ m/sn.}$$

2- Diş sürtünme katsayısı

$$\mu_z = \mu_{z0} \cdot Y_w \cdot \sqrt{U_{gm} / U_{\Sigma}} \cdot \sqrt[4]{R_z / R_{z0}} \quad (\text{Eşitlik E1.4/11})$$

a) Asgari sürtünme katsayısı

Madeni yağ kullanıldığına ve $U_{gm} = 6,59 \text{ m/sn}$ olduğuna göre;

$$\|\mu_{z0} = 1,8 \cdot 10^{-2} \quad (\text{Şekil E1.4.2-b egrisi})$$

b) Malzeme çifti faktörü

Sonsuz vida, 16 Mn Cr 5 E semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış. Çark GZ-Cu Sn 12 Ni malzeme çiftinde

$$\|Y_w = 0,95 \quad (\text{Cetvel E1.4.2})$$

c) U_{gm} / U_{Σ} oranı

I- Sonsuz vidası ve $X \approx 0$ için;

$$U_{gm} / U_{\Sigma} = 2,7 \quad (\text{Konu: E1.4-e})$$

d) Pürüz derinlikleri;

$$\| R_z = R_{z0} = 3 \mu\text{m} \text{ (Kabul)}$$

$$\mu_z = 1,8 \cdot 10^{-2} \cdot 0,95 \cdot \sqrt{2,7} \cdot \sqrt[4]{3/3}$$

$$\| \mu_z = 0,028$$

3- Sürtünme açısı

$$\mu_z = \text{tg} \rho_z \quad 0,028 = \text{tg} \rho_z$$

$$\| \rho_z = 1,6039^\circ$$

4- Mekanizmanın verimi

$$\eta_z = \text{tg} \gamma_m / \text{tg} (\gamma_m + \rho_z) \quad (\text{Eşitlik E1.4/7})$$

$$\eta_z = \text{tg} 7,1386^\circ / \text{tg} (7,1386^\circ + 1,6039^\circ)$$

$$\| \eta_z = 0,814 \quad (\% 81,4)$$

5- Dışteki güç kaybı (yük altında)

$$P_{Vz} = P_1 (1 - \eta_z) \quad (\text{Eşitlik E1.4/5})$$

$$P_{Vz} = 22 (1 - 0,814)$$

$$\| P_{Vz} = 4,09 \text{ kW}$$

6- Boşta çalışma kayıp gücü (yükсüz)

$$P_{Vo} = 10^{-7} \cdot \alpha \cdot (n_1/60)^{4/3} \cdot (V_{50} + 90) \quad (\text{Eşitlik E1.4/12})$$

$$P_{Vo} = 10^{-7} \cdot 250 \cdot (1500/60)^{4/3} \cdot (175 + 90)$$

$$\| P_{Vo} = 0,48 \text{ kW.}$$

7- Yatak yükünden meydana gelen kayıp güç (yük altında)

$$P_{VLP} = 0,23 \cdot P_2 (\alpha/100)^{0,44} \cdot U/dm^2 \quad (\text{Eşitlik E1.4/15})$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_z \quad (\text{Eşitlik E1.4/5})$$

$$P_{VLP} = 0,23 \cdot 22 \cdot 0,814 (250/100)^{0,44} \cdot 40/416,8$$

$$\| P_{VLP} = 0,59 \text{ kW.}$$

8- Toplam kayıp güç

$$P_V = P_{Vz} + P_{VLP} + P_{Vo} \quad (\text{Eşitlik E1.4/1})$$

$$P_V = 4,09 + 0,59 + 0,48$$

$$\| P_V = 5,16 \text{ kW.}$$

9- Toplam verim

Döndüren sonsuz vida

$$\eta_G = P_2 / (P_2 + P_V) = (P_1 - P_V) / P_1 \quad (\text{Eşitlik E1.4/2})$$

$$\eta_G = (22 - 5,16) / 22$$

$$\eta_G = 0,765 \quad (\% 76,5)$$

10- Sıcaklık emriyeti St 'nin kontrolü

1°- Cidar sıcaklığı sınır değeri

$$\Delta U_{\infty em} = [(\Delta U_{sınır} - \Delta U_{ai}) / (1,03 + 0,1 \sqrt{n_1/1000})] - 1,5 \quad (\text{Eşitlik E1.6/3})$$

$$\Delta U_{\infty em} = [(90 - 20) / (1,03 + 0,1 \sqrt{1500/1000})] - 1,5$$

$$\| \Delta U_{\infty em} = 59,24^\circ\text{C}$$

2°- Soğutma yüzeyi alanı

Kaburgalı (Soğutma kanatçıklı) mekanizma kutuları için

$$A_{ca} \approx 9 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^{1,85} \quad (\text{Eşitlik E1.6/4})$$

$$A_{ca} = 9 \cdot 10^{-5} \cdot (250)^{1,85}$$

$$\| A_{ca} = 2,46 \text{ m}^2$$

3°- Isı geçiş katsayısı

Sonsuz vida altında ve yatay, vantilatörlü mekanizmalarda

$$k_{ca} \approx 6,6 \cdot 10^{-3} [1 + 0,4 (n_1/60)^{0,75}] \quad (\text{Eşitlik E1.6/6})$$

$$k_{ca} = 6,6 \cdot 10^{-3} [1 + 0,4 (1500/60)^{0,75}]$$

$$k_{ca} = 3,61 \cdot 10^{-2} \text{ kw/m}^2\text{°c}$$

4° Isıya dönüşen güç kaybı (Mekanizma kutusunun soğutma gücü)

$$Q'_{ab} = U_{\infty} \cdot A_{ca} \cdot k_{ca} \quad (\text{Eşitlik E1.6/2})$$

$$Q'_{ab} = 59,24 \cdot 2,46 \cdot 3,61 \cdot 10^{-2}$$

$$\| Q'_{ab} = 5,26 \text{ kW.}$$

5° Sıcaklık emniyeti

$$S_T = Q'_{ab} / P_V > 1 \quad (\text{Eşitlik E1.6/9})$$

$$S_T = 5,26 / 5,16$$

$$\| S_T = 1,02 > 1 \text{ uygun}$$

11- Yüzey emniyeti S_H 'in kontrolü (Pitting'e karşı)

1° Yüzey mukavemeti

$$\| \sigma_{HLim} = 520 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Çetvel E1.4.2})$$

2° Ömür faktörü

$$Z_H = (25000 / L_H)^{1/6} \leq 1,6 \quad (\text{Eşitlik E1.7/5})$$

$L_H = 25000$ saat ömür için

$$\| Z_H = 1$$

3° Değişken yük faktörü

$$Z_N = [1 / (n_2/8 + 1)]^{1/8} \quad (\text{Eşitlik E1.7/8})$$

$$Z_N = [1 / (\frac{1500 \cdot 1/40}{8} + 1)]^{1/8}$$

$$\| Z_N = 0,805$$

4° Elastisite faktörü

$$\| Z_E = 152,2 \text{ (N/mm}^2)^{1/2} \quad (\text{Çetvel E1.4.2})$$

5° Temas faktörü

$$d m_1 / \alpha = 83,2 / 250 = 0,333 \text{ için}$$

$$\| Z_P = 2,96 \quad (\text{Şekil E1.5.2})$$

6° Çarkın döndürme momenti

$$T_2 = 9550 \cdot P_2 / n_2 \quad (\text{Eşitlik E1.5/3})$$

$$T_2 = 9550 \cdot 22 \cdot 0,765 / (1500 \cdot 1/40)$$

$$\| T_2 = 4286 \text{ Nm.}$$

7° Pitting'e karşı yüzey emniyeti

$$S_H = \sigma_{HLim} \cdot Z_H \cdot Z_N / (Z_E \cdot Z_P \cdot \sqrt{1000 T_2 \cdot K_A / \rho^3}) \geq 1 \dots 1,3 \quad (\text{Eşitlik E1.7/11})$$

$$S_H = 520 \cdot 1 \cdot 0,805 / (152,2 \cdot 2,96 \cdot \sqrt{1000 \cdot 4286 \cdot 1 / (250)^3})$$

$$\| S_H = 1,77 > 1 \text{ uygun}$$

Kuvvet emniyeti

$$S_{HL} = S_H^2 = (1,77)^2$$

$$\| S_{HL} = 3,13$$

Not. Kuvvet emniyeti: Taşınabilen sınır çevresel kuvvetin, görünür çevresel kuvvete oranıdır.

12- Aşınma emniyeti S_W 'nin kontrolü

1° Çarkta yük tekrür sayısı

$$L_W = 60 \cdot L_H \cdot n_1 / U \quad (\text{Eşitlik E1.8/2})$$

$$L_W = 60 \cdot 25000 \cdot 1500 / 40$$

$$L_W = 5,62 \cdot 10^7$$

2° Aşınma mukavemeti

Aşınma emniyet miktarı $\Delta m_{Lim} = 0,1 \text{ kg}$ seçilerek

$$\|\underline{\sigma_{WLim}} = 82,5 \text{ N/mm}^2 \text{ (Şekil E1-B-1)}$$

veya

$$\sigma_{WLim} = (2,6 \cdot 10^{16} \Delta m_{Lim} / L_w)^{1/4} \text{ (Şekil E1-B-1'deki eşitlik)}$$

$$\sigma_{WLim} = (2,6 \cdot 10^{16} \cdot 0,1 / (5,62 \cdot 10^9))^{1/4}$$

$$\|\underline{\sigma_{WLim}} = 82,5 \text{ N/mm}^2 \text{ bulunur.}$$

3°- Aşınma - çifti faktörü

$$\|\underline{W/p} = 1,04 \text{ (Çetvel E1-B-1)}$$

4°- Aşınma - pürüz faktörü

$$R_z = R_{z0} = 3 \mu\text{m} \text{ (Kabul)}$$

$$W_R \approx \sqrt[4]{R_z / R_{z0}} \text{ (Eşitlik E1-B/8)}$$

5°- Aşınma hız faktörü

$$W_V = \sqrt[4]{n_1 (2 \underline{v}_{g0} + 2 \underline{v}_{gm}^{1,5}) / (4 \cdot 2 \underline{v}_{gm})} \text{ (Eşitlik E1-B/9)}$$

Karakteristik hız

$$\|\underline{v}_{g0} = 0,13 \text{ m/sn} \text{ (Çetvel E1-B-1)}$$

$$W_V = \sqrt[4]{1500 [0,13 + (6,59)^{1,5}] / (40 \cdot 6,59)}$$

$$\|\underline{W_V} = 3,14$$

6°- Aşınmaya karşı emniyet

$$S_W = \sigma_{WLim} \cdot W_p \cdot W_R \cdot W_V / (Z_E \cdot Z_p \cdot \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / \sigma^3}) \geq 1 \dots 1,3 \text{ (Eşitlik E1-B/11)}$$

$$S_W = 82,5 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 3,14 / (152,2 \cdot 2,96 \sqrt{1000 \cdot 4286 \cdot 1 / (250)^3})$$

$$\|\underline{S_W} = 1,14 > 1 \text{ Uygun.}$$

Kuvvet emniyeti;

$$S_{WZ} = S_W^2 = (1,14)^2$$

$$\|\underline{S_{WZ}} = 1,3$$

Not. Kuvvet emniyeti: Taşınabilen sınır çevresel kuvvetin, görünür çevresel kuvvete oranıdır.

7°- Aşınma hızı

Aşınma emniyet miktarı olarak seçilen $\Delta m_{Lim} = 100 \text{ gr}$ 25000 saatte tamamlanacak.

Öyleyse aşınma hızı

$$\Delta m_s = 100 / 25000$$

$$\|\underline{\Delta m_s} = 4 \text{ mgr/saat} \text{ olarak bulunur.}$$

13- Aşınma miktarı Δm 'in hesaplanması

1°- Eksenel modül

$$m = d_{m1} \cdot \tan \gamma_m / Z_1 \text{ (Eşitlik E1-2/6)}$$

$$m = 83,2 \cdot \tan 7,1386^\circ / 1$$

$$\|\underline{m} = 10,42 \text{ mm.}$$

2°- Normal modül

$$m_n = m \cdot \cos \gamma_m$$

$$m_n = 10,42 \cdot \cos 7,1386^\circ$$

$$\|\underline{m_n} = 10,34 \text{ mm.}$$

3°- Diş kalınlığı aşınması

$\Delta s_n \leq 0,3 m_n$ dir. Ancak güç ileten mekanizmalarda $\Delta s_n, (1 - \Delta s_n / 2 m_n)^2$ faktörü kadar azalır.

$$\Delta s_n = 0,1 m_n \text{ (Kabul)}$$

$$\Delta s_n \cdot (1 - \Delta s_n / 2 m_n)^2 = 0,1 m_n (1 - 0,1 m_n / 2 m_n)^2$$

$$= 0,1 \cdot 10,34 (1 - 0,1 / 2)^2$$

$$\|\underline{\Delta s_n \cdot (1 - \Delta s_n / 2 m_n)^2} = 0,9332 \text{ mm.}$$

4°- Çark malzemesinin yoğunluğu

$$\rho_{\text{çark}} = 8,8 \text{ mg/mm}^3 \quad (\text{Çetvel E1.8.1})$$

Aşınma miktarı

$$\Delta m \approx 1,5 \Delta s_n \cdot Z_2 \cdot m \cdot d_{m1} \cdot \rho_{\text{çark}} / (10^6 \cdot \cos \delta_m \cdot \cos \alpha) \quad (\text{Eşitlik E1.8/7})$$

$$\Delta m = 1,5 \cdot 0,9332 \cdot 40 \cdot 10,42 \cdot 83,2 \cdot 8,8 / (10^6 \cdot \cos 7,1386^\circ \cdot \cos 20^\circ)$$

$$\|\Delta m = 0,46 \text{ kg.}$$

14- Dişin kırılma emniyeti S_F 'in kontrolü

1°- Çarkın diş dibi gerilmesi

$$\|\sigma_{\text{Lim}} = 225 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Çetvel E1.4.2})$$

2°- Çarkın çevre kuvveti

$$F_{t2} = 2000 T_2 / d_{m2} = 2000 T_1 \cdot \eta_2 \cdot u / d_{m2} \quad (\text{Eşitlik E1.3/3})$$

$$F_{t2} = 2000 \cdot 4286 / 416,8$$

$$\|\underline{F_{t2}} = 20566 \text{ N.}$$

3°- Diş kırılma emniyeti

$$S_F = \sigma_{\text{Lim}} \cdot m \cdot b_2 / (F_{t2} \cdot K_A) \geq 1 \quad (\text{Eşitlik E1.9/2})$$

$$S_F = 225 \cdot 10,42 \cdot 70 / (20566 \cdot 1)$$

$$\|\underline{S_F} = 7,98 > 1 \text{ Uygun.}$$

15- Eğilme emniyeti S_g 'nin kontrolü

1°- Toplam sehım

$$\delta m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_1^3 \cdot F_{t2} \sqrt{\tan^2 \alpha_x + \tan^2 (\delta_m + \rho_2)} / d_{m1}^4 \quad (\text{Eşitlik E1.10/5})$$

$$\alpha_x = 20^\circ \text{ alalım. (Eksenel kavrama açısı)}$$

$$\delta m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot (450)^3 \cdot 20566 \sqrt{\tan^2 20^\circ + \tan^2 (7,1386^\circ + 1,6039^\circ)} / (83,2)^4$$

$$\|\underline{\delta m} = 0,0309 \text{ mm.}$$

2°- Eğilme sınır değeri

Sertleştirilmiş sonsuz vida için

$$\delta_{\text{Lim}} \approx 0,004 \cdot m \quad (\text{Eşitlik E1.10/6})$$

$$\delta_{\text{Lim}} = 0,004 \cdot 10,42$$

$$\|\underline{\delta_{\text{Lim}}} = 0,0417 \text{ mm.}$$

3- Eğilme emniyeti

$$S_g = \delta_{\text{Lim}} / \delta m \geq 0,5 \dots 1 \quad (\text{Eşitlik E1.10/8})$$

$$S_g = 0,0417 / 0,0309$$

$$\|\underline{S_g} = 1,35 \text{ uygun}$$

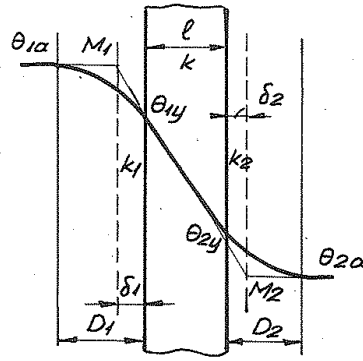
E2.4- Örnek 4 (Vantilatör karakteristikleri)

Örnek 3 deki gibi ilave soğutmalı (Vantilatörlü) bir sonsuz vida mekanizmasında acaba vantilatör karakteristik değerleri ne olmalıdır? şeklinde aklımıza bir soru geldi. Cevaplamaya çalışalım. Önce "Sabit rejim halinde tek boyutlu ısı iletimi" (levhanın her iki yanında akışkan bulunması hali ve ısı taşıma katsayısı ile toplam ısı geçiş katsayısı) şeklini düşünelim [41].

Şekil E2.4.1 de görüldüğü gibi levhanın her iki yüzeyindeki akışkan sıcaklıkları $\theta_{1a} > \theta_{2a}$ olmak üzere θ_{1a} ve θ_{2a} olsun. Bu kabule göre θ_{1a} sıcaklığındaki akışkan ile temas eden yüzey sıcaklığı, daha küçük θ_{1y} değerinde, diğer yüzey sıcaklığı ise θ_{2a} dan daha büyük θ_{2y} değerinde olup, her iki bölgedeki sıcaklık değişimleri şekilde görüldüğü üzere eğriseldir.

levha yüzeyleriyle temas eden akışkanların levha yüzey sıcaklıklarına kadar olan sıcaklık değişimleri D_1 ve D_2 katınlıklarındaki bölgelerde olur. Düşey eksenle sıcaklık değeri

şimlerini belirtildiğine göre, θ_{1y} ve θ_{2y} sıcaklıklarının buldukları seviyelerden bu eğrilere çizilen teğetlerle θ_{1a} ve θ_{2a} sıcaklıklarına uyum yatay doğruların kesişme noktaları olan



Şekil E2.4.1- Isı taşınım katsayısı

M_1 ve M_2 noktalarının yüzeylere olan δ_1 ve δ_2 mesafeleri içinde akışkanların hareketsiz oldukları kabul edilebilir. Bu hareketsiz bölgeler katı cisim gibi düşünülürse ve ısı iletim katsayıları da k_1 ile k_2 ise,

$$Q = F \cdot k_1 \frac{\theta_{1a} - \theta_{1y}}{\delta_1} = F \cdot k \frac{\theta_{1y} - \theta_{2y}}{l} = F \cdot k_2 \frac{\theta_{2y} - \theta_{2a}}{\delta_2} \quad (E2.4/1)$$

esitliği yazılabilir. Bu eşitliklerdeki k/δ oranı «Isı taşınım katsayısı» olarak adlandırılır ve h ile gösterilir. Bazı literatürlerde (bilhassa Alman literatüründe) ise α ile gösterilmektedir. Genellikle $k \cdot \text{cal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ veya $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ birimlerinde kullanılır.

Tarife göre levhanın her iki yüzeyi için

$$Q = F \cdot h_1 (\theta_{1a} - \theta_{1y}) = F \cdot h_2 (\theta_{2y} - \theta_{2a}) \quad (E2.4/2)$$

ifadesi yazılabilir ve her biri «Newton soğutma ifadesi» olarak da adlandırılır.

Geçen ısı miktarını sadece θ_{1a} ve θ_{2a} sıcaklıkları cinsinden Fourier ve Newton soğutma ifadelerini yazarak hesaplayalım.

$$\theta_{1a} - \theta_{1y} = \frac{Q}{F} \frac{1}{h_1} \quad (E2.4/3)$$

$$\theta_{1y} - \theta_{2y} = \frac{Q}{F} \frac{l}{k} \quad (E2.4/4)$$

$$+ \theta_{2y} - \theta_{2a} = \frac{Q}{F} \frac{1}{h_2} \quad (E2.4/5)$$

$$\theta_{1a} - \theta_{2a} = \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{h_1} + \frac{l}{k} + \frac{1}{h_2} \right) \quad (E2.4/6)$$

$$\text{ve} \quad \frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{l}{k} + \frac{1}{h_2} \quad (E2.4/7)$$

kabulü ile

$$Q = K \cdot F (\theta_{1a} - \theta_{2a}) \quad (E2.4/8)$$

ifadesi elde edilir. Burada K , «Toplam ısı geçiş katsayısı» olup genellikle $k \cdot \text{cal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ veya $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ birimlerinde kullanılır.

Şimdi, mekanizma kutusunu ve kutu cidarının bir tarafında akışkan olarak yağ (karterde) diğer tarafında da akışkan olarak hava (ortamda) bulunduğunu düşünerek Leimann, D.O [42] dan bazı bilgiler verelim.

Hava soğutmalı alın ve konik-alın dişli çark mekanizmalarında geçen ısı miktarının hesap yolu ile tayini. Mekanizma kutusunda toplam ısı geçişi

Mekanizma kutusunda yağdan iç cidara kadar ısı, taşınım (konveksiyon) yolu ile geçer. Cidarda ısı iletimini malzemeye bağlıdır. Cidardan ortama ısı geçişi taşınım katsayısına bağlı olup kutu dışındaki hava toplam ısı geçiş katsayısını tesbit eder.

1- Yağ içinde ısı geçişi

$$Q = \alpha_{\text{yağ}} \cdot A_i \cdot (t_{\text{yağ}} - t_{\text{wi}}) \quad (E2.4/9)$$

Q - Geçen ısı miktarı [kW]

$\alpha_{yağ}$ - Isı taşınım katsayısı [$\text{kW}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$]

A_i - Dişli kutusunun iç yüzeyi [m^2]

$t_{yağ}$ - Kartlerdeki yağ sıcaklığı (Rejim halinde) [$^\circ\text{C}$]

U_{wi} - Yağ ile temas eden yüzey sıcaklığı (dişli kutusu iç cidar sıcaklığı) [$^\circ\text{C}$]

a) Yağ ısı taşınım katsayısının hesaplanması

Yağın ısı taşınım katsayısı; yağın hızına, viskozitesine, ısı iletim kabiliyetine ve yoğunluğuna bağlı olup bu değer sabit değildir. Matematikle yapılan hesaplar her hal için yapılmalıdır. Her dişli kutusu için bu hesaplar ayrı bulunmalıdır.

Araştırmalar ve denemeler;

$$\alpha_{yağ} = f(U_{wi}) \quad (E2-4/10)$$

fonksiyonu olduğunu göstermiştir. Büyük bir yaklaşıklıkla

$$\alpha_{yağ} = f_1 \cdot f_2 \cdots f_n \cdot \sqrt[2.65]{10^{-4} \cdot U_{wi}} \quad \frac{\alpha_{yağ}}{\text{kW}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})} \quad \frac{U_{wi}}{\text{m/sn}} \quad (E2-4/11)$$

şeklindedir.

f_1 - Viskoziteye bağlı düzeltme faktörü (Eşitlik E2-4/13)

$f_2 \cdots f_n$ - Düzeltme faktörleri (Henüz hesap edilememiştir ancak mekanizma kutusunun çeşitli şekillerinde ve çeşitli daldırma derinliklerinde ilk yaklaşımla 1 değerini vermiştir.)

U_{wi} - Çevre hızı (Yağ içine daldırılmış yüksek devirli çarka ait)

Eşitlik E2-4/11 de, $f_2 \cdots f_n$ düzeltme faktörleri yerine 1 değeri konarak

$$\alpha_{yağ} = f_1 \cdot \sqrt[2.65]{10^{-4} \cdot U_{wi}} \quad (E2-4/12)$$

elde edilir. f_1 faktörü çeşitli yağ viskozitelerinde farklı ısı taşınım katsayısı verir. Isı taşınım katsayısını veren formül Nusselt sayısıdır.

$$Nu = \frac{\alpha_{yağ} \cdot L}{\lambda_{yağ}} \quad (E2-4/13)$$

Nu - Nusselt sayısı

L - Karakteristik uzunluk

$\lambda_{yağ}$ - Yağın ısı iletim katsayısı

Diğer taraftan Nu sayısı Reynolds (Re) ve Prandtl (Pr) sayılarının bir fonksiyonudur. Zorlanmış ısı taşınımı (Cebri konveksiyon) halinde,

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (E2-4/14)$$

şeklindedir.

C_1 - Bir sabit

Re - Reynolds sayısı

Pr - Prandtl sayısı

m, n - Deneme ile elde edilen üst sayıları

$$Re = \frac{W \cdot L}{\nu_B} \quad (E2-4/15)$$

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \nu_B \cdot \rho_B \cdot c_{p_{yağ}} / \lambda_{yağ} \quad (E2-4/16)$$

W - Yağın akış hızı

ν_B - Çalışma sıcaklığında yağın kinematik viskozitesi

Pe - Peclet sayısı

ρ_B - Çalışma sıcaklığında yağın yoğunluğu

$c_{p_{yağ}}$ - Yağın sabit basınçta özgül ısısı

f_1 - faktörü ise $m=0.6$, $n=0.33$ üst sayıları ile aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$f_1 = \frac{1}{(10^6 \cdot V_B / 46)^{0,6} \cdot (46 / 10^6 \cdot V_B)^{0,33}} \quad (E2.4/17)$$

V_B nin boyutu [$m^2/sn.$] dir.

$$V_B = 1,12 \cdot V_0 (40 / t_{yağ})^x \quad (E2.4/18)$$

V_0 - Yağın VG-Klası veya $40^\circ C$ da yağ viskozitesi [$m^2/sn.$]

$t_{yağ}$ - Müsaade edilen yağ sıcaklığı [$^\circ C$]

x - Üst sayısı (Farklı VG-Klasları için Cetvel E2.4-1)

VG-Klası	68	100	150	220	320	460
x	2,45	2,55	2,75	2,92	3,00	3,15

Cetvel E2.4-1- Değişik VG-Klasları için üst sayısı değerleri.

b) Yağ tarafından taşınan ısı miktarının artırılması

- Yağ içinde ısı taşınım katsayısını büyütmek
- Yağ akış hızını artırmak
- Yağ viskozitesini daha düşük tutmak

veya daha fazla imkan olarak,

• Mekanizma kutusunda, ısı geçişinde ($t_{yağ} - \Delta t_{wi}$) sıcaklık farkının artırılması yani dişli kutusunun iç yüzeyinin (A_i) büyütülmesi. Bir örnek ile açıklıyalım. $Q = 6,25 \text{ kW}$, $\alpha_{yağ} = 0,087 \text{ kW}/(m^2 \cdot ^\circ C)$, $A_i = 3,88 \text{ m}^2$ olsun.

ısı denge denklemini,

$$t_{yağ} - \Delta t_{wi} = Q / (\alpha_{yağ} \cdot A_i) \quad (\text{Eşitlik E2.4/9})$$

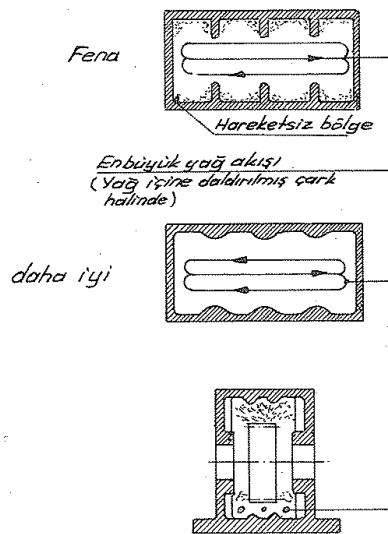
$$t_{yağ} - \Delta t_{wi} = 6,25 / (0,087 \cdot 3,88) = 18,5^\circ C$$

Dişli kutusunun iç yüzeyini $A_i = 6 \text{ m}^2$ ye büyütelim.

$$t_{yağ} - \Delta t_{wi} = 6,25 / (0,087 \cdot 6) = 12^\circ C$$

Görüldüğü gibi $6,5^\circ C$ lık kazanç var, bu bize hava tarafında $6,5^\circ C$ sıcaklık düşüşünü artırmak tasarrufunu sağlar. Dolayısıyla taşınan ısı miktarı %10 kadar daha fazla olur.

Ancak, iç yüzeyin büyütülmesinde çok dikkat edilecek husus, yağ akışını engelleyecek hareketsiz bölgelerin olmamasıdır. Şekil E2.4.2 de farklı şekillerde mekanizma kutuları gösterilmiştir.



Şekil E2.4.2- Mekanizma kutusunun içine şekil verme

2- Mekanizma kutusunda ısı iletimi (Kondüksiyon)

Mekanizma kutusu cidarındaki sıcaklık kaybı

$$U_{wi} - U_{wa} = q \cdot \delta / (A \cdot A_a) \quad (E2.4/19)$$

Faurier ifadesinden hareketle bulunur.

U_{wa} - Hava ile temas eden yüzey sıcaklığı (Dişli kutusu dış cidar sıcaklığı °C)

δ - Dişli kutusu cidar kalınlığı

A - Dişli kutusunun ısı iletim katsayısı [$kw/(m^2 \cdot ^\circ C)$]. (Cetvel E2.4.2)

A_a - Dişli kutusunun dış yüzeyi [m^2]

Dişli kutusu malzemesi	Ölçme Sıcaklığı [$^\circ C$]	Isı iletim katsayısı [$kw/(m^2 \cdot ^\circ C)$]	Sıcaklık kaybı [$^\circ C$]
Dökme demir	20	0,05815	0,55
Çelik	100	0,05235	0,61
Alüminyum	20	0,20934	0,154
Alüminyum	100	0,217481	0,148
Beton	20	0,001163	27,7
Suni malzeme	20	0,0002326	138,5

Cetvel E2.4.2- Dişli kutusu malzemelerinin ısı iletim katsayıları

Cetvel E2.4.2 den de görüldüğü gibi sıcaklık kaybı metal kutularda azdır. Döküm kutuları büyük ölçüde boyamak veya macunlamak ısı iletimi üzerinde negatif rol oynar.

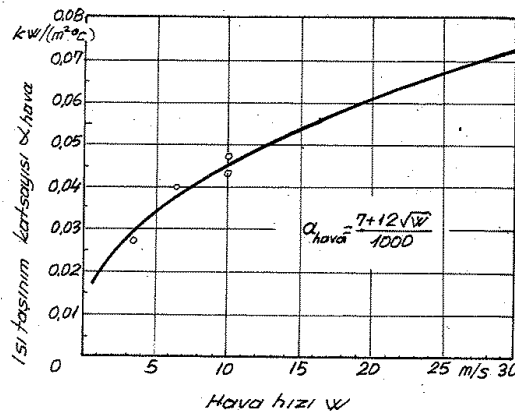
3- Hava içinde ısı geçişi

Hava içindeki ısı geçişinin taşınan ısı miktarı üzerindeki tesiri büyüktür. Havanın ısı iletim kabiliyeti yağınki kadar olmayıp en kötüsüdür.

Havada $0^\circ C$ da ısı iletim katsayısı : $0,000244 kw/(m^2 \cdot ^\circ C)$

Yağda $20^\circ C$ da " " " " $0,0001453 kw/(m^2 \cdot ^\circ C)$

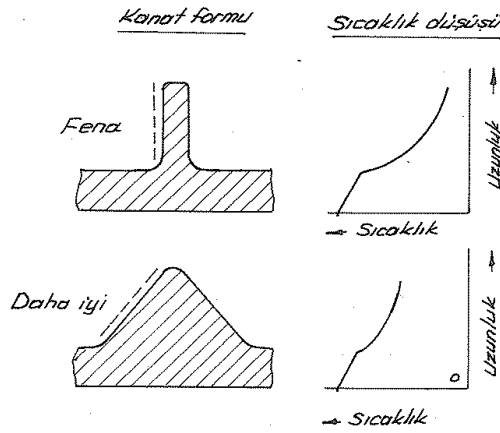
Isı taşınım katsayısı hava hızına çok bağlı olup Şekil E2.4.3 de verilmiştir. Hava hızının fazla olması halinde, havanın ısı taşınım katsayısı yağın ısı taşınım katsayısına aşağı yukarı eşittir.



Şekil E2.4.3- Hava hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısı

Hava içinde ısı geçişinde kutu yüzeyi kirlenir. Dolayısıyla kutunun bulunduğu ortama göre kutu yüzeyi bir kılıfla kapanır. (muhafaza altına alınır). Kutu yağlı bir ortamda ise öyle bir muhafaza konmalıdır ki ısı iletimi ve ısı taşınımında müsaade etsin ve kutu üstünün temiz kalmasına dikkat edilmelidir. Üzeri temizlenemiyor ve soğutulmuyorsa ilave soğutma yapılır. (yağ soğutucuları veya serpantin gibi). Kutu tabii konveksiyonda çalışıyorsa ve soğutma yeterli ise kutu üstü boyanabilir.

Cebri konveksiyonda soğutma kanatları soğutma yüzeyini artırır. Kanatlar ince ve yüksek olmamalı. Kanatların imalatında üçgen form tavsiye edilir bu en iyi ısıyı verebilir. (Şekil E2.4.4). Isı geçişinde sıcaklık düşmesi çok önemli olup üçgen kanatta bu en uygundur.



Şekil E2.4.4 - Kanat formlarında sıcaklık düşüşü

4- Özet

- Konstrüktör hava içindeki ısı taşınım katsayısını mutlaka tahmin etmelidir.
- Hava hızı 0 m/sn. olmamalı. Bu hız kutunun bulunduğu yere göre değişir. Kutu içerde veya dışarda olabilir. Hava hızı 1... 4 m/sn kabul edilebilir. Hava hızını ayarlamak için vantilatör kullanılabilir.

5- Hesap formülleri

a) Veriler

Aşağıdaki verilerin konstrüktör tarafından bilinmesi gerekir:

V_0 [m^2/sn] - Yağ viskozitesi (V_0) $40^\circ C$ da.

U_0 [m/sn] - Gevire hızı (Yağ içine daldırılmış yüksek devirli çarka ait)

λ [$kw/(m^\circ C)$] - Mekanizma kutusunun ısı iletim katsayısı

δ [m] - Mekanizma kutusunun cidar kalınlığı

α_{hava} [$kw/(m^2 \circ C)$] - Isı taşınım katsayısı (Mekanizma kutusuna temas eden havanın)

$t_{yağ}$ [$^\circ C$] - Yağ sıcaklığı

t_{hava} [$^\circ C$] - Hava sıcaklığı

A_a [m^2] - Mekanizma kutusunun dış yüzeyi

b) Sonuç

Q - [kw] - Taşınan ısı miktarı

c) Hesap sırası

$$V_B = 1,12 V_0 \left(\frac{40}{t_{yağ}} \right)^x$$

$$f_1 = \frac{1}{(10^6 \cdot V_B / 46)^{0,6} \cdot (46 / 10^6 \cdot V_B)^{0,33}}$$

$$\alpha_{yağ} = f_1 \cdot 2,65 \sqrt{10^{-4} \cdot U_0}$$

$$K = \frac{1}{1/\alpha_{yağ} + \delta/\lambda + 1/\alpha_{hava}} \quad (E2.4/20)$$

$$Q = K \cdot A_a \cdot (t_{yağ} - t_{hava}) \quad (E2.4/21)$$

K - Toplam ısı geçiş katsayısı [$kw/(m^2 \circ C)$]

d) Örnek

$$V_0 = 220 \cdot 10^{-6} m^2/sn. (40^\circ C da)$$

$$U_u = 10 \text{ m/sn.}$$

$$\lambda = 0.05235 \text{ kw/(m}^\circ\text{C)} \quad (\text{Cetvel E2.4.2})$$

$$\delta = 0.02 \text{ m.}$$

$$\alpha_{\text{hava}} = 0.022 \text{ kw/(m}^2\text{ }^\circ\text{C)}$$

$$A_a = 2 \text{ m}^2$$

$$t_{\text{yağ}} = 90^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{hava}} = 20^\circ\text{C}$$

değerleri verilmiş olan bir mekanizmada taşınan ısı miktarı (Q)nın hesabı istenmektedir.

1° Çalışma sıcaklığındaki yağ viskozitesi

$$V_B = 1.12 \cdot V_o (40/t_{\text{yağ}})^x \quad (\text{Eşitlik E2.4/18})$$

$$x = 2.92 \quad (\text{Cetvel E2.4.1})$$

$$V_B = 1.12 \cdot 220 \cdot 10^{-6} (40/90)^{2.92}$$

$$\| V_B = 23,0817 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sn.}$$

2° f_1 Faktörü

$$f_1 = \frac{1}{(10^6 \cdot V_B / 46)^{0.6} \cdot (46 / 23,0817)^{0.33}} \quad (\text{Eşitlik E2.4/17})$$

$$f_1 = \frac{1}{(23,0817 / 46)^{0.6} \cdot (46 / 23,0817)^{0.33}}$$

$$\| f_1 = 1.2047$$

3° Isı taşınım katsayısı

$$\alpha_{\text{yağ}} = f_1 \cdot 10^{-4} \cdot U_u \quad (\text{Eşitlik E2.4/12})$$

$$\alpha_{\text{yağ}} = 1.2047 (10^{-4} \cdot 10)^{1/2.65}$$

$$\| \alpha_{\text{yağ}} = 0.0889 \text{ kw/(m}^2\text{ }^\circ\text{C)}$$

4° Toplam ısı geçiş katsayısı

$$K = \frac{1}{1/\alpha_{\text{yağ}} + \delta/\lambda + 1/\alpha_{\text{hava}}} \quad (\text{Eşitlik E2.4/20})$$

$$K = \frac{1}{1/0.0889 + 0.02/0.05235 + 1/0.022}$$

$$\| K = 0.0175 \text{ kw/(m}^2\text{ }^\circ\text{C)}$$

5° Taşınan ısı miktarı

$$Q = K \cdot A_a (t_{\text{yağ}} - t_{\text{hava}}) \quad (\text{Eşitlik E2.4/21})$$

$$Q = 0.0175 \cdot 2 (90 - 20)$$

$$\| Q = 2.4523 \text{ kw}$$

Şimdi, sonsuz vida mekanizma kutusunu düşünelim soğutma kanatlarında bulunsun. Acaba toplam ısı geçiş katsayısı nasıl ifade edilebilirdi?

Fourier ve Newton soğutma ifadelerini yazalım,

$$t_{\text{yağ}} - U_{wi} = \frac{Q}{A_i} \frac{1}{\alpha_{\text{yağ}}}$$

$$U_{wi} - U_{wa} = \frac{Q}{A_i} \frac{\delta}{\lambda}$$

$$U_{wa} - t_{\text{hava}} = \frac{Q}{A_a} \frac{1}{\alpha_{\text{hava}}}$$

$$t_{\text{yağ}} - t_{\text{hava}} = Q \left[\frac{1}{A_i} \frac{1}{\alpha_{\text{yağ}}} + \frac{1}{A_i} \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{A_a} \frac{1}{\alpha_{\text{hava}}} \right]$$

$$\frac{A_a}{A_i} = \psi \text{ dersenek (ki Literatür 49 da } \psi = 1.54 \text{ olarak verilmiştir).}$$

$$t_{\text{yağ}} - t_{\text{hava}} = \frac{Q}{A_a} \left[\frac{1}{\alpha_{\text{yağ}}} \psi + \frac{\delta}{\lambda} \psi + \frac{1}{\alpha_{\text{hava}}} \right]$$

Dolayısıyla toplam ısı geçiş katsayısı,

$$K = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{\text{yağ}}} \psi + \frac{\delta}{\lambda} \psi + \frac{1}{\alpha_{\text{hava}}} \right)$$

(E2.4/22)

şeklinde ifade edilebilir.

Bu kısa bilgilerden sonra esas problemimize döneelim ve hava içindeki ısı geçişini yeniden düşünelim.

Dışlı kutusunun dış cidarından dışarıya geçen ısı miktarı

$$Q_{ab} = U_{a00} \cdot A_{ca} \cdot k_{ca} \quad (\text{Eşitlik E1.6/2})$$

denklemini ile hesaplanabiliyordu.

k_{ca} - Isı geçiş katsayısı (Eşitlik E1.6/6 ve E1.6/7)

Hava içindeki ısı geçişinde k_{ca} sayısı içinde, taşınım (konveksiyon) ve ısınım (radyasyon) ile iletim halleri de mütalaa edilmiştir. (Genel olarak iletgenliği ihmal etmek mümkündür). Bu ise, ısı taşınımı ile ısı ısınımının beraber ortaya çıkması demektir. (Tatbikatta mühendislik problemlerinin çoğunda böyledir). Ayrıca, çözümlerinde ısı ısınımını halinde sıcaklığın dördüncü kuvveti geldiğinden lineer olmayan diferensiyel denklemlerle karşılaşılır ve bunların çözümleri oldukça güçtür. Kolaylık olması nedeniyle "Isınımın eşdeğer ısı taşınım katsayısı" tarifine gidilir.

$$\alpha_{top} = \alpha + \alpha_s$$

(E2.4/23)

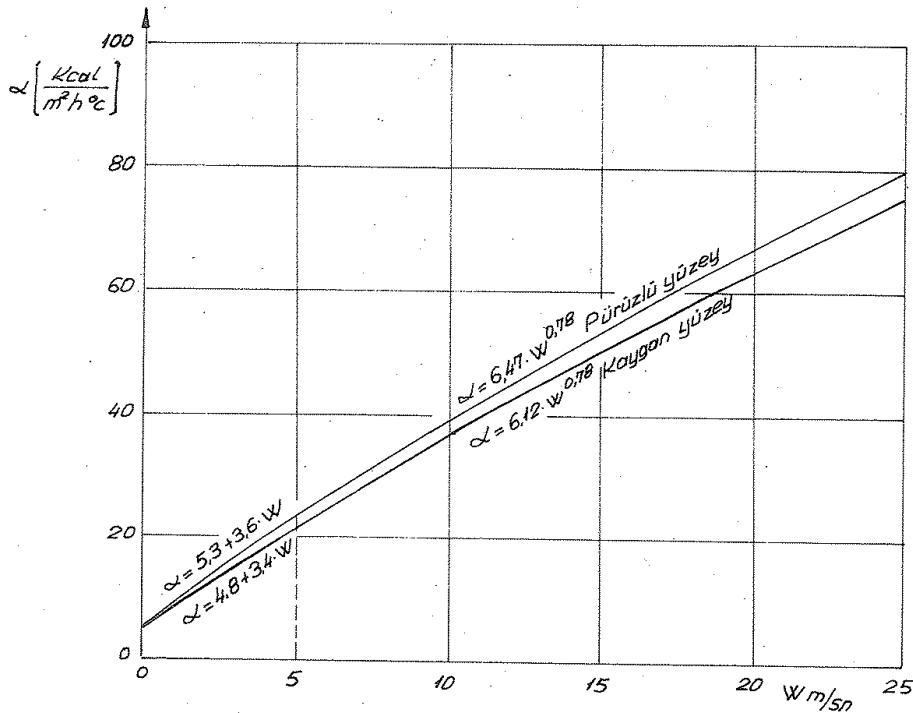
α_{top} - Toplam ısı taşınım katsayısı (= k_{ca})

α - Isı taşınım katsayısı (Şekil E2.4.3, Cetvel E2.4.3, Şekil E2.4.5)

Jürges [6.26], havanın hareketli hali için Cetvel E2.4.3'deki ifadeleri verir. Bu ifadeler aynı zamanda levhanın yüzeyinin pürüzlü veya kaygan olmasınada bağlı olarak değişmektedir. Şekil E2.4.5 de de değişimler grafik olarak verilmiştir.

Hava hızı W [m/sn.]	$W < 5$ m/sn.	$W > 5$ m/sn.
Kaygan yüzey	$\alpha = 4,8 + 3,4 \cdot W$	$\alpha = 6,12 \cdot W^{0,78}$
Çekilmiş - haddelenmiş - yüzey	$\alpha = 5,0 + 3,4 \cdot W$	$\alpha = 6,14 \cdot W^{0,78}$
Pürüzlü yüzey	$\alpha = 5,3 + 3,6 \cdot W$	$\alpha = 6,47 \cdot W^{0,78}$

Cetvel E2.4.3 - Isı taşınım katsayısı ifadeleri. α [k.cal/(m².h.°c)]



Şekil E2.4.5 - levhalarda ısı taşınım katsayısının hava hızına göre değişimi

α_s - Işınımın eş değer ısı taşınım katsayısı

a) H. Winter, K. Michaelis [51]'e göre;

$$\alpha_s = \epsilon \cdot c_s \frac{(T_G/100)^4 - (T_{\infty}/100)^4}{T_G - T_{\infty}}$$

$\epsilon \cdot c_s$ - Işınım katsayısı

veya yaklaşık olarak $0 \leq T_G - T_{\infty} \leq 100$ K için;

$$\alpha_s = 0,23 \cdot 10^{-6} \cdot \epsilon [(T_G + T_{\infty})/2]^3$$

Mekanizma kutusunun dış yüzeyinin; doküm, haddelenmiş veya parlatılmış durumda da ortalama değer olarak $\epsilon = 0,9$ (Yayma - emission - sayısı) alınarak $0 \leq T_G - T_{\infty} \leq 100$ K için yaklaşık olarak;

$$\alpha_s = 5,3 + 3,6 \cdot 10^{-2} (T_G - T_{\infty}) \quad [W/(m^2 \cdot ^\circ C)] \quad (E2.4/24)$$

elde edilir.

b) J. Vizintin, V. Podgornik [49]'a göre;

Stefan-Boltzmann kanunundan yararlanılarak çevre sıcaklığının $20^\circ C$ olması halinde α_s değerleri cidar sıcaklığına bağlı olarak Cetvel E2.4.4 de verilmiştir.

Cidar sıcaklığı [$^\circ C$]	60	70	80	90	100	110	120
$\alpha_s [W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$	5,068	5,198	5,464	5,715	6,044	6,384	6,702

Cetvel E2.4.4

Şimdi, vantilatör tarafından yüzey üzerine gönderilen havanın hızını bulalım.

1° - Işınımın eşdeğer ısı taşınım katsayısı hesabı,

$$a) \quad \alpha_s = 5,3 + 3,6 \cdot 10^{-2} (T_G - T_{\infty}) \quad (\text{Eşitlik E2.4/24})$$

$$\alpha_s = 5,3 + 3,6 \cdot 10^{-2} \cdot 59,24$$

$$\|\alpha_s = 7,4326 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

$$b) \quad \|\alpha_s = 5,464 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C) \quad (\text{Cetvel E2.4.4 de yüzey sıcaklığı } T_{ca} = 59,24 + 20 \approx 80^\circ C$$

alınarak)

2° - Isı taşınım katsayısı hesabı

$$\alpha_{top} = \alpha + \alpha_s \quad (\text{Eşitlik E2.4/23})$$

$$\alpha_{top} = 3,61 \cdot 10^{-2} \text{ kW}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

$$\alpha_s = 7,4326 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C) \text{ ise}$$

$$\alpha = 36,1 - 7,4326$$

$$\|\alpha = 28,6674 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

$$\alpha_s = 5,464 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C) \text{ ise}$$

$$\alpha = 36,1 - 5,464$$

$$\|\alpha = 30,636 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

3° - Hava hızı

$$\alpha_{hava} = \frac{7 + 12\sqrt{W}}{1000} \quad (\text{Şekil E2.4.3})$$

$$\alpha = 28,6674 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C) \text{ için}$$

$$28,6674 = 7 + 12\sqrt{W}$$

$$\|\sqrt{W} = 3,26 \approx 3,5 \text{ m/sn.}$$

$$\alpha = 30,636 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C) \text{ için}$$

$$30,636 = 7 + 12\sqrt{W}$$

$$\|\sqrt{W} = 3,87 \approx 4 \text{ m/sn.}$$

Jürges ifadelerini kullanalım. Pürüzlü yüzey olsun, α nın her iki değeri için Şekil E2.4.5 den W 'nin 5 m/sn. den büyük olduğu görülür öyleyse;

$$\alpha = 6,47 \cdot W^{0,78} \quad (\text{Cetvel E2.4.3})$$

$$\alpha = 28,6674 \cdot 0,86 = 24,654 \text{ k.cal}/(\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}) \text{ için}$$

$$24,654 = 6,47 \text{ W}^{0,78}$$

$$\|W = 5,6 \text{ m/sn.}$$

$$\alpha = 30,636 \cdot 0,86 = 26,347 \text{ k.cal}/(\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}) \text{ için}$$

$$26,347 = 6,47 \text{ W}^{0,78}$$

$$\|W = 6 \text{ m/sn.}$$

Görüldüğü gibi hız değerleri farklı çıkmaktadır. Öyle ise tavsiyemiz: «Hava hızının, $k_{ca} = \alpha$ kabülü ile hesaplanmasında çok büyük bir hata yapmayız» şeklindedir

$$k_{ca} = \alpha = 3,61 \cdot 10^{-2} \text{ kw}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\|W = 6 \text{ m/sn (Şekil E2.4.3)}$$

veya hesapla,

$$\alpha_{\text{hava}} = \frac{7 + 12 \sqrt{W}}{1000}$$

$$3,61 \cdot 10^{-2} \cdot 10^3 = 7 + 12 \sqrt{W}$$

$$\|W = 5,88 \approx 6 \text{ m/sn.}$$

Şimdi, $U_{ca} = 80^\circ\text{C}$ (Yüzey sıcaklığı olarak $U_u + U_{ai} = 59,24 + 20 = 79,24^\circ\text{C}$ yerine yuvarlak rakam alınmıştır) daki yüzey üzerine 20°C sıcaklık ve atmosfer basıncında $W = 6 \text{ m/sn}$ hız ile gönderilen havanın miktarını (Ventilatörün debisini) bulalım.

Ventilatörün debisi

$$V = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta\theta \cdot \delta h}$$

$$\frac{V}{\text{m}^3/\text{h}} \quad \frac{Q}{\text{k.cal}/\text{h}} \quad \frac{C_p}{\text{k.cal}/\text{kg}^\circ\text{C}} \quad \frac{\Delta\theta}{^\circ\text{C}} \quad \frac{\delta h}{\text{kg}/\text{m}^3}$$

(E2-4/25)

C_p - Sabit basınçta havanın özgül ısısı (Cetvel E2.4.5)

δh - havanın özgül ağırlığı (Cetvel E2.4.5)

t °C	δ kg/m ³	C_p k.cal/kg°C	K k.cal/mh°C	$\mu \cdot 10^6$ kp s/m ²	$V \cdot 10^6$ m ² /s	$\beta \cdot 10^3$ 1/°C	α m ² /h	Pr
-150	2,793	0,245	0,0100	0,88	3,08	8,21	0,0146	0,76
-100	1,980	0,241	0,0138	1,202	5,95	5,82	0,0289	0,74
-50	1,534	0,240	0,0175	1,494	9,55	4,51	0,0475	0,725
0	1,2930	0,240	0,0209	1,754	13,30	3,67	0,0673	0,715
20	1,2045	0,240	0,0221	1,855	15,11	3,43	0,0763	0,713
40	1,1267	0,240	0,0233	1,950	16,97	3,20	0,086	0,711
60	1,0595	0,241	0,0245	2,042	18,90	3,00	0,096	0,709
80	0,9998	0,241	0,0257	2,134	20,94	2,83	0,1065	0,708
100	0,9458	0,241	0,0270	2,224	23,06	2,68	0,118	0,703
120	0,8980	0,242	0,0282	2,311	25,23	2,55	0,130	0,70
140	0,8535	0,242	0,0295	2,397	27,55	2,43	0,143	0,695
160	0,8150	0,243	0,0308	2,481	29,85	2,32	0,155	0,69
180	0,7785	0,244	0,0320	2,564	32,29	2,21	0,168	0,69
200	0,7457	0,245	0,0332	2,635	34,63	2,11	0,182	0,685
250	0,6745	0,247	0,0362	2,832	41,17	1,91	0,217	0,68
300	0,6157	0,250	0,0390	3,005	47,85	1,75	0,253	0,68
350	0,5662	0,252	0,0417	3,178	55,05	1,61	0,292	0,68
400	0,5242	0,255	0,0443	3,340	62,53	1,49	0,331	0,68
450	0,4875	0,258	0,0467	3,508	70,54		0,371	0,685
500	0,4564	0,261	0,0490	3,65	78,48		0,411	0,69
600	0,4041	0,266	0,0535	3,94	95,57		0,497	0,69
700	0,3625	0,271	0,0573	4,20	113,7		0,583	0,70
800	0,3287	0,276	0,0607	4,45	132,8		0,669	0,715
900	0,301	0,280	0,0637	4,68	152,5		0,756	0,725
1000	0,277	0,283	0,0662	4,89	173		0,846	0,735

Cetvel E2.4.5 - Hava için muhtelif sıcaklıklarda karakteristik değerler

$$\frac{20^\circ + 80^\circ}{2} = 50^\circ\text{C için Cetvel E2.4.5 den;}$$

$$C_p = 0.241 \text{ k.cal/}^\circ\text{C}$$

$$\delta_h = 1.0931 \text{ kg/m}^3$$

değerleri bulunur (Gazlar için cidar kalınlığı ile gaz sıcaklığı arasındaki aritmetik ortalamaya göre tablolardan değerler alınır.)

$$Q = 5.26 \text{ kw değerini hesaplamıştık.}$$

$$1 \text{ kw} \cdot \text{h} = 860 \text{ k.cal olduğundan}$$

$$Q = 5.26 \cdot 860 = 4523.6 \text{ k.cal/h}$$

$$V = \frac{4523.6}{0.241 \cdot (80-20) \cdot 1.0931}$$

$$V = 286.2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\|V \approx 4.8 \text{ m}^3/\text{dak.}$$

Vantilatörün manometrik basıncı;

Konstrüksiyonun basında dirençler ancak güçlükle ve takribi olarak tesbit edilebileceğinden pratikte,

$$H_m < 100 \text{ mm SS alınır [50] (Daha gerçekçi değerler için EK-6 ya bak.)}$$

Sonuç: Vantilatör;

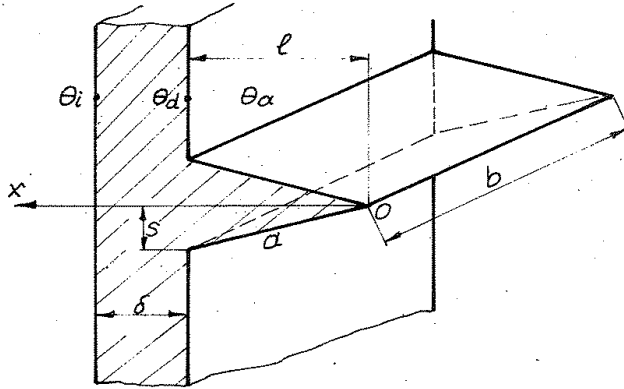
$$V = 4.8 \text{ m}^3/\text{dak.}$$

$$H_m < 100 \text{ mm SS ve}$$

$$W = 6 \text{ m/sn. eksenel hızı göre dizayn edilecektir.}$$

(Sembollerde karışıklığa meydan vermemek için "Radyal düz kanatlı" vantilatörlere ait bilgiler EK-6 da verilmiştir.)

Not.1- Üçgen kesitli boyuna kanatların uygun olduğunu söylemiştik. Şekil E2.4.6 da görüldüğü gibi 2.S dip kalınlığı ve l yüksekliğindeki üçgen kesitli kanatta;



Şekil E2.4.6 - Üçgen kesitli boyuna kanat

Sıcaklık dağılımı ifadesi [26, 41]

$$\frac{\theta - \theta_\alpha}{\theta_d - \theta_\alpha} = \frac{I_0 \left(2\sqrt{\frac{\xi \cdot l \cdot \alpha}{\lambda \cdot s}} x \right)}{I_0 \left(2l\sqrt{\frac{\xi \cdot \alpha}{\lambda \cdot s}} \right)} \quad (\text{E2.4/26})$$

Kanattaki ısı kaybı ise,

$$Q = -2 \cdot b \sqrt{\xi \cdot \lambda \cdot s \cdot \alpha} \cdot T_d \frac{I_1 \left(2l\sqrt{\frac{\xi \cdot \alpha}{\lambda \cdot s}} \right)}{I_0 \left(2l\sqrt{\frac{\xi \cdot \alpha}{\lambda \cdot s}} \right)} \quad (\text{E2.4/27})$$

ifadesi ile belirlenir

$$T_d = \theta_d - \theta_\alpha$$

θ_d - Kanat dibi sıcaklığı

θ_a - Ortam sıcaklığı

$$\xi = \sqrt{1 + \frac{S^2}{\rho^2}}$$

(E2.4/28)

b- Kanat uzunluğu

λ - Isı iletim katsayısı (Cetvel E2.4.2)

α - Isı taşınım katsayısı (Şekil E2.4.3)

$I_0(x), I_1(x)$ - Birinci nevi değiştirilmiş Bessel fonksiyonları (Cetvel E2.4.6)

X	$I_0(x)$	$I_1(x)$
0	1,0000	0,0000
1	1,2661	0,5652
1,5	1,6467	0,9817
2	2,2796	1,5906
3	4,8808	3,9534
4	$1,1302 \cdot 10$	$0,9759 \cdot 10$
5	$2,7240 \cdot 10$	$2,4336 \cdot 10$
6	$6,7234 \cdot 10$	$6,1342 \cdot 10$
7	$1,6859 \cdot 10^2$	$1,5604 \cdot 10^2$
8	$4,2756 \cdot 10^2$	$3,9987 \cdot 10^2$
9	$1,0936 \cdot 10^3$	$1,0309 \cdot 10^3$

Cetvel E2.4.6 - $I_0(x)$ ve $I_1(x)$ fonksiyonları

$$f_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \xi \cdot \alpha \cdot \rho^2}{\lambda \cdot S}}$$

(E2.4/29)

denilirse

$$Q = -2b \sqrt{\xi \cdot \lambda \cdot S \cdot \alpha} \cdot T_d \cdot \frac{I_1(f_1)}{I_0(f_1)}$$

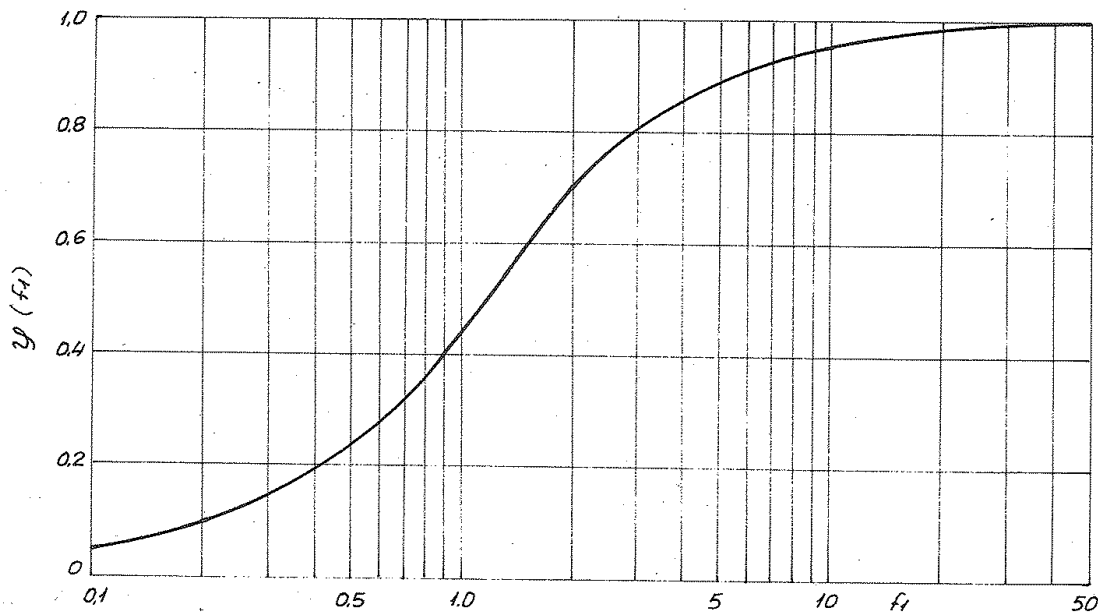
(E2.4/30)

elde edilir. Isı miktarının bulunmasında lüzumlu olan

$$\frac{I_1(f_1)}{I_0(f_1)} = \psi(f_1)$$

(E2.4/31)

değişimi ise Şekil E2.4.7 de verilmiştir.



Şekil E2.4.7 - Üçgen profilli kanat halinde ısı miktarının bulunması için

$f_1 - \psi(f_1)$ değişimi - Chapman -

Not 2 - Uygun kanat boyutları seçimi;

Kanat yüksekliğinin belirli bir değerden sonra, ısı geçişi yönünden tesiri azdır ve malzeme sarfı ile konstrüksiyon yönlerinden arzu edilmez. En uygun kanat kalınlığı için $dQ/ds = 0$ olacak şekilde hesap yapılmalıdır. Gerekli işlemler yapılırsa, üçgen kesitli boyuna kanatlar için

$$\frac{l}{s/2} = 1,309 \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda}{\alpha \cdot s}} \quad (E2.4/32)$$

ifadesi bulunur. Yine Şekil 29.15 de tek kademeli sonsuz vida-çark mekanizmasında dökme demir gövdenin cidar kalınlıkları ve kanat boyut oranları verilmişti. Buna göre, kanat dip kalınlığı 2.5 ise yükseklik $l = 6 \cdot s$ idi.

Örnek 3'e dönelim ve mekanizma kutusunun GG-20 den yapıldığını ve üçgen profilli kanat kullanıldığını kabul ederek kanat boyutlarını bulalım.

$$\frac{l}{s/2} = 1,309 \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda}{\alpha \cdot s}} \quad (\text{Eşitlik E2.4/32})$$

$$\lambda = 0,05815 \text{ kw}/(\text{m}^2\text{c}) \quad (\text{Cetvel E2.4.2})$$

$$\alpha = 3,61 \cdot 10^{-2} \text{ kw}/(\text{m}^2\text{c})$$

$$\frac{l}{s/2} = 1,309 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,05815}{0,0361 \cdot s}}$$

$$l = 1,1748 \sqrt{s}$$

$$l \approx 6 \cdot s \text{ Kabul (Şekil 29.15)}$$

Bu iki denklemden,

$$2 \cdot s = 76 \text{ mm.}$$

$$\| \underline{l} = 228 \text{ mm.}$$

bulunur.

Profil kesit büyüklüğü

$$F = \frac{2 \cdot s \cdot l}{2} = \frac{76 \cdot 228}{2}$$

$$\| \underline{F} = 8664 \text{ mm}^2$$

32 kanat kullanılırsa

$$F_1 = 8664/32$$

$$\| \underline{F_1} = 270,75 \text{ mm}^2$$

ve kanat profil boyutları da,

$$F_1 = \frac{2 \cdot s_1 \cdot l_1}{2} = \frac{2 \cdot s_1 \cdot 6 \cdot s_1}{2} = 270,75$$

$$s_1 = 6,7 \text{ mm} \approx 7 \text{ mm.}$$

$$2 \cdot s_1 = 14 \text{ mm.}$$

$$\| \underline{l_1} = 42 \text{ mm.}$$

Toplam kanat yüzeyini hesaplıyalım.

$$F_{ka-top} = \alpha \cdot b \cdot 2 \cdot 32$$

$$\alpha = \sqrt{s_1^2 + l_1^2} = \sqrt{7^2 + 42^2}$$

$$\alpha \approx 42,6 \text{ mm.}$$

$$b = 175 \text{ mm.}$$

$$F_{ka-top} = 42,6 \cdot 175 \cdot 2 \cdot 32$$

$$\| \underline{F_{ka-top}} = 477120 \text{ mm}^2$$

F_{ka-top} acaba soğutma yüzeyi A_{ca} 'nın % de kaçdır ?

$$\frac{F_{ka-top}}{A_{ca}} = \frac{477120}{2,46 \cdot 10^6} \approx \% 19,5$$

Kanattaki ısı kaybı

$$Q_{kanat} = 2b \sqrt{\xi \cdot \lambda \cdot S_1 \cdot \alpha} \cdot T_d \frac{I_1(f_1)}{I_0(f_1)} \quad (\text{Eşitlik E2.4/30})$$

$$\xi = \sqrt{1 + \frac{S_1^2}{l_1^2}} \quad (\text{Eşitlik E2.4/28})$$

$$\xi = \sqrt{1 + S_1^2 / 36 S_1^2}$$

$$\|\xi = 1.0138$$

$$f_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \xi \cdot \alpha \cdot l_1^2}{\lambda \cdot S_1}} \quad (\text{Eşitlik E2.4/29})$$

$$f_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.0138 \cdot 0.0361 \cdot (0.042)^2}{0.05815 \cdot (0.007)}}$$

$$\|\underline{f_1 \cong 0.8}$$

$$\frac{I_1(f_1)}{I_0(f_1)} = \psi(f_1) \cong 0.37 \quad (\text{Şekil E2.4.7})$$

$$Q_{ka} = 2 \cdot 0.175 \sqrt{1.0138 \cdot 0.05815 \cdot 0.007 \cdot 0.0361} \cdot 59.24 \cdot 0.37$$

$$\|\underline{Q_{ka} \cong 0.03 \text{ kw.}}$$

Şu halde 32 kanatta meydana gelen ısı kaybı

$$Q_{kanat, \text{top.}} = 32 \cdot 0.03$$

$$\|\underline{Q_{kanat, \text{top.}} = 0.96 \text{ kW.}}$$

Bu ise toplam ısı miktarının

$$\frac{0.96}{5.26} = \% 18' \text{ i kadardır.}$$

Mekanizma kutusunun δ cidar kalınlığını ısı tekniği bakımından bulalım. Bilindiği gibi kanat kökünden geçen ısı miktarı, kanadın dışarıya ilettiği ısıyı verir.

a- Mekanizma kutusunun iç cidar sıcaklığı

$$Q = \alpha_{yağ} \cdot A_i \cdot (t_{yağ} - U_{wi}) \quad (\text{Eşitlik E2.4/9})$$

1° Isı taşınım katsayısı

G. Niemann/H. Winter [17] tarafından; yağ/mekanizma kutusu cidarı arasındaki ısı geçişinde, ısı taşınım katsayısı olarak

$$\alpha_{yağ} \cong 300 \text{ W/(m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

(E2.4/33)

Yaklaşık değeri verilmiştir

2° Dışli kutusunun iç yüzeyi

$$A_i = A_{ca} - F_{ka, \text{top.}}$$

$$A_i = 2.16 \cdot 10^6 - 477120$$

$$\|\underline{A_i = 1.98 \text{ m}^2}$$

$$5.26 = 0.3 \cdot 1.98 (90^\circ - U_{wi})$$

$$\|\underline{U_{wi} = 81.16 \cong 82^\circ\text{C}}$$

b- Kanat kökünden geçen ısı miktarı

Fourier ifadesi yazılacak olursa

$$Q_{kanat, kök.} = \frac{1}{\delta} \cdot A_{ka, kök.} (U_{wi} - U_{wa})$$

Kanat kökü alanı

$$A_{ka, kök.} = 2 \cdot S_1 \cdot b = 14 \cdot 175$$

$$\|\underline{A_{ka, kök.} = 2450 \text{ mm}^2}$$

$$Q_{ka, kök.} = Q_{kanat} = 0.03 = \frac{0.05815 \cdot 2450 \cdot 10^{-6} (82 - 79.24)}{\delta}$$

$$\delta = 0.0131 \text{ m.} = 13.1 \text{ mm.}$$

$$\|\delta = 14 \text{ mm seçilir}$$

Genellikle $\delta = 2 \cdot S_1$ alınır. (Mükavemet bakımından).

E 2.5- Örnek 5.

Örnek 3 de verilen problemin G. NIEMANN metoduna göre çözümü.

1- Sıcaklık emniyeti ST 'nin kontrolü

1°- Sürtünme katsayısı

$$\mu_z \approx \mu_0 + \frac{\mu_A - \mu_0}{(1 + \nu g)^e}$$

$$\mu_0 \approx \mu_z \cdot \frac{y_w}{\sqrt{\alpha}}, \mu_A \approx 0,1, e \approx \sqrt{\frac{7,2}{100 \mu_0}}$$

$$y_w = 1, y_z = 0,2688 \text{ (Cetvel 10.1 ve 10.2)}$$

$$\mu_0 = 0,2688 \cdot 1 / \sqrt{250}, e = \sqrt{7,2 / (100 \cdot 0,0170)}$$

$$\|\mu_0 = 0,0170 \quad \|\ e = 2,058$$

$$\mu_z = 0,0170 + \frac{0,1 - 0,0170}{(1 + 6,59) \cdot 2,058}$$

$$\|\mu_z = 0,0183$$

2°- Sürtünme açısı

$$\mu_z = \operatorname{tg} \rho \quad 0,0183 = \operatorname{tg} \rho$$

$$\rho = 1,0474^\circ$$

3°- Mekanizmanın verimi

$$\eta_z = \operatorname{tg} \delta_m / \operatorname{tg} (\delta_m + \rho)$$

$$\eta_z = \operatorname{tg} 7,1386^\circ / \operatorname{tg} (7,1386^\circ + 1,0474^\circ)$$

$$\|\eta_z = 0,8706$$

4°- Toplam verim

$$\eta_{\text{top}} = \eta_z \cdot \eta_{L1} \cdot \eta_{L2}$$

$$\eta_{\text{top}} = 0,8706 \cdot 0,98$$

$$\|\eta_{\text{top}} = 0,8532$$

5°- Soğutma gücü

$$N_{KL} \approx 0,48 (\alpha/100)^{1,8} \left[1 + 0,355 (n_1/1000)^{1,55} \right]$$

$$N_{KL} = 0,48 (250/100)^{1,8} \left[1 + 0,355 (1500/1000)^{1,55} \right]$$

$$\|\ N_{KL} = 4,1599 \text{ B.G}$$

6°- Dış kayıp gücü

$$N_{Vz} \approx N_2 \mu_z (1 / \operatorname{tg} \delta_m + \operatorname{tg} \delta_m)$$

$$N_{Vz} = N_2 \cdot 0,0183 \left(\frac{1}{\operatorname{tg} 7,1386^\circ} + \operatorname{tg} 7,1386^\circ \right)$$

$$\|\ N_{Vz} = 0,1483 \cdot N_2 \quad (N_{Vz} = 0,1483 \cdot 22 \cdot 1,36 \cdot 0,8706 = 3,86 \text{ B.G})$$

7°- Yüksüz çalışmadaki güç

$$N_0 \approx (\alpha/100)^{2,5} \cdot \frac{V_{50} + 90}{1,8 \cdot 1000} (n_1/1000)^{4/3}$$

$$V_{50} = \frac{200}{21,94}$$

$$2y = 2g \cdot \cos \delta_m = 6,59 \cdot \cos 7,1386^\circ$$

$$\|\ 2y = 6,53 \text{ m/sn.}$$

$$V_{50} = \frac{200}{6,53^{0,4}}$$

$$\|\ V_{50} = 94,3941 \text{ c-st (50°C da)}$$

$$N_0 = (250/100)^{2.5} \cdot \frac{94,3941 \cdot 90}{1,8 \cdot 1000} \cdot (1500/1000)^{4/3}$$

$$\| N_0 = 1,7380 \text{ B.G}$$

8°- Yatak yükünden meydana gelen kayıp gücü

$$N_p \approx 0,228 \cdot N_2 (\alpha/100)^{0,44} \cdot i/d_{02}$$

$$N_p = 0,228 \cdot N_2 (250/100)^{0,44} \cdot 40/416,8$$

$$\| N_p = 0,0327 N_2 \quad (N_p = 0,0327 \cdot 22 \cdot 1,36 \cdot 0,8706 = 0,85 \text{ B.G})$$

9°- Sıcaklık sınır güçleri

$$N_{KL} = N_v = N_{vz} + N_0 + N_p$$

$$4,1599 = 0,1483 N_{2T} + 1,7380 + 0,0327 N_{2T}$$

$$\| N_{2T} = 13,38 \text{ B.G}$$

$$N_{1T} = N_{2T} + N_v$$

$$N_{1T} = 13,38 + 4,1599$$

$$\| N_{1T} = 17,54 \text{ B.G}$$

10°- Sıcaklık emniyeti

$$S_T = N_{1T} / N_1 \geq 1$$

$$S_T = 17,54 / (22 \cdot 1,36)$$

$$\| S_T = 0,5862 < 1 \text{ Uygun DEĞİL}$$

2- Yüzey emniyeti S_F 'in kontrolü

1°- Dış yüzeyindeki yuvarlanma basıncı

$$k = \frac{F_{u2}}{f_m \cdot f_z \cdot b_2 \cdot d_{02}}$$

a) Dış çark için çevre kuvveti

$$F_{u2} = 1,43 \cdot 10^6 \cdot \frac{N_1}{d_{02} \cdot n_2} \cdot \eta_{top}$$

$$F_{u2} = 1,43 \cdot 10^6 \cdot \frac{22 \cdot 1,36}{416,8 \cdot 1500/40} \cdot 0,8532$$

$$\| F_{u2} = 2335,56 \text{ kg}$$

b) Form faktörü

$$\| f_z = 0,4774 \text{ (Cetvel 10.2)}$$

c) f_m değeri

$$f_m = \sqrt{10/Z_F} = \sqrt{10/(d_{01}/m_a)}$$

$$f_m = \sqrt{10/(83,2/10,42)}$$

$$\| f_m = 1,1191$$

$$k = \frac{2335,56}{1,1191 \cdot 0,4774 \cdot 70 \cdot 416,8}$$

$$\| k = 0,1498 \text{ kg/mm}^2$$

2°- Dış yüzeyindeki sınır yuvarlanma basıncı

$$k_{sınır} = k_0 \cdot f_n \cdot f_h \cdot f_w$$

a) Yüzey basıncı faktörü

$$\| k_0 = 0,8 \text{ kg/mm}^2 \text{ (Cetvel 10.1)}$$

b) Hız faktörü

$$f_n = \frac{2}{2 + v_g^{0,85}}$$

$$f_n = \frac{2}{2 + 6,59^{0,85}}$$

$$\| f_n = 0,2872$$

c) Ömür faktörü

$$f_h = \sqrt[3]{12000/L_h}$$

$$L_h = 12000 \text{ saat için}$$

$$\| f_h = 1$$

Not. Her iki çözüm şeklinde de ömür faktörü 1 dir. (25000 saat ve 12000 saat ömür için)

d) Alternatif yük katsayısı

$$\| f_w = 1$$

$$k_{\text{sınır}} = 0,8 \cdot 0,2872 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\| k_{\text{sınır}} = 0,2298 \text{ kg/mm}^2$$

3° Yüzey emniyet basıncı

$$k_{\text{em.}} = k_{\text{sınır}} / S$$

$$k_{\text{em.}} = 0,2298 / 1,25$$

$$\| k_{\text{em.}} = 0,1838 \text{ kg/mm}^2$$

4° Yüzey emniyeti

$$S_F = k_{\text{em.}} / k \geq 1$$

$$S_F = 0,1838 / 0,1498$$

$$\| S_F = 1,23 > 1 \text{ Uygun}$$

5° Yüzey sınır güçleri

a) Garkin taşımaya müsaade edilen yüzey sınır gücü

$$N_{2F} = 0,7 \cdot k_{\text{em.}} \cdot f_m \cdot f_z \cdot (b_2/100) (d_{02}/100)^2 \cdot n_2$$

$$N_{2F} = 0,7 \cdot 0,1838 \cdot 1,191 \cdot 0,4774 (70/100) (416,8/100)^2 \cdot 1500/40$$

$$\| N_{2F} = 31,35 \text{ B.G}$$

b) Sonsuz vidanın taşımaya müsaade edilen yüzey sınır gücü

$$N_{1F} = N_{2F} + N_V$$

$$N_V \cong N_{2F} \left(\text{tg } \delta_m + \frac{1}{\text{tg } \delta_m} \right) y_2 (y_3 + \sqrt{100/\alpha})$$

$$y_2 = 0,0417, y_3 = 0,0088 \text{ (Cetvel 20.3)}$$

$$N_V = 31,35 (\text{tg } 7,1386^\circ + 1/\text{tg } 7,1386^\circ) 0,0417 (0,0088 + \sqrt{100/250})$$

$$\| N_V = 6,7986 \text{ B.G}$$

$$N_{1F} = 31,35 + 6,7986$$

$$\| N_{1F} = 38,14 \text{ B.G}$$

3- Dişin kırılma emniyeti S_B 'ye göre kontrolü

1°- Diş yayı uzunluğu

$$\widehat{b}_2 = 1,1 \cdot b_2 = 1,1 \cdot 70$$

$$\| \widehat{b}_2 = 77 \text{ mm.}$$

2°- Karşılaştırma değeri

$$C_{\text{max.}} = \frac{F_{U2 \text{ max.}}}{\pi \cdot m_n \cdot \widehat{b}_2}$$

$$F_{U2 \text{ max.}} = F_{U1} / \text{tg}(\delta_m + \rho) = \frac{2}{d_{01}} \cdot 71620 \cdot N_1 / n_1$$

$$F_{U2 \text{ max.}} = \frac{2/8,32 \cdot 71620 \cdot 22 \cdot 1,36 / 1500}{\text{tg}(7,1386^\circ + 1,0474^\circ)}$$

$$F_{U2 \text{ max.}} = 2387,22 \text{ kg.}$$

$$C_{\text{max.}} = \frac{2387,22}{\pi \cdot 10,3392 \cdot 77}$$

$$\| C_{\text{max.}} = 0,9545 \text{ kg/mm}^2$$

3°- C sınır değeri

$$C_{\text{sınır}} = 3 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{Cetvel 21-1})$$

4°- Dişlerin kırılmaması için

$$S_B = C_{\text{sınır}} / C_{\text{max}} \geq 1$$

$$S_B = 3 / 0,9545$$

$$\| S_B = 3,14 > 1 \text{ Uygun}$$

4- Sonsuz vida milinin deformasyon kontrolü

1°- Sonsuz vida milinin sehimi

$$f = \frac{(\sqrt{F_{U1}^2 + F_R^2}) \cdot l_i^3}{48 E \cdot I}$$

a) Çevre kuvveti

$$F_{U1} = 2 M_{b1} / d_{o1} = \frac{2}{d_{o1}} \cdot 71620 \cdot N_1 / n_1$$

$$F_{U1} = \frac{2}{8,32} \cdot 71620 \cdot 22 \cdot 1,36 / 1500$$

$$\| F_{U1} = 343,4 \text{ kg}$$

b) Radyal kuvvet

$$F_R = F_{U1} \cdot \frac{\cos \beta \cdot \tan \alpha \cdot n_o}{\sin(\gamma_m + \beta)}$$

$$F_R = 343,4 \cdot \frac{\cos 1,0474^\circ \cdot \tan 20^\circ}{\sin(7,1386^\circ + 1,0474^\circ)}$$

$$\| F_R = 877,6533 \text{ kg}$$

c) Atalet momenti

$$I = \pi \cdot d^4 / 64$$

$$d_{f1} = \phi 58,1920 \text{ mm}$$

$$d = \phi 58 \text{ mm (Kabül)}$$

$$I = \pi \cdot (5,8)^4 / 64$$

$$I = 55,5497 \text{ cm}^4$$

$$f = \frac{(\sqrt{(343,4)^2 + (877,65)^2}) \cdot (45)^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 55,5497}$$

$$\| f = 0,0153 \text{ cm} = 0,153 \text{ mm}$$

2°- f_sınır değeri

$$f_{\text{sınır}} = d_{o1} / 1000$$

$$f_{\text{sınır}} = 83,2 / 1000$$

$$\| f_{\text{sınır}} = 0,0832 \text{ mm}$$

3°- Sonsuz vida milinin eğilmeye karşı emniyeti

$$S_w = f_{\text{sınır}} / f \geq 0,5 \dots 1$$

$$S_w = 0,0832 / 0,153$$

$$\| S_w = 0,54 > 0,5 \text{ Uygun}$$

Not: İmalatlarımızda kullandığımız hesap tarzında, $S_w \geq 1$ şartını geçerli saymaktayız.

Her iki metoda göre, çözüm sonuçlarını bir tabloda gösterelim. (Cetvel/E2-5-1) ve bazı değerlendirmeler yapalım.

	G. Niemann (I)	G. Niemann / H. Winter (II)
Asgari sürtünme değeri	$\mu_0 = 0,0170$	$\mu_{20} = 0,0180$
Sürtünme katsayısı (a)	$\mu_z = 0,0183$	$\mu_z = 0,028$
Sürtünme açısı	$\beta = 1,0474^\circ$	$\beta_z = 1,6039^\circ$
Mekanizmanın verimi	$\eta_z = 0,8706$	$\eta_z = 0,814$
Toplam verim (b)	$\eta_{top.} = 0,8532$	$\eta_G = 0,765$
Isıya dönüşen güç kaybı (c)	$N_{KL} = 4,16 \text{ B.G}$	$Q_{ab} = 5,26 \text{ kw} = 7,154 \text{ B.G}$
Diş kayıp gücü	$N_{VZ} = 3,86 \text{ B.G}$	$P_{VZ} = 4,09 \text{ kw} = 5,56 \text{ B.G}$
Boşta çalışma kayıp gücü (d)	$N_0 = 1,738 \text{ B.G}$	$P_{V0} = 0,48 \text{ kw} = 0,65 \text{ B.G}$
Yatak yükünden meydana gelen kayıp güç	$N_p = 0,85 \text{ B.G}$	$P_{VLP} = 0,59 \text{ kw} = 0,80 \text{ B.G}$
Toplam kayıp güç	$N_V = 6,45 \text{ B.G}$	$P_V = 5,16 \text{ kw} = 7 \text{ B.G}$
Sıcaklık emniyeti	$ST = 0,59 > 1$ (Uygun DEĞİL)	$ST = 1,02 > 1$ (Uygun)
Sıcaklık sınır güçleri (e)	$N_{1T} = 17,54 \text{ B.G}$ $N_{2T} = 13,38 \text{ B.G}$	$P_{1T} = 23,54 \text{ kw} = 32 \text{ B.G}$ $P_{2T} = 18,28 \dots = 25 \text{ B.G}$
Yüzey emniyeti (f)	$S_F = 1,23 > 1$ (Uygun)	Pitting'e karşı; $S_H = 1,77 > 1$ Uygun Aşınmaya karşı; $S_W = 1,14 > 1$ Uygun
Dişin kırılmaya karşı emniyeti	$S_B = 3,14 > 1$ (Uygun)	$S_F = 7,98 > 1$ (Uygun)
Sansuz vida milinin eğilmeye karşı emniyeti	$S_W = 0,54 > 0,5 \dots 1$ (Uygun)	$S_g = 1,35 > 0,5 \dots 1$ (Uygun)

Cetvel E2.5.1- Gözüm sonuçları toplu halde

(a) - II. Metod da μ_z daha büyük (yaklaşık 1,5 katı) dolayısıyla daha düşük verim ve daha büyük güç kaybı meydana gelir.

• I. Metod da G. Niemann'dan dip notu:

"Şimdiye kadar E- Sansuz vidaları MERRITT'e göre hesaplanıyordu. Buna göre μ_z sadece kayma hızı ile orantılı olup dişlinin büyüklüğü ile değişmiyordu. Eşitlik 10/4 ile yapılan hesaba göre, E- Sansuz vidası için MERRITT'in verdiği μ_z değerleri takriben 180 mm. eksen açıklığı için geçerli olduğu tahmin ediliyor. Sonuç: Diş sürtünme katsayısı μ_z ve dolayısıyla sıcaklık sınır gücü değerleri, büyük sansuz vidalarda MERRITT'in şimdiye kadar kabul ettiğinden daha müsait, küçüklerde ise zararlıdır."

(b) - I. Metod da $\eta_{top.} = 0,853$

II. Metod da $\eta_G = 0,765$

Cetvel 7.4 incelendiğinde

$Z_1 = 1$ ve $l \geq 30$ için $\eta_{top.} = 0,70$

Cetvel E1.4.1 incelendiğinde

$n_1 = 1500 \text{ d/d.}$ ve $l = 40$ için $\eta_G = 0,75 \dots 0,84$

Görüldüğü gibi II. metod da hesaplanan verim, sınırlar arasında girmektedir

(c) - I. Metod da $N_{KL} = 4,16 \text{ B.G}$

II. Metod da $Q_{ab} = 7,15 \text{ B.G}$

1°- Cidar sıcaklığı

I. Metod da $t_u = 55^\circ\text{C}$ alınmıştır.

II. Metod da $U_{uocem.} = 59,24^\circ\text{C}$ hesaplanmıştır.

2° Soğutma yüzeyi alanı

I. Metod da

$$F_K \cong 0,3 (\alpha/100)^{1,85}$$

$$F_K = 0,3 (250/100)^{1,85}$$

$$\| F_K = 1,6342 \text{ m}^2$$

II. Metod da

$$A_{ca} = 2,46 \text{ m}^2$$

3° Isı iletim katsayısı

I. Metod da

$$F_K \cdot \alpha_K \cong 5,52 (\alpha/100)^{1,8} \cdot [1 + 0,355 (\eta_1/1000)^{1,55}]$$

$$1,6342 \cdot \alpha_K = 5,52 (250/100)^{1,8} [1 + 0,355 (1500/1000)^{1,55}]$$

$$\| \alpha_K = 29,27 \text{ k.cal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

II. Metod da

$$k_{ca} = 31 \text{ k.cal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

I. Metod da G. Niemann'dan dip notu:

«N_{KL} in büyük sonsuz vida mekanizmalarında değeri için henüz deneyler yapılmadı»

(d) - I. Metod da, 50°C'deki kinematik viskozite

$$V_{50} = 100/\eta_1^{0,4} \dots 200/\eta_1^{0,4} \quad (\text{Cetvel 13-2})$$

$$V_{50} = 200/6,53^{0,4}$$

$$\| V_{50} = 94,42 \text{ cSt olarak hesaplanmış}$$

II. Metod da, $V_{50} = 175 \text{ mm}^2/\text{sn}$, $V_{30} = 50 \text{ mm}^2/\text{sn}$ olarak verilmiş.

İnceliyelim,

1° K. H. DECKER [10]'den;

$$K_S = M_{b2} / (\alpha^3 \cdot \eta_1) \quad (\text{Eşitlik 23/7})$$

$$K_S = 4286 / [(0,25)^3 \cdot (1500/60)] = 10972,16 \text{ Pa} \cdot \text{sn}$$

$$\| K_S \cong 11 \cdot 10^3 \text{ Pa} \cdot \text{sn}$$

$$V \cong 300 \text{ mm}^2/\text{sn} \quad 40^\circ\text{C} \text{ da (Cetvel 23-1)}$$

$$\text{Viskozite sınıfı: 150 VG 320 (Şekil 23-1)}$$

2° ROLOFF/MATEK [5]'den

$$K_S = M_{b2} / (\alpha^3 \cdot \eta_1) \quad (\text{Eşitlik 23/9})$$

$$K_S = 10972,16 \text{ Pa} \cdot \text{sn} = 10972,16 \text{ N} \cdot \text{sn}/\text{m}^2$$

$$\| K_S = 182,86 \text{ N} \cdot \text{dak}/\text{m}^2$$

$$V \cong 300 \text{ mm}^2/\text{sn} \quad 40^\circ\text{C} \text{ da (Şekil 23-3)}$$

$$V \cong 150 \text{ mm}^2/\text{sn} \quad 50^\circ\text{C} \text{ da (Şekil 23-3) ayrıca;}$$

Şekil E2-5-1 den,

$$\text{Viskozite sınıfı: 150 VG 320}$$

Cetvel E2-5-2 den,

$$V_{50} = 169 \text{ mm}^2/\text{sn} \text{ olduğu görülür}$$

II. Metod da verilen $V_{50} = 175 \text{ mm}^2/\text{sn}$ değeri daha uygun.

(e) - II. Metoddaki sıcaklık sınır güçlerini I. Metoda göre hesaplıyalım.

$$P_{Vz} = P_1 (1 - \eta_z) = P_2 (1 - \eta_z) / \eta_z$$

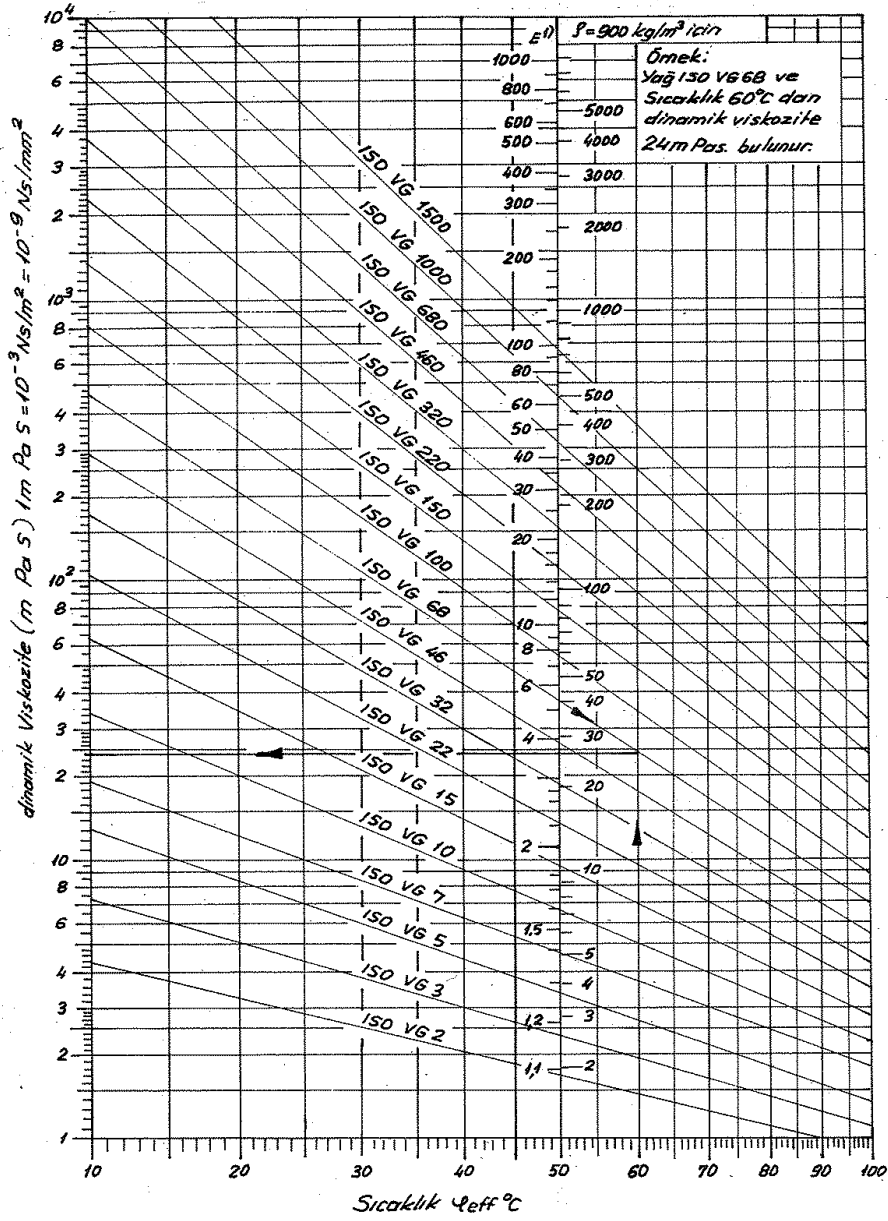
$$P_{Vz} = P_2 (1 - 0,814) / 0,814$$

$$P_{Vz} = 0,2285 P_2$$

$$P_{V0} = 0,48 \text{ kW}$$

$$P_{VLP} = 0,23 P_2 (\alpha/100)^{0,44} \cdot 40/\eta_{16,8}$$

$$P_{VLP} = 0,23 P_2 (250/100)^{0,44} \cdot 40/416,8$$



Şekil E2.5.1 - Viskozite - Sıcaklık diyagramı. (G.Niemann ve DIN 51519)

Yağ viskoziteleri			
ISO-Viskozite sınıfı DIN 51519 ($\mu\text{m}^2/\text{sn}$)	ν_{50} mm^2/sn .	SAE-Viskozite sınıfı DIN 51514 (Motor)	SAE-Viskozite sınıfı DIN 51512 (Motorlu taşıt motor- nizmaları)
22	16	10W	75
32	25		
46	36	20W	80
68	49		
100	68	30	90
150	92	40	
220	114	50	140
320	169		
460	225		
680	324		

Çetvel E2.5.2 - Yağ seçimi (DIN 51509)

$$P_{VLP} = 0,033 P_2$$

$Q_{ab} = P_v$ eşitliğinde $P_2 = P_{2T}$ yazılarak

$$5,26 = 0,2285 P_{2T} + 0,48 + 0,033 P_{2T}$$

$$\| P_{2T} = 18,28 \text{ kw} = 25 \text{ B.G}$$

$$P_{1T} = P_{2T} + P_v = 18,28 + 5,26$$

$$\| P_{1T} = 23,54 \text{ kw} = 32 \text{ B.G}$$

(f)-I. Metod da G. Niemann'dan dip notu:

1- $f_n = \sqrt[3]{12000/l_h}$ eşitliği 1. derecede yaklaşık olarak TUPLIN'in ömür hesaplarına uygun olarak yazılmıştır. (Yeterli deneyler henüz yapılmamıştır.)

2- k_0 değeri aynı zamanda yuvarlanma mukavemetini ve aşınmayı nazarı itibare almalıdır.

3- Hız faktörü $f_n = 2/(2 + v_g^{0,85})$ AGMA Standardına (213,01, 440,01, 344,02) göre; büyük dişli çarkları için belki uygun değildir. (Yeterli deneyler henüz yapılmamıştır.)

Not 1- Daha öncede belirtildiği gibi imalatlarımızda hep G. Niemann hesap tarzı tercih edilmiş ve çok iyi sonuçlar alınmıştır. Buna rağmen mukayesede de görüldüğü gibi 1983 literatürü olan Niemann/Winter hesap metodları imalatlarımızda kullanılacaktır.

Not 2- Sonsuz vida mekanizmalarında yüzey taşıma kabiliyeti hesap metodlarındaki zamanla gelişmelerin bir özeti E5.1 de verilmiştir.

E2.6 - Örnek 6 (Kurt ZIRPKE'den)

Bir sonsuz vida mekanizmasında;

Sonsuz vidanın devir sayısı : $n_1 = 1400 \text{ d/d.}$

Normal giriş gücü : $P_1 = 10,3 \text{ kw.}$

Çarkın devir sayısı : $n_2 = 120 \text{ d/d.}$

Sonsuz vidanın malzemesi : Çelik, sertleştirilmiş ve taşlanmış

Çarkın malzemesi : AL-alajımı

Konstrüksiyon şekli : Sonsuz vida altta ve yatay. Diş yan yüzü profili K. Rulmanlı yataklarla yataklanmış vantilatörlü mekanizma

İşletme yüzdesi : $D_E = \% 80$

Mekanizmanın boyutlandırılması ile gerekli kontrollerin yapılması istenmektedir.

Sonsuz vida mil çapı $d = \phi 40 \text{ mm.}$ olarak verilmiştir.

1- Gevrim oranı

$$i = n_1/n_2 = 1400/120 \cong 11,7$$

2- Eksenler arası mesafesi (Geçici)

$$a \geq 10 \sqrt{\frac{136 \cdot P_1}{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}} \quad \begin{array}{c|c} a & P_1 \\ \hline \text{mm.} & \text{kw.} \end{array}$$

Soğutma faktörü; $q_1 = 9,2$ (Şekil 13.6) veya

$$q_1 = \left[1 + \frac{3,1 \sqrt[3]{(n_1/1000)^2}}{1 + 3,1 \sqrt[3]{(n_1/1000)^2}} \right] \left[\frac{100}{D_E} + 3,1 \sqrt[3]{(n_1/1000)^2} \right]$$

$$q_1 = \left[1 + \frac{3,1 \sqrt[3]{(1400/1000)^2}}{1 + 3,1 \sqrt[3]{(1400/1000)^2}} \right] \left[\frac{100}{80} + 3,1 \sqrt[3]{(1400/1000)^2} \right]$$

$q_1 = 9,2078$ bulunur.

Çevrim oranı faktörü ; $q_2 = 0,94$ (Cetvel 13.6)

Malzeme çifti faktörü ; $q_3 = 0,87$ (Cetvel 13.5)

Konstrüksiyon faktörü ; $q_4 = 1$ (Cetvel 13.7)

$$\alpha \geq 10 \sqrt{\frac{136 \cdot 10,3}{9,2 \cdot 0,94 \cdot 0,87 \cdot 1}} = 136,4$$

Geçici olarak

$$\alpha = 140 \text{ mm seçelim.}$$

3- Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı (Geçici)

$$d_{m1} = (0,25 \dots 0,6) \alpha$$

$$d_{m1} \approx 0,45 \cdot \alpha \text{ (ortalama)}$$

$$d_{m1} = 0,45 \cdot 140 = 63 \text{ mm.}$$

$$d_{m1} \approx 65 \text{ mm.}$$

4- Eksenel modül (Geçici)

$$m = d_{m1} / Z_F = d_{m1} / 15 \dots d_{m1} / 6$$

$$m \approx 0,1 \cdot d_{m1} \text{ (ortalama)}$$

$$m = 0,1 \cdot 65$$

$$m = 6,5 \text{ mm.}$$

5- Sonsuz vidanın diş sayısı

$$l = 11,7 \text{ için } Z_1 = 3 \text{ (Cetvel 7.4)}$$

6- Garkın diş sayısı

$$Z_2 = Z_1 \cdot l = 3 \cdot 11,7 = 35,1$$

$$Z_2 = 35$$

$$l = Z_2 / Z_1 = 35 / 3 = 11,66$$

7- Garkın taksimat dairesi çapı

$$d_{o2} = Z_2 \cdot m = 35 \cdot 6,5$$

$$d_{o2} = 227,5 \text{ mm.}$$

8- Eksenler arası mesafesi

$$\alpha = \frac{d_{m1} + d_{o2}}{2} = \frac{65 + 227,5}{2} = 146,25 > 136,4$$

$$\alpha = 150 \text{ mm. seçilir.}$$

9- Sıcaklık emniyeti

$$S_T = \left(\frac{\alpha}{10} \right)^2 \frac{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}{136 \cdot P_1} \quad \begin{array}{c|c} \alpha & P_1 \\ \hline \text{mm.} & \text{kw.} \end{array}$$

$$S_T = \left(\frac{150}{10} \right)^2 \frac{9,2 \cdot 0,94 \cdot 0,87 \cdot 1}{136 \cdot 10,3}$$

$$S_T = 1,21 > 1$$

10- Garkın ortalama dairesi çapı

$$d_{m2} = 2\alpha - d_{m1} = 2 \cdot 150 - 65$$

$$d_{m2} = 235 \text{ mm.}$$

11- Ortalama helis açısı

$$\tan \gamma_m = m \cdot Z_1 / d_{m1} = 6,5 \cdot 3 / 65 = 0,3$$

$$\gamma_m = 16^\circ 42'$$

12- Kayma hızı

$$U_g = \frac{v_1}{\cos \gamma_m} = \frac{d_{m1} \cdot \pi \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \gamma_m} \quad \begin{array}{c|c|c} U_g & d_{m1} & n_1 \\ \hline \text{m/sn.} & \text{mm.} & \text{d/d.} \end{array}$$

$$U_g = 6,5 \cdot \pi \cdot 1400 / (60000 \cos 16^\circ 42')$$

$$U_g = 4,97 \text{ m/sn.}$$

13- Toplam sürtünme açısı veya ideal toplam sürtünme katsayısı

$$\mu_i = \operatorname{tg} \beta_i \geq \frac{0,051}{9,3\sqrt{0,4+2\eta_g}} \quad (2\eta_g \text{ m/sn})$$

$$\mu_i = \frac{0,051}{0,87\sqrt{0,4+4,97}} = 0,0253$$

$$\mu_i = 0,03 \quad (\text{Kabül})$$

$$\beta_i = 1^\circ 43'$$

14- Toplam verim

$$\eta_g = \operatorname{tg} \delta_m / \operatorname{tg} (\delta_m + \beta_i) = \operatorname{tg} 16^\circ 42' / \operatorname{tg} (16^\circ 42' + 1^\circ 43')$$

$$\eta_g = 0,90$$

15- Sonsuz vidanın döndürme momenti

$$M_{t1} = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{10,3}{1400}$$

$$M_{t1} = 70,26 \text{ N.m.}$$

M_{t1}	P_1	n_1
N.m	kw.	d/d

16- Sonsuz vidanın çevre kuvveti

$$F_{u1} = 2 M_{t1} / d_{m1} = 2 \cdot 70,26 / 0,065$$

$$F_{u1} = 2162 \text{ N.}$$

17- Çarkın çevre kuvveti

$$F_{u2} = F_{u1} / \operatorname{tg} (\delta_m + \beta_i) = 2162 / \operatorname{tg} (16^\circ 42' + 1^\circ 43')$$

$$F_{u2} = 6492 \text{ N.}$$

18- Yüzey emniyeti

$$S_F = K_{sınır} \cdot d_{m1} \cdot d_{m2} \cdot q_5 / F_{u2} = 0,6 \dots 2,2 \quad (\text{Azlığına veya çokluğuna göre uygun aşınma})$$

$$K_{sınır} = 3,1 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Cetvel 20.5})$$

$$q_5 = 0,29 \quad (\text{Cetvel 20.6})$$

$$S_F = 3,1 \cdot 65 \cdot 235 \cdot 0,29 / 6492$$

$$S_F = 2,12$$

19- Normal modül

$$m_n = m \cdot \cos \delta_m = 6,5 \cdot \cos 16^\circ 42'$$

$$m_n = 6,23 \text{ mm.}$$

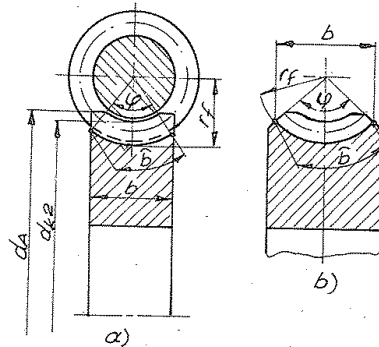
20- Sonsuz vidanın baş dairesi çapı

$$d_{k1} = d_{m1} + 2m_n \quad (\text{Cetvel 14.1})$$

$$d_{k1} = 65 + 2 \cdot 6,23$$

$$d_{k1} = 77,46 \text{ mm}$$

21- Çarkın genişliği b ve diş yayı uzunluğu \widehat{b} (Şekil E2.6.1)



Şekil E2.6.1- Çarkın şekli ve diş genişliği

a) Bronz çark. b) Hafif alaşım çark.

a) Çarkın genişliği

$$b = 0,4(d_{k1} + 4m) + 1,8 \cdot m = 0,4(77,46 + 4 \cdot 6,5) + 1,8 \cdot 6,5$$

$$b = 53,1 \text{ mm.}$$

b) Dış yayı uzunluğu

$$r_f = d_{k1}/2 + s_k = \frac{d_{k1}}{2} + 0,2 \cdot m_n$$

$$r_f = \frac{77,46}{2} + 0,2 \cdot 6,23 = 39,97 \text{ mm.}$$

$$r_f \approx 40 \text{ mm.}$$

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{b}{2r_f} = \frac{53,1}{2 \cdot 40} = 0,66375$$

$$\gamma/2 = 41^\circ 35'$$

$$\gamma = 83^\circ 10'$$

$$\widehat{b} = r_f \cdot \pi \cdot \gamma / 180^\circ = 40 \cdot \pi \cdot 83^\circ 10' / 180^\circ = 40 \cdot \pi \cdot 83^\circ 17' / 180^\circ$$

$$\widehat{b} = 58 \text{ mm.}$$

22- Dış kırılma emniyeti

$$S_B = \frac{\pi \cdot m_n \cdot \widehat{b} \cdot C_{sınır}}{F_{U2 \max}} \geq 1 \dots 2$$

$$C_{sınır} = 14 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E2-6.1)}$$

$$S_B = \frac{\pi \cdot 6,23 \cdot 58 \cdot 14}{6492}$$

$$S_B = 2,45 \text{ (Yeterli)}$$

Çark malzemesi	C _{sınır} [N/mm ²]	
	Profil (Şekil I.8)	
	α ve b	c ve d
Cu-Sn-Savurma döküm bronz	23,5	29,4
Al-Alaşımı	11,3	14,0
Al-Si-Alaşımı; Zn-Alaşımı	7,5	9,3
Kır dökme demir	11,8	14,7

Cetvel E2-6.1- Yükleme sınır değeri C_{sınır} [N/mm²]. (Sonsuz vida çelik)

23- Sonsuz vidanın uzunluğu

$$L \approx 2 \cdot m (1 + \sqrt{Z_2}) = 2 \cdot 6,5 (1 + \sqrt{35})$$

$$L \approx 90 \text{ mm.}$$

24- Sonsuz vidanın ağız adımı

$$H = Z_1 \cdot m \cdot \pi = 3 \cdot 6,5 \cdot \pi$$

$$H = 61,2 \text{ mm.}$$

25- Profil kaydırma faktörü

$$x = \frac{d_{m2} - d_{o2}}{2 \cdot m} = \frac{235 - 227,5}{2 \cdot 6,5}$$

$$x = 0,577$$

26- Dış yüksekliği

$$h_1 = h_2 = 2,2 \cdot m_n \text{ (Cetvel 14.1)}$$

$$h_1 = h_2 = 2,2 \cdot 6,23$$

$$h_1 = h_2 = 13,7 \text{ mm.}$$

27- Dış başı yüksekliği

$$h_{k1} = m_n = 6,23 \text{ mm.}$$

$$h_{k2} = m_n + x \cdot m = 6,23 + 0,577 \cdot 6,5 = 9,98 \text{ mm.}$$

28- Çarkın baş dairesi çapı

$$d_{k2} = d_{o2} + 2 h_{k2} = 227,5 + 2 \cdot 9,98$$

$$d_{k2} = 247,46 \text{ mm.}$$

29- Maksimum dış çap

$$d_A \cong dk_2 + m \quad \delta m \leq 15^\circ \text{ için}$$

$$d_A \cong dk_2 + mn \quad \delta m \leq 15^\circ \text{ için}$$

$$d_A \cong dk_2 + mn = 247,64 + 6,23$$

$$d_A = 253,7 \text{ mm.}$$

30- Sonsuz vidanın taban dairesi çapı

$$df_1 = dk_1 - 2h_1 = 77,46 - 2 \cdot 13,7$$

$$df_1 = 50,06 \text{ mm.}$$

31- Sonsuz vida milinde yatak açıklığı (Tahmini değer)

$$l_1 \cong 1,5 \cdot \alpha = 1,5 \cdot 146,25 = 219,375$$

$$l_1 \cong 220 \text{ mm.}$$

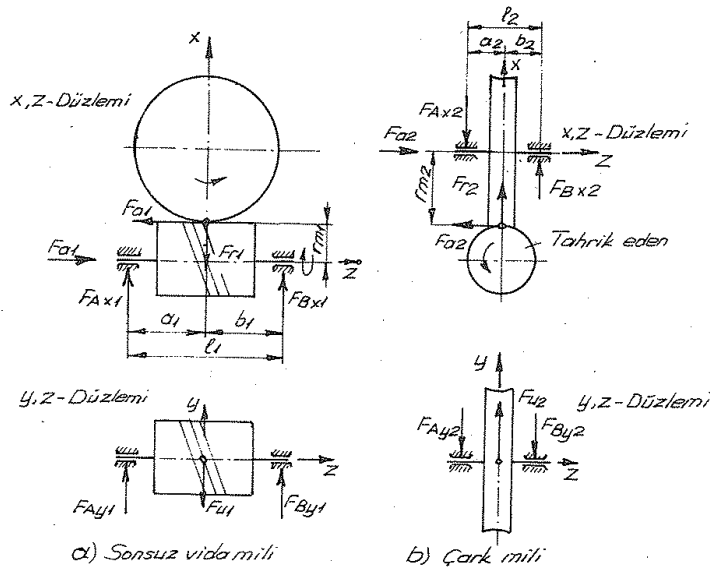
32- Kavrama açısı

$$\alpha_{no} = 22,5^\circ \text{ (Cetvel E2.6.2)}$$

Kavrama Açısı	δm	15° ye kadar	$15^\circ \dots 25^\circ$	$25^\circ \dots 35^\circ$	35° üzerinde
	α_{no}		20°	$22,5^\circ$	25°

Cetvel E2.6.2- Tavsiye edilen kavrama açısı değerleri

33- Radyal kuvvet (Şekil E2.6.2)



Şekil E2.6.2 - Sonsuz vida ve çark milinde yatak kuvvetleri

$$Fr_1 = Fu_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{no} \cdot \cos \rho_1 / \sin (\delta m + \rho_1)$$

$$Fr_1 = 2162 \frac{\operatorname{tg} 22,5^\circ \cdot \cos 1^\circ 43'}{\sin (16^\circ 42' + 1^\circ 43')}$$

$$Fr_1 = 2833 \text{ N.}$$

34- Bileşke kuvvet

$$F_1 = \sqrt{Fu_1^2 + Fr_1^2} = \sqrt{(2162)^2 + (2833)^2}$$

$$F_1 = 3564 \text{ N.}$$

35- Sonsuz vida milinin sehimi

$$f_D = \frac{F_1 \cdot l_1^3}{48 E \cdot I}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 4^4}{64} = 12,56 \text{ cm}^4$$

$$E = 206000 \text{ N/mm}^2$$

$$f_D = \frac{3564 \cdot (220)^3}{48 \cdot 206000 \cdot 125600}$$

$$f_D = 0,031 \text{ mm.}$$

36- Eğilme sınır değeri

$$f_{D\text{SINIR}} = d_{m1} / 1000 = 65 / 1000$$

$$f_{D\text{SINIR}} = 0,065 \text{ mm.}$$

37- Eğilme emniyeti

$$S_D = f_{D\text{SINIR}} / f_D > 1$$

$$S_D = \frac{0,065}{0,031}$$

$$S_D = 2,1 > 1$$

E2.7- Örnek 7 (Hermann TRIER'den)

Stasyonær sonsuz vida mekanizması. Ventilatorlü ve sabit yükte çalışmaktadır.

$N_1 = 10 \text{ PS}$; $n_1 = 1440 \text{ d/d.}$; $Z_1 = 2$; $Z_2 = 45$; $L = Z_2 / Z_1 = 45 / 2 = n_1 / n_2 = 1440 / 64 = 22,5$. Sonsuz vida; iki ağızlı ve sağ, A-tipi, aksenel modül $m = 7,5 \text{ mm.}$; Aksenel kavrama açısı $\alpha = 20^\circ$; malzeme: 34CrMo4 (İslah çeliği)

Mekanizmanın boyutlandırılması ile gerekli kontrollerin yapılması istenmektedir.

1- Sonsuz vida;

$$\text{Ortalama dairesi çapı : } d_{m1} = 72 \text{ mm. } [m = (0,167 \dots 0,067) d_{m1} \approx 0,1 d_{m1} \text{ ortalama}]$$

$$\text{Dış başı " " : } d_{k1} = 72 + 2 \cdot 7,5 = 87 \text{ mm.}$$

$$\text{Taban " " : } d_{f1} = 72 - 2 \cdot 8,7 = 54,6 \text{ mm. (Baş boşluğu } 0,16 \cdot m)$$

2- Sonsuz vida çarkı;

$$\text{Malzeme : Cu-Sn Savurma döküm bronzu}$$

$$\text{Ortalama dairesi çapı : } d_{m2} = Z_2 \cdot m = 45 \cdot 7,5 = 337,5 \text{ mm.}$$

$$\text{Dış başı " " : } d_{k2} = 337,5 + 2 \cdot 7,5 = 352,5 \text{ mm.}$$

$$\text{Taban " " : } d_{f2} = 337,5 - 2 \cdot 8,7 = 320,1 \text{ mm.}$$

$$\text{Maksimum dış çap : } d_{a2} = d_{k2} + m = 352,5 + 7,5 = 360 \text{ mm.}$$

3- Eksenler arası mesafesi;

$$a = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2} = \frac{72 + 337,5}{2} = 204,75 \text{ mm.}$$

4- Çevre kuvveti;

$$U_1 = \frac{1,43 \cdot 10^6 \cdot N_1}{d_{m1} \cdot n_1} = \frac{1,43 \cdot 10^6 \cdot 10}{72 \cdot 1440} = 138 \text{ kp.}$$

5- Helis açısı;

$$\text{tg } \delta_m = \frac{Z_1 \cdot m}{d_{m1}} = 2 \cdot 7,5 / 72 = 0,20833$$

$$\delta_m = 11^\circ 46' = 11,766^\circ$$

6- Normal kavrama açısı;

$$\text{tg } \alpha_n = \text{tg } \alpha \cdot \text{Cos } \delta_m = \text{tg } 20^\circ \cdot \text{Cos } 11^\circ 46' = 0,356$$

$$\alpha_n = 19^\circ 36' = 19,6^\circ$$

7- Sürtünme açısı;

$$\text{tg } \rho = \mu = 0,03 \text{ (Kabül)}$$

$$\text{tg } \rho' = \mu' = \mu / \text{Cos } \alpha_n = 0,03 / \text{Cos } 19^\circ 36' = 0,03185$$

$$\rho' = 1^\circ 50' = 1,833^\circ$$

8- Mekanizmanın verimi;

$$\eta_s = \text{tg } \delta_m / \text{tg } (\delta_m + \rho') = \text{tg } 11^\circ 46' / \text{tg } (11^\circ 46' + 1^\circ 50')$$

$$\eta_s = 0,863$$

9- Toplam verim

$$\eta_g = \eta_s \cdot \eta_{L1} \cdot \eta_{L2}$$

$$\eta_g = 0,863 \cdot 0,98 = 0,846$$

10- Ortalama kayma hızı;

$$v_g = v_1 / \cos \gamma_m = \frac{d m_1 \cdot n_1}{19100 \cdot \cos \gamma_m} = \frac{72 \cdot 1440}{19100 \cdot \cos 11^\circ 46'} = 5,55 \text{ m/sn.}$$

11- Yağ viskozitesi

$$7,5^\circ E \approx 57 \text{ cSt (Cetvel E2.7-1)}$$

12- Sıcaklık emniyeti;

a) Toplam kayıp gücü

$$N_v = N_1 (1 - \eta_g) = 10 (1 - 0,846) = 1,54 \text{ PS.}$$

b) Soğutma gücü

$$N_{KL} \approx 0,48 (\alpha/100)^{1,8} [1 + 4,8 (n_1/1000)^{1,55}]$$

$$N_{KL} = 0,48 (204,75/100)^{1,8} [1 + 0,355 (1440/1000)^{1,55}]$$

$$N_{KL} = 2,84 \text{ PS.}$$

c) Sıcaklık sınır gücü

$$N_{IT} = \frac{N_{KL}}{1 - \eta_g} = \frac{2,84}{1 - 0,846} = 18,45 \text{ PS.}$$

d) Sıcaklık emniyeti

$$S_T = N_{IT} / N_1 = \frac{N_{KL}}{N_1 (1 - \eta_g)} = \frac{2,84}{10 (1 - 0,846)}$$

$$S_T = 1,845 > 1 \text{ (Uygun)}$$

Zorlanma		Çevre Hızı v [m/sn.]						
		...0,5	... 1,0	... 2,5	... 5	...12,5	... 25	25 üzerinde
Sürekli	$^\circ E$	20	15	10,5	7,8	5,7	4	3
	cSt	152	114	80	59	43	29,5	21
Arasıra	$^\circ E$	34	29	19	13	9	7,5	4,2
	cSt	260	220	145	99	68	57	31
Arasıra kuvvetli	$^\circ E$	60	46	33	22	15	11	-
	cSt	456	356	250	167	114	89,5	-

Cetvel E2.7-1 - $50^\circ C$ da ki viskozite değerleri. E: Engler, cSt: Santistok

13- Yüzey aşınma emniyeti;

a) Yüzey emniyet basıncı

$$k_{em} = \frac{3,93 \cdot k_{sınır}}{3,93 + v_g}$$

$$k_{sınır} = 0,47 \text{ kp/mm}^2 \text{ (Cetvel 10.1 } k_0 = k_{sınır})$$

$$k_{em} = \frac{3,93 \cdot 0,47}{3,93 + 5,55} = 0,195 \text{ kg/mm}^2$$

b) Çevre kuvveti

$$U_2 = \frac{1,43 \cdot 10^6 \cdot N_1 \cdot \eta}{n_2 \cdot d m_2} \cdot \eta_g = \frac{1,43 \cdot 10^6 \cdot 10}{64 \cdot 337,5} \cdot 0,846 = 560 \text{ kp.}$$

c) Form faktörü

$$q = 0,32 \text{ (Cetvel 20.6 } q = q_5)$$

d) Yüzey aşınma emniyeti

$$S_F = \frac{k_{em} \cdot d m_1 \cdot d m_2}{U_2} \cdot q = \frac{0,195 \cdot 72 \cdot 337,5}{560} \cdot 0,32 = 2,7$$

e) Yüzey sınır gücü

$$N_{2sınır} = \frac{k_{em} \cdot d m_1 \cdot d m_2^2 \cdot n_2}{1,43 \cdot 10^6} \cdot q = \frac{0,195 \cdot 72 \cdot (337,5)^2 \cdot 64}{1,43 \cdot 10^6} \cdot 0,32$$

$$N_{2sınır} = 22,9 \text{ PS. veya}$$

$$N_{2sınır} = N_1 \cdot \eta_g \cdot S_F = 10 \cdot 0,846 \cdot 2,7 \approx 22,9 \text{ PS.}$$

14- Sonsuz vida milinin eğilmeye karşı emniyeti

Sonsuz vida, mili ile tek parça ve simetrik yataklanmış. Yatak aralığı,

$$l_1 \approx 1,5 \cdot \alpha = 1,5 \cdot 204,75 \approx 300 \text{ mm.}$$

a) Sonsuz vida milinin sehimi

$$f \approx \frac{P_1 \cdot l_1^3}{48 \cdot E \cdot I} = \frac{P_1 \cdot l_1^3 \cdot 64}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot d_f^4 \cdot \pi} = \frac{P_1 \cdot l_1^3}{5 \cdot 10^4 \cdot d_f^4}$$

b) Bileşke kuvvet

$$P_1 = U_1 \sqrt{\left(\frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } \delta_m}\right)^2 + 1}$$

c) Eğilme sınır değeri

$$f_{\text{sınır}} \leq \frac{d_m}{1000}$$

d) Eğilme emniyeti

$$S_{BS} = \frac{f_{\text{sınır}}}{f} = \frac{d_m \cdot d_f^4 \cdot 5 \cdot 10^4}{1000 \cdot l_1^3 \cdot U_1 \sqrt{(\text{tg } \alpha / \text{tg } \delta_m)^2 + 1}}$$

$$S_{BS} = \frac{72 \cdot (54,6)^4 \cdot 5 \cdot 10^4}{1000 \cdot (300)^3 \cdot 138 \cdot \sqrt{(\text{tg } 20^\circ / \text{tg } 11^\circ 46')^2 + 1}}$$

$$S_{BS} = 4,265 > 1 \text{ Uygun}$$

15- Çark da, dişin kırılmaya karşı emniyeti

$$S_{BR} = \frac{m_n \cdot \pi \cdot b \cdot C_{\text{sınır}}}{U_2} = \frac{m \cdot \pi \cdot b \cdot C_{\text{sınır}} \cdot \cos \delta_m}{U_2} \geq 1,0 \dots 2,0$$

$$b \approx 0,8 d_m = 0,8 \cdot 72 \approx 58 \text{ mm.}$$

$$C_{\text{sınır}} = 2,4 \text{ kp/mm}^2 \text{ (Cetvel 21-1)}$$

$$S_{BR} = \frac{7,5 \cdot \pi \cdot 58 \cdot 2,4 \cdot \cos 11^\circ 46'}{560} = 5,74 > 1$$

EK 2-8 - Örnek 8 (DUDLEY/WINTER'dan)

Silindirik sonsuz vida mekanizmasında (Profil kaydırmaz); Sonsuz vidanın ağız sayısı $Z_1=5$, Çarkın diş sayısı $Z_2=52$, Sonsuz vidanın aksenal modülü = çarkın alın modülü $m_a=8$, Sonsuz vidanın helis açısı $\gamma_0=25^\circ$, eksenler arası açı $\delta_A=90^\circ$, yan boşluk $S_n=0,18$, disk freze veya taş diskinin yan yüzeylerinin açısı - basınç açısı - $\alpha_w=25^\circ$ (Cetvel 14.3), sonsuz vida: K-tipi (Şekil I.9-c), Çark konstrüksiyonu: A (Şekil 14.2) olduğuna göre mekanizmanın boyutlandırılması istenmektedir.

1- Çaplar

$$d_{o2} = m_a \cdot Z_2 = 8 \cdot 52 = 416 \text{ mm.}$$

$$d_{o1} = m_a \cdot Z_1 / \text{tg } \gamma_0 = 8 \cdot 5 / \text{tg } 25^\circ = 85,78 \text{ mm.}$$

2- Aksenal hatve

$$t_a = m_a \cdot \pi = 8 \cdot \pi = 25,1327 \text{ mm.}$$

3- Normal hatve

$$t_n = t_a \cdot \cos \gamma_0 = 25,1327 \cdot \cos 25^\circ = 22,7780 \text{ mm.}$$

4- Normal modül

$$m_n = m_a \cdot \cos \gamma_0 = 8 \cdot \cos 25^\circ = 7,2505 \text{ mm}$$

5- Eksenler arası mesafesi

$$\alpha = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{m_a}{2} \left(\frac{Z_1}{\text{tg } \gamma_0} + Z_2 \right)$$

$$\alpha = \frac{85,78 + 416}{2} = 250,89 \text{ mm.}$$

6- Diş kalınlığı (normal kesitte)

Toplam yan boşluk, sonsuz vida dış kalınlığına verilirse çarkın dış kalınlığı da teorik ölçüde kalır

$$S_{n01} = m_n \cdot \pi/2 - S_n = \frac{7,2505 \cdot \pi}{2} - 0,18 = 11,209 \text{ mm.}$$

$$S_{n02} = m_n \cdot \pi/2 = 7,2505 \cdot \pi/2 = 11,389 \text{ mm.}$$

7- Dışın yay kırışı kalınlığı (Şekil E2.8.1)

a) Çark'ta;

$$\bar{S}_{n02} = d_{n02} \cdot \sin \gamma_n. \quad (E2.8.1)$$

d_{n02} - Çarkın normal kesitteki yuvarlanma daireesi çapı.

$$d_{n02} = d_{02} / \cos^2 \gamma_0 \quad (\text{Eşitlik 22/7})$$

$$\gamma_{n2} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{S_{n02}}{d_{n02}} \quad (E2.8/2)$$

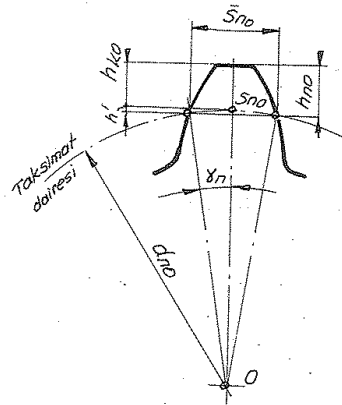
$$d_{n02} = 416 / \cos^2 25^\circ = 506,4562 \text{ mm.}$$

$$\gamma_{n2} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{11,389}{506,4562} = 1,2884^\circ$$

$$\bar{S}_{n02} = 506,4562 \cdot \sin 1,2884 = 11,388 \text{ mm.}$$

$$\bar{S}_{n02} = S_{n02} - \frac{(S_{n02})^3}{6 \cdot d_{n02}^2} = S_{n02} - \frac{(S_{n02})^3}{6 \cdot d_{02}^2} \cdot \cos^4 \gamma_0 \quad (E2.8/3)$$

$$\bar{S}_{n02} = 11,389 - \frac{(11,389)^3}{6 \cdot (416)^2} \cdot \cos^4 25^\circ = 11,389 - 0,001 = 11,388$$



Şekil E2.8.1- Yay kırışı boyutları. h_{k0} : Baş yüksekliği; h_{n0} : Kiriş üzerindeki baş yüksekliği; h' : Yay yüksekliği; \bar{S}_{n0} : Yay kırışı kalınlığı; S_{n0} : Dış kalınlığı.

b) Sonsuz vida da;

$$d_{n01} = \frac{m_n \cdot Z_1 \cdot \sin \gamma_0}{\tan \gamma_0} = \frac{m_n \cdot \cos \gamma_0 \cdot (Z_1 / \cos^3 \gamma_0)}{\tan \gamma_0}$$

$$d_{n01} = \frac{m_n \cdot Z_1}{\tan \gamma_0 \cdot \cos^2 \gamma_0} \quad (E2.8/4)$$

$$d_{n01} = \frac{8 \cdot 5}{\tan 25^\circ \cdot \cos^2 25^\circ} = 104,4326 \text{ mm.}$$

$$\gamma_{n1} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{S_{n01}}{d_{n01}} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{11,389}{104,4326} = 6,2484^\circ$$

$$\bar{S}_{n01} = d_{n01} \cdot \sin \gamma_{n1} = 104,4326 \cdot \sin 6,2484^\circ = 11,3664 \text{ mm}$$

Yan boşluk düşünülürse;

$$\bar{S}_{n01} = 11,3664 - 0,18 \cdot \cos \alpha_{n0} = 11,3664 - 0,18 \cdot \cos 25^\circ$$

$$\bar{S}_{n01} = 11,203 \text{ mm. } (\alpha_{n0} = 25^\circ \text{ alınmıştır.})$$

8- Yay kırışı max. yüksekliği (Yay kırışına karşılık gelen h_{n0} yüksekliği)

a) Çark'ta;

$$h_{n02} = h_{k02} + h'_2 \quad (E2-8/5)$$

$$h_{k01} = h_{k02} = 0,9 \cdot m_n \quad (\text{Çetvel 14.3})$$

$$h_{k01} = h_{k02} = 0,9 \cdot 7,2505 = 6,525 \text{ mm.}$$

$$h'_2 = \frac{d_{n02}}{2} \cdot (1 - \cos \delta_{n2}) \quad (E2-8/6)$$

$$h'_2 = \frac{506,4562}{2} \cdot (1 - \cos 1,2884^\circ) = 0,0640 \text{ mm.}$$

$$h_{n02} = 6,525 + 0,0640 = 6,589 \text{ mm.}$$

$$h_{n02} = h_{k02} + \frac{(S_{n02})^2}{4 \cdot d_{n02}} = h_{k02} + \frac{(S_{n02})^2}{4 \cdot d_{02}} \cos^2 \delta_0 \quad (E2-8/7)$$

$$h_{n02} = 6,525 + \frac{(11,389)^2}{4 \cdot 416} \cos^2 25^\circ = 6,525 + 0,0640 = 6,589 \text{ mm.}$$

b) Sonsuz vida da;

$$\sin \delta'_{n1} = \frac{S_{n01}/2}{d_{n01}} = \frac{11,203}{2 \cdot 104,4326} = 0,0536$$

$$\delta'_{n1} = 3,0747^\circ$$

$$h'_1 = \frac{d_{n01}}{2} (1 - \cos \delta'_{n1}) = \frac{104,4326}{2} (1 - \cos 3,0747^\circ) = 0,0752$$

$$h_{n01} = 6,525 + 0,0752 = 6,6002 \text{ mm.}$$

9- Normal kavrama açısı

$$\alpha_{n0} = \alpha_w - \Delta\alpha \quad (E2-8/8)$$

$\Delta\alpha$ - Kavrama açısındaki sapma

$$\Delta\alpha = \frac{5400 \cdot d_{01} \cdot \sin^3 \delta_0}{Z_1 (d_{bw} \cdot \cos^2 \delta_0 + d_{01})} \quad (E2-8/9)$$

d_{bw} - Sonsuz vida çarkı azdirmasının referans dairesi çapı

$$d_{bw} = d_{01} + d_{01} (0,030 - 0,028 \operatorname{tg} \delta_0) \frac{15,2}{t_a + 7,6} \quad (\text{Eşitlik 30/25})$$

$$d_{bw} = 85,78 + 85,78 (0,030 - 0,028 \operatorname{tg} 25^\circ) \frac{15,2}{25,1327 + 7,6}$$

$$d_{bw} = 86,4 \text{ mm.}$$

$$\Delta\alpha = \frac{5400 \cdot 85,78 \cdot \sin^3 25^\circ}{5 (86,4 \cos^2 25^\circ + 85,78)} = 44,61' = 44' 37''$$

$$\alpha_{n0} = 25^\circ - 44' 37'' = 24,2564^\circ = 24^\circ 15' 23''$$

10- Eksenel kavrama açısı

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \alpha_{n0} / \cos \delta_0 = \operatorname{tg} 24,2564^\circ / \cos 25^\circ = 0,4972$$

$$\alpha = 26,4358^\circ = 26^\circ 26' 09''$$

11- Çaplar

$$d_{k1} = d_{01} + 2 \cdot h_{k01} = 85,78 + 2 \cdot 6,525 = 98,83 \text{ mm.}$$

$$d_{k2} = d_{02} + 2 \cdot h_{k02} = 416 + 2 \cdot 6,525 = 429,05 \text{ mm.}$$

$$h_z = 2 \cdot m_n = 2 \cdot 7,2505 = 14,5 \text{ mm.} \quad (\text{Çetvel 14.3})$$

$$d_{f1} = d_{k1} - 2 \cdot h_z = 98,83 - 2 \cdot 14,5 = 69,83 \text{ mm.}$$

$$d_{f2} = d_{k2} - 2 \cdot h_z = 429,05 - 2 \cdot 14,5 = 400,05 \text{ mm.}$$

12- Sonsuz vidanın uzunluğu

$$L = 4 \cdot t_a + \Delta \ell$$

(E2-8/10)

$$m_n = 2,5 \text{ mm.} \quad \text{civarında} \quad \Delta \ell = 6 \text{ mm.}$$

$$m_n = 5 \text{ mm.} \quad \text{"} \quad \Delta \ell = 10 \text{ mm.}$$

$$L = 4 \cdot 25,1327 + 14$$

$$L = 114 \text{ mm.}$$

13- Çarkın genişliği

$$b = \sqrt{d_{k1}^2 - d_{m1}^2} \quad (\text{Şekil 14.2})$$

$$b = \sqrt{(98,83)^2 - (85,78)^2}$$

$$b = 49 \text{ mm.}$$

E2.9- Örnek 9 (Roloff / Matek'den)

Bir sonsuz vida mekanizmasında (Şekil E2.9.1); Sonsuz vida üstte ve yatay, eksenler arası açı $\Sigma = 90^\circ$, çıkış gücü $P_2 = 5 \text{ kw}$, devir sayıları: $n_1 = 960 \text{ d/d}$, $n_2 = 50 \text{ d/d}$, Tam yükte istenen ömür: $L_h = 10000 \text{ saat}$. İşletme yüzdesi: $ED \approx \% 30$ ve elektrik motoru (Çalışma şekli düzgün) ile tahrik edilmekte.

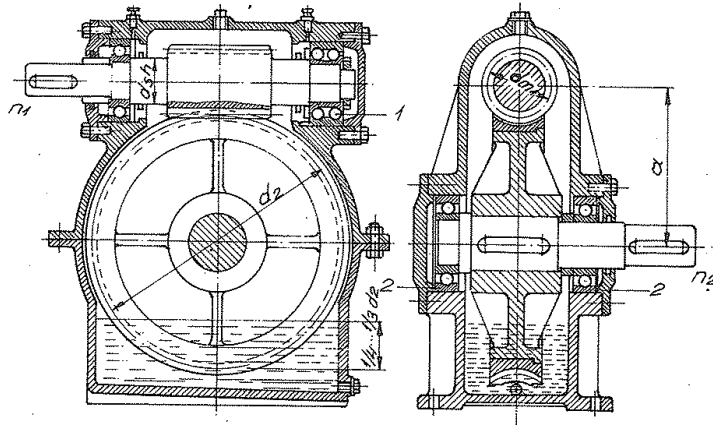
a- Mekanizmanın başlıca ölçülerinin hesaplanması

b- Sonsuz vida ve çark için uygun malzeme seçimi

c- Sıcaklık kontrolü

d- Sonsuz vida milinin eğilme kontrolü

istenmektedir.



Şekil E2.9.1- Ünlversal sonsuz vida mekanizması. Sonsuz vida üstte ve yatay

1°- Çevrim oranı

$$i = 960/50 = 19,2$$

2°- Sonsuz vidanın diş sayısı

$$Z_1 = 2 \text{ (Cetvel 7.4)}$$

3°- Çarkın diş sayısı

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 19,2 \cdot 2 = 38,4$$

$$Z_2 = 38 \text{ (Kabul)}$$

4°- Eksenler arası mesafesi

$$\alpha \approx 750 \sqrt[3]{T_2 / \sigma_{Hlim}^2} \approx 16 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot \sigma_{Hlim}^2}} \text{ (Eşitlik 25/10)}$$

σ_{Hlim} değeri belli değil, çünkü henüz çark malzemesi tesbit edilmedi. Öyleyse Cetvel 20.12 den tahminen, $\sigma_{Hlim} \approx 400 \text{ N/mm}^2$ ve malzeme çiftini de St/G-Cu Sn kabul edelim.

$$\alpha \approx 16 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{5}{50 \cdot (400)^2}} \approx 137 \text{ mm.}$$

$$\alpha = 140 \text{ mm. DIN 323, R20 (Cetvel E2.9.1)}$$

5°- Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı (Geçici)

$$d_{m1} \approx \psi_\alpha \cdot \alpha$$

$$\psi_\alpha = 0,5 \dots 0,3$$

$$d_{m1} = 0,35 \cdot 140 = 49 \text{ mm.}$$

6°- Çarkın taksimat dairesi çapı (Geçici)

$$d_2 = 2 \cdot \alpha - d_{m1} = 2 \cdot 140 - 49 = 231 \text{ mm.}$$

7° Modül

$$m = d_2 / z_2 = 234 / 38 \approx 6,1$$

$$m = m_x = 6,3 \text{ mm. DIN 780 (Cetvel 2.2)}$$

Temel seriler			
R5	R10	R20	R40
1,00	1,00	1,00	1,00
		1,12	1,12
		1,18	1,18
	1,25	1,25	1,25
		1,32	1,32
		1,40	1,40
1,60	1,60	1,60	1,60
		1,70	1,70
		1,80	1,80
	2,00	2,00	2,00
		2,12	2,12
		2,24	2,24
2,50	2,50	2,50	2,50
		2,65	2,65
		2,80	2,80
	3,15	3,15	3,15
		3,35	3,35
		3,55	3,55
4,00	4,00	4,00	4,00
		4,25	4,25
		4,50	4,50
	5,00	5,00	5,00
		5,30	5,30
		5,60	5,60
6,30	6,30	6,30	6,30
		6,70	6,70
		7,10	7,10
	8,00	8,00	8,00
		8,50	8,50
		9,00	9,00
10,00	10,00	10,00	10,00

Cetvel E2.9.1-Standard sayılar DIN 323. (Diğer standard sayılar yukarıdakileri 10, 100 veya 1000 ile çarpmakla elde edilir. Makine imalatında R10 ve R20 dizileri tercih edilir)

8° Çarkın taksimat dairesi çapı

$$d_2 = m \cdot z_2 = 6,3 \cdot 38 = 239,4 \text{ mm.}$$

9° Çarkın dış başı dairesi çapı

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 239,4 + 2 \cdot 6,3 = 252 \text{ mm.}$$

10° Çarkın taban dairesi çapı

$$d_{f2} \approx d_2 - 2,5 \cdot m = 239,4 - 2,5 \cdot 6,3 = 223,65 \text{ mm.}$$

$$d_{f2} = 224 \text{ mm. (Kabül)}$$

11° Maksimum dış çap

$$d_{e2} \approx d_{a2} + m = 252 + 6,3 = 258,3 \text{ mm.}$$

$$d_{e2} = 258 \text{ mm. (Kabül)}$$

12° Sonsuz vidanın taksimat dairesi çapı

$$d_{m1} = 2a - d_2 = 2 \cdot 140 - 239,4 = 40,6 \text{ mm.}$$

13° Sonsuz vidanın dış başı dairesi çapı

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot m = 40,6 + 2 \cdot 6,3 = 53,2 \text{ mm.}$$

14° Sonsuz vidanın taban dairesi çapı

$$d_{f1} \approx d_{m1} - 2,5 \cdot m = 40,6 - 2,5 \cdot 6,3 = 24,85 \text{ mm.} \approx 25 \text{ mm.}$$

15 - Sonsuz vidanın uzunluğu

$$b_1 \geq 2 \cdot m \sqrt{Z_2 + 1} = 2 \cdot 6,3 \sqrt{38 + 1} = 78,7 \text{ mm.} \approx 80 \text{ mm.}$$

16 - Çarkın genişliği

çark; GG veya Cu-Sn alaşımı ise

$$b_2 \approx 0,45 (d_{a1} + 4 \cdot m)$$

Çark; Hafif metal ise

$$b_2 \approx 0,45 (d_{a1} + 4 \cdot m) + 1,8 \cdot m$$

$$b_2 = 0,45 (53,2 + 4 \cdot 6,3) = 35,28 \text{ mm.} \approx 35 \text{ mm.}$$

17 - Helis açısı

$$\text{tg } \delta_m = \text{tg } \beta = Z_1 \cdot m / d_{m1} = 2 \cdot 6,3 / 40,6 = 0,3103$$

$$\delta_m = 17,24^\circ$$

b) Cetvel 24.1 den malzeme çiftini tahminen seçelim. Sonsuz vida: İslah çeliği, sertleştirilmiş ve taşlanmış. Çark: G-Cu Sn.

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_n}{Z_E \cdot Z_P \cdot \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3}} \geq S_{Hmin.} \quad (\text{Eşitlik 20/32})$$

$$S_B = \frac{U_{Lim} \cdot m \cdot b_2}{F_{U2} \cdot K_A} \geq S_{Bmin.} \quad (\text{Eşitlik 21/9})$$

Eşitlik 20/32 ve eşitlik 21/9 incelendiğinde görülür ki, maksada uygun çark malzemesi seçimi için en küçük σ_{Hlim} ve U_{Lim} mukavemet değerleri gerekli öyleyse;

$$Z_E = 152 \sqrt{N / \text{mm}^2} \quad (\text{Cetvel 20.12})$$

$$Z_P \approx 3,1. \quad d_{m1}/a = 40,6/140 = 0,29 \text{ için. (Şekil 20.6)}$$

$$Z_h \approx 1,02. \quad L_f = 10000 \text{ saat için. (Şekil 20.4)}$$

$$Z_n \approx 0,78. \quad n_2 = 960/38/2 = 50 \text{ d/d için. (Şekil 20.5)}$$

$$T_2 = 9550 \cdot P_2 / n_2 = 9550 \cdot 5 / 50 = 955 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$K_A = 1$$

$$\sigma_{Hlim} \geq \frac{S_{Hlim} \cdot Z_E \cdot Z_P}{Z_h \cdot Z_n} \cdot \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3}$$

$$\sigma_{Hlim} \geq \frac{(1 \cdot 1,3) \cdot 152 \cdot 3,1}{1,02 \cdot 0,78} \cdot \sqrt{1000 \cdot 955 \cdot 1 / (140)^3}$$

$$\sigma_{Hlim} \approx 350 \dots 450 \text{ N/mm}^2$$

$$U_{Lim} \geq \frac{F_{U2} \cdot K_A \cdot S_{Blim}}{m \cdot b_2}$$

$$F_{U2} = 2 \cdot T_2 / d_2 = 2 \cdot 955000 / 239,4 \approx 800 \text{ N}$$

$$U_{Lim} \geq \frac{8000 \cdot 1 \cdot (1 \cdot 1,3)}{6,3 \cdot 35}$$

$$U_{Lim} \approx 36 \dots 47 \text{ N/mm}^2$$

Cetvel 20.12 den; $\sigma_{Hlim} \geq 350 \dots 450 \text{ N/mm}^2$ ve $U_{Lim} \geq 36 \dots 47 \text{ N/mm}^2$ için çark malzemesi G-Cu Sn 10Zn seçilir. Bu malzemede; $\sigma_{Hlim} = 400 \text{ N/mm}^2$ ve $U_{Lim} = 165 \text{ N/mm}^2$ dir.

Cetvel 24.1 den, sonsuz vida malzemesi olarak da St 60 seçilir. (Sertleştirilmiş ve taşlanmış)

c) Sıcaklık emniyeti ($U_{max} \approx 80^\circ \text{C}$)

$$S_{23} = \left(\frac{\alpha}{100} \right)^2 \cdot \frac{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}{136 \cdot P_1} \geq 1$$

$$q_1 \approx 7,4. \quad n_1 = 960 \text{ d/d ve } ED = \% 30 \text{ için. (Şekil 13.7)}$$

$$q_2 \approx 0,7. \quad l = 960/50 = 19,2 \text{ için (Şekil 13.8)}$$

$\eta_3 \approx 1$. Sertleştirilmiş ve taşlamış çelik/Cu-Sn bronzu için. (Cetvel 13.5)

$\eta_4 \approx 0,8$. Sonsuz vida üstte (Cetvel 13.7)

$$P_1 = P_2 / \eta_g \quad \text{ve} \quad \eta_g = \eta_z \cdot \eta_L$$

Mekanizmanın verimi;

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg} (\gamma_m + \rho')} \quad \eta_L = \frac{\pi \cdot d_m \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 40,6 \cdot 960}{60000} \approx 2 \text{ m/sn.}$$

$$\rho' \approx 2^\circ \quad \eta_g = 2 \text{ m/sn. için (Cetvel 11.1)}$$

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} 17,24}{\operatorname{tg} (17,24 + 2)} = 0,89$$

Yatak verimi;

$$\eta_L = \eta_{L1} \cdot \eta_{L2}$$

Rulmanlı yatak; $\eta_{L1} = \eta_{L2} \approx 0,97$

Kaymalı yatak; $\eta_{L1} = \eta_{L2} \approx 0,94$

$$\eta_g = 0,89 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \approx 0,84$$

$$P_1 = 5 / 0,84 \approx 6 \text{ kW.}$$

$$S_D = \left(\frac{140}{10} \right)^2 \cdot \frac{7,4 \cdot 0,17 \cdot 1 \cdot 0,8}{136,6} \approx 1$$

d) Sonsuz vida milinin eğilme emniyeti

$$S_D = f_{Dem.} / f_{max.} \geq 1$$

$$f_{Dem.} \approx d_m / 1000 = 40,6 / 1000 = 0,0406 \text{ mm.}$$

Max. eğilme;

$$f_{max.} \approx \frac{F_1 \cdot \rho_1^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$F_1 = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{u1}^2}, \quad I \approx \pi \cdot d_m^4 / 64$$

Yatak açıklığı

$$\rho_1 \approx 1,5 \cdot \alpha = 1,5 \cdot 140 = 210 \text{ mm.}$$

$$F_{u1} = \frac{2000 \cdot T_1 \cdot (C_B)}{d_m}$$

$$T_1 = 9550 \cdot P_1 / n_1 = 9550 \cdot 6 / 960 \approx 60 \text{ N.m}$$

$$C_B = 1 \quad (\text{Şekil E2.9.2})$$

$$F_{u1} = 2000 \cdot 60 \cdot 1 / 40,6 \approx 3000 \text{ N.}$$

$$F_{r1} = \frac{F_{u1} \cdot \cos \rho' \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin (\gamma_m + \rho')} = \frac{3000 \cdot \cos 2^\circ \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\sin (17,24 + 2)} \approx 3300 \text{ N.}$$

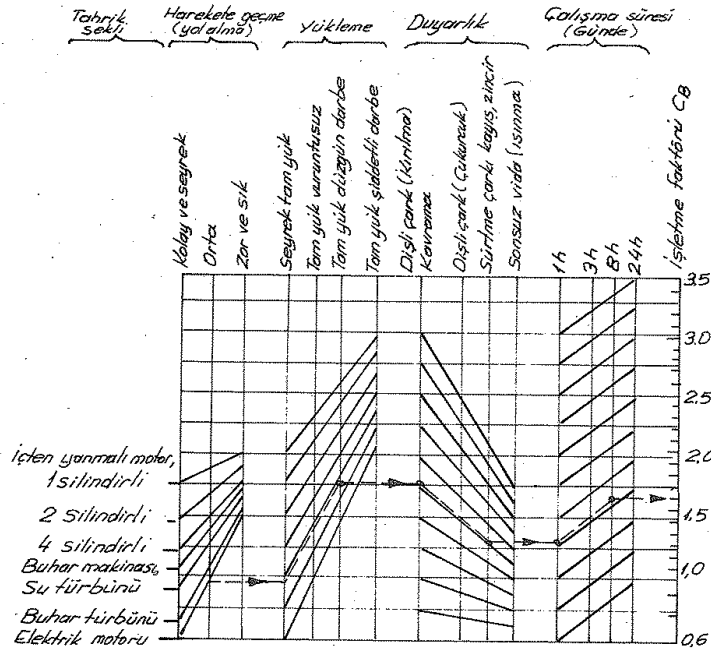
Eş değer kuvvet;

$$F_1 = \sqrt{(3300)^2 + (3000)^2} \approx 4500 \text{ N}$$

$$I = \pi \cdot (40,6)^4 / 64 = 133,4 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$$

$$f_{max.} = \frac{4500 \cdot (210)^3}{48 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 133,4 \cdot 10^3} = 0,031 \text{ mm.}$$

$$S_D = \frac{0,0406}{0,031} = 1,3$$



Sekil E2.9.2- Dişli çark, sürtme çarkı, kayış ve zincir mekanizmaları için işletme faktörü C_B . (Örnek: Tahrik eden elektrik motoru; harekete geeme durumu orta; tam yük, düzgün darbe; çalışma süresi günde 8 saat. Bir zincir mekanizması için işletme faktörü $C_B \approx 1.6$ bulunur.)

EK-3 - HESAPLAMALAR

Zonguldak lavvarında kullanılan sonsuz vida mekanizmasının hesapları aşağıdaki ifadelerden faydalanılarak yapılmıştır.

- 1- Aksenal modül (Eşitlik 4/7)
- 2- Çarkın taksimat dairesi çapı (Eşitlik E1.2/12)
- 3- Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı (Eşitlik E1.2/8)
- 4- Helis açısı (Eşitlik E1.2/23)
- 5- Sonsuz vidanın dış başı dairesi çapı (Eşitlik E1.2/10)
- 6- Çarkın dış başı dairesi çapı (Eşitlik E1.2/11)
- 7- Sonsuz vidanın taban dairesi çapı (Eşitlik E1.2/14)
- 8- Çarkın taban dairesi çapı (Eşitlik E1.2/15)
- 9- Max. dış çap (Eşitlik E1.2/13)
- 10- Sonsuz vidanın uzunluğu (Eşitlik E1.2/29)
- 11- Çarkın genişliği (Eşitlik E1.2/30)
- 12- Ortalama kayma hızı (Eşitlik E1.2/28)
- 13- Asgari sürtünme katsayısı (Şekil E1.4.2-b eğrisi)
- 14- Malzeme çifti faktörü;

Sonsuz vida; 16 Mn Cr 5, sertleştirilmiş ve taşlanmış (HRC=56...62)

Çark; GZ-Cu Sn 12 savurma döküm bronz, malzeme çiftinde

$$\gamma_w = 1 \text{ (Cetvel E1.4.2)}$$

- 15- U_{gm} / U_{Σ} oranı;

I- Sonsuz vidası ve $X \approx 0$ için

$$U_{gm} / U_{\Sigma} = 2,7 \text{ (Konu: E1.4-e)}$$

- 16- Pürüz derinlikleri

$$R_z = R_{z0} = 3 \mu\text{m} \text{ (Kabül)}$$

- 17- Sürtünme katsayısı (Eşitlik E1.4/11)
- 18- Sürtünme açısı (Konu: E1.4-d)
- 19- Mekanizmanın verimi (Eşitlik E1.4/7)
- 20- Dışteki güç kaybı (Eşitlik E1.4/5)
- 21- Viskozite

$$V_{50} = 175 \text{ mm}^2/\text{sn} \text{ (Kabül)}$$

- 22- Boşta çalışma kayıp gücü (Eşitlik E1.4/12)
- 23- Yatak yükünden meydana gelen kayıp güç (Eşitlik E1.4/15)
- 24- Toplam kayıp güç (Eşitlik E1.4/1)
- 25- Toplam verim (Eşitlik E1.4/2)
- 26- Karterdeki yağ sıcaklığı

$$U_L = 90^\circ\text{C} \text{ (Kabül)}$$

- 27- Ortam sıcaklığı

$$U_{ai} = 20^\circ\text{C} \text{ (Kabül)}$$

- 28- Cidar sıcaklığı sınır değeri (Eşitlik E1.6/3)
- 29- Soğutma yüzeyi alanı (Eşitlik E1.6/4 ve 6/5)
- 30- Isı iletim katsayısı (Eşitlik E1.6/6)
- 31- Isıya dönüşen güç kaybı (Eşitlik E1.6/2)
- 32- Sıcaklık emniyeti (Eşitlik E1.6/9)

33- Yüzey mukavemeti;

$$\sigma_{Lim.} = 425 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E1.4.2)}$$

34- Ömür faktörü- 25000 saat ömür için- (Eşitlik E1.7/5)

35- Değişken yük faktörü (Eşitlik E1.7/8)

36- Elastisite faktörü

$$Z_E = 147 \text{ (N/mm}^2)^{1/2} \text{ (Cetvel E1.4.2)}$$

37- Temas faktörü (Şekil E1.5.2)

38- Çarkın döndürme momenti (Eşitlik E1.5/3)

39- İşletme faktörü

$$K_A = 1 \text{ (Cetvel E1.5.1)}$$

40- Pitting'e karşı yüzey emniyeti (Eşitlik E1.7/11)

41- Çark da yük tekrür sayısı (Eşitlik E1.8/2)

42- Aşınma mukavemeti - $\Delta m_{Lim.}$ seçilerek- (Şekil E1.8.1)

43- Aşınma- çifti faktörü

$$W_p = 1 \text{ (Cetvel E1.8.1)}$$

44- Aşınma- pürüz faktörü (Eşitlik E1.8/8)

45- Karakteristik hız

$$U_{go} = 0,11 \text{ m/sn. (Cetvel E1.8.1)}$$

46- Aşınma- hız faktörü (Eşitlik E1.8/9)

47- Aşınmaya karşı emniyet (Eşitlik E1.8/11)

48- Çark malzemesinin yoğunluğu

$$\rho_{çark} = 8,8 \text{ mg/mm}^3 \text{ (Cetvel E1.8.1)}$$

49- Diş kalınlığı aşınması

$$\Delta s_n = 0,1 \text{ mn (Kabül)}$$

50- Aşınma miktarı (Eşitlik E1.8/7)

51- Çarkın diş dibi gerilmesi

$$\sigma_{Lim.} = 190 \text{ N/mm}^2 \text{ (Cetvel E1.4.2)}$$

52- Çarkın çevre kuvveti (Eşitlik E1.3/3)

53- Diş kırılma emniyeti (Eşitlik E1.9/2)

54- Toplam sehım (Eşitlik E1.10/5)

55- Eğilme sınır değeri (Eşitlik E1.10/6)

56- Eğilme emniyeti (Eşitlik E1.10/8)

57- Viskozite kontrolü

- Yağ viskozitesi (Eşitlik 23/9)
- Viskozite (Şekil 23.3)
- Viskozite klası (Şekil E2.5.1)
- Viskozite klasına tekabül eden viskozite (Cetvel E2.5.2)

58- Yan boşluk- Normal kesitte kavrama doğrusu üzerinde- Güç ileten mekanizmalarda. (Cetvel 28.1)

59- Eksenler arası mesafesi toleransları DIN 3964 js 8 (Cetvel 27.2 ve E1.12.1 ile eşitlik 27/2)

60- Semantasyon sertlik derinliği (Şekil 24.19)

Adı geçen bu hesaplar, « Hewlett Packard HP-41 CV mini kompütörde programlanarak yapılmıştır. »

44/3 (140)	10" (254)	9.58	0.75	4.29	7.9	8.1	0.31	20.3102		38.5	448.5	53.6	402.6	428.5	163.5	6.9	100.0	4.41	0.020	0.0349	0.083	0.507	2.9	2.663	17.5		0.310	0.286	0.097	218	130	169	61.25	2.620	0.020	0.010	1.92	3	1.68	1.41	0	0.04	0.01	0.01	1.5	KABUL	0.31/10.3	38	11/170
	12" (304.8)	11.55	11.5	50.5	103.6	9	0.34	18.1104		126.6	529	76	478.4	540.5	19.9	0.3	120	4.11	0.020	0.0349	0.083	0.507	2.9	2.663	17.5		0.310	0.286	0.097	218	130	169	61.25	2.620	0.020	0.010	1.92	3	1.68	1.41	0	0.04	0.01	0.01	1.5	KABUL	0.31/10.3	38	11/170
	14" (355.6)	13.53	13.5	59.4	117.2	9.68	0.39	18.0633		144.2	621	84.9	561.5	634.5	22.4	0.3	120	4.11	0.020	0.0349	0.083	0.507	2.9	2.663	17.5		0.310	0.286	0.097	218	130	169	61.25	2.620	0.020	0.010	1.92	3	1.68	1.41	0	0.04	0.01	0.01	1.5	KABUL	0.31/10.3	38	11/170
31/2 (15.5)	4" (101.6)	5.9	5.9	16.3	38.0	10.34	0.38	15.2127		40.5	176.0	26.18	161.8	181.3	7.5	36	73.0	1.54	0.033	0.0347	3.132	0.82	5.32	0.2816	17.5		0.0783	0.0380	0.0250	1103	130	169	61.25	0.0649	0.0238	0.0171	0.58	2.8	0.88	0.487	2	0.040	0.37	184.5	0.73	KULLANILMA- YALI			
	5" (127)	6.67	6.5	20.2	52.5	8	0.41	13.9020		58.2	185	36.2	143	170	7.1	37.6	1.68	0.033	0.0347	2.822	0.80	2.976	0.5758	17.5		0.0777	0.0389	0.025	300	130	169	61.25	0.0649	0.0238	0.0171	0.58	2.8	0.88	0.487	2	0.040	0.37	184.5	0.73	KULLANILMA- YALI				
	6.5" (165.1)	6.3	6.3	18.3	58.7	9.51	0.46	12.1448		71.3	207.9	42.58	180.8	214.2	9.0	47	2.03	0.029	0.0446	2.543	0.82	2.576	0.62	6.584	17.5		0.0743	0.0448	0.027	335	130	169	61.25	0.0649	0.0238	0.0171	0.58	2.8	0.88	0.487	2	0.040	0.37	184.5	0.73	KULLANILMA- YALI			
61/3 (20.33)	19" (481.0)	11.9	12	78.2	131.6	10.86	0.30	15.2999		155.6	786	162.8	763.2	769	236	95	73.0	5.21	0.018	0.0291	1.681	0.89	30.88	6.1743	17.5		0.3202	0.4402	0.136	234	130	169	61.25	6.7533	0.0218	0.0407	1.98	3.1	1.82	1.98	8	1.46	5.76	854.5	2.36				
	20" (508)	14.06	14	89.4	162	11.97	0.32	14.5363		140	882	128.4	820.4	896	278.5	113.3	73.0	4.83	0.0185	0.0304	1.742	0.89	5.996	6.363	17.5		0.3263	0.4538	0.136	234	130	169	61.25	6.7533	0.0218	0.0407	1.98	3.1	1.82	1.98	8	1.46	5.76	854.5	2.36				
	22" (558.8)	16.25	16.25	100.3	180.3	13.19	0.34	13.2475		115.25	891.75	142.55	835.05	912	280.5	110	73.0	5.84	0.017	0.0279	1.607	0.90	6.8865	6.7529	17.5		0.3279	0.4589	0.136	234	130	169	61.25	6.7533	0.0218	0.0407	1.98	3.1	1.82	1.98	8	1.46	5.76	854.5	2.36				
44/2 (20.8)	4" (101.6)	4.01	4	16.4	36.2	9.8	0.35	11.5346		47.2	172	29.6	134.4	176	6.5	30.3	1.93	0.029	0.0477	2.028	0.80	2.808	3.4352	17.5		0.107	0.0518	0.0387	333	130	169	61.25	0.0649	0.0238	0.0171	0.58	2.8	0.88	0.487	2	0.040	0.37	184.5	0.73	KULLANILMA- YALI				
	5" (127)	5.04	5	20.5	4.9	9.8	0.38	11.5346		59	215	37	193	220	8.1	38	1.93	0.025	0.0477	2.028	0.80	3.48	0.4423	17.5		0.1068	0.0796	0.0767	308	130	169	61.25	0.0649	0.0238	0.0171	0.58	2.8	0.88	0.487	2	0.040	0.37	184.5	0.73	KULLANILMA- YALI				
	6" (152.4)	6.08	6	24.6	58.8	9.9	0.40	11.5346		70.6	285	44.2	231.6	244	9.0	43.4	1.93	0.029	0.0446	2.043	0.81	5.82	0.5268	17.5		0.1078	0.1037	0.1482	481	130	169	61.25	0.0649	0.0238	0.0171	0.58	2.8	0.88	0.487	2	0.040	0.37	184.5	0.73	KULLANILMA- YALI				
10" (254)	9" (228.6)	9.23	9.25	37.6	77.85	8.02	0.34	13.3511		36.45	397.75	53.75	359.05	407	180	66	73.0	3.44	0.0225	0.0370	2.179	0.84	1.7634	17.5		0.1075	0.1037	0.1482	360	130	169	61.25	0.0649	0.0238	0.0171	0.58	2.8	0.88	0.487	2	0.040	0.37	184.5	0.73	KULLANILMA- YALI				
	10" (254)	10.23	10.25	42.0	87.75	8.56	0.34	13.1485		108.25	440.75	63.15	383.65	431	166	73.6	73.0	3.82	0.0225	0.0370	2.179	0.84	1.84	1.7512	17.5		0.1089	0.2663	0.1058	362	130	169	61.25	0.0649	0.0238	0.0171	0.58	2.8	0.88	0.487	2	0.040	0.37	184.5	0.73	KULLANILMA- YALI			
	12" (304.8)	12.39	12.5	51.2	107.1	7.76	0.32	14.4388		122.1	532.5	67.1	482.5	550	202.5	84.5	73.0	3.83	0.022	0.0361	2.073	0.84	11.00	1.7305	17.5		0.1113	0.2682	0.107	383	130	169	61.25	0.0649	0.0238	0.0171	0.58	2.8	0.88	0.487	2	0.040	0.37	184.5	0.73	KULLANILMA- YALI			

EK-4- TABLOLAR

E4.1-Error fonksiyon - Gauss hata fonksiyonu - (Cetvel E4.1.1)

$$G(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-\eta^2} d\eta = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_{-x}^0 e^{-\eta^2} d\eta$$

x	G(x)	x	G(x)	x	G(x)	x	G(x)	x	G(x)
0.00	0.00000	0.50	0.52050	1.00	0.84270	1.50	0.96611	2.00	0.99532 23
0.01	0.01128	0.51	0.52924	1.01	0.84681	1.51	0.96728	2.02	0.99571 95
0.02	0.02256	0.52	0.53790	1.02	0.85084	1.52	0.96841	2.04	0.99608 58
0.03	0.03384	0.53	0.54646	1.03	0.85478	1.53	0.96952	2.06	0.99642 35
0.04	0.04511	0.54	0.55494	1.04	0.85865	1.54	0.97059	2.08	0.99673 44
0.05	0.05637	0.55	0.56332	1.05	0.86244	1.55	0.97162	2.10	0.99702 05
0.06	0.06762	0.56	0.57162	1.06	0.86614	1.56	0.97263	2.12	0.99728 36
0.07	0.07886	0.57	0.57982	1.07	0.86977	1.57	0.97360	2.14	0.99752 53
0.08	0.09008	0.58	0.58792	1.08	0.87333	1.58	0.97455	2.16	0.99774 72
0.09	0.10128	0.59	0.59594	1.09	0.87680	1.59	0.97546	2.18	0.99795 06
0.10	0.11246	0.60	0.60386	1.10	0.88021	1.60	0.97635	2.20	0.99813 72
0.11	0.12362	0.61	0.61168	1.11	0.88353	1.61	0.97721	2.22	0.99830 79
0.12	0.13476	0.62	0.61941	1.12	0.88679	1.62	0.97804	2.24	0.99846 42
0.13	0.14587	0.63	0.62705	1.13	0.88997	1.63	0.97884	2.26	0.99860 71
0.14	0.15695	0.64	0.63459	1.14	0.89308	1.64	0.97962	2.28	0.99873 77
0.15	0.16800	0.65	0.64203	1.15	0.89612	1.65	0.98038	2.30	0.99885 68
0.16	0.17901	0.66	0.64938	1.16	0.89910	1.66	0.98110	2.32	0.99896 55
0.17	0.18999	0.67	0.65663	1.17	0.90200	1.67	0.98181	2.34	0.99906 46
0.18	0.20094	0.68	0.66378	1.18	0.90484	1.68	0.98249	2.36	0.99915 48
0.19	0.21184	0.69	0.67084	1.19	0.90761	1.69	0.98315	2.38	0.99923 69
0.20	0.22270	0.70	0.67780	1.20	0.91031	1.70	0.98379	2.40	0.99931 15
0.21	0.23352	0.71	0.68467	1.21	0.91296	1.71	0.98441	2.42	0.99937 93
0.22	0.24430	0.72	0.69143	1.22	0.91553	1.72	0.98500	2.44	0.99944 08
0.23	0.25502	0.73	0.69810	1.23	0.91805	1.73	0.98558	2.46	0.99949 66
0.24	0.26570	0.74	0.70468	1.24	0.92051	1.74	0.98613	2.48	0.99954 72
0.25	0.27633	0.75	0.71116	1.25	0.92290	1.75	0.98667	2.50	0.99959 30
0.26	0.28690	0.76	0.71754	1.26	0.92524	1.76	0.98719	2.55	0.99968 93
0.27	0.29742	0.77	0.72382	1.27	0.92751	1.77	0.98769	2.60	0.99976 40
0.28	0.30788	0.78	0.73001	1.28	0.92973	1.78	0.98817	2.65	0.99982 15
0.29	0.31828	0.79	0.73610	1.29	0.93190	1.79	0.98864	2.70	0.99986 57
0.30	0.32863	0.80	0.74210	1.30	0.93401	1.80	0.98909	2.75	0.99989 94
0.31	0.33891	0.81	0.74800	1.31	0.93606	1.81	0.98952	2.80	0.99992 50
0.32	0.34913	0.82	0.75381	1.32	0.93807	1.82	0.98994	2.85	0.99994 43
0.33	0.35928	0.83	0.75952	1.33	0.94002	1.83	0.99035	2.90	0.99995 89
0.34	0.36936	0.84	0.76514	1.34	0.94191	1.84	0.99074	2.95	0.99996 98
0.35	0.37938	0.85	0.77067	1.35	0.94376	1.85	0.99111	3.00	0.99997 70925
0.36	0.38933	0.86	0.77610	1.36	0.94556	1.86	0.99147	3.10	0.99998 83513
0.37	0.39921	0.87	0.78144	1.37	0.94731	1.87	0.99182	3.20	0.99999 39742
0.38	0.40901	0.88	0.78669	1.38	0.94902	1.88	0.99216	3.30	0.99999 69423
0.39	0.41874	0.89	0.79184	1.39	0.95067	1.89	0.99248	3.40	0.99999 84780
0.40	0.42839	0.90	0.79691	1.40	0.95229	1.90	0.99279	3.50	0.99999 92569
0.41	0.43797	0.91	0.80188	1.41	0.95385	1.91	0.99300	3.60	0.99999 96441
0.42	0.44747	0.92	0.80677	1.42	0.95538	1.92	0.99338	3.70	0.99999 98328
0.43	0.45689	0.93	0.81156	1.43	0.95686	1.93	0.99366	3.80	0.99999 99430
0.44	0.46623	0.94	0.81627	1.44	0.95830	1.94	0.99392	3.90	0.99999 99652
0.45	0.47548	0.95	0.82089	1.45	0.95970	1.95	0.99418	4.00	0.99999 99845
0.46	0.48466	0.96	0.82542	1.46	0.96105	1.96	0.99448	4.20	0.99999 99971
0.47	0.49375	0.97	0.82987	1.47	0.96237	1.97	0.99466	4.40	0.99999 99995
0.48	0.50275	0.98	0.83423	1.48	0.96365	1.98	0.99480	4.60	0.99999 99999
0.49	0.51167	0.99	0.83851	1.49	0.96490	1.99	0.99511	∞	1.00000

Cetvel E4.1.1

E4.2- Basınç ve gerilme birimleri arasındaki bağıntılar (Çetvel E4.2.1)

	1 N/mm^2	$1 \text{ bar} = 10^6 \text{ dyn/cm}^2$	$1 \mu\text{bar} = 1 \text{ dyn/cm}^2$	1 kgf/m^2 = 1 mm su sütunu	1 atm. (Normal Atmosfer)	1 torr	1 at. (Teknik Atmosfer)	1 kcal/m^3	$1 \text{ lb/in}^2 = 1 \text{ psi}$
1 N/m^2	1	10^{-5}	10	$102 \cdot 10^{-1}$	$0,987 \cdot 10^{-5}$	$0,750 \cdot 10^{-2}$	$102 \cdot 10^{-5}$	$2,389 \cdot 10^{-4}$	$1450 \cdot 10^{-4}$
$1 \text{ bar} = 10^6 \text{ dyn/cm}^2$	10^5	1	10^6	$102 \cdot 10^4$	0,987	750,06	102	2389	1450
$1 \mu\text{bar} = 1 \text{ dyn/cm}^2$	10^{-1}	10^{-6}	1	$102 \cdot 10^{-2}$	$0,987 \cdot 10^{-6}$	$0,750 \cdot 10^{-3}$	$102 \cdot 10^{-6}$	$2,389 \cdot 10^{-3}$	$1450 \cdot 10^{-5}$
1 kgf/m^2 = 1 mm su sütunu	9,807	$9,807 \cdot 10^{-5}$	98,07	1	$0,968 \cdot 10^{-4}$	$0,736 \cdot 10^{-1}$	10^{-4}	$2,343 \cdot 10^{-3}$	$14,22 \cdot 10^{-3}$
1 atm (Normal Atmosfer)	$1,013 \cdot 10^5$	1,013	$1,013 \cdot 10^6$	$1,033 \cdot 10^4$	1	760	1,033	24,21	14,7
1 torr	$1,333 \cdot 10^2$	$1,333 \cdot 10^{-3}$	$1,333 \cdot 10^3$	13,6	$1,316 \cdot 10^{-3}$	1	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$3,185 \cdot 10^{-2}$	$1,934 \cdot 10^{-2}$
1 at (Teknik Atmosfer)	$9,807 \cdot 10^4$	0,981	$9,807 \cdot 10^5$	10^4	0,968	735,6	1	23,43	14,7
1 kcal/m^3	$0,419 \cdot 10^4$	$0,419 \cdot 10^{-1}$	$0,419 \cdot 10^5$	$0,427 \cdot 10^3$	$0,413 \cdot 10^{-1}$	31,39	$0,427 \cdot 10^1$	1	0,507
$1 \text{ lb/in}^2 = 1 \text{ psi}$	$0,689 \cdot 10^4$	$0,689 \cdot 10^{-1}$	$0,689 \cdot 10^5$	$0,703 \cdot 10^3$	$0,681 \cdot 10^{-1}$	51,72	$0,703 \cdot 10^1$	1,647	1

Çetvel E4.2.1

E4.3- Enerji birimi arasındaki bağıntılar (Çetvel E4.3.1)

	1 J	1 W s	1 kWh	1 Nm	1 VA s	$1 \text{ kg m}^2/\text{s}^2$	1 erg	1 kgf m	1 kcal	1 eV	1 beygir gücü saat
1 J	1	1	$\frac{1}{0,278 \cdot 10^{-6}} = \frac{1000 \cdot 3600}{0,278 \cdot 10^{-6}}$	1	1	1	10^7	$\frac{1}{9,81} = \frac{1}{0,102}$	$\frac{1}{4187} = \frac{1}{0,239 \cdot 10^{-3}}$	$0,624 \cdot 10^{19}$	$\frac{1}{75 \cdot 9,81 \cdot 3600} = \frac{1}{0,378 \cdot 10^{-6}}$
1 W s	1	1	$\frac{1}{0,278 \cdot 10^{-6}} = \frac{1000 \cdot 3600}{0,278 \cdot 10^{-6}}$	1	1	1	10^7	$\frac{1}{9,81} = \frac{1}{0,102}$	$\frac{1}{4187} = \frac{1}{0,239 \cdot 10^{-3}}$	$0,624 \cdot 10^{19}$	$\frac{1}{75 \cdot 9,81 \cdot 3600} = \frac{1}{0,378 \cdot 10^{-6}}$
1 kWh	$\frac{10^3 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6} = \frac{10^3 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6}$	$\frac{10^3 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6} = \frac{10^3 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6}$	1	$\frac{1000 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6} = \frac{1000 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6}$	$\frac{1000 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6} = \frac{1000 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6}$	$\frac{1000 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6} = \frac{1000 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6}$	$\frac{10^3 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6} = \frac{10^3 \cdot 3600}{3,6 \cdot 10^6}$	$\frac{427 \cdot 860}{0,367 \cdot 10^6} = \frac{860}{0,367 \cdot 10^6}$	$\frac{860}{0,86 \cdot 10^3} = \frac{860}{0,86 \cdot 10^3}$	$2,247 \cdot 10^{25}$	1,36
1 Nm	1	1	$\frac{1}{0,278 \cdot 10^{-6}} = \frac{1000 \cdot 3600}{0,278 \cdot 10^{-6}}$	1	1	1	10^7	$\frac{1}{9,81} = \frac{1}{0,102}$	$\frac{1}{4187} = \frac{1}{0,239 \cdot 10^{-3}}$	$0,624 \cdot 10^{19}$	$\frac{1}{75 \cdot 9,81 \cdot 3600} = \frac{1}{0,378 \cdot 10^{-6}}$
1 VA s	1	1	$\frac{1}{0,278 \cdot 10^{-6}} = \frac{1000 \cdot 3600}{0,278 \cdot 10^{-6}}$	1	1	1	10^7	$\frac{1}{9,81} = \frac{1}{0,102}$	$\frac{1}{4187} = \frac{1}{0,239 \cdot 10^{-3}}$	$0,624 \cdot 10^{19}$	$\frac{1}{75 \cdot 9,81 \cdot 3600} = \frac{1}{0,378 \cdot 10^{-6}}$
$1 \text{ kg m}^2/\text{s}^2$	1	1	$\frac{1}{0,278 \cdot 10^{-6}} = \frac{1000 \cdot 3600}{0,278 \cdot 10^{-6}}$	1	1	1	10^7	$\frac{1}{9,81} = \frac{1}{0,102}$	$\frac{1}{4187} = \frac{1}{0,239 \cdot 10^{-3}}$	$0,624 \cdot 10^{19}$	$\frac{1}{75 \cdot 9,81 \cdot 3600} = \frac{1}{0,378 \cdot 10^{-6}}$
1 erg	10^{-7}	10^{-7}	$\frac{10^{-7}}{0,278 \cdot 10^{-13}} = \frac{10^{-7}}{0,278 \cdot 10^{-13}}$	10^{-7}	10^{-7}	10^{-7}	1	$\frac{10^{-7}}{9,81} = \frac{10^{-7}}{0,102 \cdot 10^{-7}}$	$\frac{10^{-7}}{4187} = \frac{10^{-7}}{0,239 \cdot 10^{-3}}$	$0,624 \cdot 10^{12}$	$\frac{1}{75 \cdot 9,81 \cdot 3600} \cdot 10^{-7} = \frac{1}{0,378 \cdot 10^{-13}}$
1 kgf m	9,81	9,81	$\frac{1}{2,724 \cdot 10^{-6}} = \frac{1}{2,724 \cdot 10^{-6}}$	9,81	9,81	9,81	$9,81 \cdot 10^7$	1	$\frac{1}{2,342 \cdot 10^{-3}} = \frac{1}{2,342 \cdot 10^{-3}}$	$6,121 \cdot 10^{19}$	$\frac{1}{75 \cdot 3600} = \frac{1}{3,704 \cdot 10^{-6}}$
1 kcal	4186,8	4186,8	$\frac{1}{4,63 \cdot 10^{-3}} = \frac{1}{4,63 \cdot 10^{-3}}$	4186,8	4186,8	4186,8	$4,187 \cdot 10^{10}$	$\frac{427}{0,427 \cdot 10^3} = \frac{427}{0,427 \cdot 10^3}$	1	$2,613 \cdot 10^{22}$	$\frac{1}{632} = 1,581 \cdot 10$
1 eV	$1,602 \cdot 10^{-19}$	$1,602 \cdot 10^{-19}$	$0,445 \cdot 10^{-25} = \frac{1}{2,247 \cdot 10^{25}}$	$1,602 \cdot 10^{-19}$	$1,602 \cdot 10^{-19}$	$1,602 \cdot 10^{-19}$	$1,602 \cdot 10^{-12}$	$0,163 \cdot 10^{-19} = \frac{1}{6,121 \cdot 10^{19}}$	$0,383 \cdot 10^{-22} = \frac{1}{2,613 \cdot 10^{22}}$	1	$0,605 \cdot 10^{-25} = \frac{1}{1,647 \cdot 10^{25}}$
1 beygir gücü saat	$\frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6} = \frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6}$	$\frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6} = \frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6}$	$\frac{1}{0,735} = \frac{1}{0,735}$	$\frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6} = \frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6}$	$\frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6} = \frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6}$	$\frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6} = \frac{75 \cdot 9,81 \cdot 3600}{2,6478 \cdot 10^6}$	$\frac{75 \cdot 9,81 \cdot 10^7}{2,6478 \cdot 10^6} = \frac{75 \cdot 9,81 \cdot 10^7}{2,6478 \cdot 10^6}$	$\frac{75 \cdot 3600}{0,270 \cdot 10^6} = \frac{75 \cdot 3600}{0,270 \cdot 10^6}$	$\frac{632}{0,632 \cdot 10^3} = \frac{632}{0,632 \cdot 10^3}$	$1,653 \cdot 10^{25}$	1

Çetvel E4.3.1

E4-4- Güç birimleri arasındaki bağıntılar (Çetvel E4.4.1)

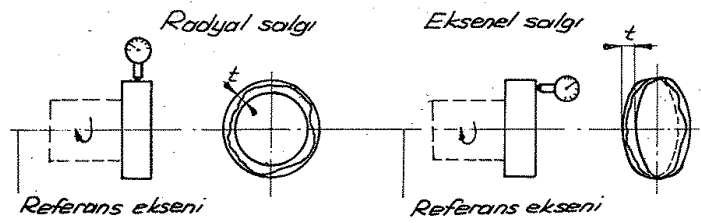
	1 J/s	1 W	1 kW	1 N m/s	1 kg m ² /s ²	1 erg/s	1 kgf m/s	1 kcal/s	1 Beygir gücü	1 eV/s
1 J/s	1	1	10 ⁻³	1	1	10 ⁷	$\frac{1}{9,81}$ =0,102	$\frac{1}{4186,8}$ =0,239·10 ⁻³	1,36·10 ⁻³	0,624·10 ¹⁹
1 W	1	1	10 ⁻³	1	1	10 ⁷	$\frac{1}{9,81}$ =0,102	$\frac{1}{4186,8}$ =0,239·10 ⁻³	1,36·10 ⁻³	0,624·10 ¹⁹
1 kW	10 ³	10 ³	1	10 ³	10 ³	10 ¹⁰	$\frac{1000}{9,81}$ =102	$\frac{1000}{4186,8}$ =0,239	1,36	0,624·10 ²²
1 N m/s	1	1	10 ⁻³	1	1	10 ⁷	$\frac{1}{9,81}$ =0,102	$\frac{1}{4186,8}$ =0,239·10 ⁻³	1,36·10 ⁻³	0,624·10 ¹⁹
1 kg m ² /s ²	1	1	10 ⁻³	1	1	10 ⁷	$\frac{1}{9,81}$ =0,102	$\frac{1}{4186,8}$ =0,239·10 ⁻³	1,36·10 ⁻³	0,624·10 ¹⁹
1 erg/s	10 ⁻⁷	10 ⁻⁷	10 ⁻¹⁰	10 ⁻⁷	10 ⁻⁷	1	$\frac{1}{9,81} \cdot 10^{-9}$ =0,102·10 ⁻⁷	$\frac{1}{4186,8} \cdot 10^{-9}$ =0,239·10 ⁻¹⁰	1,36·10 ⁻³	0,624·10 ¹²
1 kgf m/s	9,81	9,81	9,81·10 ⁻³	9,81	9,81	9,81·10 ⁷	1	$\frac{1}{427}$ =2,342·10 ⁻³	$\frac{1}{75}$ =13,33·10 ⁻³	6,122·10 ¹⁹
1 kcal/s	4186,5	4186,8	4,187	4186,8	4186,8	4,1868·10 ¹⁰	$\frac{426,93}{\approx 4,27}$	1	$\frac{3600}{632}$ =5,69	2,613·10 ²²
1 Beygir gücü	735,5	735,5	0,736	735,5	735,5	0,736·10 ¹⁰	75	$\frac{632}{3600}$ =0,176	1	4,591·10 ²¹
1 eV/s	1,602·10 ⁻¹⁹	1,602·10 ⁻¹⁹	1,602·10 ⁻²²	1,602·10 ⁻¹⁹	1,602·10 ⁻¹⁹	1,602·10 ⁻¹²	0,163·10 ⁻¹⁹	0,383·10 ⁻²²	2,178·10 ⁻²²	1

Çetvel E4.4.1

E4.5- Form (Şekil) Düzgünlüğü [27]

	Tolerans karakteristikleri	Sembol
Form (Şekil) Toleransları	Doğruluk	—
	Dairesellik	○
	Çizginin yanal toleransı	⊂
	Düzlemselik	□
	Silindiriklik	⊙
	Yüzeyin yanal toleransı	⊂
	Paralellik	
	Diklik	⊥
	Açısallık	∠
	Salgı	↗
Toleranslar	Konum	⊕
	Eş merkezlilik-eş eksenlilik	⊙
	Simetri	≡

Çetvel E4.5.1- Form toleransları sembolleri



Şekil E4.5.1- Salgi toleransı

		Eksenellik
		Simetri
		Radial Salgi
		Eksenel Salgi

Şekil E4.5.2- Form toleransları (Örnek)

UWT	Tolerans alanları 45 mm. nominal boyutları için 1/20									
	H8	Z8	X8	U8	H9	F7	F8	e8	d9	c9
+300	+14	+40	+34	-	-	-6	-6	-14	-20	-60
+200	0	+26	+20	-	-10	-16	-20	-28	-45	-85
+100	+18	+53	+46	-	0	0	10	20	30	70
0	+22	+74	+64	-	-18	-30	-28	-39	-60	-100
-100	0	+52	+42	-	-22	-36	-35	-47	-76	-116
-200	+27	+64	+50	-	0	0	16	32	50	95
-300	0	+104	+87	-	-27	-43	-43	-59	-93	-138
		+177	+60	-	0	0	20	40	65	110
		+191	+73	-	0	0	33	53	73	117
		+151	+88	+48	0	0	25	50	80	122
		+167	+119	+99	0	0	39	69	102	150
		+148	+112	+80	0	0	53	89	126	182
		+175	+136	+109	0	0	64	106	142	200
		+180	+136	+97	0	0	76	114	154	224
		+212	+172	+122	0	0	90	132	180	257
		+226	+192	+146	0	0	106	154	207	287
		+320	+256	+212	0	0	126	180	245	330
		+274	+210	+146	0	0	148	204	267	355
		+389	+312	+218	0	0	172	228	285	375
		+335	+268	+178	0	0	198	254	310	395
		+54	+364	+264	0	0	236	292	340	420
		0	+310	+210	0	0	264	320	360	440
		+63	+478	+373	0	0	292	348	380	460
		0	+415	+280	0	0	320	376	400	480
			+373	+273	0	0	348	404	420	500
			+310	+210	0	0	376	432	440	520
			+422	+308	0	0	404	460	460	540
			+330	+236	0	0	432	488	480	560
			+457	+330	0	0	460	516	500	580
			+385	+258	0	0	488	544	520	600
			+497	+356	0	0	516	572	540	620
			+425	+284	0	0	544	600	560	640
			+554	+396	0	0	572	628	580	660
			+475	+315	0	0	600	656	600	680
			+606	+437	0	0	628	684	620	700
			+585	+350	0	0	656	712	640	720
			+679	+479	0	0	684	740	660	740
			+524	+390	0	0	712	768	680	760
			+435	+305	0	0	740	796	700	780
			+587	+430	0	0	768	824	720	800
			+490	+340	0	0	796	852	740	820
			+637	+460	0	0	824	880	760	840
			+540	+350	0	0	852	908	780	860

1) DIN 7157 ye göre

Çizim E4.6.1-Devam.

UWT	Tolerans alanları 45 mm. nominal boyutları için 1/20									
	H9	x9	h9	hM	c11	zM	hH	d9	c11	a11
+300	+25	+45	-25	0	-60	-	0	90	-60	-270
+200	+30	+58	-30	0	-70	-	0	105	-70	-330
+100	+36	+70	-36	0	-80	-	0	120	-80	-390
0	+43	+83	-43	0	-95	-	0	135	-95	-450
-100	+52	+96	-52	0	-110	-	0	150	-110	-510
-200	+62	+119	-62	0	-130	-	0	165	-130	-570
-300	+74	+142	-74	0	-160	-	0	180	-160	-630
	+87	+165	-87	0	-190	-	0	195	-180	-690
	+100	+188	-100	0	-220	-	0	210	-210	-750
	+115	+211	-115	0	-250	-	0	225	-240	-810
	+130	+234	-130	0	-280	-	0	240	-270	-870
	+140	+257	-140	0	-310	-	0	255	-300	-930
	+155	+280	-155	0	-340	-	0	270	-330	-990
	+170	+303	-170	0	-370	-	0	285	-360	-1050
	+185	+326	-185	0	-400	-	0	300	-390	-1110
	+200	+349	-200	0	-430	-	0	315	-420	-1170
	+215	+372	-215	0	-460	-	0	330	-450	-1230
	+230	+395	-230	0	-490	-	0	345	-480	-1290
	+245	+418	-245	0	-520	-	0	360	-510	-1350
	+260	+441	-260	0	-550	-	0	375	-540	-1410
	+275	+464	-275	0	-580	-	0	390	-570	-1470
	+290	+487	-290	0	-610	-	0	405	-600	-1530
	+305	+510	-305	0	-640	-	0	420	-630	-1590
	+320	+533	-320	0	-670	-	0	435	-660	-1650
	+335	+556	-335	0	-700	-	0	450	-690	-1710
	+350	+579	-350	0	-730	-	0	465	-720	-1770
	+365	+602	-365	0	-760	-	0	480	-750	-1830
	+380	+625	-380	0	-790	-	0	495	-780	-1890
	+395	+648	-395	0	-820	-	0	510	-810	-1950
	+410	+671	-410	0	-850	-	0	525	-840	-2010
	+425	+694	-425	0	-880	-	0	540	-870	-2070
	+440	+717	-440	0	-910	-	0	555	-900	-2130
	+455	+740	-455	0	-940	-	0	570	-930	-2190
	+470	+763	-470	0	-970	-	0	585	-960	-2250
	+485	+786	-485	0	-1000	-	0	600	-990	-2310
	+500	+809	-500	0	-1030	-	0	615	-1020	-2370
	+515	+832	-515	0	-1060	-	0	630	-1050	-2430
	+530	+855	-530	0	-1090	-	0	645	-1080	-2490
	+545	+878	-545	0	-1120	-	0	660	-1110	-2550
	+560	+901	-560	0	-1150	-	0	675	-1140	-2610
	+575	+924	-575	0	-1180	-	0	690	-1170	-2670
	+590	+947	-590	0	-1210	-	0	705	-1200	-2730
	+605	+970	-605	0	-1240	-	0	720	-1230	-2790
	+620	+993	-620	0	-1270	-	0	735	-1260	-2850
	+635	+1016	-635	0	-1300	-	0	750	-1290	-2910
	+650	+1039	-650	0	-1330	-	0	765	-1320	-2970

Nominal boyut alanı mm.

1) DIN 7157 ye göre

Çizim E4.6.1-Devam

E4.7-150- Geçmeleri. Birim mil için geçmeler DIN 7155 (Çetvel E4.7.1)

Boyut farkları mikron metre ($\mu m = 1/1000$ mm olarak)

μm	Tolerans alanı									
	H5	T6	S6	R6	P6	M6	K6	J6	H6	G6
+150	0	18	14	10	6	4	2	0	0	0
+100	0	24	16	12	9	6	4	2	0	0
+50	0	28	18	14	10	7	5	3	0	0
0	0	34	20	15	11	8	5	3	0	0
-50	0	34	20	15	11	8	5	3	0	0
-100	0	41	25	18	13	9	6	4	0	0
-150	0	41	25	18	13	9	6	4	0	0
Tolerans alanı										
Seri 1)										
1 den										
3 e kadar										
3 den										
6 a kadar										
6 den										
10 a kadar										
10 den										
14 a kadar										
14 den										
18 a kadar										
18 den										
24 a kadar										
24 den										
30 a kadar										
30 den										
40 a kadar										
40 den										
50 a kadar										
50 den										
65 a kadar										
65 den										
80 a kadar										
80 den										
100 a kadar										
100 den										
120 a kadar										
120 den										
140 a kadar										
140 den										
160 a kadar										
160 den										
180 a kadar										
180 den										
200 a kadar										
200 den										
250 a kadar										
250 den										
315 a kadar										
315 den										
355 a kadar										
355 den										
400 a kadar										
400 den										
450 a kadar										
450 den										
500 a kadar										
500 den										
Nominal boyut alanı mm.										

Tolerans alanları 45 mm nominal boyut için çizilmiştir.

1) DIN 7157'ye göre Çetvel E4.7.1

μm	Tolerans alanı												
	H6	U7	S7	R7	P7	N7	M7	K7	J7	H7	G7	F7	F8
+150	0	18	14	10	6	4	2	0	0	0	0	0	0
+100	0	24	16	12	9	6	4	2	0	0	0	0	0
+50	0	28	18	14	10	7	5	3	0	0	0	0	0
0	0	34	20	15	11	8	5	3	0	0	0	0	0
-50	0	34	20	15	11	8	5	3	0	0	0	0	0
-100	0	41	25	18	13	9	6	4	0	0	0	0	0
-150	0	41	25	18	13	9	6	4	0	0	0	0	0
Tolerans alanı													
Seri 1)													
1 den													
3 e kadar													
3 den													
6 a kadar													
6 den													
10 a kadar													
10 den													
14 a kadar													
14 den													
18 a kadar													
18 den													
24 a kadar													
24 den													
30 a kadar													
30 den													
40 a kadar													
40 den													
50 a kadar													
50 den													
65 a kadar													
65 den													
80 a kadar													
80 den													
100 a kadar													
100 den													
120 a kadar													
120 den													
140 a kadar													
140 den													
160 a kadar													
160 den													
180 a kadar													
180 den													
200 a kadar													
200 den													
250 a kadar													
250 den													
315 a kadar													
315 den													
355 a kadar													
355 den													
400 a kadar													
400 den													
450 a kadar													
450 den													
500 a kadar													
500 den													
Nominal boyut alanı mm.													

Tolerans alanları 45 mm nominal boyut için çizilmiştir.

1) DIN 7157'ye göre Çetvel E4.7.1 - Devam

Tolerans alanları 25 mm nominal boyut için çizim

mm	ZCB	ZAB	ZB	UB	SB	HB	H9	F8	E8	D9
+300	0	-	-	-	-	1	-	1	-	-
+200	-14	-	-26	-20	-14	+14	+25	+20	+28	+45
+100	0	-	-40	-34	-28	0	0	0	+6	+14
0	-18	-	-53	-46	-37	+18	+30	+28	+38	+60
-100	0	-	-52	-42	-34	0	0	+10	+20	+30
-200	-22	-	-64	-56	-45	+22	+36	+35	+47	+76
-300	0	-	-54	-40	-28	+27	+43	+43	+59	+93
	-27	-	-77	-67	-55	0	0	+16	+32	+50
	-188	-	-103	-87	-68	+33	+52	+53	+73	+117
	-216	-	-119	-97	-78	0	0	+20	+40	+65
	-237	-	-141	-119	-98	+39	+62	+64	+89	+142
	-187	-	-114	-90	-70	0	0	+25	+50	+80
	-219	-	-136	-109	-82	+46	+74	+76	+106	+174
	-226	-	-152	-122	-93	0	0	+30	+60	+100
	-274	-	-188	-146	-102	+39	+62	+64	+85	+145
	-320	-	-256	-192	-125	+54	+87	+90	+126	+207
	-335	-	-278	-208	-142	0	0	+36	+72	+120
	-389	-	-342	-252	-174	+63	+100	+106	+148	+245
	-310	-	-210	-144	-99	0	0	+43	+85	+145
	-364	-	-264	-198	-133	+63	+100	+106	+148	+245
	-349	-	-249	-183	-122	0	0	+43	+85	+145
	-428	-	-348	-264	-198	+63	+100	+106	+148	+245
	-445	-	-380	-290	-213	0	0	+43	+85	+145
	-478	-	-433	-323	-243	0	0	+43	+85	+145
	-340	-	-210	-144	-99	0	0	+43	+85	+145
	-373	-	-243	-183	-122	0	0	+43	+85	+145
	-350	-	-236	-172	-114	0	0	+43	+85	+145
	-422	-	-308	-234	-162	+72	+115	+122	+172	+285
	-385	-	-258	-194	-130	0	0	+50	+100	+170
	-457	-	-338	-252	-182	0	0	+50	+100	+170
	-425	-	-287	-212	-152	0	0	+50	+100	+170
	-497	-	-356	-272	-202	0	0	+50	+100	+170
	-475	-	-315	-238	-172	+81	+130	+137	+191	+320
	-556	-	-396	-298	-228	0	0	+56	+110	+190
	-525	-	-350	-260	-190	0	0	+56	+110	+190
	-606	-	-437	-351	-267	+89	+140	+151	+214	+350
	-590	-	-420	-330	-258	0	0	+62	+125	+210
	-679	-	-515	-408	-328	0	0	+62	+125	+210
	-520	-	-350	-260	-190	+97	+155	+165	+232	385
	-597	-	-420	-330	-258	0	0	+68	+135	230
	-637	-	-467	-378	-308	0	0	+68	+135	230

Normal boyut alanı mm

1) DIN M57 ye göre

Cetvel E4.7.1 - Devam

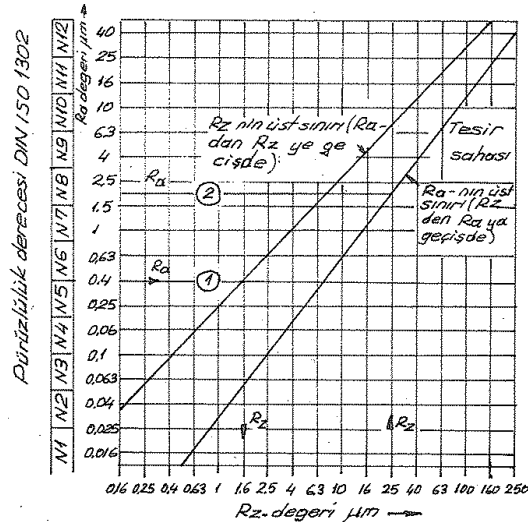
Tolerans alanları 63 mm nominal boyut için çizim

mm	h9	HB	H11	F8	E9	D10	CM	h11	R	H11	D10	CM	AM
+600	0	+14	+60	+20	+39	+60	+120	0	+60	+60	+120	+120	+330
+400	-25	0	0	0	+14	+20	+60	-60	0	+20	+60	+60	+270
+200	-30	0	+18	+28	+50	+78	+145	0	+75	+78	+145	+145	+345
0	-36	0	+22	+35	+67	+98	+170	0	+90	+98	+170	+170	+370
-200	-43	0	+27	+43	+75	+120	+205	0	+110	+120	+205	+205	+400
-400	-52	0	+33	+53	+92	+149	+240	0	+130	+149	+240	+240	+440
-600	-62	0	+39	+64	+112	+180	+290	0	+160	+180	+290	+290	+500
	-74	0	+46	+76	+134	+220	+330	0	+190	+220	+330	+330	+530
	-87	0	+54	+90	+159	+260	+390	0	+220	+260	+390	+390	+560
	-100	0	+63	+106	+185	+305	+440	0	+250	+305	+440	+440	+600
	-115	0	+72	+122	+215	+355	+500	0	+290	+355	+500	+500	+660
	-130	0	+81	+137	+240	+400	+550	0	+320	+400	+550	+550	+720
	-140	0	+89	+151	+265	+440	+600	0	+360	+440	+600	+600	+780
	-155	0	+97	+165	+290	+480	+650	0	+400	+480	+650	+650	+840
	-170	0	+106	+180	+315	+520	+700	0	+440	+520	+700	+700	+900
	-185	0	+115	+195	+340	+560	+750	0	+480	+560	+750	+750	+960
	-200	0	+124	+210	+365	+600	+800	0	+520	+600	+800	+800	+1020
	-215	0	+133	+225	+390	+640	+850	0	+560	+640	+850	+850	+1080
	-230	0	+142	+240	+415	+680	+900	0	+600	+680	+900	+900	+1140
	-245	0	+151	+255	+440	+720	+950	0	+640	+720	+950	+950	+1200
	-260	0	+160	+270	+465	+760	+1000	0	+680	+760	+1000	+1000	+1260
	-275	0	+169	+285	+490	+800	+1050	0	+720	+800	+1050	+1050	+1320
	-290	0	+178	+300	+515	+840	+1100	0	+760	+840	+1100	+1100	+1380
	-305	0	+187	+315	+540	+880	+1150	0	+800	+880	+1150	+1150	+1440
	-320	0	+196	+330	+565	+920	+1200	0	+840	+920	+1200	+1200	+1500
	-335	0	+205	+345	+590	+960	+1250	0	+880	+960	+1250	+1250	+1560
	-350	0	+214	+360	+615	+1000	+1300	0	+920	+1000	+1300	+1300	+1620
	-365	0	+223	+375	+640	+1040	+1350	0	+960	+1040	+1350	+1350	+1680
	-380	0	+232	+390	+665	+1080	+1400	0	+1000	+1080	+1400	+1400	+1740
	-395	0	+241	+405	+690	+1120	+1450	0	+1040	+1120	+1450	+1450	+1800
	-410	0	+250	+420	+715	+1160	+1500	0	+1080	+1160	+1500	+1500	+1860
	-425	0	+259	+435	+740	+1200	+1550	0	+1120	+1200	+1550	+1550	+1920
	-440	0	+268	+450	+765	+1240	+1600	0	+1160	+1240	+1600	+1600	+1980
	-455	0	+277	+465	+790	+1280	+1650	0	+1200	+1280	+1650	+1650	+2040
	-470	0	+286	+480	+815	+1320	+1700	0	+1240	+1320	+1700	+1700	+2100
	-485	0	+295	+495	+840	+1360	+1750	0	+1280	+1360	+1750	+1750	+2160
	-500	0	+304	+510	+865	+1400	+1800	0	+1320	+1400	+1800	+1800	+2220
	-515	0	+313	+525	+890	+1440	+1850	0	+1360	+1440	+1850	+1850	+2280
	-530	0	+322	+540	+915	+1480	+1900	0	+1400	+1480	+1900	+1900	+2340
	-545	0	+331	+555	+940	+1520	+1950	0	+1440	+1520	+1950	+1950	+2400
	-560	0	+340	+570	+965	+1560	+2000	0	+1480	+1560	+2000	+2000	+2460
	-575	0	+349	+585	+990	+1600	+2050	0	+1520	+1600	+2050	+2050	+2520
	-590	0	+358	+600	+1015	+1640	+2100	0	+1560	+1640	+2100	+2100	+2580
	-605	0	+367	+615	+1040	+1680	+2150	0	+1600	+1680	+2150	+2150	+2640
	-620	0	+376	+630	+1065	+1720	+2200	0	+1640	+1720	+2200	+2200	+2700
	-635	0	+385	+645	+1090	+1760	+2250	0	+1680	+1760	+2250	+2250	+2760
	-650	0	+394	+660	+1115	+1800	+2300	0	+1720	+1800	+2300	+2300	+2820
	-665	0	+403	+675	+1140	+1840	+2350	0	+1760	+1840	+2350	+2350	+2880
	-680	0	+412	+690	+1165	+1880	+2400	0	+1800	+1880	+2400	+2400	+2940
	-695	0	+421	+705	+1190	+1920	+2450	0	+1840	+1920	+2450	+2450	+3000
	-710	0	+430	+720	+1215	+1960	+2500	0	+1880	+1960	+2500	+2500	+3060
	-725	0	+439	+735	+1240	+2000	+2550	0	+1920	+2000	+2550	+2550	+3120
	-740	0	+448	+750	+1265	+2040	+2600	0	+1960	+2040	+2600	+2600	+3180
	-755	0	+457	+765	+1290	+2080	+2650	0	+2000	+2080	+2650	+2650	+3240
	-770	0	+466	+780	+1315	+2120	+2700	0	+2040	+2120	+2700	+2700	+3300
	-785	0	+475	+795	+1340	+2160	+2750	0	+2080	+2160	+2750	+2750	+3360
	-800	0	+484	+810	+1365	+2200	+2800	0	+2120	+2200	+2800	+2800	+3420
	-815	0	+493	+825	+1390	+2240	+2850	0	+2160	+2240	+2850	+2850	+3480
	-830	0	+502	+840	+1415	+2280	+2900	0	+2200	+2280	+2900	+2900	+3540
	-845	0	+511	+855	+1440	+2320	+2950	0	+2240	+2320	+2950	+2950	+3600
	-860	0	+520	+870	+1465	+2360	+3000	0	+2280	+2360	+3000	+3000	+3660
	-875	0	+529	+885	+1490	+2400	+3050	0	+2320	+2400	+3050</		

E4.8- Yüzey pürüzlülüğü (Cetvel E4.8.1)

İmal Usulü		Rz elde edilebilir yüzey pürüzlüğü (μm olarak ($1 \mu\text{m} = 0,001 \text{ mm}$))																						
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	Kuma döküm																							
	Kabuk kalıp dökümü																							
	Kokil döküm																							
Şekil değiştirme	Dövme																							
	Düz haddeleme																							
	Çekme																							
	Presleme																							
	Kalıpla şekil verme																							
	Şekilli haddeleme																							
	Ayrıma suretiyle şekillendirme	Kesme																						
Baylam tornalama																								
Alın tornalama																								
Tornada kesme																								
Planyalama																								
Dik planyalama																								
Raspalama																								
Delmek (Matkapla)																								
Delik işlemek (kalemle)																								
Havşalamak																								
Raybalamak																								
Çevresel frezeleme																								
Alın frezeleme																								
Boşaltma (Broş)																								
Eğeleme																								
Silindirik baylam taşlama																								
Silindirik alın taşlama																								
Silindirik dalma taşlama																								
Çevresel düzlem taşlama																								
Alın düzlem taşlama																								
Polisaj																								
Yuvarlanma ile parlatma																								
Uzun kurslu honlama																								
Kısa kurslu honlama																								
Silindirik lebleme																								
Yüzey lebleme																								
Lebleme ile alıştırma																								
Titresimle lebleme																								
Parlatma leblesesi																								
Püskürtme ile kumlama																								
Dolapta kumlama																								
Yakarak kesme																								

Cetvel E4.8.1- Yüzey işleme metodları ve erişilebilecek yüzey pürüzlükleri.
Rz : Yüzey pürüzlülüğü; Ra : Ortalama pürüzlük derecesi (Pratik olarak $Ra = 0,16$ ila $0,25$ Rz dir.)



Cetvel E4.8.2- Ra ve Rz arasındaki münasebet DIN 4768

Örnek : $Ra = 0,4 \mu\text{m}$ için $Rz = 1,6 \mu\text{m}$

$Rz = 25 \mu\text{m}$ için $Ra = 2 \mu\text{m}$ bulunur.

E4.9 - Viskozite çevirme cetveli (Cetvel E4.9.1)

cSt	E	cSt	E	cSt	E	cSt	E	cSt	E	cSt	E	cSt	E	cSt	E
2.00	1,119	5.60	1,444	9.20	1,758	15.6	2,38	34.0	4,57	90.0	11,86	162	21,32	370	48,7
2.05	1,124	5.65	1,449	9.25	1,763	15.7	2,39	34.5	4,63	91.0	11,99	163	21,45	375	49,4
2.10	1,129	5.70	1,453	9.30	1,767	15.8	2,41	35.0	4,70	92.0	12,12	164	21,58	380	50,0
2.15	1,135	5.75	1,457	9.35	1,772	15.9	2,42	35.5	4,76	93.0	12,25	165	21,71	385	50,7
2.20	1,140	5.80	1,461	9.40	1,776	16.0	2,43	36.0	4,82	94.0	12,38	166	21,85	390	51,3
2.25	1,145	5.85	1,466	9.45	1,781	16.1	2,44	36.5	4,89	95.0	12,51	167	21,98	395	52,0
2.30	1,150	5.90	1,470	9.50	1,785	16.2	2,45	37.0	4,95	96.0	12,64	168	22,11	400	52,6
2.35	1,155	5.95	1,474	9.55	1,790	16.3	2,46	37.5	5,02	97.0	12,78	169	22,24	405	53,3
2.40	1,160	6.00	1,479	9.60	1,794	16.4	2,47	38.0	5,08	98.0	12,91	170	22,37	410	53,9
2.45	1,165	6.05	1,483	9.65	1,799	16.5	2,48	38.5	5,14	99.0	13,04	171	22,50	415	54,6
2.50	1,169	6.10	1,487	9.70	1,803	16.6	2,49	39.0	5,21	100	13,17	172	22,64	420	55,3
2.55	1,174	6.15	1,491	9.75	1,808	16.7	2,50	39.5	5,27	101	13,30	173	22,77	425	56,0
2.60	1,179	6.20	1,496	9.80	1,813	16.8	2,51	40.0	5,33	102	13,43	174	22,90	430	56,6
2.65	1,184	6.25	1,500	9.85	1,817	16.9	2,52	40.5	5,40	103	13,56	175	23,03	435	57,3
2.70	1,189	6.30	1,504	9.90	1,822	17.0	2,53	41.0	5,46	104	13,69	176	23,16	440	57,9
2.75	1,193	6.35	1,509	9.95	1,826	17.1	2,54	41.5	5,53	105	13,83	177	23,29	445	58,6
2.80	1,198	6.40	1,513	10.0	1,831	17.2	2,56	42.0	5,59	106	13,96	178	23,42	450	59,2
2.85	1,203	6.45	1,517	10.1	1,834	17.3	2,57	42.5	5,66	107	14,09	179	23,56	455	59,9
2.90	1,207	6.50	1,521	10.2	1,849	17.4	2,58	43.0	5,72	108	14,22	180	23,69	460	60,5
2.95	1,212	6.55	1,526	10.3	1,859	17.5	2,59	43.5	5,79	109	14,35	181	23,82	465	61,2
3.00	1,217	6.60	1,530	10.4	1,868	17.6	2,60	44.0	5,85	110	14,48	182	23,95	470	61,8
3.05	1,221	6.65	1,534	10.5	1,877	17.7	2,61	44.5	5,92	111	14,61	183	24,08	475	62,5
3.10	1,226	6.70	1,539	10.6	1,887	17.8	2,62	45.0	5,98	112	14,75	184	24,21	480	63,2
3.15	1,231	6.75	1,543	10.7	1,896	17.9	2,63	45.5	6,05	113	14,88	185	24,35	485	63,8
3.20	1,235	6.80	1,547	10.8	1,905	18.0	2,64	46.0	6,11	114	15,01	186	24,48	490	64,5
3.25	1,240	6.85	1,551	10.9	1,915	18.1	2,65	46.5	6,17	115	15,14	187	24,61	495	65,2
3.30	1,244	6.90	1,556	11.0	1,924	18.2	2,67	47.0	6,23	116	15,27	188	24,74	500	65,8
3.35	1,249	6.95	1,560	11.1	1,934	18.3	2,68	47.5	6,30	117	15,40	189	24,87	510	67,1
3.40	1,253	7.00	1,564	11.2	1,943	18.4	2,69	48.0	6,37	118	15,53	190	25,00	520	68,4
3.45	1,258	7.05	1,569	11.3	1,953	18.5	2,70	48.5	6,43	119	15,67	191	25,13	530	69,7
3.50	1,262	7.10	1,573	11.4	1,962	18.6	2,71	49.0	6,50	120	15,80	192	25,27	540	71,1
3.55	1,267	7.15	1,577	11.5	1,972	18.7	2,72	49.5	6,56	121	15,93	193	25,40	550	72,4
3.60	1,271	7.20	1,582	11.6	1,981	18.8	2,73	50.0	6,62	122	16,06	194	25,53	560	73,7
3.65	1,276	7.25	1,586	11.7	1,991	18.9	2,74	51.0	6,75	123	16,19	195	25,66	570	75,0
3.70	1,280	7.30	1,590	11.8	2,000	19.0	2,75	52.0	6,88	124	16,32	196	25,79	580	76,3
3.75	1,285	7.35	1,595	11.9	2,010	19.1	2,77	53.0	7,01	125	16,45	197	25,92	590	77,6
3.80	1,289	7.40	1,599	12.0	2,020	19.2	2,78	54.0	7,14	126	16,59	198	26,06	600	78,9
3.85	1,293	7.45	1,603	12.1	2,029	19.3	2,79	55.0	7,28	127	16,72	199	26,19	610	80,3
3.90	1,298	7.50	1,608	12.2	2,039	19.4	2,80	56.0	7,41	128	16,85	200	26,30	620	81,6
3.95	1,302	7.55	1,612	12.3	2,049	19.5	2,81	57.0	7,54	129	16,98	205	27,00	630	82,9
4.00	1,307	7.60	1,616	12.4	2,059	19.6	2,82	58.0	7,67	130	17,11	210	27,60	640	84,2
4.05	1,311	7.65	1,621	12.5	2,069	19.7	2,83	59.0	7,80	131	17,24	215	28,30	650	85,5
4.10	1,315	7.70	1,625	12.6	2,079	19.8	2,85	60.0	7,93	132	17,38	220	28,90	660	86,8
4.15	1,320	7.75	1,630	12.7	2,089	19.9	2,86	61.0	8,06	133	17,51	225	29,60	670	88,2
4.20	1,324	7.80	1,634	12.8	2,098	20.0	2,87	62.0	8,19	134	17,64	230	30,30	680	89,5
4.25	1,329	7.85	1,638	12.9	2,108	20.5	2,93	63.0	8,32	135	17,77	235	31,00	690	90,8
4.30	1,333	7.90	1,643	13.0	2,118	21.0	2,98	64.0	8,45	136	17,90	240	31,60	700	92,1
4.35	1,337	7.95	1,647	13.1	2,128	21.5	3,04	65.0	8,58	137	18,03	245	32,30	710	93,4
4.40	1,341	8.00	1,651	13.2	2,138	22.0	3,10	66.0	8,71	138	18,16	250	32,90	720	94,7
4.45	1,346	8.05	1,656	13.3	2,148	22.5	3,16	67.0	8,84	139	18,30	255	33,60	730	96,1
4.50	1,350	8.10	1,660	13.4	2,158	23.0	3,22	68.0	8,97	140	18,43	260	34,20	740	97,4
4.55	1,355	8.15	1,665	13.5	2,168	23.5	3,28	69.0	9,10	141	18,56	265	34,90	750	98,7
4.60	1,359	8.20	1,669	13.6	2,178	24.0	3,34	70.0	9,23	142	18,69	270	35,50	760	100,0
4.65	1,363	8.25	1,673	13.7	2,188	24.5	3,40	71.0	9,37	143	18,82	275	36,20	770	101,3
4.70	1,367	8.30	1,678	13.8	2,198	25.0	3,46	72.0	9,50	144	18,95	280	36,80	780	102,6
4.75	1,372	8.35	1,682	13.9	2,208	25.5	3,52	73.0	9,63	145	19,08	285	37,50	790	103,9
4.80	1,376	8.40	1,687	14.0	2,218	26.0	3,58	74.0	9,76	146	19,22	290	38,20	800	105,3
4.85	1,380	8.45	1,691	14.1	2,228	26.5	3,64	75.0	9,89	147	19,35	295	38,80	810	106,6
4.90	1,384	8.50	1,696	14.2	2,239	27.0	3,70	76.0	10,02	148	19,48	300	39,40	820	107,9
4.95	1,389	8.55	1,700	14.3	2,249	27.5	3,76	77.0	10,15	149	19,61	305	40,20	830	109,2
5.00	1,393	8.60	1,704	14.4	2,259	28.0	3,82	78.0	10,28	150	19,74	310	40,80	840	110,5
5.05	1,397	8.65	1,709	14.5	2,269	28.5	3,88	79.0	10,41	151	19,87	315	41,50	850	111,8
5.10	1,402	8.70	1,713	14.6	2,280	29.0	3,94	80.0	10,54	152	20,01	320	42,10	860	113,2
5.15	1,406	8.75	1,718	14.7	2,290	29.5	4,01	81.0	10,68	153	20,14	325	42,80	870	114,4
5.20	1,410	8.80	1,722	14.8	2,300	30.0	4,07	82.0	10,81	154	20,27	330	43,40	880	115,8
5.25	1,414	8.85	1,727	14.9	2,311	30.5	4,13	83.0	10,94	155	20,40	335	44,10	890	117,1
5.30	1,419	8.90	1,731	15.0	2,320	31.0	4,19	84.0	11,07	156	20,53	340	44,70	900	118,4
5.35	1,423	8.95	1,736	15.1	2,330	31.5	4,26	85.0	11,20	157	20,66	345	45,40	925	121,7
5.40	1,427	9.00	1,740	15.2	2,340	32.0	4,32	86.0	11,33	158	20,79	350	46,10	950	125,0
5.45	1,432	9.05	1,745	15.3	2,350	32.5	4,38	87.0	11,46	159	20,93	355	46,70	975	128,3
5.50	1,436	9.10	1,749	15.4	2,360	33.0	4,44	88.0	11,59	160	21,06	360	47,40	1000	131,6
5.55	1,440	9.15	1,754	15.5	2,370	33.5	4,51	89.0	11,73	161	21,19	365	48,10	1100	144,7

Cetvel E4.9.1 - Kinematik CENTISTOK VE ENGLER derecelerinin mukayesesi ve çevrilmesi. (Bütün değerler 50°C'da hesaplanmıştır.)

E4-10. Evolvent forksiyon

$$\text{ev } \alpha = \text{tg } \alpha - \bar{\alpha}$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\pi \cdot \alpha^\circ}{180^\circ}$$

α°	,0	,1	,2	,3	,4	,5	,6	,7	,8	,9
10	0,001944	0,0018489	0,0019048	0,0019619	0,0020201	0,0020795	0,0021400	0,0022017	0,0022646	0,0023288
11	0,0023941	0,0024607	0,0025285	0,0025975	0,0026678	0,0027394	0,0028123	0,0028865	0,0029620	0,0030389
12	0,0031171	0,0031966	0,0032775	0,0033598	0,0034434	0,0035285	0,0036150	0,0037029	0,0037923	0,0038831
13	0,0039754	0,0040692	0,0041644	0,0042612	0,0043595	0,0044593	0,0045607	0,0046636	0,0047681	0,0048742
14	0,0049819	0,0050842	0,0051882	0,0052937	0,0054009	0,0055098	0,0056204	0,0057327	0,0058467	0,0059624
15	0,0061498	0,0062700	0,0064039	0,0065337	0,0066652	0,0067985	0,0069337	0,0070706	0,0072095	0,0073501
16	0,0074927	0,0076372	0,0077835	0,0079318	0,0080820	0,0082342	0,0083883	0,0085444	0,0087025	0,0088626
17	0,0090247	0,0091889	0,0093551	0,0095234	0,0096937	0,0098662	0,0100407	0,0102174	0,0103963	0,0105773
18	0,010760	0,010946	0,011133	0,011323	0,011515	0,011709	0,011906	0,012105	0,012306	0,012509
19	0,012715	0,012923	0,013134	0,013346	0,013562	0,013779	0,013999	0,014222	0,014447	0,014674
20	0,014904	0,015137	0,015372	0,015609	0,015849	0,016092	0,016337	0,016585	0,016836	0,017089
21	0,017345	0,017603	0,017865	0,018129	0,018395	0,018665	0,018937	0,019212	0,019490	0,019770
22	0,020054	0,020340	0,020629	0,020921	0,021217	0,021514	0,021815	0,022119	0,022426	0,022736
23	0,023049	0,023365	0,023684	0,024006	0,024332	0,024660	0,024992	0,025326	0,025664	0,026005
24	0,026350	0,026697	0,027048	0,027402	0,027760	0,028121	0,028485	0,028852	0,029223	0,029600
25	0,029945	0,030357	0,030741	0,031129	0,031521	0,031916	0,032315	0,032718	0,033124	0,033534
26	0,033947	0,034364	0,034785	0,035209	0,035637	0,036069	0,036505	0,036945	0,037388	0,037835
27	0,038286	0,038742	0,039201	0,039664	0,040131	0,040602	0,041076	0,041556	0,042039	0,042526
28	0,043017	0,043513	0,044012	0,044516	0,045024	0,045537	0,046054	0,046575	0,047100	0,047630
29	0,048164	0,048702	0,049245	0,049792	0,050344	0,050901	0,051462	0,052027	0,052597	0,053172
30	0,053751	0,054336	0,054924	0,055518	0,056116	0,056720	0,057328	0,057940	0,058558	0,059181
31	0,059808	0,060441	0,061079	0,061721	0,062369	0,063022	0,063680	0,064343	0,065012	0,065685
32	0,066364	0,067048	0,067738	0,068432	0,069133	0,069838	0,070549	0,071266	0,071988	0,072716
33	0,073449	0,074188	0,074932	0,075683	0,076439	0,077200	0,077968	0,078741	0,079520	0,080306
34	0,081097	0,081894	0,082697	0,083506	0,084321	0,085142	0,085970	0,086804	0,087644	0,088490
35	0,089342	0,090201	0,091067	0,091938	0,092816	0,093701	0,094592	0,095490	0,096395	0,097306
36	0,098224	0,099149	0,100080	0,101019	0,101964	0,102916	0,103875	0,104841	0,105814	0,106795
37	0,107782	0,108777	0,109779	0,110788	0,111805	0,112829	0,113860	0,114899	0,115945	0,116999
38	0,118061	0,119130	0,120207	0,121291	0,122384	0,123484	0,124592	0,125709	0,126833	0,127965
39	0,129106	0,130254	0,131411	0,132576	0,133750	0,134931	0,136122	0,137320	0,138528	0,139743
40	0,140968	0,142201	0,143443	0,144694	0,145954	0,147222	0,148500	0,149787	0,151083	0,152388
41	0,153702	0,155025	0,156348	0,157700	0,159052	0,160414	0,161785	0,163165	0,164556	0,165956
42	0,167366	0,168786	0,170216	0,171656	0,173106	0,174566	0,176037	0,177518	0,179009	0,180511
43	0,182024	0,183547	0,185080	0,186625	0,188180	0,189746	0,191324	0,192912	0,194511	0,196122
44	0,197744	0,199377	0,201022	0,202678	0,204346	0,206026	0,207717	0,209420	0,211135	0,212863

Cetvel E4.10.1. - ev α değerleri

Örnek:

1- $\alpha = 25,27^\circ$ ev $\alpha = ?$

ev $25,3^\circ = 0,031129$

ev $25,2^\circ = 0,030741$

fark ev $0,1^\circ = 0,000388$

ev $0,01^\circ = 0,000388$

ev $0,07^\circ = 0,000388 \cdot 7 = 0,0002716$

ev $25,27^\circ = 0,030741 + 0,0002716 = 0,0310126$

veya

ev $25,27^\circ = \text{tg } 25,27^\circ - \frac{\pi \cdot 25,27^\circ}{180} = 0,0310126$

2- ev $\alpha = 0,0310126$ $\alpha^\circ = ?$

0,031129 = ev $25,3^\circ$

0,030741 = ev $25,2^\circ$

fark 0,000388 = ev $0,1^\circ$

0,000388 = ev $0,01^\circ$

ev $\alpha = 0,0310126$

ev $25,2 = 0,030741$

$$\frac{0,0002716 \cdot 0,01^\circ}{0,000388} = 0,07^\circ$$

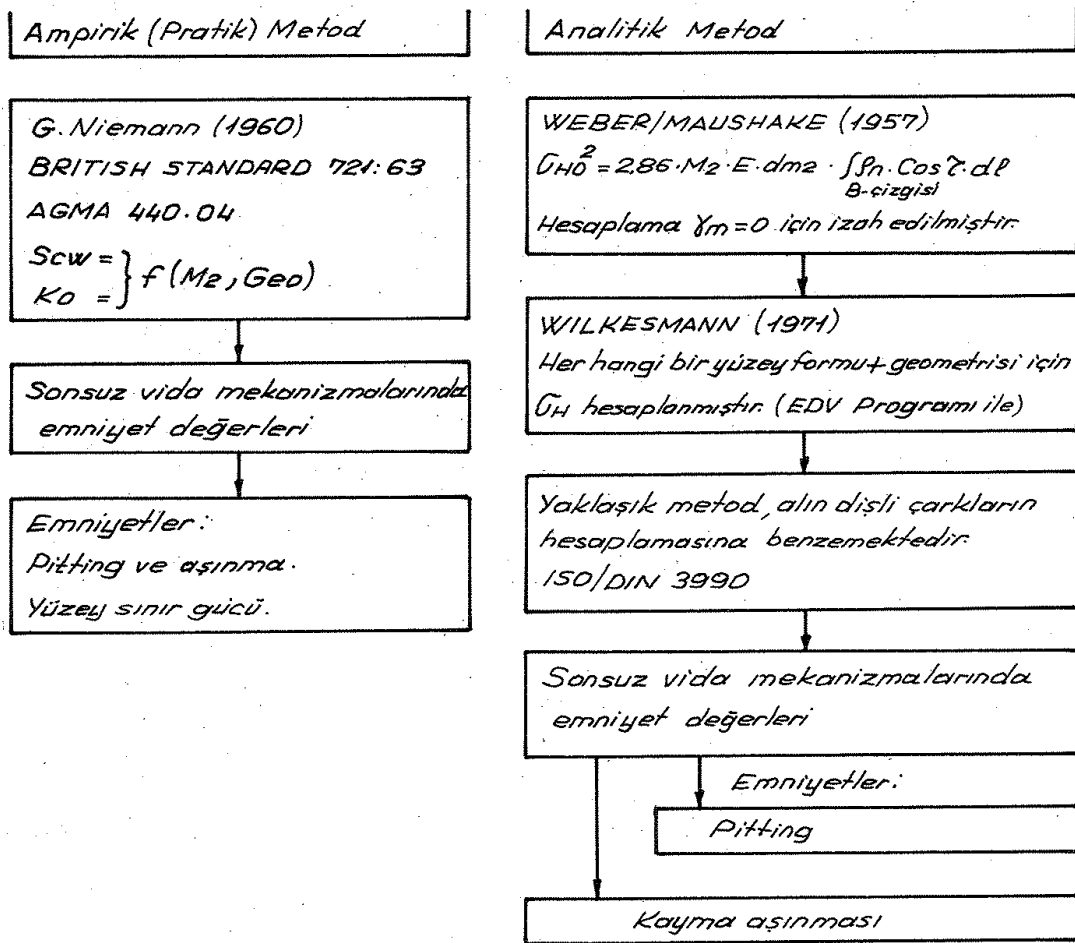
fark 0,0002716

$\alpha = 25,2^\circ$ için $\alpha = 25,2 + 0,07 = 25,27^\circ$

EK-5- TAMAMLAYICI BİLGİLER

E5.1- Sonsuz vida mekanizmalarında yüzey taşıma kabiliyeti hesap metodlarındaki zamanla gelişmelerin bir özeti [44]:

Niemann 1960 da yüzey sınır gücü ile ilgili bazı hesap metodları vermiştir. Yine aynı şekilde B.S. 721:1963 ve AGMA 440.04'e göre hesaplama metodlarında ortalama Hertz basıncı dikkate alınmıştır. (Temas çizgileri boyunca ve değişik temas çizgileri üzerinde aynı anda bir çok diş kavrama halindedir.) Weber/Maushake basitleştirilmiş kabullerle hesapları geliştirmişler fakat o zamanda büyük hesap zorlukları meydana gelmiştir. Nihayet Wilkesmann her hangi bir sonsuz vida geometrisi için dış yüzeyinde Hertz basıncını hesaplamıştır (Temas çizgisi üzerinde «yenmenin» başladığı ve aynı anda kavrama durumunda bulunan temas çizgileri boyunca sabit bir Hertz basıncı mevcuttur). Ondan sonra gerekli kısaltmalarla yaklaşık hesap metodu Wilkesmann tarafından ortaya çıkarılmıştır. Şekil E5.1 de sonsuz vida mekanizmalarında yüzey taşıma kabiliyeti hesap metodlarındaki, zamanla gelişmelerin bir özeti verilmiştir.



Şekil E5.1

S_n - B- çizgisine dik eğrilik yarı çapı

τ - B noktasında teğet düzlem ve alın kesiti düzlemi arasındaki açı

dl - Temas çizgisi elemanı

M_2 - Çark momenti

E5.2- "fz" Yüzey form faktörü [44]

Niemann [1]'a göre yüzey taşıma kabiliyeti hesabında kullandığımız fz yüzey form faktörü (Cetvel 10.2), I- sonsuz vidalarında yaklaşık olarak,

$$f_z = (1 + 0,9 \cdot \operatorname{tg} \delta m) / (1,82 + 4,75 \cdot \operatorname{tg} \delta m) \quad (E5.2/1)$$

formülü ile hesaplanabilir.

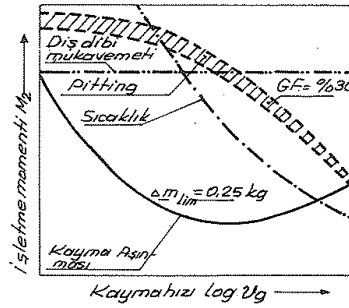
E5.3- "Zp" temas faktörü [44]

Pitting emniyeti S_H (Eşitlik E1.7/11) ve aşınma emniyeti S_w (Eşitlik E1.8/11) hesabı için gerekli olan Hertz basıncında kullandığımız Z_p temas faktörü (Şekil E1.5.3) I- Sonsuz vidalarında (ve yaklaşık olarak K, A ve N sonsuz vidaları için de) normal bas yüksekliği ve profil kaydırma faktörü $-1 \leq x \leq 0,5$ için geçerli olan

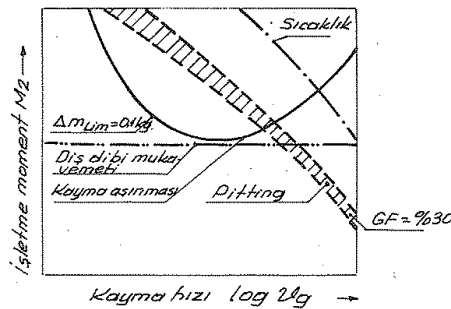
$$Z_p = 1,27 \frac{(dm/\alpha) + 50(u+1)/u}{12,1 + 25(dm/\alpha)} \quad (E5.3/1)$$

esitliği yazılır.

E5.4- Malzeme ve yağ cinsine bağlı olarak sınır güçlerinin değişimi [44]



Şekil E5.4.1- Bir sonsuz vida-çark mekanizmasında sınır güçlerinin durumu. Malzeme çifti: GZ-Cu Sn 12 Ni/16 Mn Cr5 E, Yağlama, Madeni yağ L4 (GF= Pitting yüzeyi)



Şekil E5.4.2- Sentetik yağ S2 ile yağlanan Şekil E5.4.1 deki gibi sonsuz vida mekanizmasında sınır güçlerinin durumu.

E5.5- Mekanizmanın verimi [45]

Sertleştirilmiş ve taşlanmış sonsuz vida ile frezede açılmış çarkın iyi bir şekilde yağlanması halinde η_z mekanizma verimi, $5^\circ < \delta m < 45^\circ$ ve $0,005 < \operatorname{tg} \rho_z < 0,12$ olmak üzere Şekil E5.5.1 ve Şekil E5.5.2 de diyagramlar halinde verilmiştir.

Örnek. $\delta m = 30^\circ$ ve $\mu_z = \operatorname{tg} \rho_z = 0,10$ olarak verilsin.

a) Döndüren sonsuz vida ise,

$$\eta_z = \% 80,3 \quad (\text{Şekil E5.5.1})$$

veya hesapla,

$$\eta_z = \frac{\text{tg } \delta_m}{\text{tg } (\delta_m + \rho_z)} \quad (\text{Eşitlik E1.4/7})$$

$$\text{tg } \rho_z = 0,10 \rightarrow \rho_z = 5,71^\circ$$

$$\eta_z = \frac{\text{tg } 30^\circ}{\text{tg } (30 + 5,71)}$$

$$\eta_z = \% 80,3 \text{ bulunur}$$

b) Döndüren çark ise,

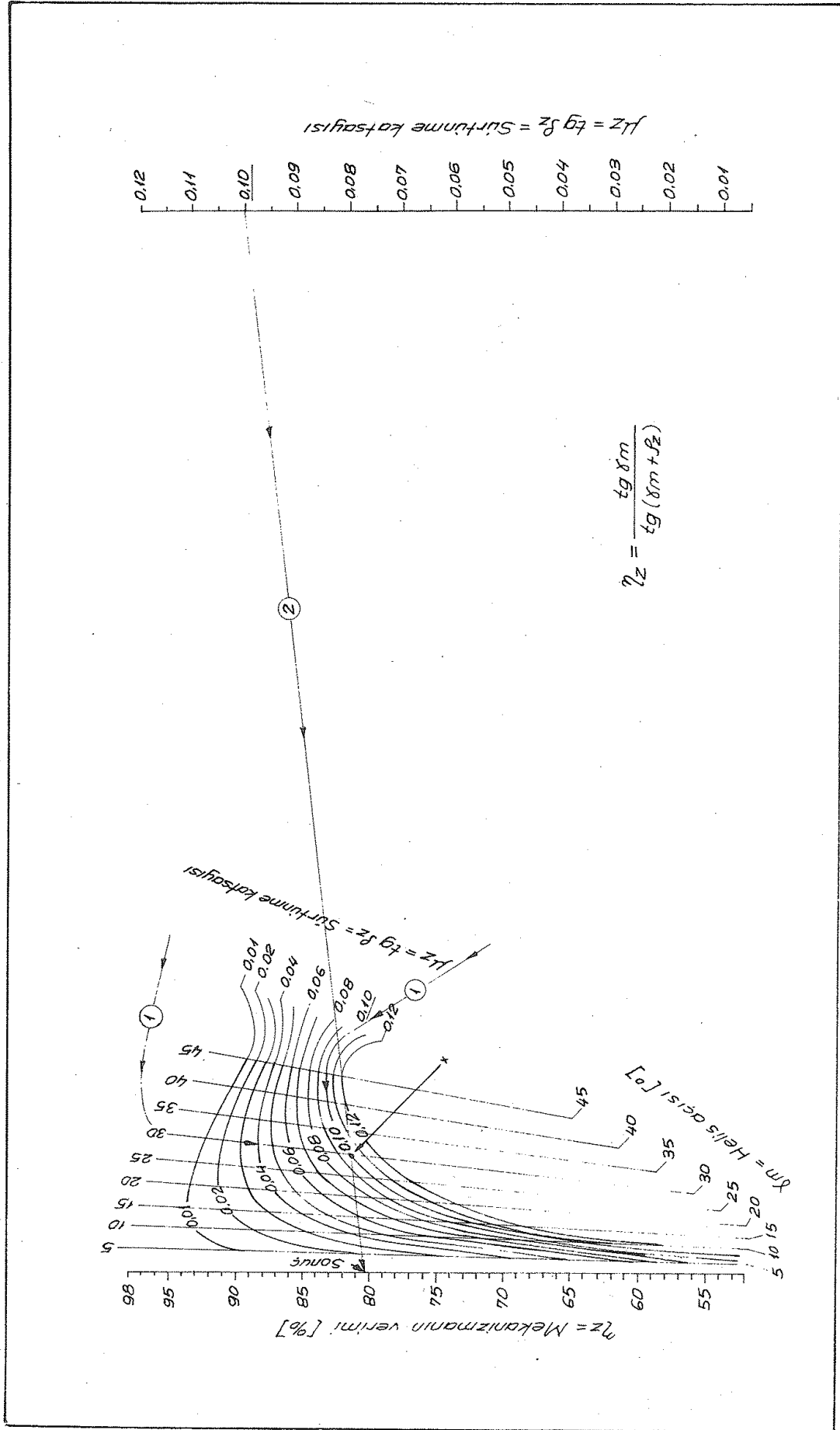
$$\eta'_z = \% 78,2 \quad (\text{Şekil E5.5.2})$$

veya hesapla

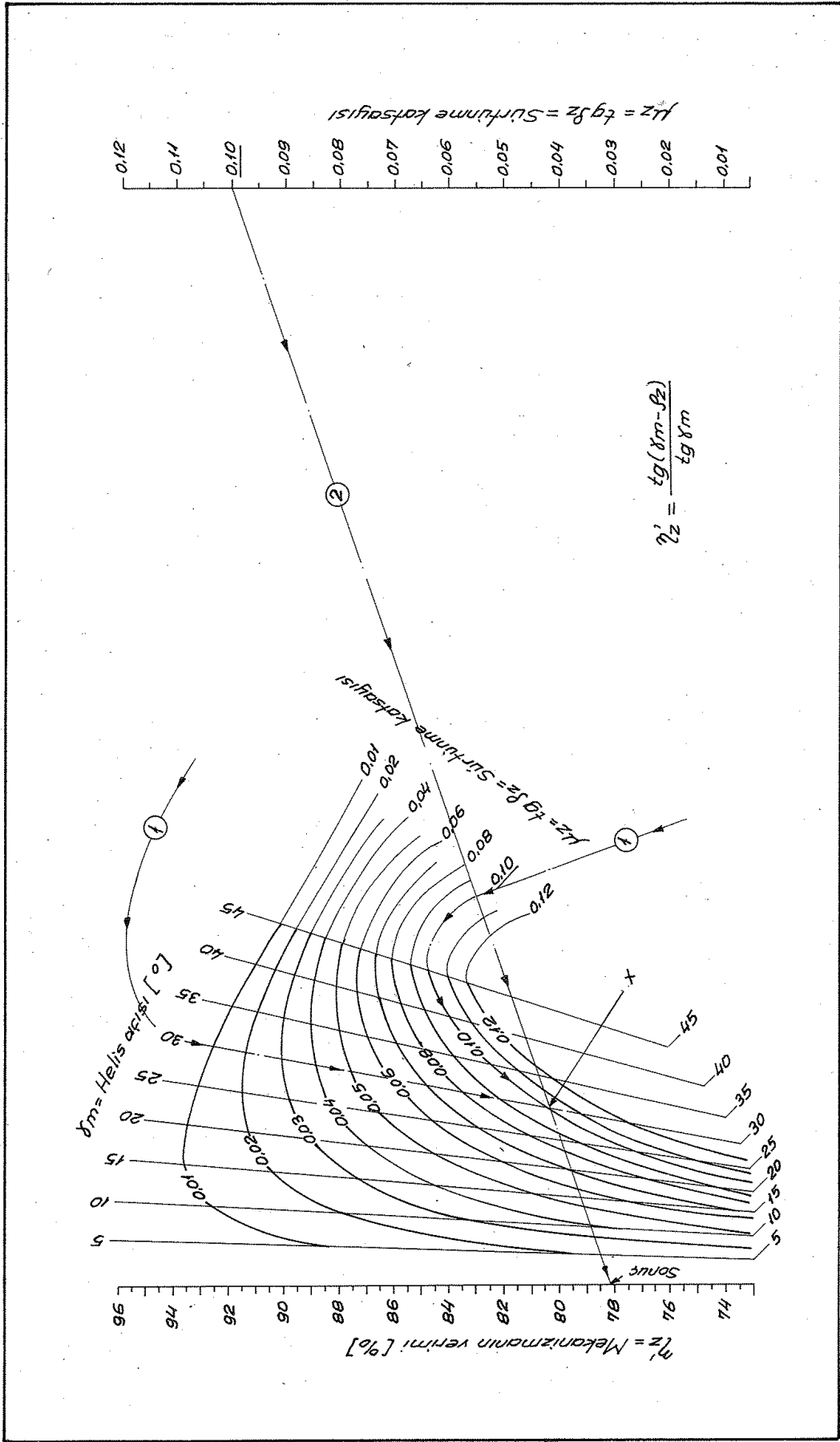
$$\eta'_z = \frac{\text{tg } (\delta_m - \rho_z)}{\text{tg } \delta_m} \quad (\text{Eşitlik E1.4/8})$$

$$\eta'_z = \frac{\text{tg } (30 - 5,71)}{\text{tg } 30}$$

$$\eta'_z = \% 78,2 \text{ bulunur.}$$



Şekil E5.5.1- Sonsuz vida mekanizmasında, mekanizma veriminin hesaplanması için diyagram (Döndüren, sonsuz vida)



Şekil E5.5.2 - Sonsuz vida mekanizmasında, mekanizma veriminin hesaplanması için diyagram (Döndüren, çark)

EK-6 MEKANİZMA KUTULARININ RADYAL VANTİLATÖRLER İLE SOĞUTULMASI [46]

1-Giriş

Alın ve konik-alın dişli çark mekanizmalarında olduğu gibi uzunzamandan beri sonsuz vida mekanizmalarında da ilave soğutma olarak bilhassa hava soğutmalı (Vantilatörlü) sistem kullanılmaktadır.

Mekanizmada çark, yüksek devirli mil üzerine monte edilmiştir dolayısıyla gerekli olan hava bağımsız olarak vantilatör tarafından temin edilir. Devir yönüne bağlı olunmaması için de, radyal düz kanat öncelikle düşünülmüştür.

Semboller ve birimleri

b_1	mm.	Kanat genişliği
b_4	mm.	Difüzör çıkışı boğaz yüksekliği
C_0	m/sn.	0 noktasındaki mutlak hız
C_4	m/sn.	4 noktasındaki mutlak hız
C_{4m}	m/sn.	Mutlak hızın meridyen bileşeni (Difüzör çıkışında)
C_{0u}	m/sn.	Mutlak hızın teğetsel bileşeni (0 noktasında)
C_{3u}	m/sn.	" " " " (3 ")
C_{4u}	m/sn.	" " " " (4 ")
d	mm.	Çıkış kesiti dış çapı
d_0	mm.	Göbek çapı
d_1	mm.	Kanat giriş çapı
d_2	mm.	Kanat çıkış çapı
d_4	mm.	Difüzör çıkışında ortalama çap
f_1	-	Yağ viskozitesini göz önüne alan faktör
f_2	-	Farklı büyüklükte mekanizma kutularını göz önüne alan faktör
k	$kw/(m^2 \cdot ^\circ C)$	Toplam ısı geçiş katsayısı
k_1	-	Kapama faktörü
l	mm.	Kanat uzunluğu
m	-	Üst sayısı (Eşitlik E6.29)
\dot{m}	kg/sn.	Debi
n	d/d.	Devir sayısı
ΔP_g	N/m^2	Teorik toplam basma yüksekliği
ΔP_{th}	N/m^2	Teorik toplam basma yüksekliği
ΔP_{4-0}	N/m^2	4 ve 0 noktaları arasındaki teorik toplam basma yüksekliği
ΔP_{4-0}	N/m^2	4 ve 0 noktaları arasındaki gerçek toplam basma yüksekliği
ΔP_v	N/m^2	Basınç kaybı
s	mm.	Kanat kalınlığı
t	mm.	Kanat adımı
u	m/sn.	Çevre hızı
u_1	m/sn.	1 noktasındaki çevre hızı
v	m/sn.	Yüksek devirli ve daldırılmış dişli çarkin taksimat dairesindeki çevre hızı

V_v	-	Hızlar oranı
w	m/sn.	Mekanizma kutusu cidarındaki hava akış hızı
w_1	m/sn.	Kanat girişinde izafi hız bileşeni
Z	-	Kanat sayısı
A_d	m^2	Mekanizma kutusunun dış yüzeyi
B	m.	Mekanizma kutusunun iç genişliği
C	-	Bir sabit (Eşitlik E6-29)
H	m.	Mekanizma kutusunun iç yüksekliği
L	m.	Mekanizma kutusunun iç uzunluğu
L_1	m.	Mekanizma kutusunda karakteristik uzunluk
P_v	kw.	Mekanizmanın toplam kayıp gücü
\dot{V}	$m^3/sn.$	Hacimsal debi
$\alpha_{yağ}$	$kw/(m^2 \cdot ^\circ C)$	Isı taşınım katsayısı (Yağ/Mekanizma kutusu cidarının iç yüzeyi arasındaki ısı geçişinde)
α_{hava}	$kw/(m^2 \cdot ^\circ C)$	Isı taşınım katsayısı (Mekanizma kutusu cidarının dış yüzeyi/hava arasındaki ısı geçişinde)
δ	m.	Mekanizma kutusunun cidar kalınlığı
$T_{yağ}$	$^\circ C$	Karterde ki yağ sıcaklığı
T_{hava}	$^\circ C$	Hava sıcaklığı
λ	$kw/(m \cdot ^\circ C)$	Isı iletim katsayısı (Mekanizma kutusu cidarındaki ısı geçişinde)
ν_B	$m^2/sn.$	İşletme sıcaklığındaki yağın kinematik viskozitesi
ξ	-	Kayıp katsayısı (Kesin)
ξ^*	-	Kayıp katsayısı (Geçici)
$\xi_{min.}$	-	Minimum kayıp katsayısı
ρ	kg/m^3	Havanın yoğunluğu

İndisler

α	Dış
g	Toplam
m	Meridyen
$min.$	Minumum
$th.$	Teorik
U	Cevre
V	Oran
B	İşletme
V	Kayıp

2- Meydana gelen ve çıkan ısı miktarı

Konu ile ilgili detaylı bilgileri daha önce defalarla vermiş ve ısı geçişinde, toplam ısı geçiş katsayısının,

$$K = \frac{1}{1/\alpha_{yağ} + \delta/\lambda + 1/\alpha_{hava}} \quad (\text{Eşitlik E2-4/20})$$

şeklinde olduğunu da belirtmiştik. Burada, üzerinde durmak istediğimiz konu şu;

$$\alpha_{yağ} = f_1 \cdot f_2 \cdots f_n \sqrt[2.65]{10^{-4} \nu_B} \quad (\text{Eşitlik E2-4/11})$$

şeklinde yazılmış f_1 (Eşitlik E2-4/17) ile değeri verilmiş ve $f_2 \cdots f_n$ düzeltme faktörleri içinde; « Henüz hesap edilememiştir ancak mekanizma kutusunun çeşitli şekillerde ve çeşitli daldırma derinliklerinde ilk yaklaşımla λ değerini vermiştir » demiştik. Son anda

elimize geçen literatur [46] ve Japonyadan getirdiğimiz literatur [49] bu faktörleri hesaplamıştır şöyleki;

$$\Delta y_{\text{yağ}} = f_1 \cdot f_2 \sqrt[2.65]{10^{-4} \cdot v} \quad (E6.1)$$

$$f_1 = \frac{1}{(10^6 \cdot v_B / 46)^{0.6} \cdot (46 / 10^6 \cdot v_B)^{0.33}} \quad (\text{Eşitlik E2.4/17})$$

$$f_2 = \frac{(L_1 / 1.52)^{0.6}}{L_1 / 1.52} \quad (E6.2)$$

$$L_1 = \frac{2(B+H) + 2(B+L)}{2} = 2B + H + L \quad (E6.3)$$

Ayrıca, f_1 faktörü için yağın cinsine ve sıcaklığına bağlı olarak Cetvel E6.1 de, f_2 faktörü içinde eksenler arası mesafe ve L_1 uzunluğu ile ilgili olarak Cetvel E6.2 de yardımcı değerler verilmiştir.

Yağ / sıcaklık	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 Polyglycal	0.827	0.983	1.14	1.29
Sentetik yağ Polyather	0.714	0.855	0.978	1.09

Cetvel E6.1- f_1 faktörü [49]

α	63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315
L_1	480	550	680	790	850	925	1050	1145	1270	1390	1510	1660
f_2	1.47	1.38	1.27	1.20	1.17	1.13	1.07	1.04	0.99	0.95	0.93	0.89

Cetvel E6.2- f_2 faktörü (Hesaplanan f_2 faktörü yağ içine daldırılmış dişli çarklar içindir. Diğer dişli çarklar için ise ortalama %3 civarında fark vardır). [49]

Biz burada debisi \dot{V} ve ortalama akış hızı (meridyen hızı) $C_{ym} = W$ olan bir vantilatörün konstrüksiyonunu yapmak istiyoruz.

3- Yapılması tasarlanan vantilatörün hesaplanması

3-1- Radyal düz kanatlı çark

Çarkın esas karakteristik değerleri ile birlikte çarka ait (d_0, d_1, d_2 ve b_1) ana boyutların, genel konstrüktif görüşler dikkate alınarak tesbit edilmesi konstrüktörün görevidir.

Şekil E6.1 de, t/ℓ oranına (izafi adım) bağlı olarak kayıp katsayıları ξ/ξ_{min} değerleri verilmiş ve vantilatör boyutlarına göre hız oranlarında (W_1/U_1) burada dikkate alınmıştır. $t/\ell \approx 0.75$ değerinde bir minimum görülür bu değerden uzaklaştıkça kayıp katsayılarının etkisi belirgin bir şekilde azalır.

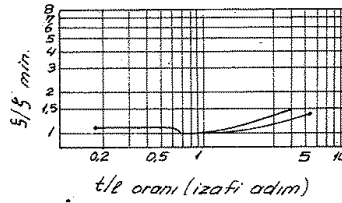
Kanat sayısı Z için şu formüllerden hareket edilir;

$$t/\ell = \frac{d_1 \cdot \pi / Z - s}{(d_2 - d_1) / 2}$$

$$t/\ell = \frac{\pi / Z - s / d_1}{1/2 (d_2 / d_1 - 1)}$$

$$\frac{\pi}{Z} = \frac{t}{\ell} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{d_2}{d_1} - 1 \right) \right] + \frac{s}{d_1}$$

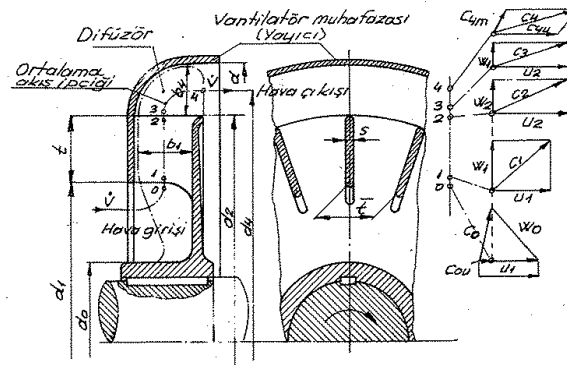
$$Z = \frac{\pi}{\frac{1}{2} \cdot \frac{t}{\ell} \left(\frac{d_2}{d_1} - 1 \right) + \frac{s}{d_1}} \quad (E6.4)$$



Şekil E6.1- t/l oranına bağlı olarak kayıp katsayıları ξ/ξ_{min} değerleri

Bundan sonra yapılacak iş, alınan esas boyutları ile vantilatörün hesabını yapmaktır. Bilhassa ortalama çıkış hızı C_{4m} değeri tesbit edilmelidir. $C_{4m} \approx 10 \dots 15$ m/sn. üzerine çıkmamalıdır. (Tabii konveksiyon halinde hava hızı $w \approx 2 \dots 4$ m/sn. ye kadardır.)

Bu güne kadar bilinen, yalnız dönme yönüne bağlı eğri kanatlı çarklarda meydana gelen kayıpların izahıdır. Buna karşılık radyal düz kanatlı çarklarda kayıpların hassas olarak hesabı henüz mümkün olmamıştır. Basıncın ve hacimsel debinin yüksekliğini etkileyen boyutlar, kayıp katsayısı ξ ile tayin edilebilir. Şimdi akışın ideal olduğunu ve tek boyutlu ortalama akış ipciği boyunca yapıldığını kabul edelim (Şekil E6.2)



Şekil E6.2 - Çark ve vantilatör muhafazasının ana boyutları ile bir kanat kanalında kayıpsız olarak, ortalama akış ipciği boyunca hava akışı ve hız üçgenleri.

Burada kanat kanallarının geometrisi ve hacimsel debiye göre meydana gelen hızlar hız üçgenlerinde vektörel büyüklükler olarak gösterilmiştir.

3.2- Teorik akış hali için hesap yöntemi (Kayıpsız)

3.2.1- Süreklilik denklemi

Eksenel kesitte, akış ipciği boyunca debi aynıdır yani,

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} \quad (E6.5)$$

veya $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$ eşitliği ile;

$$\dot{V}_0 = \dot{V}_1 = \dot{V}_2 = \dot{V}_3 = \dot{V}_4 = \dot{V} \quad (E6.6)$$

Kanat girişinde;

$$\dot{V}_1 = \dot{V} = w_1 (d_1 \cdot \pi \cdot b_1 - z \cdot s \cdot b_1) = w_1 \cdot b_1 (d_1 \cdot \pi - z \cdot s)$$

veya

$$\dot{V}_1 = \dot{V} = k_1 \cdot v_1 \cdot b_1 \cdot d_1 \cdot \pi \quad (E6.7)$$

$$k_1 = \frac{d_1 \cdot \pi - z \cdot s}{d_1 \cdot \pi} = 1 - \frac{z \cdot s}{d_1 \cdot \pi} \quad (E6.8)$$

Difüzör çıkışında;

$$\dot{V}_4 = \dot{V} = C_{4m} \cdot d_4 \cdot \pi \cdot b_4 \quad (E6.9)$$

$\dot{V}_1 = \dot{V}_4$ alınarak difüzör çıkışındaki meridyen hız bileşeni;

$$k_1 \cdot w_1 \cdot b_1 \cdot d_1 \cdot \pi = C_{4m} \cdot d_4 \cdot \pi \cdot b_4$$

$$C_{4m} = w_1 \cdot \frac{b_1 \cdot d_1}{b_4 \cdot d_4} \cdot k_1 \quad (E6.10)$$

Yüzey eşitliğinden d_4 çapının tesbit edilmesi ;

$$\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = d_4 \cdot \pi \cdot b_4$$

$$b_4 = \frac{d_1 - d_2}{2}$$

$$d_4 = \frac{d_1^2 - d_2^2}{4 \cdot b_4} \quad (E6.11)$$

3.2.2- Momentumun korunumu prensibi

Vantilatör muhafazasının difüzör kısmında ;

$$C_{3u} \cdot d_2 = C_{4u} \cdot d_4$$

Sonlu kanat halinde çarktan çıkan akışkan kanat doğrultusundan sapar dolayısıyla kayıp katsayısının ξ dikkate alınması gerekir. İdeal olarak ;

$$C_{3u} = U_2 \text{ dir.} \quad (E6.12)$$

Buradan, difüzör çıkışındaki çevre hız bileşeni ;

$$C_{4u} = U_2 \cdot \frac{d_2}{d_4} \text{ elde edilir.} \quad (E6.13)$$

3.2.3- Euler denklemi

Hareket miktarı teoremine göre çarkı döndürmek için gerekli moment, çark girişi ile çark çıkışı arasında hareket miktarı momentinin artmasına eşit olacaktır. Euler tarafından verilen ve turbomakinelerin esas denklemi olan kayıpsız ve kanatlara uygun olan bir akış halinde (Sembol: ') teorik toplam basma yüksekliği ;

$$\Delta P'_0 = \Delta P_{th} = \rho (U_2 \cdot C_{3u} - U_1 \cdot C_{0u}) \quad (E6.14)$$

Hızlar oranı ;

$$v_v = \frac{C_{0u}}{U_1} \quad (E6.15)$$

$$C_{0u} = v_v \cdot U_1$$

$$U_1 = U_2 \cdot d_1 / d_2$$

ve E6.12 eşitliğide kullanılarak, teorik toplam basma yüksekliği ;

$$\Delta P'_0 = \rho \cdot U_2^2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v \right] \quad (E6.16)$$

elde edilir.

3.2.4- Bernoulli denklemi

$$P'_0 + \frac{\rho}{2} c_0^2 + \Delta P'_0 = P'_4 + \frac{\rho}{2} c_4^2 \quad (E6.17)$$

Çark-difüzör düzeninde ve kayıpsız akış halinde vantilatörün statik toplam basma yüksekliği ;

$$\Delta P'_{4-0} = P'_4 - P'_0 = \rho \cdot U_2^2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v \right] - \frac{\rho}{2} (c_4^2 - c_0^2) \quad (E6.18)$$

Çıkıştaki mutlak hız için

$$c_4^2 = c_{4m}^2 + c_{4u}^2 \quad (E6.19)$$

(E6.10) ve (E6.13) eşitlikleri yukarıda yerine konursa ;

$$c_4^2 = w_1^2 \left(\frac{d_1 \cdot b_1}{d_4 \cdot b_4} \right)^2 \cdot k_1^2 + U_2^2 \left(\frac{d_2}{d_4} \right)^2 \quad (E6.20)$$

ve böylece kayıpsız akış halinde statik toplam basma yüksekliği ;

$$\Delta P'_{4-0} = \rho \cdot U_2^2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v \right] - \frac{\rho}{2} U_2^2 \left[\left(\frac{d_2}{d_4} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 v_v^2 \right] - \frac{\rho}{2} w_1^2 \left(\frac{d_1 \cdot b_1}{d_4 \cdot b_4} \right)^2 k_1^2 \quad (E6.21)$$

elde edilir.

3.3- Gerçek akış hali için hesap yöntemi (Kayıp mevcut)

3.3.1- Çark içinde meydana gelen toplam kayıp

Radyal düz kanatlı çarklarda, emme kanalında eksen doğrultusunda akan akışkan çark girişinde radyal doğrultuda döner. Bu suretle meydana gelen kayıpların küçük

tutulabilmesi için dönme esnasında cidardan ayrılmaların önüne geçmek gerekir. Kanat sayısı azaldıkça sapma artar ve dolayısıyla basma yüksekliği küçülür.

Sürtünme kayıplarına gelince hızla dönen çarkın yan yüzleri ile akışkan arasındaki sürtünmelerden çark sürtünme kayıpları doğar. Akışkanın cinsi, sürtünme yüzeylerinin büyüklüğü ve hızı ile ilgili olan bu kayıplar, dolayısıyla yoğunluğa, çarkın çapına ve devir sayısına bağlı olacaktır. Deney yapılan döküm çarklarda (Pürüzlü yüzeyler) t/e izafi adiminin tesiri dikkate alınamıyacak kadar azdır.

Çark kanalı içersinde akışkan devamlı olarak yön değiştirir. Bir yavaşlamaya maruz kalır. Burada sürtünmeler, cidardan ayrılmalar ve tali akımlar dolayısıyla kayıplar meydana gelir. Kanal içersindeki akış hızı ile ilgili olan bu kayıpları ifade edebilmek için genellikle ortalama giriş izafi hızı w_1 kullanılır. ve basıncı kaybı;

$$\Delta P_v = \xi^* \cdot \rho \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad (E6.22)$$

yazılır. Dolayısıyla gecici kayıp katsayısı;

$$\xi^* = \frac{\Delta P_v}{\rho \cdot w_1^2 / 2} \quad (E6.23)$$

Statik toplam basma yüksekliği;

$$\Delta P_{4-0} = \Delta P_{4-0} - \Delta P_v \quad (E6.24)$$

(E6.21) ve (E6.22) eşitlikleri yukarıda yerine konursa

$$\Delta P_{4-0} = \rho \cdot U_2^2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v \right] - \frac{\rho}{2} U_2^2 \left[\left(\frac{d_2}{d_4} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 v_v^2 \right] - \frac{\rho}{2} w_1^2 \left[\left(\frac{d_1 \cdot b_1}{d_4 \cdot b_4} \right)^2 \cdot k_1^2 + \xi^* \right] \quad (E6.25)$$

elde edilir.

Son parantez içindeki değer, katı kayıp katsayısı ξ dir. yani;

$$\xi = \left[\left(\frac{d_1 \cdot b_1}{d_4 \cdot b_4} \right)^2 \cdot k_1^2 + \xi^* \right] \quad (E6.26)$$

ve böylece çark-difüzör düzeninde kayıplı akış halinde vantilatörün statik toplam basma yüksekliği;

$$\Delta P_{4-0} = \rho \cdot U_2^2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v \right] - \frac{\rho}{2} U_2^2 \left[\left(\frac{d_2}{d_4} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v^2 \right] - \frac{\rho}{2} w_1^2 \cdot \xi \quad (E6.27)$$

Kayıp katsayısı ξ yalnız vantilatör bayutlarına göre tayin edilir. Basıncı farkı ΔP_{4-0} ve ortalama hava hızına göre (E6.27) eşitliğinden ξ çözümlerse;

$$\frac{\rho}{2} \cdot w_1^2 \cdot \xi = \rho \cdot U_2^2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v \right] - \frac{\rho}{2} U_2^2 \left[\left(\frac{d_2}{d_4} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v^2 \right] - \Delta P_{4-0}$$

$$\xi = 2 \left(\frac{U_2}{w_1} \right)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v \right] - \left(\frac{U_2}{w_1} \right)^2 \cdot \left[\left(\frac{d_2}{d_4} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v^2 \right] - 2 \cdot \frac{\Delta P_{4-0}}{\rho \cdot w_1^2}$$

$$\xi = \left(\frac{U_2}{w_1} \right)^2 \cdot \left\{ 2 - 2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v - \left[\left(\frac{d_2}{d_4} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot v_v^2 \right] \right\} - 2 \cdot \frac{\Delta P_{4-0}}{\rho \cdot w_1^2} \quad (E6.28)$$

elde edilir. Hava çıkış kesitinin kapalı olması halinde yani $w_1 = 0$ ise (E6.28) eşitliğinin anlamı yoktur.

Çevre hızı,

$$U_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60}$$

w_1 - Kanat girişindeki izafi hız (Eşitlik E6.10)

v_v - Hızlar oranı (Eşitlik E6.15)

Normal durumlarda C_{ou} yaklaşık %20-40 dir. Dolayısıyla hızlar oranını $v_v \approx 0,2$ kabul edilebilir.

Yoğunluk, $\rho \approx 1,2 \text{ kg/m}^3$ (Hava sıcaklığı $t_{\text{hava}} = 20^\circ\text{C}$ da ve normal basınçta).

3.3.2- Kayıp katsayısının tahmini olarak elde edilmesi

Kayıp katsayısı değerini tecrübelerle elde etmek gerekir. Radyal vantilatörlerde ξ nin hesaplanması için konstrüktif bir görüş geliştirilmiştir. Bunun için Şekil E6-3 üzerinde karar vermek yeterlidir. Burada ilgili kayıp katsayısının değişimi

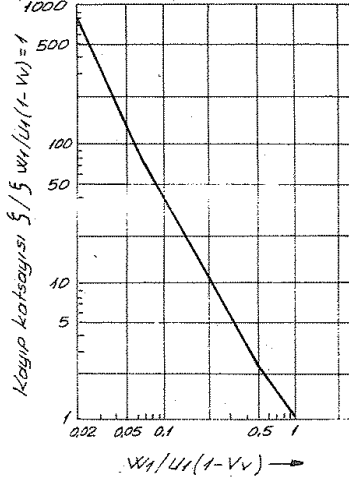
$\xi/\xi \frac{W_1}{U_1(1-V)} = 1$, hızlar oranına $\frac{W_1}{U_1(1-V)}$ bağlı olarak vantilatörün karakteristik doğrusunu meydana getirmiştir.

Çarkın boyutlandırılmasında tavsiye edilen değerler;

$$d_1/d_2 \approx 0.6 \dots 0.8$$

$$t/l \approx 0.6 \dots 0.8 \dots 1.7 \dots 2.6$$

$$b_1/d_1 \approx 0.07 \dots 0.15$$



Şekil E6.3 - Kayıp katsayısının hızlar oranına bağlı olarak değişimi
Eğrinin değişimi cebirsel olarak şöyle izah edilebilir:

$$\xi/\xi \frac{W_1}{U_1(1-V)} = C \cdot \left(\frac{W_1}{U_1(1-V)} \right)^m \quad (E6.29)$$

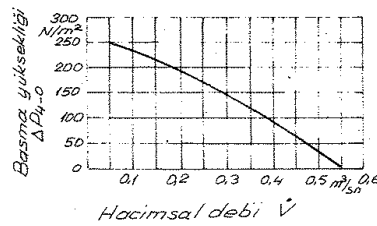
C - Bir sabit } Değerleri Cetvel E6.3 de verilmiştir.
m - Üst sayısı }

$\frac{W_1}{U_1(1-V)}$	C	m
< 0.07	0.225	-2.096
$0.07 < \dots < 0.5$	0.65	-1.732
≥ 0.5	1	-1.08

Cetvel E6.3 - C sabiti ve m üst sayısı değerleri

3.3.3 - Basınç farkı - Hacimsel debi karakteristik eğrisi (Örnek hesaplama)

Bir radyal vantilatörlerde, basınç farkı ΔP_{4-0} - Hacimsel debi \dot{V} karakteristik eğrisi, örnek olarak hesaplanan aşağıdaki ana boyutlara göre Şekil E6.4 de gösterilmiştir.



Şekil E6.4 - Bir radyal vantilatörlerde, metinde adı geçen boyutlardaki basınç farkı ΔP_{4-0} - Hacimsel debi \dot{V} karakteristik eğrisi.

$$d_1 = 260 \text{ mm.}$$

$$b_1 = 45 \text{ mm.}$$

$$d = 410 \text{ mm.}$$

$$d_2 = 330 \text{ mm.}$$

$$S = 6 \text{ mm.}$$

$$V_v = 0.2$$

$$d_4 = 370 \text{ mm.}$$

$$Z = 11$$

$$n = 1500 \text{ d/d.}$$

(E6.8), (E6.9) ve (E6.10) numaralı eşitliklerden hacimsel debi \dot{V} ,

$$\dot{V} = w_1 \cdot b_1 \cdot (d_1 \cdot \pi - Z \cdot S) \quad (\text{E6.30})$$

elde edilir.

Eşitlik E6.27 den w_1 hesaplanırsa

$$w_1 = \sqrt{\frac{2}{\rho \xi} \left\{ \rho \cdot U_2^2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 V_v \right] - \frac{\rho}{2} U_2^2 \left[\left(\frac{d_2}{d_4} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 V_v^2 \right] - \Delta P_{4-0} \right\}} \quad (\text{E6.31})$$

bulunur. Burada w_1 , ξ ye bağlıdır aynı zamanda ξ eşitlik E6.29 da w_1 'e bağlıdır. Aranılan her iki bilinmeyen w_1 ve ξ tahminen eşitlik E6.29 ve eşitlik E6.31 den bulunabilir.

Eşitlik E6.31 den $\frac{w_1}{U_1(1-V_v)} = 1$ ve $\Delta P_{4-0} = 0$ şartlarını gerçekleştiren başlangıç değeri $\xi = \xi_{\text{başlangıç}}$ elde edilir. Bu ise basınç farkı - hacimsel debi karakteristik eğrisinde başlangıç noktasıdır. Şekil E6.4 de ki örnekte $\xi_{\text{başlangıç}} = 2,4$ bulunmuştur. Hasaplıyalım;

Önce, $w_1/U_1(1-V_v) = 1$ şartını gerçekleştiren w_1 hızını bulalım.

$$\frac{w_1}{U_1(1-V_v)} = 1 \rightarrow w_1 = U_1(1-V_v)$$

$$w_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60} (1-V_v)$$

$$w_1 = \frac{\pi \cdot 0,26 \cdot 1500}{60} (1-0,2)$$

$$\| w_1 = 16,3363 \text{ m/sn.}$$

$$U_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,33 \cdot 1500}{60}$$

$$\| U_2 = 25,9181 \text{ m/sn.}$$

Eşitlik E6.31 de $\Delta P_{4-0} = 0$ konarak $\xi_{\text{başlangıç}}$ değeri;

$$16,3363 = \sqrt{\frac{2}{1,2 \xi_{\text{başlangıç}}} \left\{ 1,2(25,9181)^2 \left[1 - \left(\frac{260}{330} \right)^2 \cdot 0,2 \right] - \frac{1,2}{2} (25,9181)^2 \left[\left(\frac{330}{370} \right)^2 - \left(\frac{260}{330} \right)^2 \cdot 0,2^2 \right] \right\}}$$

$$266,8741 = \frac{2}{1,2 \xi_{\text{başlangıç}}} \left\{ 706,02 - 310,6059 \right\}$$

$$\| \xi_{\text{başlangıç}} \cong 2,4 \text{ bulunur.}$$

Bundan sonra yapılacak iş, $\xi_{\text{başlangıç}}$ alınır. İstenilen basma yüksekliği ΔP_{4-0} 'a uygun w_1 hızı bulunur. Burada dikkat edilecek nokta, her seçilen ΔP_{4-0} için ξ ve w_1 elde edilmelidir. Eşitlik E6.31 de kök içindeki kısım sıfıra eşitlenirse basınç farkı - hacimsel debi karakteristik eğrisinde son noktaya gelinir ve $w_1 = 0$ dolayısıyla $\dot{V} = 0$ ile $\Delta P_{4-0} = \Delta P_{4-0 \text{ max.}}$ elde edilir.

Isı taşınım katsayısı $\alpha_{\text{hava}} = (7 + 12\sqrt{w})/10^3$ nin hesaplanmasında vantilatörün imalat şekli, havanın çıkış kesitindeki sıkışmanın etkisi ve aşağıdaki basma yüksekliği dikkate alınmalıdır.

$$\Delta P_{4-0} \cong (0,1 \dots 0,3) \Delta P_{4-0 \text{ max.}} \quad (\text{E6.32})$$

4-Özet

Radyal düz kanatlı vantilatörlerde, bugüne kadar bilinen hesap metodlarını kullanmak mümkün değildir. Bu nedenle konstrüktöre yardımcı olabilmek için radyal düz kanatlı vantilatörlerin hesaplanmasında bir metod geliştirilmiştir. Kayıpları hassas bir şekilde ayırmak mümkün olmadığından havanın hacimsel debisini etkileyen

basınç artışı yalnız bir faktör ile - kayıp katsayısı ξ - dikkate alınmıştır.

Seçilen vantilatör için yeterli deney sonuçları yoksa, elektrik makineleri sektöründe vantilatör boyutlarından faydalanılabilir ve bu sonuçlar ilk kararda yeterli sayılabilirler. Farklı tip radyal vantilatörlerde, özel bir deney yerinde deneyler yapılmalı metod geliştirilmeli ve daha güvenilir hesap metodları elde edilmelidir.

Şimdi, Örnek E 2.4 de hesaplanan ve debisi $\dot{V} = 4.8 \text{ m}^3/\text{dak.}$, ortalama akış hızı $w = 6 \text{ m/sn.}$ olan vantilatörü bu yeni metoda göre boyutlandıralım.

1°- Kabuller ve çarkın boyutlandırılması.

$$d_{mil} = 55 \text{ mm.}$$

$$d_0 = 1.5 \cdot d_{mil} \text{ (Kabül)} \quad d_0 = 1.5 \cdot 55$$

$$\| d_0 = 82.5 \text{ mm.}$$

$$d_1 = 2 \cdot d_0 \text{ (Kabül)} \quad d_1 = 2 \cdot 82.5$$

$$\| d_1 = 165 \text{ mm.}$$

$$d_1/d_2 \cong 0.6 \dots 0.8$$

$$d_1/d_2 = 0.7 \text{ (Kabül)} \quad 165/d_2 = 0.7$$

$$\| d_2 = 235 \text{ mm.}$$

$$\rho = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{235 - 165}{2}$$

$$\| \rho = 35 \text{ mm}$$

$$b_1/d_1 \cong 0.07 \dots 0.15$$

$$b_1/d_1 = 0.15 \text{ (Kabül)} \quad b_1/165 = 0.15$$

$$\| b_1 = 25 \text{ mm.}$$

$$t/\rho \cong 0.6 \dots 0.8 \dots 1.7 \dots 2.6$$

$$t/\rho = 1.5 \text{ (Kabül)}$$

$$s = 6 \text{ mm (Kabül)}$$

2°- Kanat sayısı

$$Z = \frac{\pi}{\frac{1}{2} \cdot \frac{t}{\rho} \left(\frac{d_2}{d_1} - 1 \right) + \frac{s}{d_1}} \quad (\text{Eşitlik E6.4})$$

$$Z = \frac{\pi}{\frac{1}{2} \cdot 1.5 \left(\frac{235}{165} - 1 \right) + \frac{6}{165}} = 8.86$$

$$\| Z = 9$$

3°- Difüzörün boyutlandırılması

$$\left. \begin{aligned} \dot{V}_4 = \dot{V} = C_{4m} \cdot d_4 \cdot \pi \cdot b_4 \\ C_{4m} = w \\ d_4 = \frac{d^2 - d_2^2}{4 \cdot b_4} \end{aligned} \right\} \dot{V} = w \cdot \frac{d^2 - d_2^2}{4} \cdot \pi \text{ elde edilir}$$

$$\frac{4.8}{60} = 6 \cdot \frac{d^2 - (0.235)^2}{4} \cdot \pi \quad d^2 = 0.0722$$

$$\| d = 268.7 \text{ mm.}$$

$$b_4 = \frac{d - d_2}{2} = \frac{268.7 - 235}{2}$$

$$\| b_4 = 17 \text{ mm.}$$

$$d_4 = \frac{d + d_2}{2} = \frac{268.7 + 235}{2}$$

$$\| d_4 = 251.85 \text{ mm.}$$

4°- Toplam basma yüksekliği (ΔP_{4-0}) hesaplanması

a) ξ başlangıç değeri

$$\left. \begin{aligned} \frac{w_4}{U_4(1-v)} = 1 \\ \Delta P_{4-0} = 0 \end{aligned} \right\} \text{Şartlarını gerçekleştiren } \xi = \xi_{\text{başlangıç}} \text{ idi.}$$

$$W_1 = U_1(1 - V_v) = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60} (1 - V_v)$$

$V_v = 0,2$ ve $n = 1500$ d/d. değerleri ile,

$$W_1 = \frac{\pi \cdot (0,165) \cdot 1500}{60} \cdot (1 - 0,2)$$

$$\| W_1 = 10,3673 \text{ m/sn.}$$

$$U_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot (0,235) \cdot 1500}{60}$$

$$\| U_2 = 18,4569 \text{ m/sn.}$$

Eşitlik E6.31 de $\Delta P_{4-0} = 0$ konarak

$$(10,3673)^2 = \frac{2}{1,2 \cdot \xi_{\text{başlangıç}}} \left\{ 1,2 \cdot (18,4569)^2 \left[1 - \left(\frac{165}{235} \right)^2 \cdot 0,2 \right] - \frac{1,2}{2} (18,4569)^2 \left[\left(\frac{235}{251,85} \right)^2 - \left(\frac{165}{235} \right)^2 \cdot (0,2)^2 \right] \right\}$$

$$107,4809 = \frac{2}{1,2 \cdot \xi_{\text{başlangıç}}} \{ 368,4834 - 173,9287 \}$$

$$\| \xi_{\text{başlangıç}} = 3$$

b) W_1 hızı

$$V = W_1 \cdot b_1 (d_1 \cdot \pi - Z \cdot S) \quad (\text{Eşitlik E6.30})$$

$$\frac{4,8}{60} = W_1 \cdot (0,025) (0,165 \cdot \pi - 9 \cdot 0,006)$$

$$\| W_1 = 6,8912 \text{ m/sn.}$$

Bulunanları E6.31 eşitliğinde yerine koyarsak,

$$(6,8912)^2 = \frac{2}{1,2 \cdot 3} \{ 368,4834 - 173,9287 - \Delta P_{4-0} \}$$

$$85,4726 = 194,5547 - \Delta P_{4-0}$$

$$\Delta P_{4-0} = 109 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_{4-0} \approx 11 \text{ kg/m}^2 = 11 \text{ mm SS. elde edilir.}$$

5°- Ventilatorün gücü

$$N = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P_{4-0}}{75 \cdot \eta}$$

$$N = \frac{4,8/60 \cdot 11}{75 \cdot 0,60}$$

$$\| N = 0,02 \text{ B.G bulunur.}$$

EK-7- Sonsuz vida mekanizmalarında kalite kontrol

İmalat sırasında çeşitli nedenlerden dolayı hatalar meydana gelebilir. Bu hataların sınırları ise toleranslarla tesbit edilmiştir. İşte bu toleransların aşılmadığını kontrol içinde çeşitli ölçme ve kontrol cihazları geliştirilmiştir. Yapılacak olan bu kontrolleri,

I- İmalat sırasındaki kontrol ve

II- İmalat sonrası kontrol

olmak üzere sıralandırabiliriz.

I- İmalat sırasındaki kontrol

Diş kalınlığının ölçülmesi;

Diş kalınlığı dişler arasında yan basluğuşu tayin eden önemli bir faktördür. Aynı zamanda ölçülen diş kalınlığının değeri, tezgahın ayarlamasında da önemli bir rol oynamaktadır. Bu nedenle diş kalınlığının değeri, diş çarkların gerek konstrüksiyon ve gerekse imalat ve kontrol bakımından büyük önem taşımaktadır.

Pratikte diş kalınlığını ölçmek için en çok kullanılan yöntemlerin başında;

- Taksimat dairesi üzerindeki yay kirisinin uzunluğunu ölçmek
- Dişler arasındaki uzunluğunu ölçmek

gelmektedir.

Hatırlanacağı gibi, E2-B-Örnek 8 de yay kirisinin yüksekliğinin hesaplanmasını bağıntılar ile vermiştik. Sonsuz vida çarkında dişler arasındaki uzunluğun hesaplanması ve ölçülmesi ise aynen helisel dişlilerde olduğu gibidir. Biz özellik arzemesi dolayıyla EK-8 de « üç fel metodu ile diş kalınlığının ölçülmesi » konusunu işleme çalışacağız.

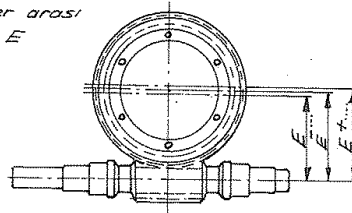
II- İmalat sonrası kontrolleri şöyle sıralayabiliriz.

- Hataların teker teker ölçülmesi
- Bileşik hataların kontrolü
- Mekanizma kutusunda hataların ölçülmesi
- Montaj edilmiş haldeki çalışma durumu.

Hataların teker teker ölçülmesinde her bir hataya (Diş profilinin şekil hatası, bir dişe düşen taksimat hatası, toplam taksimat hatası, diş kalınlığı hatası, v.s) ait ayrı ölçme cihazları geliştirilmiştir. Bileşik hatalar ise, ölçme cihazında milimetrik kağıt üzerine kaydedilir. Bunlara « Bileşik hatalar diyagramı » denir. Elimizde bu tip ölçme ve kontrol cihazları bulunmadığından konuya daha detaylı girmek istemiyoruz.

Mekanizma kutusunda hataların ölçümünde yardımcı olur düşüncesiyle CAVEX'den aldığımız tolerans değerleri Şekil E7.1, Cetvel E7.1, Cetvel E7.2 ve Cetvel E7.2 de verilmiştir.

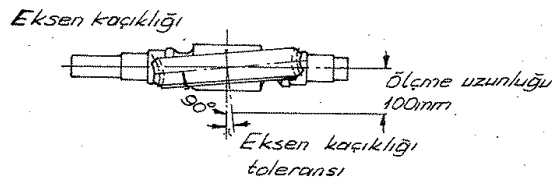
Eksenler arası
mesafe E



Şekil E7.1

Modül m den 'ye kadar mm.	Eksenler arası mesafesi E [mm]			
	50'den 100'e kadar	100'den 250'ye kadar	250'den 630'a kadar	630'dan 1600'a kadar
	Eksenler arası mesafesi toleransları			
	mm.	mm.	mm.	mm.
4	± 0.025	± 0.032	-	-
4 10	± 0.028	± 0.036	± 0.045	-
10 25	-	± 0.045	± 0.056	± 0.071
25	-	-	± 0.071	± 0.090

Cetvel E7.1 - Mekanizma kutusu - Eksenler arası mesafe toleransları



Şekil E7.2

Modül m den 'ye kadar mm	Eksen kaçıklığı toleransları 100 mm de ölçülen
4	± 0.016
4 10	± 0.018
10 25	± 0.025
25	± 0.032

Cetvel E7.2 - Mekanizma kutusu - Eksen kaçıklığı toleransı

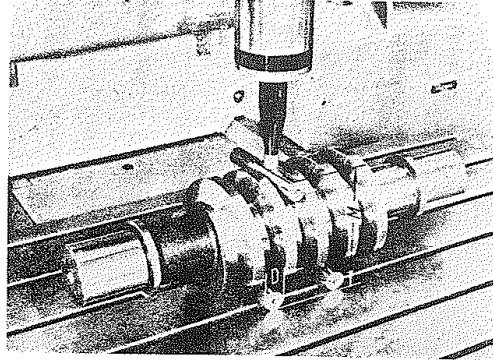
Montaj edildikten sonra çalışma durumunun kontrolünde, kabaca dişlilerin görevlerini yapıp yapmadıkları dikkatle izlenir. Bazı hallerde mekanizmayı dinlemek yeterlidir. Bazı hallerde ise mekanizma tam yük altında belirli bir süre çalıştırılarak ses kontrolü yapılır. Bundan başka dişlilerin taşıma şekli ve yan boşluk ayrıca kontrol edilir. Taşıma şekli için, çark dişleri yüzeyine kolayca görünür şekilde renkli boya sürülür ve çark çemberi sonsuz vida etrafında döndürülür boyamadan dolayı hatalar, yerine oturup oturmadığı ortaya çıkar.

EK-8- Sonsuz vida mekanizmalarında üç tel metodu ile diş kalınlığının ölçülmesi [54]

1- Giriş

Bütün sonsuz vida mekanizmalarının diş formlarında kullanılabilen bir, üç tel metodu geliştirilmiştir. Hesaplarda yaklaşık çözüm kullanılmamıştır. Bu nedene kullanılmaları geniştir. Bu deneyde, üç eşit boydaki kalibre edilmiş ölçü silindiri «ölçü teli» Şekil EB-1 deki gibi sonsuz vida dişleri arasına yerleştirilerek ölçme yapılmaktadır.

S = 283



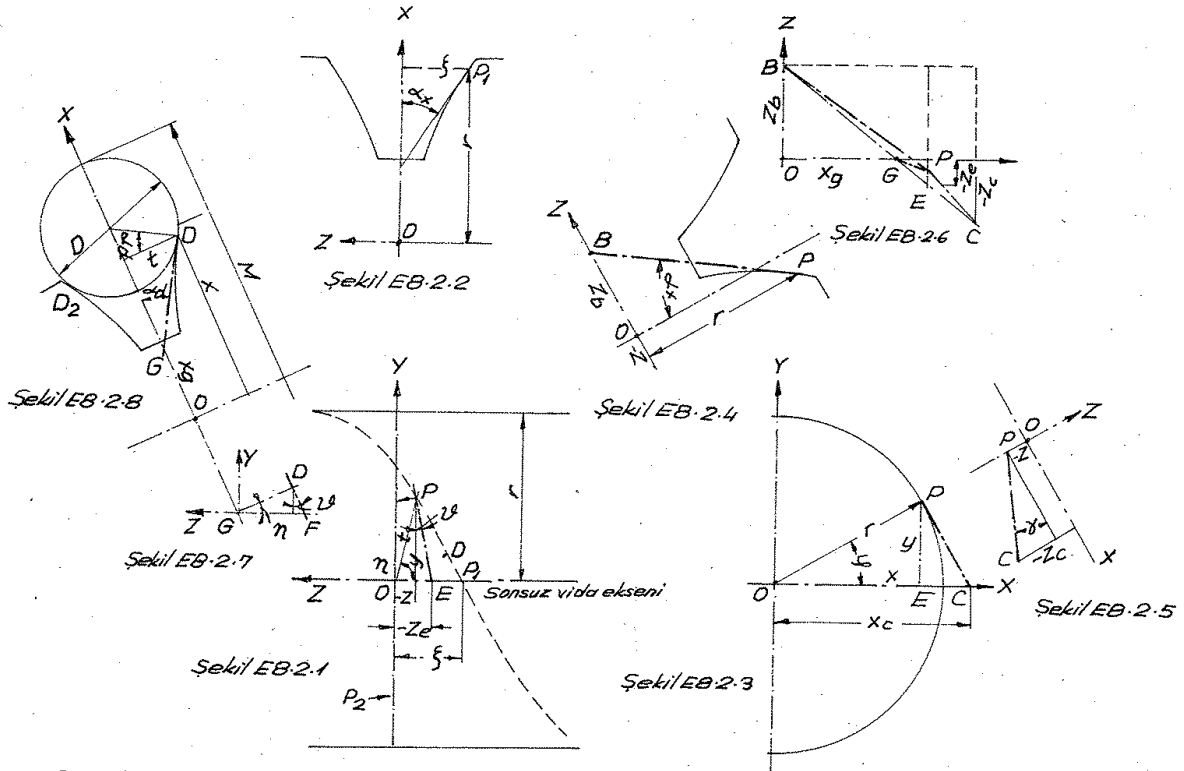
Şekil EB-1- Birsonsuz vida mekanizmasında üç tel metodu ile ölçme düzeni. $D = \text{Ölçü teli çapı}$; $M = \text{Kontrol ölçüsü}$

2- Matematik esaslar

Semboller

m	Modül (Eksenel modül)
Z_1	Diş sayısı
P_z	Helis adımı
P_*	$= P_z / 2\pi$ $\psi = 1$ rad. açığa tekabül eden helis adımı
d_m	Ortalama dairesi çapı
r_m	Ortalama dairesi yarı çapı
γ_m	Ortalama silindiri üzerindeki helis açısı
x, y, z ve r, ψ, z	Sonsuz vida yan yüzeyi üzerindeki P noktasının karteziyen ve silindirik koordinatları
γ	P noktasındaki helis açısı
ξ	Eksenel kesit profilinde P ₁ noktasının Z-koordinatı üzerindeki opsisi
x_d, y_d, z_d	Ölçü telinin sonsuz vida yüzeyine temas ettiği D noktasının koordinatları
y_0, z_0	Takım ve sonsuz vida arasındaki temas noktasının koordinatları
Z_b, x_c, z_e, x_g	B, C, E, G Teğet noktalarının koordinatları
α_0	Takımın imalat açısı (Kavrama açısı)
α_x	Eksenel kesit düzleminde yüzey eğim açısı (Şev açısı)
α_p	Paralel düzlemde yüzey eğim açısı
α_d	Telin enine kesit düzleminde yüzey eğim açısı
t	Ölçü teli temas noktasının yarım açıklığı
As_n	Normal düzlemde diş kalınlığı toleransı (As_n daima negatiftir)

- A_M Kontrol ölçüsü toleransı
 D Ölçü silindiri çapı (Tel çapı)
 M Kontrol ölçüsü



Şekil EB-2 - Sonsuz vida yüzeyi üzerindeki herhangi bir nokta P, ölçü telinin

sonsuz vida yüzeyine temas noktası ise D dir

- Eksenel kesitte PB teğeti (Şekil EB-2.4)
- P den geçen silindirin teğetsel kesitinde PC teğeti (Şekil EB-2.3 ve EB-2.5)
- YZ- Düzlemine paralel kesitte PE teğeti (Enine kesit şekil EB-2.3 ve sonsuz vidanın üstten görünüşü Şekil EB-2.1)
- Ölçü telinin sabit durumundaki teğeti DF (Şekil EB-2.7)
- Ölçü telinin enine kesitindeki teğeti DG (Şekil EB-2.8)

Şekil EB-2.1: Sonsuz vidanın üstten görünüşü, P noktası, yarı çapı r ve helis adımı $p_2 = \pi \cdot m \cdot z_1$ olan sonsuz vida yüzeyi üzerinde bulunmaktadır $\psi = 1$ rad. açıya tekabül eden helis adımı

$$p_* = \frac{p_2}{2 \cdot \pi} = \frac{m \cdot z_1}{2} \quad (EB/1)$$

şekindedir. Z koordinatı ise

$$Z = \xi + p_* \cdot \psi \quad \text{dir.} \quad (EB/2)$$

Burada Z ve ξ negatiftir. P noktasının XZ- düzlemindeki konumu P_1 ve P_n in simetriği de P_2 dir.

Şekil E-8-2.2: P_1 den geçen eksenel kesit. Eksenel kesit profilindeki koordinatlar r, ψ olup α_x teğet açısıdır.

Şekil E-8-2.3: Sonsuz vidanın enine kesiti. P noktasının koordinatları,

$$x = r \cdot \cos \psi, \quad y = r \cdot \sin \psi \quad (EB/3a,b)$$

Şekil EB-2.4: P den geçen eksenel kesit. P noktasındaki teğetin Z- eksenini kestiği nokta B. α_x teğet açısı

$$Z_b = Z + r \cdot \operatorname{tg} \alpha_x \quad (EB/4)$$

Şekil EB-2.5: Silindirin teğetsel kesitinde teğetin XZ- düzlemindeki noktası C.

$$Z_c = Z - r \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \delta$$

$\operatorname{tg} \delta = p_* / r$ yukarıda yerine koyalım

$$Z_c = Z - p_* \cdot \operatorname{tg} \psi \quad (EB/5)$$

Şekil EB-2-6 : Sonsuz vida yüzeyindeki teğetsel düzlemde P noktasındaki teğetler PB ve PC dir. Teğetsel düzlemin XZ- Düzlemindeki iz düşümü BC doğrusudur. YZ- Paralel düzlemine doğru PE teğeti uzar.

Şekil EB-2-3 ve EB-2-6 dan,

$$\frac{Z_b - Z_e}{Z_b - Z_c} = \frac{x}{xc}$$

Şekil EB-2-3 den

$$xc = \frac{r}{\cos \varphi} \quad (EB/6)$$

Eşitlik EB/3a, EB/4 ve EB/5 den

$$Z - Z_e = p_* \sin \varphi \cos \varphi - r \operatorname{tg} \alpha_x \sin^2 \varphi \quad (EB/7)$$

Şekil EB-2-4 den

$$\operatorname{tg} \varphi = -y/z, \operatorname{tg} \psi = (z - Z_e)/y$$

Şekil EB-2-7 den,

$$\eta = \psi \text{ dolayısıyla } \operatorname{tg} \eta = \operatorname{tg} \psi$$

Eşitlik EB/3b yukarıda yerine konursa

$$-\frac{r \sin \varphi}{z} = \frac{z - Z_e}{r \sin \varphi}$$

D temas noktasında (Şekil EB-2-1, EB-2-7 ve EB-2-8) η açısı ψ_d açısıdır.

Eşitlik EB/2 ve EB/7 den,

$$\operatorname{tg} \psi_d = \frac{\frac{p_*}{r}}{\operatorname{tg} \alpha_x - \frac{r}{\xi + p_* \cdot \psi_d}} \quad (EB/8)$$

aynı zamanda D noktasının koordinatı Eşitlik EB/2 den,

$$z_d = \xi + p_* \cdot \psi_d \quad (EB/9)$$

Diğer taraftan Şekil EB-2-1 den,

$$t = \sqrt{y_d^2 + z_d^2}$$

$$t = \sqrt{r^2 \sin^2 \psi_d + (\xi + p_* \cdot \psi_d)^2} \quad (EB/10)$$

Şekil EB-2-6 dan

$$x_g = xc \frac{z_b}{z_b - z_c}$$

Eşitlik EB/4 EB/6 dan,

$$x_g = r \cdot \frac{z_d + r \operatorname{tg} \alpha_x}{r \operatorname{tg} \alpha_x \cos \varphi_d + p_* \sin \varphi_d} \quad (EB/11)$$

Şekil EB-2-8 den,

$$\operatorname{tg} \alpha_d = t / (x_d - x_g)$$

Eşitlik EB/10, EB/11 ve EB/8 den

$$\operatorname{tg} \alpha_d = -\frac{z_d}{t} \left(\operatorname{tg} \alpha_x \cos \varphi_d + \frac{p_*}{r} \sin \varphi_d \right) \quad (EB/12)$$

elde edilir. Parantez içindeki ifade, D den geçen XZ- Düzlemine paralel olan düzlemde yüzey eğimidir.

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \operatorname{tg} \alpha_x \cos \varphi_d + \frac{p_*}{r} \sin \varphi_d \quad (EB/13)$$

Şekil EB-2-8 den ölçü silindiri çapı (tel çapı

$$D = 2 \frac{t}{\cos \alpha_d} \quad (EB/14)$$

ve kontrol ölçüsünün teorik değeri,

$$M = 2 \cdot r \cos \varphi_d + D (1 + \sin \alpha_d) \quad (EB/15)$$

Şekil EB-3 de; D den geçen XZ- düzlemine paralel düzlem kesitinde, dış kalınlığı hatası

Eksenel doğrultuda ;

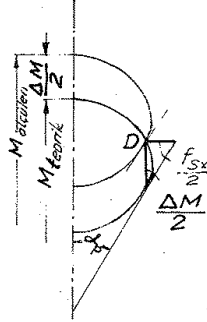
$$f_{sx} = (M_{ölçülen} - M_{teorik}) \operatorname{tg} \alpha \cdot p \quad (E8/16)$$

Normal doğrultuda ;

$$f_{sn} = (M_{ölçülen} - M_{teorik}) \operatorname{tg} \alpha \cdot p \cdot \cos \delta_m \quad (E8/17)$$

$M_{ölçülen}$ - Ölçü alınmak suretiyle bulunan değer

M_{teorik} (=M) - Hesaplanan teorik değer



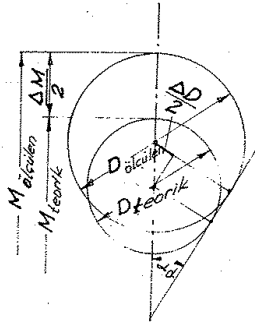
Şekil E8.3 - D noktasından geçen XZ - düzlemine paralel düzlem kesitinde, kontrol ölçüsü ve dış kalınlığı hatası arasındaki münasebet

Not. Bulunan f_{sn} dış kalınlığı hatası, A_{sn} dış kalınlığı toleransına eşittir. (Literatür 6 - Dubbel Sayfa : 1266)

Eğer kullanılan ölçü silindiri çapının ortalama değeri ΔD gibi az bir değerle teorik D değerinden saparsa, teorik M kontrol ölçüsünde ΔM kadar değişir. Şekil E8.4 e göre ölçü telinin enine kesitinde düzeltilmiş kontrol ölçüsü,

$$\Delta M = \Delta D \left(1 + \frac{1}{\sin \alpha d} \right) \quad (E8/18)$$

olarak gösterilmiştir.



Şekil E8.4 - Ölçü telinin enine kesitinde tel çapındaki sapmanın kontrol ölçüsü üzerindeki tesiri

Aynı formüle göre hesaplanan uygun tel çapı tamamına yuvarlatılırsa kontrol ölçüsü de düzeltilebilir.

3- Bütün sonsuz vidalar için geçerli olan hesaplama sırası

Her sonsuz vida için, sonsuz vidanın ortalama silindirin temas eden söz konusu ölçü teli en uygundur. (Sonradan olabilecek dış formu hataları dış kalınlığı ölçüsüne tesir etmemesi için). Bu ölçüye göre ilk problem, ölçülecek sonsuz vida için en uygun ölçü teli çapı ve buna ait kontrol ölçüsüyle hesaplanır. Diğer bir problem, seçilmiş olan bir tel çapına bağlı kontrol ölçüsünün tesbit edilmesidir.

3.1- Uygun tel çapı ve buna bağlı olarak kontrol ölçülerinin tam hesaplanması

Ölçü telleri sonsuz vidaya ortalama silindirde temas etmesi gerekmektedir. Bunun için E8/8 eşitliğinde $r = d_m/2$ kullanılır. Eksenel kesit profilinin absisi ξ_m söz konusu düşünülen tarafın yarım boşluk uzunluğundadır. $\xi_m = -\pi \cdot m/4$ olup dış kalınlığı toleransı ile

$$\xi_m = -\frac{\pi \cdot m}{4} + \frac{1}{2} \frac{As_n}{\cos \delta_m} \text{ şeklindedir.}$$

Eksenel kesit profili eğimi (ortalama dairede α_{xm}) imalat yöntemlerine göre çeşitlidir. Birinci olarak kısım 4 deki gibi hesaplanır ve bu değerle eşitlik EB/8'e göre ψ_d bulunur. Böylelikle eşitlik EB/9, EB/10, EB/12, EB/14 ve EB/15 den Z_d , t , $tg \alpha_d$, en uygun tel çapı D ve teorik kontrol ölçüsü M , gerekiyorsa eşitlik EB/18 den ΔM ve bunun gibi eşitlik EB/13, EB/16, EB/17 den dış kalınlığı hatası f_{sx} ve f_{sn} hesaplanır.

3.2- Verilen her hangi bir tel çapına göre kontrol ölçüsünün hesaplanması

Her hangi bir tel çapı için kontrol ölçüsü aşağıdaki şekilde tesbit edilir. Burada kısım 3.1'e göre hesaplamak uygun değildir çünkü, temas yarı çapı r önceden bilinmemektedir. «Harrison»un geliştirdiği bir hesaplama yöntemi K-Sonsuz vidaları dışındaki sonsuz vidalarda kullanılmaktadır.

Önce kısım 4 de, tanımlama büyüklükleri ξ ve α_x tesbit edilir bunun içinde geçici olarak $r=r_m$ alınır daha sonra Z_d ve ψ_d Harrison denklemlerine göre,

$$Z_d = -\frac{D}{2\sqrt{1+tg^2 \alpha_x + (p^*/r)^2}} \quad (EB/19)$$

$$tg \psi_d = \frac{p^*/r}{tg \alpha_x - r/Z_d} \quad (EB/19a)$$

yazılabilir. Buradan eşitlik EB/9'a göre en son değere yakın olan ξ değeri çıkar

$$\xi_1 = Z_d - p^* \cdot \psi_d \quad (EB/9a)$$

Her iki ξ değerlerinin karşılaştırılmasından düzeltilmiş r değeri için

$$\Delta r = (\xi_1 - \xi) \cotg \alpha_x \quad (EB/20)$$

elde edilir.

Tüm denklemlerden son değer olan α_x , Z_d , ψ_d , ξ , r bulunur. Bununla eşitlik EB/13 ve

$$M = 2 \cdot r \cdot \cos \psi_d + D - 2 \cdot Z_d \cdot tg \alpha_p \quad (EB/15a)$$

eşitliklerinden teorik kontrol ölçü değeri M tesbit edilir.

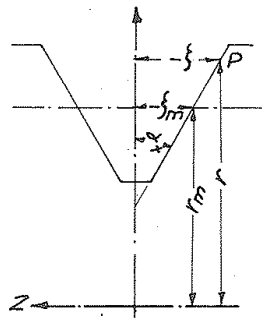
4- Eksenel kesit profilinin tanımlama büyüklükleri : ξ ve α_x

4.1- A-Sonsuz vidası

A- Sonsuz vidası eksenel kesitte doğrusal profile sahiptir. Eğim açısı $\alpha_x = \alpha_0$ ve DIN 3975'e göre $\alpha_0 = 20^\circ$ dir. Bununla hemen kısım 3.1'e göre en uygun tel çapı ve buna bağlı kontrol ölçüleri tesbit edilebilir.

Başka bir uygun tel çapı mesela $D = 16.3$ mm. kullanıldığı takdirde o zaman ξ ile r arasındaki bağıntı kullanılır. Eksenel kesit profilindeki doğrusallıktan Şekil EB-5'e göre $\xi_m = -\pi m/4 + \frac{1}{2} As_n / \cos \delta_m$

$$\xi = -\frac{\pi m}{4} + \frac{As_n}{2 \cos \delta_m} - (r - r_m) tg \alpha_0 \quad (EB/21)$$



Şekil EB.5 - A - Sonsuz vidasının eksenel kesiti

$\alpha_0 = 20^\circ$ ile başlangıç değeri $r = r_m$ alınarak Eşitlik EB/19, 8a, 9a, 21 ve 20 den Z_d, φ_d, ξ ve r değerleri elde edilir. Daha sonra eşitlik EB/13 ve 15a dan kontrol ölçüsü M bulunur.

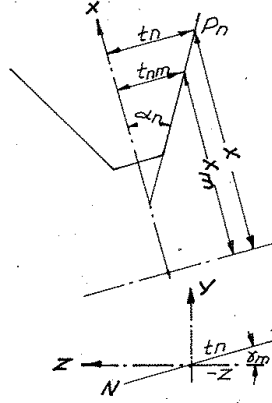
4.2 - N- Sonsuz vidası

N- Sonsuz vidası normal kesitte doğrusal profile sahiptir (Şekil EB.6). Bu profil üzerinde herhangi bir nokta P_n olsun

$$\operatorname{tg} \delta_m = -y/z \quad (\text{Şekil EB.6.1})$$

Yazılır. Eşitlik EB/2 ve EB/3b deki değerler yukarıda yerine konursa,

$$\operatorname{tg} \delta_m = -\frac{r \cdot \sin \varphi}{\xi + p_* \cdot \varphi} \quad \text{bulunur}$$



Şekil EB.6.1

Şekil EB.6.2

Şekil EB.6 - N- Sonsuz vidası profili:

EB.6.1 - P_n yüzey noktasının üstten görünüşü

EB.6.2 - Normal kesit profili

Normal kesit profilinin her noktası r ve φ değer çifti ile tarif edilir artık φ yerine φ_n sembolü kullanılarak

$$\xi + p_* \cdot \varphi = -r \sin \varphi \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_m}$$

$$\xi = -r \operatorname{Cotg} \delta_m \cdot \sin \varphi_n - p_* \cdot \varphi_n \quad (\text{EB/22})$$

elde edilir. φ_n 'in tesbit edilebilmesi için; Ortalama daire için değerler $r = r_m$ ve $\xi = \xi_m = -\pi \cdot m/4 + \frac{1}{2} A s_n / \cos \delta_m$ ile $p_*/r = \operatorname{tg} \delta_m$ ifadeleri eşitlik EB/22 de yerine konursa,

$$-\frac{\pi m}{4} + \frac{A s_n}{2 \cos \delta_m} = -r_m \operatorname{Cotg} \delta_m \cdot \sin \varphi_{nm} - r_m \operatorname{tg} \delta_m \cdot \varphi_{nm}$$

$$\sin \varphi_{nm} = \frac{\pi m + 2 A s_n / \cos \delta_m}{4 \cdot r_m} \cdot \operatorname{tg} \delta_m - r_m \operatorname{tg}^2 \delta_m \cdot \varphi_{nm} \quad (\text{EB/23})$$

bulunur.

Şekil EB.6.1 den,

$$t_n = \frac{y}{\sin \delta_m}$$

$$t_n = \frac{r \sin \varphi_n}{\sin \delta_m}$$

$$t_{nm} = \frac{r_m \sin \varphi_{nm}}{\sin \delta_m} \quad \text{yazılır.}$$

Şekil EB.6.2 den,

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{t_n - t_{nm}}{x - x_m}$$

$$t_n = t_{nm} + (x - x_m) \operatorname{tg} \alpha_n \quad \text{elde edilir}$$

$$x = r \cos \varphi_n, \quad x_m = r_m \cos \varphi_{nm} \quad \text{ifadeleri ile}$$

$$\frac{r \sin \varphi_n}{\sin \gamma_m} = \frac{r_m \sin \varphi_{nm}}{\sin \gamma_m} + (r \cos \varphi_n - r_m \cos \varphi_{nm}) \operatorname{tg} \alpha_n$$

$$r \sin \varphi_n = r_m \sin \varphi_{nm} + (r \cos \varphi_n - r_m \cos \varphi_{nm}) \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \gamma_m \quad (\text{EB/24a})$$

veya

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \gamma_m \\ b &= r_m (\alpha \cos \varphi_{nm} - \sin \varphi_{nm}) \end{aligned} \right\} \text{dönüşümleri ile}$$

$$\sin \varphi_n = \frac{b}{r(1+\alpha^2)} \left[\alpha \sqrt{\frac{r^2}{b^2} (1+\alpha^2) - 1} - 1 \right] \quad (\text{EB/24b})$$

bulunur:

N- Sonsuz vidasında aksenal kesit profili doğrusal değildir. Her sonsuz vida yarıçapına ait özel bir $\operatorname{tg} \alpha_x = -d\xi/dr$ değeri vardır. Eşitlik EB/22 ve 24a'nın r'ye göre diferensiyeli ile

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\cos \gamma_m + \frac{p^*}{r} (\sin \gamma_m \cdot \cos \varphi_n - \operatorname{Cotg} \alpha_n \cdot \sin \varphi_n)}{\sin \gamma_m \cdot \sin \varphi_n + \operatorname{Cotg} \alpha_n \cdot \cos \varphi_n} \quad (\text{EB/25})$$

bulunur:

Hesaplama sırası:

Önce eşitlik EB/23 den φ_{nm} elde edilir. Uygun tel çapına göre hesaplamada φ_{nm} ve r_m ile eşitlik EB/25 den $\operatorname{tg} \alpha_x$ bulunur bundan sonraki sıra kısım 3-1'deki gibi devam eder. Her hangi bir tel çapına göre hesaplamada ise, $r=r_m$ başlangıç değeri ile eşitlik EB/24b, 25, 19, 8a, 9a, 22 ve 20 den $\varphi_n, \alpha_x, Z_d, \varphi_d, \xi_1 = \xi$ ve r bulunur. Eşitlik EB/13 ve 15a'nın hesaplamasından sonra kontrol ölçüsü M elde edilir.

5- Örnek hesaplama ve sonuçları

$m=10\text{mm}, Z_1=4, d_m=95\text{mm}, \alpha_0=20^\circ (= \alpha_x \text{ DIN 3975})$ boyutlarındaki Aven-tipi sonsuz vidalarında; D tel çapına bağlı olarak kontrol ölçüsünün hesaplanması istenmektedir.

A- Sonsuz vidası

$\alpha_x = 20^\circ$ ile başlangıç değeri $r=r_m$ olarak hesaplara başlayalım.

1° - $\varphi=1$ rad. açığa tekabül eden helis adımı;

$$p^* = \frac{m \cdot Z_1}{2} = \frac{10 \cdot 4}{2} \quad (\text{Eşitlik EB/1})$$

$$\| p^* = 20 \text{ mm.}$$

2° - Z_d koordinatı;

$$Z_d = - \frac{D}{2\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_x + (p^*/r)^2}} \quad (\text{Eşitlik EB/19})$$

a) Seçilen tel çapı $D=16,3$ mm. için

$$Z_d = - \frac{16,3}{2\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 20 + (20/47,5)^2}}$$

$$\| Z_d = - 7,1213 \text{ mm.}$$

b) Uygun tel çapı $D=15,386$ mm için

$$Z_d = - \frac{15,386}{2\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 20 + (20/47,5)^2}}$$

$$\| Z_d = - 6,722 \text{ mm}$$

3° - φ_d açısı

$$\operatorname{tg} \varphi_d = \frac{p^*/r}{\operatorname{tg} \alpha_x - r/Z_d} \quad (\text{Eşitlik EB/8a})$$

a) $Z_d = - 7,1213$ mm için

$$\operatorname{tg} \varphi_d = \frac{20/47,5}{\operatorname{tg} 20 + 47,5/7,1213} = 0,0599$$

$$\| \varphi_d = 3,4256^\circ$$

b) $Z_d = -6,722$ mm için

$$\operatorname{tg} \varphi_d = \frac{20/47,5}{\operatorname{tg} 20 + 47,5/6,722} = 0,0567$$

$$\|\varphi_d = 3,2433^\circ$$

4°- ξ_1 koordinatı ;

$$\xi_1 = Z_d - p_* \cdot \varphi_d \quad (\text{Eşitlik EB/9a})$$

a) $\varphi_d = 3,4256^\circ = 0,0598$ rad. için

$$\xi_1 = -7,1213 - 20 \cdot 0,0598$$

$$\|\xi_1 = -8,3171 \text{ mm.}$$

b) $\varphi_d = 3,2433^\circ = 0,0566$ rad. için

$$\xi_1 = -6,722 - 20 \cdot 0,0566$$

$$\|\xi_1 = -7,8540 \text{ mm.}$$

5°- ξ koordinatı ;

$$\xi = -\frac{\pi m}{4} + \frac{A \sin}{2 \cos \delta m} - (r - r_m) \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (\text{Eşitlik EB/21})$$

$r = r_m$ ve boşluksuz ölçü düşünürüz.

$$\xi = -\frac{\pi \cdot m}{4} = -\frac{\pi \cdot 10}{4}$$

$$\|\xi = -7,8540 \text{ mm.}$$

6°- Düzeltilmiş r değeri

$$\Delta r = (\xi_1 - \xi) \operatorname{Cotg} \alpha_x \quad (\text{Eşitlik EB/20})$$

Yukarıdaki farkı alırken ξ_1 ve ξ koordinatlarının büyüklüklerini düşünelim çünkü her ikisinde koordinat sisteminin aynı tarafındadır.

a) $\xi_1 = 8,3171$ mm. için

$$\Delta r = (8,3171 - 7,8540) \operatorname{Cotg} 20^\circ$$

$$\|\Delta r = 1,2724 \text{ mm.}$$

$$r_{\text{düzeltilmiş}} = 47,5 + 1,2724$$

$$\|r = 48,7724 \text{ mm.}$$

b) $\xi_1 = 7,8540$ mm. için

$$\|\Delta r = 0$$

$$\|r_{\text{düzeltilmiş}} = 47,5 \text{ mm.}$$

7°- Yüzey eğim açısı α_p ;

Artık düzeltilmiş r değeri hesaplandı (bundan sonraki denklemlerde kullanılacaktır).

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \cos \varphi_d + \frac{p_*}{r} \sin \varphi_d \quad (\text{Eşitlik EB/13})$$

a) $\varphi_d = 3,4256^\circ$ ve $r = 48,7724$ mm. için

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 3,4256 + \frac{20}{48,7724} \sin 3,4256$$

$$\operatorname{tg} \alpha_p = 0,3878$$

$$\|\alpha_p = 21,1963^\circ$$

b) $\varphi_d = 3,2433^\circ$ ve $r = 47,5$ mm. için

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 3,2433 + \frac{20}{47,5} \sin 3,2433$$

$$\operatorname{tg} \alpha_p = 0,3872$$

$$\alpha_p = 21,1664^\circ$$

8°- Kontrol ölçüsü M_j

$$M = 2 \cdot r \cos \varphi_d + D - 2 \cdot Z_d \operatorname{tg} \alpha_p \quad (\text{Eşitlik EB/15a})$$

a) $D = 16,3$ mm. için

$$M = 2 \cdot 48,7724 \cos 3,4256 + 16,3 + 2 \cdot 7,1213 \cdot 0,3878$$

$$\| M = 119,1938 \text{ mm}$$

b) $D = 15,386 \text{ mm}$. için

$$M = 2 \cdot 47,5 \cos 3,2433 + 15,386 + 2 \cdot 6,722 \cdot 0,3872$$

$$\| M = 115,4394 \text{ mm}$$

N- Sonsuz vidası

1°- Helis açısı δm ;

$$\text{tg } \delta m = \frac{m \cdot z_1}{d_m} = \frac{10 \cdot 4}{95}$$

$$\text{tg } \delta m = 0,4211$$

$$\delta m = 22,8337^\circ$$

2°- φ_{nm} açısı;

$$\sin \varphi_{nm} = \frac{\pi m + 2 A s_n / \cos \delta m \text{ tg } \delta m - \text{tg}^2 \delta m \cdot \varphi_{nm}}{4 r_m} \quad (\text{Eşitlik EB/23})$$

$$\sin \varphi_{nm} = \frac{\pi \cdot 10}{4 \cdot 47,5} \cdot 0,4211 - (0,4211)^2 \cdot \varphi_{nm}$$

$$\sin \varphi_{nm} + 0,1773 \cdot \varphi_{nm} = 0,0696$$

$$\sin \varphi_{nm} = u \text{ olsun}$$

$\varphi_{nm} = \arcsin u$ olur dolayısıyla φ_{nm} radyanı yerine φ_{nm} derece olmak üzere $\sin \varphi_{nm}$ koyabiliriz.

$$\sin \varphi_{nm} + 0,1773 \sin \varphi_{nm} = 0,0696$$

$$\sin \varphi_{nm} = 0,0591$$

$$\varphi_{nm} = 3,3882^\circ$$

3°- φ_n açısı;

$$\left. \begin{aligned} \sin \varphi_n &= \frac{b}{r(1+a^2)} \left[a \sqrt{\frac{r^2}{b^2} (1+a^2)} - 1 \right] - 1 \\ a &= \text{tg } \alpha_n \sin \delta m \\ b &= r_m (a \cos \varphi_{nm} - \sin \varphi_{nm}) \end{aligned} \right\} (\text{Eşitlik EB/24b})$$

$$a = \text{tg } 20^\circ \sin 22,8337$$

$$\| a = 0,1412$$

$$b = 47,5 (0,1412 \cos 3,3882 - 0,0591)$$

$$\| b = 3,888$$

$$\sin \varphi_n = \frac{3,888}{47,5 [1 + (0,1412)^2]} \left\{ 0,1412 \sqrt{\frac{(47,5)^2}{(3,888)^2} [1 + (0,1412)^2]} - 1 \right\} - 1$$

$$\sin \varphi_n = 0,0591$$

$$\| \varphi_n = 3,3882^\circ$$

4°- α_x açısı;

$$\text{tg } \alpha_x = \frac{\cos \delta m + \frac{p_*}{r} (\sin \delta m \cos \varphi_n - \text{Cotg } \alpha_n \sin \varphi_n)}{\sin \delta m \sin \varphi_n + \text{Cotg } \alpha_n \cos \varphi_n} \quad (\text{Eşitlik EB/25})$$

$$\text{tg } \alpha_x = \frac{\cos 22,8337 + \frac{20}{47,5} (\sin 22,8337 \cdot \cos 3,3882 - \text{Cotg } 20^\circ \sin 3,3882)}{\sin 22,8337 \cdot \sin 3,3882 + \text{Cotg } 20^\circ \cdot \cos 3,3882}$$

$$\text{tg } \alpha_x = \frac{1,0164}{2,7656} = 0,3675$$

$$\| \alpha_x = 20,1784^\circ$$

5°- Z_d koordinatı;

$$Z_d = - \frac{D}{2 \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_x + (b_*/r)^2}} \quad (\text{Eşitlik EB/19})$$

$D = 16,3 \text{ mm}$. için

$$Z_d = - \frac{16.3}{2\sqrt{1 + (\operatorname{tg} 20,1794)^2 + (20/47,5)^2}}$$

$$\|Z_d = -7,1143 \text{ mm.}$$

$D = 15,402 \text{ mm. için}$

$$Z_d = - \frac{15,402}{2\sqrt{1 + (\operatorname{tg} 20,1784)^2 + (20/47,5)^2}}$$

$$\|Z_d = -6,7224 \text{ mm.}$$

$6^\circ - \varphi_d$ açısı;

$$\operatorname{tg} \varphi_d = \frac{P_x / r}{\operatorname{tg} \alpha_x - r / Z_d} \quad (\text{Eşitlik EB/8}\alpha)$$

$D = 16,3 \text{ mm için}$

$$\operatorname{tg} \varphi_d = \frac{20/47,5}{\operatorname{tg} 20,1784 + 47,5/7,1143} = 0,0598$$

$$\|\varphi_d = 3,4222^\circ$$

$D = 15,402 \text{ mm. için}$

$$\operatorname{tg} \varphi_d = \frac{20/47,5}{\operatorname{tg} 20,1784 + 47,5/6,7224} = 0,0566$$

$$\|\varphi_d = 3,2395^\circ$$

$7^\circ - \xi_1$ koordinatı;

$$\xi_1 = Z_d - P_x \cdot \varphi_d \quad (\text{Eşitlik EB/9}\alpha)$$

$D = 16,3 \text{ mm. için}$

$$\xi_1 = -7,1143 - 20 \cdot 0,0597$$

$$\|\xi_1 = -8,3083 \text{ mm.}$$

$D = 15,402 \text{ mm. için}$

$$\xi_1 = -6,7224 - 20 \cdot 0,0565$$

$$\|\xi_1 = -7,8540 \text{ mm.}$$

$8^\circ -$ Düzeltilmiş r değeri;

$$\Delta r = (\xi_1 - \xi) \operatorname{Cotg} \alpha_x \quad (\text{Eşitlik EB/20})$$

$\xi = -7,8540 \text{ mm.}$ hesaplamıştık (Eşitlik EB/22 den de hesaplarsa aynı sonuç çıkar).

$D = 16,3 \text{ mm. için}$

$$\Delta r = (8,3083 - 7,8540) \operatorname{Cotg} 20,1784$$

$$\|\Delta r = 1,2362 \text{ mm.}$$

$$r = 47,5 + 1,2362$$

$$\|r = 48,7362 \text{ mm.}$$

$D = 15,402 \text{ mm. için}$

$$\Delta r = 0$$

$$\|r = 47,5 \text{ mm}$$

$9^\circ -$ Yüzey eğim açısı α_p ;

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \cos \varphi_d + \frac{P_x}{r} \sin \varphi_d \quad (\text{Eşitlik EB/13})$$

$D = 16,3 \text{ mm için.}$

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \operatorname{tg} 20,1784 \cdot \cos 3,4222 + \frac{20}{48,7362} \cdot \sin 3,4222$$

$$\operatorname{tg} \alpha_p = 0,3913$$

$$\|\alpha_p = 21,3704^\circ$$

$D = 15,402 \text{ mm. için}$

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \operatorname{tg} 20,1784 \cdot \cos 3,2395 + \frac{20}{47,5} \cdot \sin 3,2395$$

$$\operatorname{tg} \alpha_p = 0,3907$$

$$\alpha_p = 21,3409^\circ$$

10° Kontrol ölçüsü M;

$$M = 2r \cos \psi_d + D - 2 \cdot Z_d \operatorname{tg} \alpha_p \quad (\text{Eşitlik EB/15a})$$

D=16,3 mm. için

$$M = 2 \cdot 48,7362 \cdot \cos 3,4222 + 16,3 + 2 \cdot 7,1143 \cdot 0,3913$$

$$\| M = 119,166 \text{ mm.}$$

D=15,402 mm. için

$$M = 2 \cdot 47,5 \cdot \cos 3,2395 + 15,402 + 2 \cdot 6,7224 \cdot 0,3907$$

$$\| M = 115,503 \text{ mm.}$$

Sonuçları bir cetvelde topliyalım.

Bütün ölçüler mm. dir.	A-Sonsuz vidası	N-Sonsuz vidası
Uygun tel çapı	15,386	15,402
Kontrol ölçüsü	115,439	115,503
Seçilen tel çapı	16,3	16,3
Kontrol ölçüsü	119,193 (119,053)*	119,166 (119,036)*

*: Parentez içindeki değerler Literatürdeki değerlerdir.

EK-9 - Prof. Dr. - Ing. H. WINTER 'in mektubu

Niemann/Vinter: Maschinenelemente III, 1983 Literatüründeki sonsuz vida mekanizmaları konusunda bazı düşüncelerimi Prof. Dr. H. WINTER'e bir mektupla bildirdim. Yazdığım mektubun özetini ve gelen cevabın özetini vermek istiyorum.

1- Sayfa 87 de ısı geçiş katsayısı,

$$k_{ca} = 5,5 \cdot 10^{-3} (1 + 0,1 V_{ai})$$

şeklinde verilmiştir. Eşitlikteki 5,5 sayısında bir hata var mıdır? k_{ca} sayısı içinde konveksiyon, ışıma ve iletim halleri düşünülmüştür.

2- Mekanizma kutularının hava ile soğutulmalarında kullanılan vantilatörlerin karakteristik değerlerini pratik olarak veren literatür tavsiye edermisiniz.

3- Sayfa 82 eşitlik 25/58 deki $\eta_{z,max}$ değeri

$$\eta_{z,max} = 1 + 2 \mu_z [\mu_z - \sqrt{1 + \mu_z}]$$

şeklinde oluyacaktır.

4- Sayfa 87 de soğutma yüzeyinin hesaplanmasında «iyi soğutma kanatlı mekanizma kutusu» ile anlatılmak istenen nedir.

5- $Tg \gamma_m = m \cdot z_1 / d_{m1}$ eşitliğindeki helis açısı γ_m için çeşitli literatürlerde sınır değerler konmuştur acaba size göre bu sınır değerlerin konması uygun mudur? (Sayfa 101 örnek 2 de, $z_1 = 3$ ve $\gamma_m = 27,6325^\circ$ bulunmuştur. γ_m değeri mesala şu literatürde sınır değeri aşmıştır. «Darle W. DUDLEY: Gear Handbook 1962 Sayfa 5-68 tablo 5-30»

6- Sayfa 102 Örnek 2 de $d_{e2} = 147$ mm oluyacaktır?

7- Sayfa 102 Örnek 3 de bazı rakam hataları yok mudur?

8- Sayfa 102 Örnek 3'ü G. Niemann: Maschinenelemente II, 1960'a göre çözersek $S_T = 0,59 < 1$, $S_H = 1,23$, $S_F = 3,14$, $S_S = 2,3$ değerleri elde edilir. Halbuki Örnek 3 de $S_T = 1,1 > 1$ dir. Yani iki metodun çözüm sonuçları farklı. Acaba çözümde benim mi hatam var? Hangi metodu önerirsiniz.

Saygılarımla

Dipl. Ing. Tuncer Özkan

PROFESSOR DR.-ING. H. WINTER

Ordinarius für Maschinenelemente,
Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG)
TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Telefon: Prof. H. Winter (089) 2105-2871
Sekretariat (089) 2105-2872
Telex: (T.U. München) 522854 tumue d
Bahnstation: München - Hauptbahnhof
Zufahrt: Tor IV Gabelsbergerstr. (Uhrturm)

Prof. Dr.-Ing. H. Winter, T.U. München : Arcisstr. 21 · 8000 München 2

Herrn Dipl.-Ing.
Tuncer Özkan
Stellvertretender Abteilungsleiter
der Zentralenwerkstätten der Türki-
schen Steinkohlen-Bergbau Gesellschaft

P.K. 102 Zonguldak-Türkei

Ihre Nachricht vom

Ihr Zeichen

Unser Zeichen

Datum

10: C 55

14.8.84/br/C

Betr.: Niemann/Winter: Maschinenelemente III, 1983

Lieber Herr Özkan,

vielen Dank für Ihren Brief. Bitte entschuldigen Sie, daß sich die Beantwortung so lange verzögert hat.

Wir haben Ihre kritischen Hinweise geprüft. Daraus ergibt sich folgende Stellungnahme:

zu 1. Seite 87, Wärmedurchgangszahl. Nach neueren Versuchen sollte k_{ca} tatsächlich geändert werden. Für einen Neudruck haben wir vorgesehene:

$$k_{ca} \approx 15 \cdot 10^{-3} (1 + 0,1 \cdot v_{ai}), \dots (25/72)$$

wobei $v_{ai} \approx$ Fahrzeuggeschwindigkeit; praktisch gibt es hier kaum Kühlprobleme, wenn die Luft das Getriebe unbehindert umströmen kann.

Mit dieser Formel soll Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung berücksichtigt werden.

zu 2. Literatur über Einfluß von Lüftern auf die Wärmeabführung.

● AGMA 420.04: Practice for Enclosed Speed Reducers or Increasers Using Spur, Helical, Herringbone and Spiral Bevel Gears Dec. 1975 (siehe auch ME II, S. 226).

● Leimann, D.O.: Erhöhung der Wärmegrenzleistung bei Getrieben mit Lüfterkühlung. Konstr. 31 (1979) 11, 434...438.

● Podgornik, V.; Vizintin, J.: Calculation of Losses and Heat Abduction in Worm Gears. International Symposium on Gearing & Power Transmissions Tokyo 1981.

Empfänger: Dipl.-Ing. Tuncer Özkan

Tag: 14.8.84/br/C Blatt: -2-

zu 3. Die im Buch angegebene Gleichung für η_{zmax} ist fehlerhaft. Die von Ihnen abgeleitete Gleichung ist richtig.

zu 4. Zum Einfluß von Kühlrippen: Statt "für gut verripptes Gehäuse" sollte es heißen: "Wärmetechnisch verripptes Gehäuse".

Das bedeutet:

- Möglichst Rippen in Richtung der Luftströmung,
- Große Kühlfläche
- Wenig Konvektionsbehinderung durch Einbau.

zu 5. In diesem Beispiel war ein möglichst hoher Wirkungsgrad gefordert. In Anbetracht der kleinen Leistung scheint der größere Steigungswinkel hier gerechtfertigt.

zu 6. Sie haben recht, auf Seite 102, Beispiel 2 muß es heißen: $d_{e2} = 147,42 \text{ mm}$.

zu 7. Beispiel 3 enthält leider einige Fehler. Eine Kopie mit Korrekturen ist als Anlage beigefügt. (Setzt man den in Beispiel 3 errechneten Wirkungsgrad ein, so ist der Wert $T_2 = 4286 \text{ Nm}$ richtig, ebenso der Wert für die Durchbiegesicherheit).

zu 8. Die beigegebene Rechnung ist nach dem alten Buch ME II durchgeführt. Dazu ist zu sagen:

- a) Es wurde ein weniger gut verripptes Gehäuse angenommen.
- b) Das Rechenverfahren für k_{ca} wurde geändert:

altes Buch: $(n_1/1000)^{1,55}$ neues Buch: $(n_1/60)^{0,75}$

die errechneten Werte für k_{ca} liegen zu hoch: für $n_1 = 1500 \text{ U/min}$ ist $k_{ca} \approx 35 \text{ W/m}^2 \text{ K}$; Die Werte für die Gehäuseoberfläche liegen etwas zu niedrig.

Insgesamt ist das Rechenverfahren für die Temperatursicherheit sehr mit Vorsicht anzuwenden.

Die errechneten Sicherheiten haben sich natürlich im neuen Buch geändert, da neue Beiwerte eingeführt wurden (Grübchen und Fuß).

Ich hoffe, lieber Herr Özkan, daß diese Stellungnahme von Nutzen ist. Für mich waren Ihre Hinweise sehr wertvoll. Wir werden die Korrekturen beim Neudruck berücksichtigen.

Mit freundlichen Grüßen

(Prof. Dr.-Ing. H. Winter)

Anlagen

Gewählt: $z_2 = 29$ (unrundes Zähnezahlnverhältnis verringert die schädliche Wirkung von Teilungsfehlern). Übersetzung $i (= u) = 31/3 = 9,66$; Abweichung: 3,3%, zulässig. — d_{m1}/a aus Bild 25/17 (für hohen Wirkungsgrad): $d_{m1}/a = 0,33$.

Berechnet: Mittlerer Schneckendurchmesser: $d_{m1} = (d_{m1}/a) a = 26,4$ mm; Steigungswinkel am mittl. Schneckendurchmesser nach (25/24) mit $x = 0$; $\tan \gamma_m = 0,52351$; $\gamma_m = 27,6325^\circ$. — Weitere Größen: Zahnformzahl nach (25/22): $q = 5,7305$; Modul nach (25/6): $m = 4,6069$ mm;

Durchmesser: Nach (25/12): $d_2 = 133,6$ mm; nach (25/10): $d_{a1} = 35,61$ mm; nach (25/14) mit $c_1 \approx 0,2$ m: $d_{f1} = 15,34$ mm; $d_{m2} = d_2 = 133,6$ mm ($da x = 0$); nach (25/11): $d_{a2} = 142,81$ mm; nach (25/15) mit $c_2 = c_1$: $d_{f2} = 122,54$ mm; nach (25/13): $d_{e2} \approx 127$ mm.

Weitere Maße: Nach (25/28): $b_1 = 63$ mm; nach (25/29): $b_2 = 28,5$ mm. Zahnreibungszahl nach (25/60) und Bild 25/16: $\mu_z = 0,089$ (mit $v_{gm} = 1,17$ m/s nach (25/27)). Verzahnungswirkungsgrad nach (25/56): $\eta_z = 81,5\%$. — Zum Vergleich: Für $d_{m1}/a = 0,33$: $\eta_z = 81,5\%$.

3. Beispiel. Nachweis von Wirkungsgrad und Sicherheiten.

Gegeben: Achsabstand $a = 250$ mm, Zähnezahlnverhältnis $u = 40/1$, mittl. Steigungswinkel $\gamma_m = 7,1386^\circ$, mittl. Schneckendurchmesser: $d_{m1} = 83,2$ mm, mittl. Schneckenraddurchmesser: $d_{m2} = 416,8$ mm, Schneckenradzahnbreite: $b_2 = 70$ mm, Schneckenlagerabstand: $l_1 = 450$ mm, Eingangsleistung: $P_1 = 22$ kW Eingangsrehzahl: $n_1 = 1500$ min⁻¹, geforderte Lebensdauer bei Dauerbetrieb: $L_h = 25000$ h, Werkstoffpaarung: Rad: GZ-CuSn 12Ni, Schnecke: 16MnCr5E (geschliffen), Schmierung: Mineralöl: $v_{50} = 175$ m²/s, $v_{80} = 50$ m²/s, Außenlufttemperatur: $\vartheta_{al} = 20^\circ$ C; max. Öltemperatur: $\vartheta_{Lgrenz} = 90^\circ$ C. Zusätzliche Kühlung durch Lüfter auf Schneckenwelle. Wälzlagerung. ZI-Schnecke treibt.

Gesucht: Wirkungsgrad und Tragfähigkeit bei Anwendungsfaktor $K_A = 1$.

^{0,25/0,3} Berechnet: Gleitgeschwindigkeit nach (25/27): $v_{gm} = 6,59$ m/s; Zahnreibungszahl nach (25/60) und Bild ^{3,6} 25/16: $\mu_z = 0,028$; Verzahnungswirkungsgrad nach (25/56): $\eta_z = 0,814$; Verzahnungsverlustleistung nach ^{0,50} (25/54): $P_{Vz} = 4,09$ kW; Leerlaufverlustleistung nach (25/61): $P_{V0} = 0,48$ kW; Verlustleistung durch Lagerbelastung nach (25/62): $P_{VLP} = 0,59$ kW; somit Gesamtverlustleistung: $P_V = 5,16$ kW; ^{4,62} Gesamtwirkungsgrad nach (25/51): $\eta_G = 0,765$ (76,5%), ^{0,77} (77%).

Temperatursicherheit: zulässige Gehäuseübertemperatur nach (25/68): $\vartheta_{uozul} = 59,24$ K; Gehäuseoberfläche (gut verrippigt Gehäuse) nach (25/69): $A_{ca} = 2,46$ m²; Wärmedurchgangszahl nach (25/70): $k_{ca} = 3,61 \cdot 10^{-2}$ kW/m² K; abgeführte Wärmeleistung nach (25/67): $Q_{ab} = 5,26$ kW; Temperatursicherheit ^{1,14} nach (25/66): $S_T = 1,1$.

Grübensicherheit: Grübchenfestigkeit nach Tafel 25/4: $\sigma_{Hlim} = 520$ N/mm²; Lebensdauerfaktor nach (25/80): $Z_H = 1,0$; Lastwechselfaktor nach (25/82): $Z_N = 0,805$; Elastizitätsfaktor nach Tafel 25/4: $Z_E = 152,2$ (N/mm²)^{1/2}; Kontaktfaktor nach Bild 25/19: $Z_Q = 2,96$; Abtriebsmoment (25/51) und nach ^{4,42} Tafel 20/3: $T_2 = 4445$ Nm; Grübensicherheit nach (25/84): $S_H = 1,74$; Kraftsicherheit = 3,03.

Verschleißsicherheit: Lastwechselzahl am Rad: $N_L = 60L_h n_1 / u = 5,62 \cdot 10^7$; Verschleißfestigkeit nach Bild 25/20: $\sigma_{Wlim} = 82,5$ N/mm² für $\Delta m_{lim} = 0,1$ kg (gewählt); Paarungsfaktor nach Tafel 25/5: $W_P = 1,04$; Rauheitsfaktor für $R_z = 3$ μ m: $W_R = 1$; Geschwindigkeitsfaktor nach (25/87): $W_V = 3,14$ mit $v_{50} = 0,13$ nach Tafel 25/5; Verschleißsicherheit nach (25/88): $S_W = 1,1$; Kraftsicherheit = ^{1,21} 1,21 (Verschleiß- ^{1,2} geschwindigkeit: $\Delta m_s < 4$ mg/h).

Zahnbruchsicherheit: Grenzwert der Zahnfußbeanspruchung nach Tafel 25/4: $U_{lim} = 225$ N/mm²; Modul nach (25/6): $m = 10,42$ mm; statische Umfangskraft nach (25/37): $F_{tm2} = 21329$ N; Zahnbruch- ^{2,23} sicherheit nach (25/90): $S_F = 7,7$.

^{4,2} Durchbiegesicherheit: Zulässige Durchbiegung nach (25/95): $\delta_{lim} = 114$ μ m; resultierende Durch- ^{3,2} biegun nach (25/94): $\delta_m = 13$ μ m; Durchbiegesicherheit nach (25/96): $S_\delta = 8$ mit $\alpha_x = 20^\circ$. ^{1,3}

25.9 Literatur zu 25

Normen, Richtlinien

- 25/1 DIN 3975 Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinderschneckengetriebe mit Achsenwinkel 90°
- 25/2 DIN 3976 Zylinderschnecken, Abmessungen, Zuordnung von Achsabständen und Übersetzungen in Schneckengetrieben
- 25/3 DIN 1705 Kupfer-Zinn- und Kupfer-Zinn-Zink-Gußlegierungen
- 25/4 DIN 1709 Kupfer-Zinn-Gußlegierungen
- 25/5 DIN 1714 Kupfer-Aluminium-Gußlegierungen
- 25/6 DIN 51509 Auswahl von Schmierstoffen für Zahnradgetriebe, Teil I: Schmieröle
- 25/7 British Standard 721-1963 Specification for Worm Gearing
- 25/8 AGMA 440.04-1971 Practice for single and double-reduction cylindrical-worm and helical-worm-speed reducers

LİTERATÜR

- [1] Prof. Dr. Ing. G. NIEMANN - Gazanfer Harzadın, Süleyman Yurdakonar
«Makina Elemanları»
Matbaa Teknisyenleri Koll. Şti. İSTANBUL-1970
- [2] AGMA Standard 213.02 (U.S.A)
«Surface Durability of cylindr. worm gearing»
- [3] Dudley/Winter
«Zahnräder»
Springer-Verlag 1961
- [4] Prof. Dr. A. Schiebel
«Zahnräder»
Springer-Verlag 1957
- [5] Roloff/Matek
«Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung»
Braunschweig, Vieweg Verlag 1974, 1983
- [6] Dubbel
«Taschenbuch für den Maschinenbau»
Springer-Verlag 1981
- [7] British Standard 721-1963
«Specification for Worm Gearing»
- [8] Kurt ZIRPKE
«Zahnräder»
VEB Fachbuchverlag Leipzig-1980
- [9] Tochtermann/Bodenstein
«Konstruktionselemente des Maschinenbaues»
Springer-Verlag 1968
- [10] Karl-Heinz DECKER
«Maschinenelemente, Gestaltung und Berechnung»
Carl Hanser Verlag München 1975, 1982
- [11] Dipl.-Ing. Hermann Trier
«Die Kraftübertragung durch Zahnräder»
Springer-Verlag 1962
- [12] Prof. Lütfullah ULUKAN/Asis. Tulga ÖZSOY
«Diş çark mekanizmaları»
İ.T.Ü Makina Fakültesi Ofset Matbaası. İSTANBUL-1973
- [13] M. ten Bosch - H. İleri
«Makina elemanları hesabı»
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 721
Matbaa Teknisyenleri Basımevi. İstanbul-1968
- [14] Albert G-GUY-Doğan E. GÜCER
«Fiziksel Metallurjinin Esasları (Malzeme Bilgisi)»
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 533
Teknik Üniversite Matbaası İSTANBUL-1963

[15] SAMUEL L. HOYT

«ASME HANDBOOK, Metals Properties»

McGRAW-HILL BOOK COMPANY. 1954

[16] «ATLAS ZUR WÄRMEBEHANDLUNG DER STÄHLE»

Verlag Stahleisen M. B. H., DÜSSELDORF 1961

[17] G. Niemann / H. Winter

«Maschinenelemente»

Springer-Verlag 1983

[18] Jesse HUCKERT

«ASME HANDBOOK, Engineering Tables»

McGRAW-HILL BOOK COMPANY, 1956

[19] Prof. Dr. Mustafa AKKURT

«Makina Elemanları»

Bursa Üniversitesi Basımevi 1980

[20] Talat Doğanay

«Dişli Çarklar»

Arı Kitapevi Matbaası İSTANBUL-1963

[21] Hütte

«Des Ingenieurs Taschenbuch Maschinenbau Teil A»

Verlag Von Wilhelm Ernst Sohn Berlin 1954

[22] Darle W. DUDLEY

«Gear Handbook The Design, Manufacture and Application of Gears»

Mc GRAW-HILL BOOK COMPANY NEWYORK 1962

[23] METALS HANDBOOK

«Heat Treating, Cleaning and Finishing»

Amerikan society for metals. 1967

[24] Prof. Dr. Hikmet BİNARK

«Motor Konstrüksiyonu»

İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 434

Kutulmuş Matbaası İSTANBUL 1964

[25] Dr. Alpin Kemal Dağsöz

«Isı Transferine Giriş»

İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 770

Arkadaşlar Matbaası İstanbul 1969

[26] Doç. Dr. Alpin Kemal Dağsöz

«Isı iletimi»

İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 978

Matbaa Teknisyenleri Basımevi. İSTANBUL-1974

[27] Doç. Dr. Mustafa AKKURT - Y. Müh. Malik KENT

«Makina Elemanları»

İ.T.Ü.M.M. Fakültesi Sayı: 106

İ.T.Ü Matbaası Gümüşsuyu-1975

[28] Prof. Dr. M. Nimet ÖZDAŞ - Prof. Dr. Mustafa GEDİKTAŞ

«Teknik Resim»

İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 313

Dizerkanca Matbaası İSTANBUL-1972

- [29] Dr. Mustafa AKKURT - Dr. Mustafa SAVCI
«Makina Elemanları»
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 900 ve 911
Şirketi Mürettebiye Basımevi İSTANBUL-1972
- [30] «The Design of Rolling Bearing Mountings»
FAG Kugelfischer Georg Schäfer Co. Schweinfurt.
W. - GERMANY
- [31] Decker/KABUS - Dipl. İng. İsmet Benayyat
«Gözümlü Makina Elemanları Problemleri Cilt: II»
Güven kitap evi. Öğretmen Matbaası 1974
- [32] Herm HAEDER
«Konstruieren Und Rechnen»
Richard Carl Schmidt Co. Braunschwing. 1970
- [33] Şefik OKTAY
«Dişli Çarklar Cilt: III»
Matbaa Teknisyenleri Basımevi. İSTANBUL-1972
- [34] Prof. Lutfullah ULUKAN
«Kaymalı Yataklar, Yağlama Tekniği»
İ.T.Ü Makina fakültesi Ofset Matbaası İSTANBUL-1970
- [35] Prof. Güher DOSDOĞRU
«Kaldırma Makinaları»
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 734
İ.T.Ü. Mak. Fak. Ofset Baskı Atölyesi. İSTANBUL-1968
- [36] Dr. İng. O. Fratschner
«Maschinenelemente»
Verlag W. Girardet ESSEN 1952
- [37] Prof. Dr. İng. Hellmut ERNST - Prof. T. ARITAN
«Kaldırma makinaları»
FON Matbaası Ankara - 1975
- [38] Ord. Prof. Hulki EREN - Doc. Dr. Necmettin ERBAKAN
«Isı yayılımı»
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 582
Berksoy Matbaası İSTANBUL-1964
- [39] Dipl. İng. Rolf BAUER - Dipl. İng. Günther SCHNEIDER
«Maschinenteile Band II. Achsen-Wellen-lager-Kupplungen»
VEB FACHBUCHVERLAG - LEIPZIG 1974
- [40] Dipl. - İng. Eduard Walther
«Technische Formeln»
VEB FACHBUCHVERLAG - LEIPZIG 1974
- [41] Prof. Dr. Alpin KEMAL DAĞSÖZ
«Isı geçisi»
Kipas Dağıtımçılık kavukluoğlu Matbaası İSTANBUL-1984
- [42] Leimann, D. O
«Erhöhung der Wärmegrenzleistung bei Getrieben mit
Lufterkühlung. Konstruktion 31 (1979) 11, 434... 438»
Springer - Verlag 1979

- [43] Asis. Y. Müh. Sorman GENÇAY
«GÖZÜMLÜ ISI İLETİMİ PROBLEMLERİ»
Matbaa Teknisyenleri Basımevi İSTANBUL-1970
- [44] Winter, H; Hösel, Th.; Huber, G.
«Weiter entwickelte Tragfähigkeitsberechnung für Zylinder-Schneckengetriebe»
VDI-Berichte Nr 332, (1979) 217... 224
- [45] ZANKER, A.
«Nomographs for the calculation of worm gearing efficiency»
Machinery and production engineering. 9 August 1972 S. 206-208
- [46] W. Schröder, D.-O. Leimann
«Radiallüfter für die Getriebekühlung»
Antriebstechnik 19 (1980) Nr. 12 S. 598-602
- [47] Prof. Dr. Ahmet Rasim Büyüktür.
«Radyal vantilatörler»
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 657
Küçükaydın Matbaası
İSTANBUL - 1966
- [48] Prof. Dr. Cahit ÖZGÜR - Prof. Dr. Hasan Fehmi YAZICI
«Pompalar, Vantilatörler, Kompresörler»
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 856
ÖZARKADAŞ MATBAASI
İSTANBUL - 1971
- [49] Podgornik, V.; Vizintin, J.: Calculation of losses and Heat Abduction in Worm Gears. International Symposium on Gearing Power Transmissions Tokyo 1981.
- [50] C. MONTEIL- NEJAT AYBERS
«Vantilatörler, Körükler ve Santrifüj Kompresörler»
İ.T.Ü Kütüphanesi Sayı: 502
Teknik Üniversite Matbaası İSTANBUL-1962
- [51] Winter, H. Michaelis, K.
«Untersuchungen zum Wärmehaushalt von Getrieben»
Antriebstechnik 20 (1981) Nr. 3 S. 70... 74
- [52] W. Schröder, D.-O. Leimann
«Ermittlung der Getriebeverlustleistung»
Antriebstechnik 19 (1980) Nr. 11 S. 532... 535
- [53] L. Rinder
«Tragfähigkeitsuntersuchungen Schneckenrädern aus der Aluminium-Zink-Legierung Alzen 501»
Konstruktion 28 (1976) S. 291... 300
Springer-Verlag 1976
- [54] G. Bock, R. Noch und O. Steiner
«Zahndickenmessung an Getriebe schnecken nach der Dreidrahtmethode»
Messtechnik 10 (1973) S. 319... 326
- [55] Erich Boecker, Günter Rachel

« Messprobleme bei der Fertigung von Schneckengetrieben »
Werkstatt und Betrieb 97 (1964) S. 153...156