

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**BİLYELİ SONSUZ VİDA MEKANİZMASI TASARIMI VE
İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SAİT KOÇAK

DENİZLİ, TEMMUZ - 2014

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**BİLYELİ SONSUZ VİDA MEKANİZMASI TASARIMI VE
İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SAİT KOÇAK

DENİZLİ, TEMMUZ - 2014

KABUL VE ONAY SAYFASI

Sait KOÇAK tarafından hazırlanan “BİLYELİ SONSUZ VİDA MEKANİZMASI TASARIMI VE İMALATI” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 15.07.2014 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman
Prof. Dr. Ahmet Çetin CAN



Üye
Doç. Dr. Tezcan ŞEKERCİOĞLU



Üye
Doç. Dr. Hasan ÇALLIOĞLU



Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 25/07/2014 tarih ve ..31../15.... sayılı kararıyla onaylanmıştır..



Prof. Dr. Orhan KARABULUT

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Bu tez alışması PAU BAP tarafından 2013FBE034 nolu proje ile desteklenmiştir.

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.

SAİT KOÇAK



ÖZET

BİLYELİ SONSUZ VİDA MEKANİZMASI TASARIMI VE İMALATI
YÜKSEK LİSANS TEZİ
SAİT KOÇAK
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

(TEZ DANIŞMANI: PROF. DR. AHMET ÇETİN CAN)

DENİZLİ, TEMMUZ - 2014

Bu tez kapsamında, diğer dişli çark mekanizmalarına nazaran verimi çok düşük olan sonsuz vida mekanizması yerine, farklı bir tasarım geliştirilerek verim artırmaya yönelik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, bilyeli mil-somun mekanizmalarının çalışma prensipleri üzerinde araştırma yapılmıştır. Böylelikle sonsuz vida mekanizmasında kayma ile iletilen kuvvetlerin yuvarlanma hareketi ile iletilmesi düşünülmüş bu noktada çeşitli tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Birinci olarak bilye tanelerinin bilyeli millerde olduğu gibi yuvarlanarak ilerleme hareketi yapabileceği bir tasarım üzerinde durulmuştur. Ancak bu tasarımdan kısa vade de istenilen sonuçlar alınamamıştır. Daha sonra bilye tanelerinin sonsuz vida mili üzerinde helisel oyuklar içine yerleştirildiği bir tasarım geliştirilmiştir. Geliştirilen bu yeni mekanizma piyasa şartlarında hazır bulunan, çevrim oranı 30 eksenler arası mesafesi 80 mm olan bir sonsuz vida redüktörünün içine yerleştirilecek şekilde güncellenmiş ve imalatı gerçekleştirilmiştir. İmalat aşamasından sonra çevrim oranları ve eksenler arası mesafeleri aynı olan, ayrıca boyutları teorik olarak doğrulanan eski tip sonsuz vida mekanizması ile yeni tip bilyeli sonsuz vida mekanizmasının verimleri deneysel olarak Dişli Verimliliği Belirleme Deney Düzeneği aracılığıyla hesaplanmıştır. Ardından bulunan teorik ve deneysel sonuçlar irdelenmiş, bilyeli sonsuz vida mekanizmasının daha verimli olduğu saptanmıştır.

Bu mekanizmanın tasarımından doğan patent hakkı için buluşçuları Ahmet Çetin Can ve Sait Koçak olmak üzere Türk Patent Enstitüsüne 2014/08300 başvuru numarası ile başvurulmuştur.

ANAHTAR KELİMELER: Sonsuz vida mekanizması, bilyeli mil, verim

ABSTRACT

DESIGN AND MANUFACTURE OF THE BALL WORM GEAR MECHANISM

MSC THESIS

SAİT KOÇAK

**PAMUKKALE UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE
MECHANICAL ENGINEERING**

(SUPERVISOR:PROF. DR. AHMET ÇETİN CAN)

DENİZLİ, JULY 2014

In this thesis, studies formed out by developing a different design in order to increase efficiency instead of very low efficient worm gear mechanism, compared to other gear mechanisms. First, the ball-screw mechanism working principles of miles was researched over. In the ball screw mechanism so that rolling motion of the forces transmitted by the sliding thought to be mediated by the various designs were performed at this point. At first the ball rolling pieces as in balled screws design focused on a motion that translation motion formed by rotation motion. However, these results could be required in the short term by design. Then on the worm gear of the ball screw unit is placed in a design has been developed helical dozes. the new design upgraded that has been developed by putting in to a market ready- worm gear reducer which has gear ratio 30, distance between axes 80 mm and after that manufactured.

After manufacturing the with the same gear ratios and same axis spaces old worm gear mechanism's which size has been proved theoretically and the new type worm gear mechanism's efficiency is calculated by the use of Gear Efficiency Definition Experiment set, After that the results obtained experimentally and theoretically are examined, by the enhancing conditions of manufacturing it is defined that better efficiency increases are absolute.

This mechanism inventors to patent rights arising from the design belongs to Ahmet Çetin Can and Sait Kocak the Turkish Patent Institute 2014/08300 has been referenced by the reference number.

KEYWORDS: Worm gear mechanism, ball screw, efficiency

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
TABLO LİSTESİ	vi
ÖNSÖZ.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Sonsuz Vida Mekanizmasının Tarihsel Gelişimi	1
1.2 Sonsuz Vida Mekanizmasının Kullanım Yerleri.....	2
2. SONSUZ VIDA TİPLERİ	3
2.1 A - Tipi Sonsuz Vida Profili.....	3
2.2 I - Tipi Sonsuz Vida Profili	5
2.3 N - Tipi Sonsuz Vida Profili.....	7
2.4 K - Tipi Sonsuz Vida Profili.....	9
2.5 C Tipi Sonsuz Vida Profili	11
3. SONSUZ VIDA VE KARŞILIK DIŞLİSİ TEMEL KAVRAMLAR	14
3.1 Silindirik Sonsuz Vida Parametreleri	14
3.2 Karşılık Dişlisi Parametreleri	17
3.3 Montaj Parametreleri	20
4. SONSUZ VIDA MEKANİZMASI YÜK KAPASİTESİ HESABI.....	21
4.1 Hesaplama İçin Bilinmesi Gereken Geometrik Bilgiler.....	22
4.2 Gerilmelerin Hesaplanması İçin Kuvvet, Hız ve Parametreler	25
4.2.1 Diş Kuvvetleri	25
4.2.2 Hızlar	26
4.2.3 Fiziksel Parametreler	27
4.2.4 Temas Gerilmesinin Hesaplanması	28
4.2.5 Yağlama Film Kalınlığının Hesaplanması.....	29
4.2.6 Aşınma Yolunun Hesabı	29
4.2.7 Yağ Kinematik Viskozitesinin Hesaplanması	30
4.3 Sonsuz Vida Mekanizması Verim ve Güç Kaybı Hesabı.....	30
4.3.1 Toplam Verimlilik	30
4.3.2 Toplam Güç Kaybı.....	31
4.3.3 Dişli Verimliliği	31
4.3.4 Sonsuz Vida ve Karşılık Dişlisinin Beraber Çalışmasından Kaynaklanan Güç Kaybı	34
4.4 Aşınma.....	34
4.4.1 Aşınma Emniyet Faktörü	34
4.4.2 Kabul Edilen Aşınma Miktarı.....	35
4.4.3 Kabul Edilebilir Aşınma	37
4.5 Pullanma.....	38
4.5.1 Pullanma Emniyet Faktörü	39
4.5.2 Gerçek Temas Gerilmesi	39
4.5.3 Sınırlandırılmış Temas Gerilmesi Değeri	39
4.6 Çökme	41
4.6.1 Çökme Emniyet Faktörü	41

4.6.2	Gerçek Çökme	41
4.6.3	Sınırlandırılmış Çökme Değeri	42
4.7	Diş Dibinden Kesilme	42
4.7.1	Diş Dibinden Kesilmeye Karşı Emniyet Faktörü	43
4.7.2	Gerçek Diş Dibinden Kırılma Gerilmesi	43
4.7.3	Sınırlandırılmış Diş Dibi Kesme Gerilmesi Değeri	44
5.	80 GÖVDE SONSUZ VİDA REDÜKTÖR ANALİZİ.....	46
5.1	Boyut Hesapları	48
5.2	Kuvvet Hız Hesapları	48
5.3	Verim Hesapları	49
5.3.1	Sonsuz Vida ve Karşılık Dişlisi Arasındaki Verim	49
5.3.2	Toplam Güç Kaybı.....	50
5.3.3	Toplam Verim.....	51
5.4	Aşınma Hesapları	51
5.5	Pullanma Hesapları.....	54
5.6	Çökme Hesapları	56
5.7	Diş Dibinden Kesilme Hesabı	57
6.	BİLYELİ SONSUZ VİDA TASARIMI VE İMALATI.....	59
6.1	Bilyeli Sonsuz Vidanın Tasarımı ve İmalatı	60
6.1.1	Bilyeli Sonsuz Vidanın Boyutlandırılması	61
6.2	Karşılık Dişlisi Tasarımı Ve İmalatı	61
6.3	Kılavuz Kovan Tasarım Ve İmalatı.....	63
6.4	Gövde Tasarım ve İmalatı	64
6.5	Bilyeli Sonsuz Vida Mekanizmasının Montajı	65
7.	DİŞLİ VERİMLİLİĞİ BELİRLEME DENEY DÜZENEGİ.....	66
7.1	Deney Düzeneginin Genel Yapısı	66
7.2	Hesaplama Kullarılan Formüller.....	67
7.3	80 Gövde Sonsuz Vida Redüktörün Deneysel Verim Analizi	68
7.4	80 Gövde Sonsuz Vida Redüktörün Deney Cihazı Değerlerinde Teorik Verim analizi	70
7.4.1	Sonsuz Vida ve Karşılık Dişlisi Arasındaki Verim	70
7.4.2	Toplam Güç Kaybı.....	72
7.4.3	Toplam Verim.....	73
7.5	80 Gövde Bilyeli Sonsuz Vida Redüktörün Deneysel Verim Analizi	74
7.6	Redüktörlerin Deneysel Verim Kıyasları	76
8.	SONUÇ VE ÖNERİLER	78
9.	KAYNAKLAR.....	80
10.	ÖZGEÇMİŞ.....	82

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1: A - Tipi sonsuz vida profili - Geometrik tanım (TS ISO/TR 10828)....	4
Şekil 2: A - Tipi sonsuz vida profili - İşleme metotları (TS ISO/TR 10828)....	4
Şekil 3: I - Tipi sonsuz vida profili - Geometrik tarif (TS ISO/TR 10828).....	5
Şekil 4: I - Tipi profil - Torna ile işleme metodu (TS ISO/TR 10828)	6
Şekil 5: I - Tipi profil - Taşlamayla işleme metodu – Ç1 (TS ISO/TR 10828)..	6
Şekil 6: I - Tipi profil - Taşlama ile işleme metodu - Ç2 (TS ISO/TR 10828) ..	7
Şekil 7: N - Tipi profil - Geometrik tarif (TS ISO/TR 10828)	8
Şekil 8: N - Tipi profil - İşleme metotları (TS ISO/TR 10828).....	9
Şekil 9: K - Tipi profil - İşleme metotları (TS ISO/TR 10828).....	10
Şekil 10: K - Tipi profil - Koordinat sistemi (TS ISO/TR 10828)	11
Şekil 11: C - Tipi profil - Koordinat sistemi (TS ISO/TR 10828)	12
Şekil 12: C - Tipi profil - Koordinat sistemi (TS ISO/TR 10828)	13
Şekil 13: Sonsuz vida ve karşılık dişlisi temel kavramlar (Muhns, 2011)	14
Şekil 14: Sonsuz vidanın referans diş boşluğu ve kalınlığı (ISO/TR 14521)...	15
Şekil 15: Karşılık dişlisi için diş kalınlığı (ISO/TR 14521)	18
Şekil 16: Karşılık dişlisi yüz genişliği (ISO/TR 14521).....	19
Şekil 17: Sonsuz vida için referans çaplar (ISO/TR 14521)	20
Şekil 18: Karşılık dişlisi diş ve kesit kalınlıkları (ISO/TR 14521).....	24
Şekil 19: Diş kuvvet bileşenleri (ISO/TR 14521)	25
Şekil 20: Yataklar arası mesafeler (PD ISO/TR 14521).....	42
Şekil 21: Diş dibi fatura arası mesafe (ISO/TR 14521).....	44
Şekil 22: Bilyeli mil kesit görünümü (Url-1, 2014)	59
Şekil 23: Bilyeli sonsuz vida tasarım resmi.....	60
Şekil 24: Bilyeli sonsuz vidanın imal edilmiş halde fotoğrafı.....	60
Şekil 25: Karşılık dişlisi tasarım resmi.....	62
Şekil 26: Özel çakı.....	62
Şekil 27: Karşılık dişlisinin imal edilmiş haldeki fotoğrafı.....	63
Şekil 28: Kılavuz kovanın 3D modeli	63
Şekil 29: Kılavuz kovanın imal edilmiş halde fotoğrafı.....	64
Şekil 30: Besleyici kanalının boşaltılması.....	64
Şekil 31: Bilyeli sonsuz vida mekanizması montajı.....	65
Şekil 32: Dişli verimliliği belirleme deney düzeneği (OGEN Makine, 2014) .	66
Şekil 33: 80 gövde sonsuz vida redüktörün deney düzeneğindeki görüntüsü ..	68
Şekil 34: 80 gövde sonsuz vida redüktörün sabit 500 (1/min) de frenleme momenti artışına göre verim değişimi.....	69
Şekil 35: 80 gövde sonsuz vida redüktörün sabit 1000 (1/min) de frenleme momenti artışına göre verim değişimi.....	70
Şekil 36: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün deney düzeneğindeki görüntüsü.....	74
Şekil 37: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün sabit 500 (1/min) de frenleme momenti artışına göre verim değişimi	75
Şekil 38: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün sabit 1000 (1/min) da frenleme momenti artışına göre verim değişimi	76
Şekil 39: 500 (1/min) de verim kıyası	77
Şekil 40: 1000 (1/min) de verim kıyası	77

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1: Karşılık dişlisi malzemesi için elastisite modülü (ISO/TR 14521) ...	28
Tablo 2: Karşılık dişlisi malzemesi ve yağlama çeşidine göre sürtünme katsayısı bağıntıları (ISO/TR 14521)	32
Tablo 3: Karşılık dişlisi malzemesine bağlı malzeme faktörü (ISO/TR 14521).....	33
Tablo 4: Karşılık dişlisi malzemesi ve yağ çeşidine göre referans aşınma şiddeti denklemleri (ISO/TR 14521).....	35
Tablo 5: Malzeme yağ faktörü değerleri (ISO/TR 14521).....	36
Tablo 6: Karşılık dişlisi malzeme yoğunluğu değerleri (ISO/TR 14521).....	38
Tablo 7: Karşılık dişlisi malzemesine göre pullanma direnci (ISO/TR 14521).....	40
Tablo 8: Çeşitli karşılık dişlisi malzemeleri için dayanım değeri (ISO/TR 14521).....	45
Tablo 9: Yük tekrar sayısının fonksiyonu olarak ömür faktörü (ISO/TR 14521).....	45
Tablo 10: 80 gövde sonsuz vida redüktörün 500 (1/min) de verim analizi	68
Tablo 11: 80 sonsuz vida redüktörün 1000 (1/min) de verim analizi	69
Tablo 12: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 500 (1/min) de verim analizi	75
Tablo 13: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 1000 (1/min) de verim analizi	76

SEMBOL LİSTESİ

SEMBOL	AÇIKLAMA	BİRİM
a	Eksenler arası mesafe	mm
a_0, a_1, a_2	C metoduna göre hesaplanmış yağ kartel sıcaklıkları	°C
a_{min}, a_{max}	Takım seçimi için minimum ve maksimum eksenler arası mesafe	mm
a_T	Standart referans dişlilerin eksenler arası mesafesi	mm
b_1	Sonsuz vida yüz genişliği	mm
b_2	DIN 3975'e göre karşılık dişlisi alın genişliği	mm
b_{2H}	Efektif karşılık dişlisi yüz genişliği	mm
$b_{2H,std}$	Standart sonsuz vida karşılık dişlisi yüz genişliği	mm
b_{2R}	Karşılık dişlisi fatura genişliği	mm
b_H	Yarım Hertz temas genişliği	mm
c_1, c_2	Uç boşluğu	mm
c_1^*, c_2^*	Eksenel kesitteki uç boşluğu katsayısı	mm
c_{oil}	Yağın özgül ısı kapasitesi	$Ws/(kg.K)$
c_α	Basınç bileşeni α nın viskozite için yaklaşık değeri	m^2/N
d_{a1}	Sonsuz vida diş üstü çapı	mm
d_{a2}	Karşılık dişlisi diş üstü çapı	mm
d_{b1}	Temel dairesi çapı (I Profil için)	mm
d_{e2}	Sonsuz vida karşılık dişlisi dış çapı	mm
dF	Temas hattının bir bölümü tarafından iletilen kuvvet	N
dl	Temas hattı uzunluğu	mm
d_{f1}	Sonsuz vida diş dibi çapı	mm
d_{f2}	Karşılık dişlisi diş dibi çapı	mm
d_{m1}	Sonsuz vida bölüm eksen çapı	mm
d_{m1T}	Standart referans dişliden sonsuz vidanın referans çapı	mm
d_{m2}	Karşılık dişlisi bölüm dairesi çapı	mm
d_{m2T}	Standart referans dişliden karşılık dişlisinin referans çapı	mm
d_{w1}	Sonsuz vidanın adım çapı	mm
d_{w2}	Karşılık dişlisi adım çapı	mm
e_{mx1}	Eksenel kesitte sonsuz vidanın diş boşluğu genişliği	mm
e_{n1}	Normal kesitte sonsuz vidanın diş boşluğu genişliği	mm
e_{m2}	Bölüm dairesindeki sonsuz vida diş boşluğu genişliği	mm
f_h	Min. yağlama kalınlığı par.i için karşılık dişlisi yüz genişliği fak.	-
f_p	Hertzian gerilme par. için karşılık dişlisi yüz genişliği parametresi	-
h_1	Sonsuz vida diş yüksekliği	mm
h_2	Karşılık dişlisi diş yüksekliği	mm
h_{am1}	Eksenel kesitte sonsuz vida diş üstü çapı	mm
h_{am2}	Orta düzlemde karşılık dişlisi diş üstü çapı	mm

h_{am1}^*	Eksenel kesitte sonsuz vida diş üstü katsayısı	-
h_{am2}^*	Orta kesitte karşılık dişlisi diş üstü katsayısı	-
h_{e2}	Karşılık dişlisi dış diş üstü yüksekliği	mm
h_{fm1}	Eksenel kesitte sonsuz vida diş dibi çapı	mm
h_{fm2}	Orta düzlemde karşılık dişlisi diş dibi çapı	mm
h_{fm1}^*	Eksenel kesitte sonsuz vida diş dibi katsayısı	-
h_{fm2}^*	Orta kesitte karşılık dişlisi diş dibi katsayısı	-
h_{min}	Minimum yağlama film kalınlığı	μm
$h_{min\ m}$	Minimum ana yağlama film kalınlığı	μm
h^*	Minimum ana yağlama film kalınlığı parametresi	-
h_T^*	Standart ref. dişlinin minimum ana yağlama yağ kalınlığının par.	-
j_x	Eksenel diş boşluğu	mm
k	Yağlama sabiti	$1/K$
k^*	Ana ısı transferi katsayısı	$W/(m^2 \cdot K)$
l_1	Rulmanlar arası sonsuz vida mili uzunluğu	mm
l_{11}, l_{12}	Sonsuz vida milinin yataklara kadar olan uzaklıkları	mm
m_{max}	Takım seçimi için maksimum eksenel modül	mm
m_{min}	Takım seçimi için minimum eksenel modül	mm
m_{xhob}	Takım seçimi için eksenel modül	mm
m_n	Normal modül	mm
$m_{x\ 1}$	Alın modül	mm
Δ_m	Malzeme kaybı	mg
Δm_{lim}	Malzeme kaybı limiti	mg
n_1	Sonsuz vidanın dönme hızı	min^{-1}
n_2	Karşılık dişlisinin dönme hızı	min^{-1}
N_s	Saatteki çalıştırma sayısı	-
p_0	Çevresel basınç	N/mm^2
p_{b1}	I Profil için temel dairesi adımı	mm
p_{Hm}	Hertz gerilmesi; toplam temas alanı için ana değer	N/mm^2
p_m^*	Ana Hertz gerilmesi parametresi	-
p_{mT}^*	Standart referans dişli Hertz gerilmesinin parametresi	-
p_{n1}	Normal düzlemdeki adım	mm
p_{t2}	Bölüm dairesi adımı	mm
$p_{x\ 1}$	Eksenel hatve	mm
$p_{z\ 1}$	Vida adımı	mm
q_1	Boyut faktörü	mm
q_{hob}	Freze bıçağı için boyut faktörü	mm
s_2	Alın düzleminde karşılık dişlisi diş kalınlığı	mm
s_{f2}	Alın düzleminde karşılık dişlisi diş et kalınlığı	mm
s_{m2}	Karşılık dişlisinin bölüm dairesindeki diş kalınlığı	mm
s_k	Fatura kalınlığı	mm
s_{mx1}	Eksenel kesitteki sonsuz vida diş kalınlığı	mm
s_{mx1}^*	Eksenel kesitteki sonsuz vida diş kalınlığı kat.	-
s_{n1}	Normal kesitteki sonsuz vida diş kalınlığı	mm
s^*	Ana kayma doğrusu parametresi	-
Δ_s	Diş kalınlığı kaybı	mm
u	Çevrim oranı	-

\vec{v}_g	Bölüm dairesindeki kayma hızı	m/s
x_2	Karşılık dişlisi profil öteleme faktörü	-
z_1	Sonsuz vida diş sayısı	-
z_2	Karşılık dişlisi diş sayısı	-
A	Kinematik viskozite katsayısı	-
E_1	Sonsuz vidanın elastikiyet modülü	N/mm^2
E_2	Karşılık dişlisinin elastikiyet modülü	N/mm^2
E_{red}	Elastikiyet modülü eşdeğeri	N/mm^2
F_{xm1}	Sonsuz vidaya gelen aksenal kuvvet	N
F_{xm2}	Karşılık dişlisine gelen aksenal kuvvet	N
F_{rm1}	Sonsuz vidaya gelen radyal kuvvet	N
F_{rm2}	Karşılık dişlisine gelen radyal kuvvet	N
F_{tm1}	Sonsuz vidaya gelen teğetsel kuvvet	N
F_{tm2}	Karşılık dişlisine gelen teğetsel kuvvet	N
J_{OT}	Referans aşınma yoğunluğu	-
J_W	Aşınma yoğunluğu	-
K_n	Dönme hızı faktörü	-
K_S	Boyut faktörü	-
K_A	İşletme faktörü	-
K_V	Dinamik faktör	-
K_W	Yağlama film kalınlığı parametresi	-
K_v	Viskozite faktörü	-
L_h	Çalışma ömrü	h
N_L	Karşılık dişlisinin gerilme döngü sayısı	-
P_1	Giriş gücü	W
P_2	Çıkış gücü	W
P_V	Sonsuz vida mekanizmasının toplam güç kaybı	W
P_{VO}	Boşta çalışma güç kaybı	W
P_{Vz1-2}	Birbirine geçmeden kaynaklanan güç kaybı (devir düşürücü halde)	W
P_{Vz2-1}	Birbirine geçmeden kaynaklanan güç kaybı (devir yükseltici halde)	W
P_{VD}	Keçelerden meydana gelen kayıp	W
P_{VLP}	Rulmanlardan meydana gelen kayıp	W
Q_{oil}	Sprey miktarı	m^3/s
S_F	Diş kırılması emniyet faktörü	-
S_{Fmin}	Minimum diş kırılması emniyet faktörü	-
S_H	Pullanma emniyet faktörü	-
S_T	Sıcaklık emniyet faktörü	-
S_{Tmin}	Minimum sıcaklık emniyet faktörü	-
S_W	Aşınma emniyet faktörü	-
S_{Wmin}	Minimum aşınma emniyet faktörü	-
S_δ	Çökme emniyet faktörü	-
$S_{\delta lim}$	Çökme emniyet faktörü limiti	-
T_1	Sonsuz vidaya giriş momenti	Nm
T_{1N}	Sonsuz vidaya nominal giriş momenti	Nm
T_2	Karşılık dişlisinden çıkış momenti	Nm
T_{2N}	Karşılık dişlisinden nominal çıkış momenti	Nm

W_H	Basınç faktörü	-
W_{ML}	Malzeme-yağlama faktörü	-
W_{NS}	Başlama faktörü	-
W_S	Yağlama tipi faktörü	-
Y_F	Form faktörü	-
Y_G	Geometri faktörü	-
Y_K	Fatura kalınlığı faktörü	-
Y_{NL}	Ömür faktörü	-
Y_R	Pürüzlülük faktörü	-
Y_S	Boyut faktörü	-
Y_W	Malzeme faktörü	-
Y_ε	Temas faktörü/diş dibinden kırılma	-
Y_γ	Adım faktörü/diş dibinden kırılma	-
Z_h	Ömür faktörü/pullanma	-
Z_{oil}	Yağlama faktörü/pullanma	-
Z_S	Boyut faktörü/pullanma	-
Z_u	Çevrim oranı faktörü	-
Z_v	Hız faktörü/pullanma	-
α	Basınç viskozite faktörü	m^2/N
α_n	Normal basınç açısı	°
β_{m1}	Sonsuz vidanın referans helis açısı	°
γ_{m1}	Sonsuz vidanın referans adım açısı	°
δ_{lim}	Çökme limit değeri	mm
δ_m	Kabul edilebilir çökme	mm
δ_{Wn}	Abrasif aşınma ile normal kesitte diş yüzeyi kaybı	mm
$\delta_{W lim}$	Diş yüzeyi kaybının limit değeri	mm
$\delta_{W lim n}$	Normal kesitteki diş yüzeyi kaybının limit değeri	mm
η_{ges}	Toplam verim (devir düşürücü halde)	-
η'_{ges}	Toplam verim (devir yükseltici halde)	-
η_{z1-2}	Dişli verimi (devir düşürücü halde)	-
η_{z2-1}	Dişli verimi (devir yükseltici halde)	-
η_{OM}	Ortam sıcaklığında yağın dinamik viskozitesi	Ns/m^2
θ	Sıcaklık	°C
$\Delta\theta$	Yağ kay. ve karşılık diş. yağın sıcaklığı far.	°C
θ_{in}	Yağ giriş sıcaklığı	°C
θ_{out}	Yağ çıkış sıcaklığı	°C
θ_0	Ortam sıcaklığı	°C
θ_{oil}	Sprey sıcaklığı	°C
θ_M	Karşılık dişlisi yığılma sıcaklığı	°C
μ_{0T}	Temel sürtünme faktörü	-
μ_{zm}	Diş sürtünme faktörü	-
ν_1	Sonsuz vidanın Poisson oranı	-
ν_2	Karşılık dişlisinin Poisson oranı	-
ν_θ	Yağ sıcaklığındaki kinematik viskozite	m^2/s
ν_{40}	40 °C deki kinematik viskozite	m^2/s
ν_{100}	100 °C deki kinematik viskozite	m^2/s
ν_M	Karşılık dişlisi yığılma sıcaklığındaki kinematik viskozite	m^2/s

ρ_{oil}	Yağlama yoğunluğu	kg/dm^3
$\rho_{oil 15}$	15 °C deki yağlama yoğunluğu	kg/dm^3
$\rho_{oil M}$	Karşılık dişlisi yığılma sıcaklığındaki yağlama yoğunluğu	kg/dm^3
$\Delta_{s lim}$	Kabul edilebilir diş kalınlığı kaybı	mm
$\sigma_{H lim T}$	Pullanma gerilmesi	N/mm^2
σ_H	Temas gerilmesi	N/mm^2
σ_{Hm}	Ana temas gerilmesi	N/mm^2
σ_{HG}	Ana temas gerilmesinin sınırlandırılmış değeri	N/mm^2
τ_F	Diş dibindeki kayma gerilmesi	N/mm^2
$\tau_{F lim T}$	Kabul edilebilir kayma gerilmesi	N/mm^2
τ_{FG}	Diş dibindeki kayma gerilmesinin sınırlandırılmış değeri	N/mm^2
ω_2	Açısal hız	s^{-1}

ÖNSÖZ

Öncelikle tez çalışmamda emeği geçen ve yüksek lisans eğitimim süresince benden ilgi ve yardımlarını esirgemeyen değerli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Ahmet Çetin Can'a, atölye çalışmalarında teknik destek ve yardımlarını esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Yavuz Kaplan'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamın 2013FBE034 numaralı proje ile finansal olarak desteklenmesini sağlayan Pamukkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi'ne ve çalışanlarına teşekkür ederim.

Son olarak hayatımın her aşamasında benim yanımda olan biricik eşim Cansu Koçak'a çok teşekkür ederim.

1. GİRİŞ

1.1 Sonsuz Vida Mekanizmasının Tarihsel Gelişimi

Binlerce yıl önce (M.Ö. 3500-4000) tekerleğin bulunması kayarak sürtünme hareketini yuvarlanarak sürtünme hareketine dönüştürmüş ve dişli çark sistemlerinin temelini atmıştır (Salman, 2009).

Vida profilinin ilk mucidi Arşimet (M.Ö. 300) olarak bilinmektedir. Arşimet, kendi adıyla bilinen *Arşimet Vidası* sayesinde sıvı malzemeleri yukarılara taşıyabilmiştir.

Tarihin ilk mucitlerinden sonra 1439- 1451 yıllarında yaşamış olan Francesco di Giorgio çok büyük kuleleri sonsuz vida mekanizması ile taşımıştır. 1867-1939 yılları arasında ABD’de 2344 adet dişli kesim işi yapıldığı patent enstitüsü tarafından kaydedilmiştir. İlk dişli formunu bulan bilim adamı Desargues olarak gösterilir. Bu dişli formu 17. yüzyılda bulunmuş olup siklon eğrisi diş formuna sahiptir. Philippe de Lahire dişli çark tasarımı için ilk geometrik prensipleri bulan kişidir. Dişli çark hareketi boyunca diş yüzeylerinde düzenli basınç dağılımını elde etmiştir. 1751 yılında İsviçreli bilim adamı Leonard Euler dişlilerin eş çalışma prensibini bulmuştur. Saat imalatçısı olan İngiliz bilim adamı Henry Hindley 1765 yılında globoid sonsuz vida diş formunu icat etmiştir. 1915 yılında İngiliz bilim adamı David Brown evolvent helisel dişli profil için patent almış düşük çevrim oranları için %97'lere varan verimleri elde etmiştir (Salman, 2009).

Redüktörlerin boyutları geçmişle günümüz arasında kıyaslandığında çok büyük değişikliklerin olduğu aşıkardır. 12 beygir gücünde, çevrim oranı 35 olan bir sonsuz vida redüktörün eksenler arası mesafesi 1903’de 356 mm iken günümüzde 100 mm civarındadır (Crosher, 2002).

1.2 Sonsuz Vida Mekanizmasının Kullanım Yerleri

Sonsuz vida mekanizmaları, diğer redüktörlere nazaran çok yüksek çevrim oranlarına sahiptirler. Diğer redüktörlerle birkaç kademedede elde edilecek olan çevrim oranları sonsuz vida mekanizması sayesinde tek kademedede elde edilebilmektedir. Böylelikle daha az yer tutan, daha hafif ve daha ucuz konstrüksiyonlar tasarlanabilmektedir (Şekercioğlu, 2013; Babalık, 2008).

Sonsuz vida mekanizmalarının bugünkü güncel kullanım alanları şöyle sıralanabilir: Yük ve insan taşıyan asansörlerde, vinçlerin halat tamburlarında, tekstil makinalarında, otomobillerin ve gemilerin direksiyon mekanizmalarında, konveyörlerde (bantlı, ızgaralı, helezonlu), takım tezgâhlarında yaygın olarak kullanılmaktadır (Pak, 1998).

2. SONSUZ VİDA TİPLERİ

Sonsuz vida mekanizmasındaki vida profili genellikle aşağıdaki işleme proseslerine bağlıdır.

- İşleme tezgahı tipi (torna, freze, taşlama),
- Kullanılan kesici takımların yüzeyleri veya kenar şekilleri,
- Sonsuz vidanın aksenal düzlemine göre takımın pozisyonu,
- İlgili yerlerde, disk tipi kesici takımların çapları(taşlama taşı çapı),

En çok kullanılan 5 tip sonsuz vida profili A, C, I, K, ve N harfleriyle isimlendirilmiştir (TS ISO/TR 10828).

2.1 A - Tipi Sonsuz Vida Profili

a- Geometrik Tanım

A tipi profile sahip sonsuz vidanın dış yanakları, aksenal düzlemlerde eksene göre $\frac{\pi}{2} - \alpha_{ot}$ sabit açısıyla çizilen düz çizgilerle oluşturulur. Bu çizgiler X ekseni boyunca aynı anda dönme ve ötelenme hareketi yaptırılarak, sonsuz vida dış yanakları ortaya çıkartılır (Şekil 1). Ortaya çıkan bu şekil yaygın olarak Arşimet helisi olarak tarif edilir.

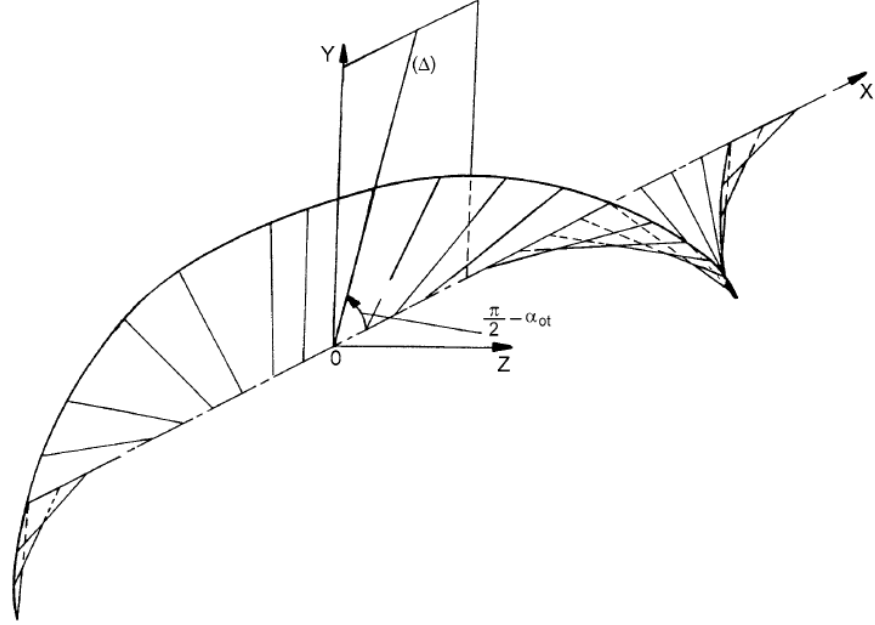
b- İşleme Metotları

Vida dişleri, sonsuz vidanın aksenal bir düzleminde uzanan ve kesme kenarı α_{ot} açısına sahip bir torna kalemiyle işlenebilir (Şekil 2 a).

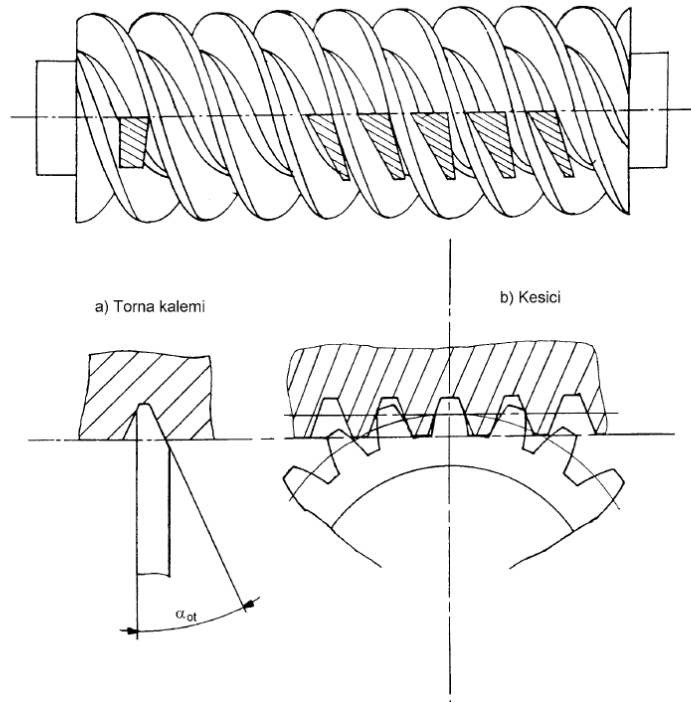
Bir vida boşluğunun her iki tarafındaki dış yanakları, trapez biçiminde bir takım kullanılarak eş zamanlı olarak açılabilir.

Bir helis dişliyi bir krameyer kesiciyle kesme işleminin tersi olan diğer bir metot, sonsuz vidanın bir aksenal düzleminde istenen düz krameyer profili elde

etmek için, uygun bir şekillendirici kullanmayı gerektirir. Kesme yüzeyi, bu eksenel düzlemde uzanmalıdır (Şekil 2 b).



Şekil 1: A - Tipi sonsuz vida profili - Geometrik tanım (TS ISO/TR 10828)

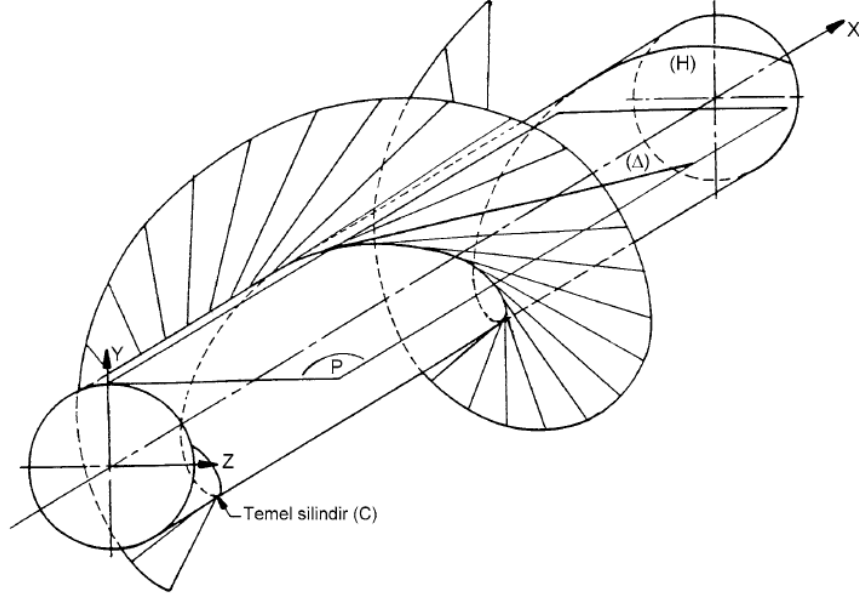


Şekil 2: A - Tipi sonsuz vida profili - İşleme metotları (TS ISO/TR 10828)

2.2 I - Tipi Sonsuz Vida Profili

a- Geometrik Tanım

I tipi sonsuz vidanın dış yüzeyi içe kıvrık spiral (helicoidal) şeklindedir. Bu yüzey sonsuz vida ile eş merkezli bir temel silindir (C) üzerindeki helise (H) teğet doğrularla ifade edilebilir.

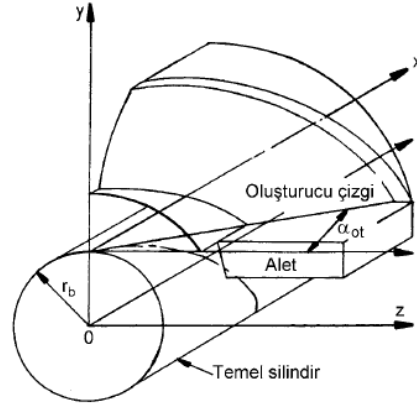


Şekil 3: I - Tipi sonsuz vida profili - Geometrik tarif (TS ISO/TR 10828)

b- İşleme metotları

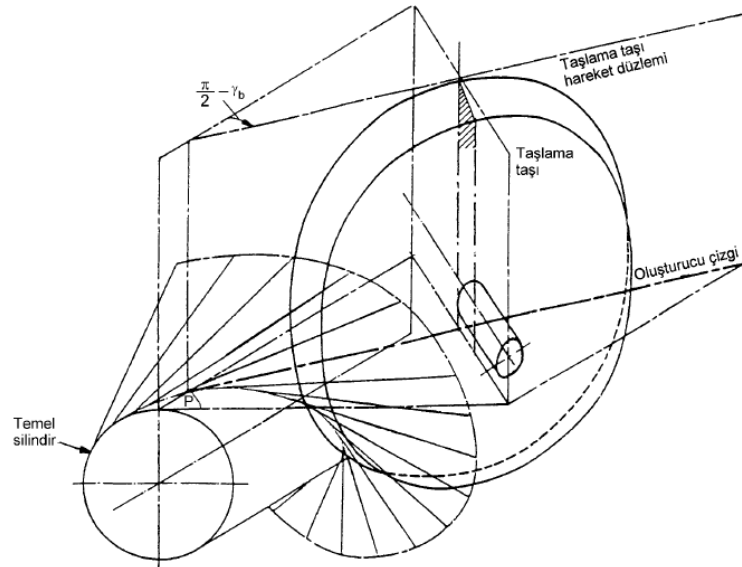
Doğrusal ana doğru her zaman referans silindire eş merkezli olan referans helise teğettir. Böylelikle sonsuz vidanın dış yüzeyleri referans silindire teğet olan ötelenmiş bir düzlem içindeki doğrusal çizgilerden oluşur. İşleme yöntemlerinin bu doğrusal ötelenmiş profili sağlaması gerekir.

Vidanın spiral (helicoidal) dış yanaklarının açılması; kesici kenarı, temel silindire teğet olan herhangi bir düzlemdeki teğet oluşturucu çizgisiyle aynı hizaya getirilmiş kalem kullanılarak torna tezgâhında tornalama işlemiyle elde edilebilir. Çift taraflı torna kalemiyle bir vida dişinin her iki yanağı da aynı anda işlenebilir (Şekil 4).

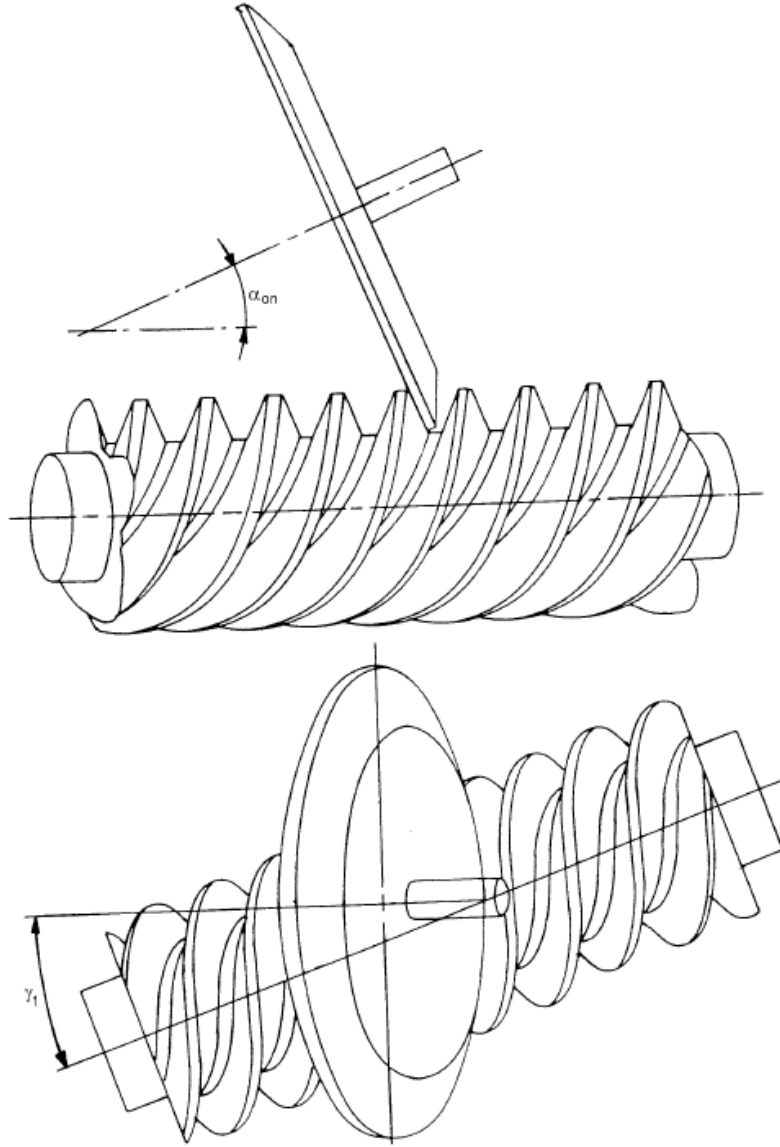


Şekil 4: I - Tipi profil - Torna ile işleme metodu (TS ISO/TR 10828)

Sonsuz vida diş yüzeyleri disk tipi freze çakısının veya taşlama taşının yan yüzeyleri kullanılarak da imal edilebilir. Bunu yapmanın iki yolu vardır. Kesme yüzeyi, her iki eksen X-Z düzlemine paralel ve yanağın temel teğet oluşturucu çizgisi kesme yüzeyinde olacak şekilde hizalanmış olmalıdır (Şekil 5) veya kesme yüzeyi, sonsuz vidanın bölüm helisine göre döndürülüp bölüm helisine göre dik bir düzlemde yanağın α_{on} normal basınç açısına ayarlanır (Şekil 6).



Şekil 5: I - Tipi profil - Taşlamayla işleme metodu – Ç1 (TS ISO/TR 10828)



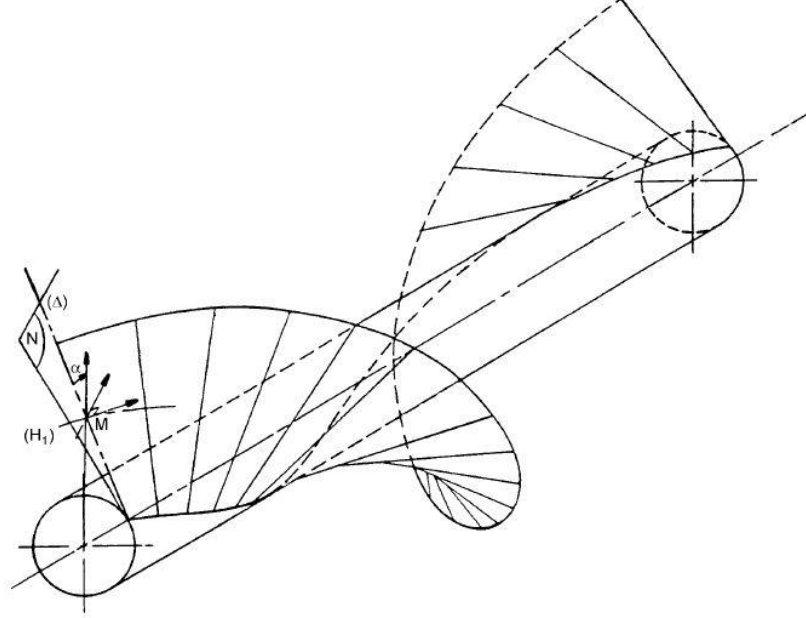
Şekil 6: I - Tipi profil - Taşlama ile işleme metodu - Ç2 (TS ISO/TR 10828)

2.3 N - Tipi Sonsuz Vida Profili

a- Geometrik Tarif

N - Tipi Profile sahip olan sonsuz vidanın her bir yanağı referans helise (H_1) dik düzlemlerde uzanan, yarıçap vektörü ve referans helisinin kesiştiği bir noktadan (M) geçen düz çizgilerle (Δ) ifade edilebilir. Düz çizgi (Δ) ve yarıçap vektörünün kesişme noktasındaki α açısı sabittir.

Diş yan yüzeyi; yarıçap vektörünün helezonik hareketinin referans helisi tanımlayan M noktasını taşıdığından dolayı, oluşturucu çizgiyle (Δ) biçimlendirilir (Şekil 7).



Şekil 7: N - Tipi profil - Geometrik tarif (TS ISO/TR 10828)

b- İşleme Metotları

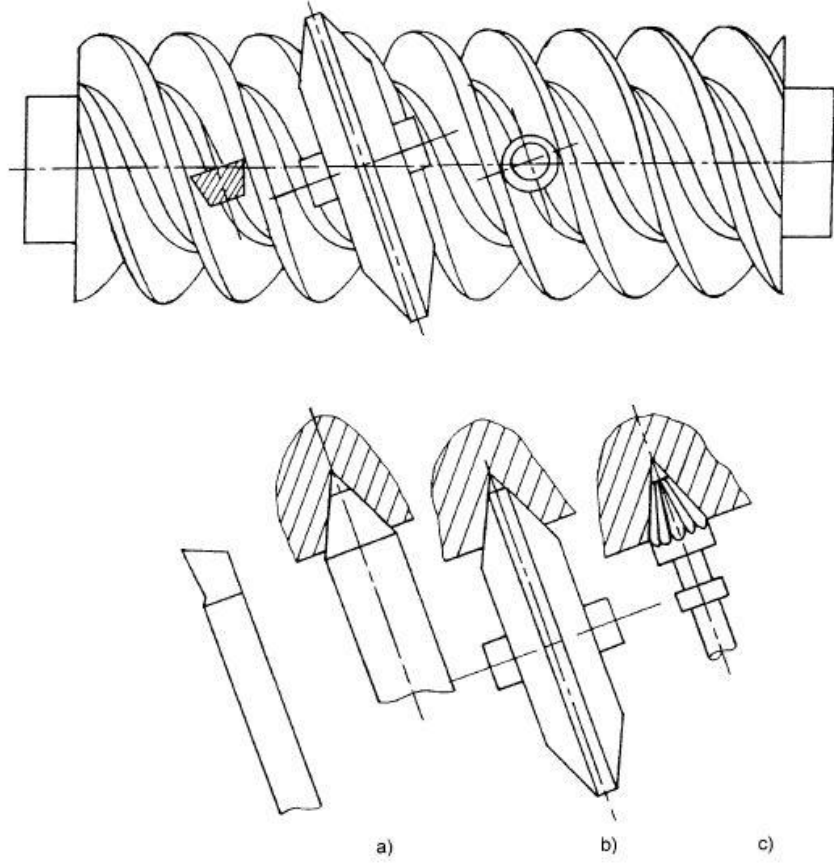
Sonsuz vida dişleri; diş boşluğunun referans helisine dik bir düzlemde bulunan, vida diş boşluğu profili ile eşleşen ve kesme düzleminde trapez biçimli kesme kenarlarına sahip olan kalemle torna tezgâhında işlenebilir.

Bu işlem, A - tipi profile sahip vida dişlerinde kullanılan takımların yerleştirilmesi ve daha sonra γ_1 referans açısına eşit bir açıya kadar simetri eksenineyle çakışan bir eksen etrafında döndürülmesi işlemine eşdeğerdir (Şekil 8 a)

N - Tipi Diş Profilinin yaklaşık olarak oluşturulduğu diğer metotlar şunlardır;

- İki tarafı konik disk tipi freze çakısı veya küçük çaplı taşlama taşı kullanarak (Şekil 8 b). Taşlama taşının büyük çaplı kullanılması halinde diş profili K - Tipine kayar.
- Küçük bir freze çakısı veya taşlama taşı kullanarak (Şekil 8 c).

Verilen son iki metot da, vida diş yüksekliğindeki değişim sebebiyle helisteki değişimden kaynaklanan nedenlerden dolayı, profiller yaklaşık olarak N tipine benzer.

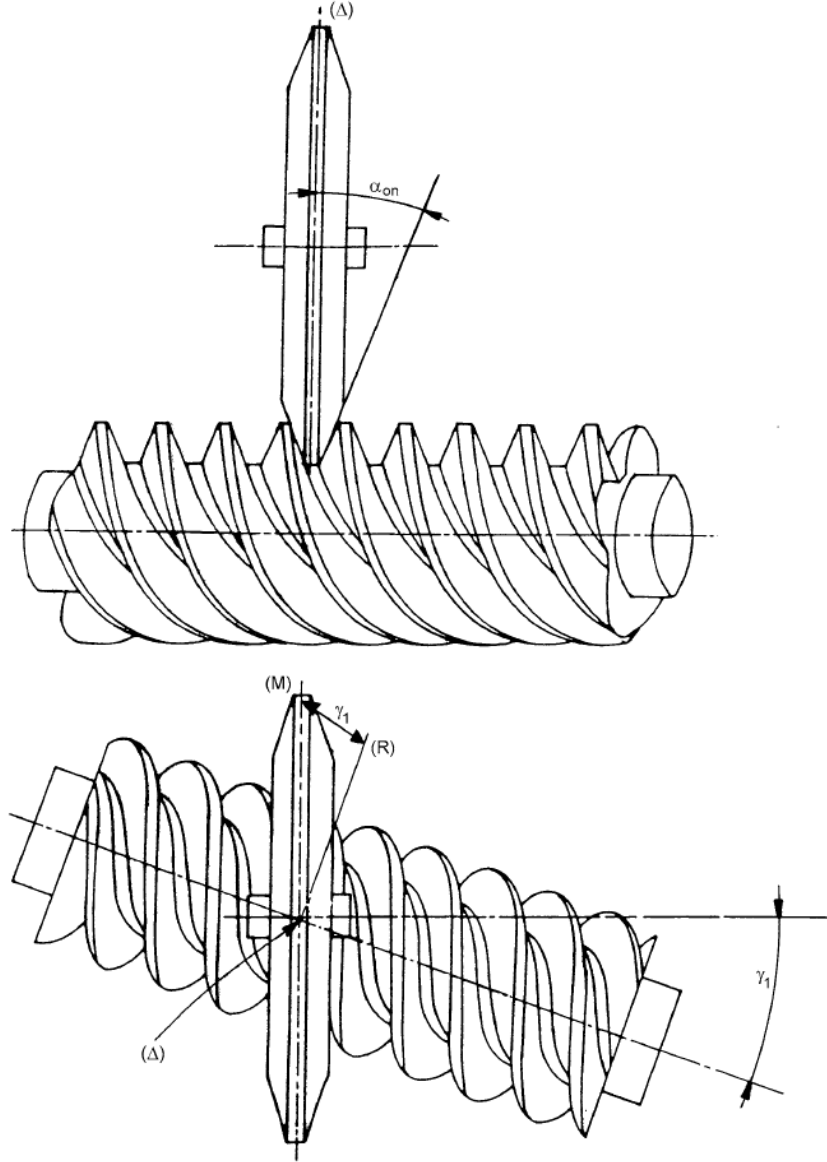


Şekil 8: N - Tipi profil - İşleme metotları (TS ISO/TR 10828)

2.4 K - Tipi Sonsuz Vida Profili

a- Geometrik Tarif ve Metot

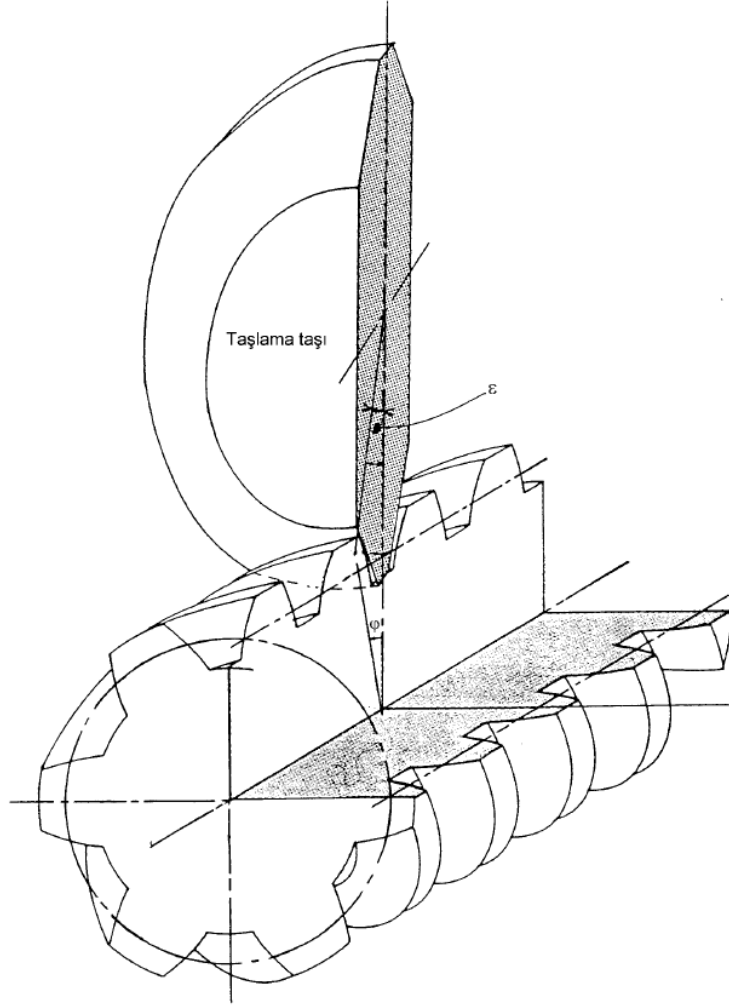
A, I ve N - Tipi diş profillerinden farklı olarak, K tipi profile sahip sonsuz vidanın diş yanaklarını oluşturan çizgiler doğrusal değildirler. K Tipi Profile sahip sonsuz vidanın diş boşlukları, düz konik hatlara sahip disk tipi freze çakısı veya çift taraflı taşlama taşı ile oluşturulur (Şekil 9).



Şekil 9: K - Tipi profil - İşleme metotları (TS ISO/TR 10828)

Takım iş miline ve sonsuz vida eksenine ortak dik eksen, takımın orta düzlemi (M) ve sonsuz vidanın (R) alın düzleminin kesişme çizgisi (Δ) boyunca uzanır. Bu düzlemler arasındaki açı sonsuz vidanın hatve açısına (γ_1) eşittir. Her bir konik takımın kesici kısmı ve takım orta düzlemi, takımın normal basınç açısına (α_{on}) eşit bir açı oluşturur.

Sonsuz vidanın helisel diş yanakları, takımın konik kısımlarıyla oluşturulur ve bu diş formu helis açısının ve diş yüksekliğinin değişmesinden etkilenir. Sonsuz vida dişlerine temas eden takım üzerindeki noktalar bir koni üzerinde değil bir eğri üzerinde uzanırlar (Şekil 10).



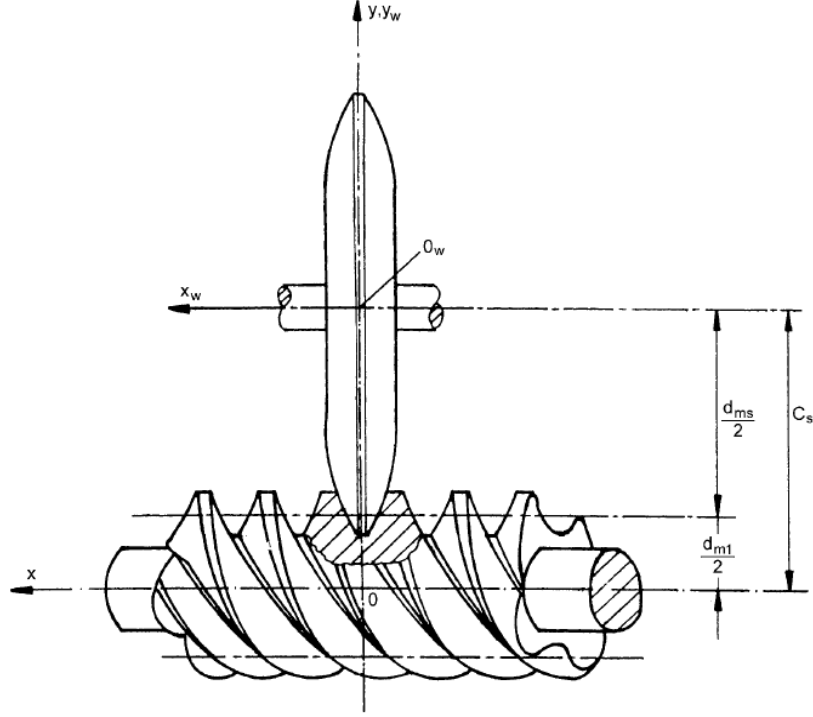
Şekil 10: K - Tipi profil - Koordinat sistemi (TS ISO/TR 10828)

2.5 C Tipi Sonsuz Vida Profili

a- Geometrik Tarif

A, I ve N - Tipi profile sahip sonsuz vidaların aksine C - Tipi Profile sahip sonsuz vida mekanizması, doğrusal çizgilere sahip değildir.

K - Tipi sonsuz vida da olduğu gibi C - Tipi Profile sahip sonsuz vida taşlama taşı veya disk tipi freze çakısıyla imal edilebilir. C - Tipi sonsuz vidaların dış profillerini iç bükey biçimli olarak imal edebilmek için, kesici takımın dışbükey dairesel yaylardan oluşan bir kesme profiline sahip olması gerekir. Şekil 11 sonsuz vida takım ve bunların koordinat sistemlerini (x, y, z) , (x_w, y_w, z_w) göstermektedir.



Şekil 11: C - Tipi profil - Koordinat sistemi (TS ISO/TR 10828)

Eksenler arası mesafe (C_s), (takım (x_w) ve sonsuz vida (x) eksenleri) takım çapıyla değişir. Referans adım açısı (γ_1) genellikle merkez çizgisine dik bir düzlem üzerinde bu eksenlerin izdüşümleri arasındaki açiya eşittir. Kesici takım kısmen şekil 11'de gösterilmektedir.

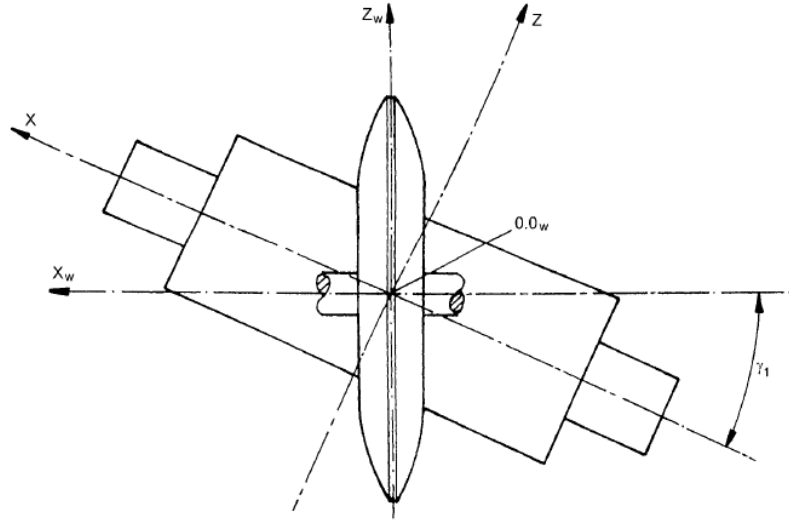
Sonsuz vida diş biçimini belirleyen 4 takım ölçüsü şunlardır;

- Takım ana çapı (d_{ms})
- Takım profil yarıçapı (ρ)
- Takım basınç açısı (α_{on})
- Takım kalınlığı (w)

C - Tipi sonsuz vida profili oluşturma işlemi K - Tipi ile aynıdır.

Sonsuz vida diş yanağı profil biçimi, takım çapındaki değişmelere çok az duyarlıdır.

Ayrıca K - Tipi sonsuz vida diş profillerinin tersine, C - Tipi diş profilleri; takımın profil yarıçapı (ρ) ve basınç açısı (α_{on}) değiştirilerek takım çapındaki değişim telafi edilebilir.

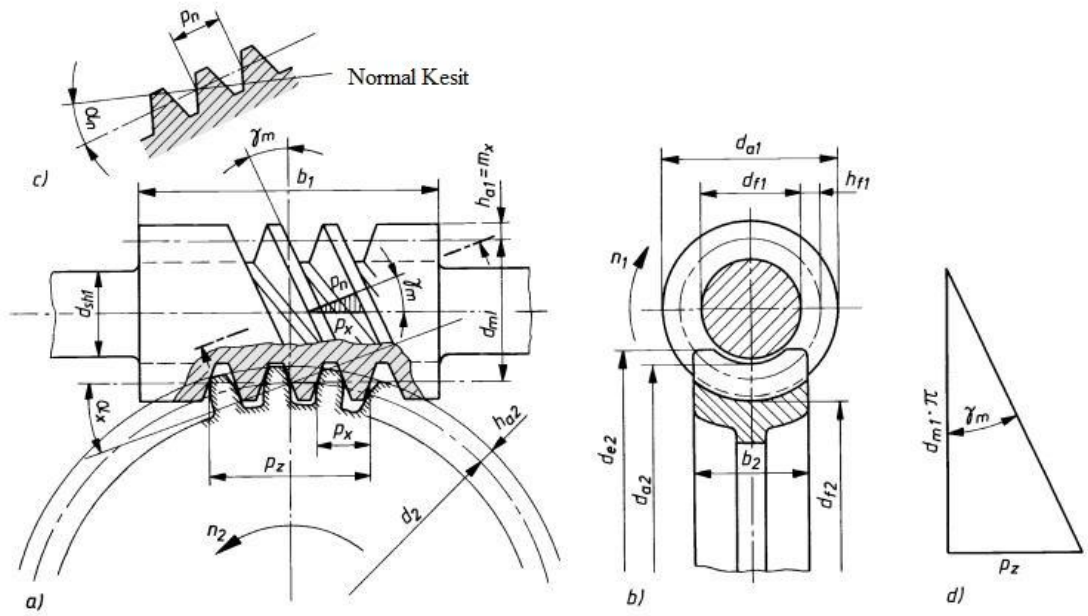


Şekil 12: C - Tipi profil - Koordinat sistemi (TS ISO/TR 10828)

3. SONSUZ VIDA VE KARŞILIK DİŞLİSİ TEMEL KAVRAMLAR

Sonsuz vida mekanizmasında sonsuz vida ve karşılık dişlisi eksenleri birbirini kesmez. Bu eksenlerin izdüşümleri birbirine diktir. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi helisel dişlilerdir (Can, 2006; Akkurt, 2005).

Şekil 13' de sonsuz vida ve karşılık dişlisinin temel boyutları ve bunların gösterim tarzları verilmiştir.



Şekil 13: Sonsuz vida ve karşılık dişlisi temel kavramlar (Muhns, 2011)

Sonsuz vida ve karşılık dişlisinin, boyutları aşağıdaki eşitlikler aracılığıyla hesaplanmaktadır.

3.1 Silindirik Sonsuz Vida Parametreleri

Silindirik sonsuz vidanın parametreleri aşağıdaki eşitlikler aracılığıyla hesaplanır.

3.1.1 Eksenel Adım

$$p_{x1} = \pi \cdot m_{x1} \quad (3.1)$$

3.1.2 Alın Modül

$$m_{x1} = \frac{p_{x1}}{\pi} \quad (3.2)$$

3.1.3 Vida Adımı

$$p_{z1} = z_1 \cdot p_{x1} \quad (3.3)$$

3.1.4 İzafi Eşdeğer Diş Sayısı

$$q_1 = \frac{d_{m1}}{m_{x1}} \quad (3.4)$$

3.1.5 Eğim Açısı

$$\tan \gamma_{m1} = \frac{m_{x1} \cdot z_1}{d_{m1}} = \frac{z_1}{q_1} \quad (3.5)$$

3.1.6 Helis Açısı

$$\beta_{m1} = 90^\circ - \gamma_{m1} \quad (3.6)$$

3.1.7 Normal Düzlemdeki Adım

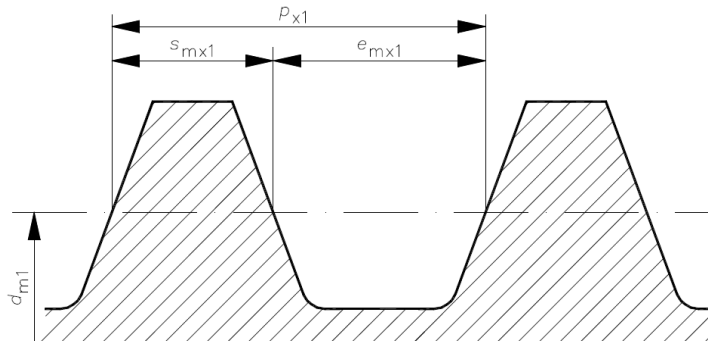
$$p_{n1} = p_{x1} \cdot \cos \gamma_{m1} \quad (3.7)$$

3.1.8 Normal Modül

$$m_n = m_{x1} \cdot \cos \gamma_{m1} \quad (3.8)$$

3.1.9 Bölüm Ekseni Çapı

$$d_{m1} = q_1 \cdot m_{x1} \quad (3.9)$$



Şekil 14: Sonsuz vidanın referans diş boşluğu ve kalınlığı (ISO/TR 14521)

3.1.10 Referans Diş Derinliği

$$h_1 = h_{am1} + h_{fm1} = \frac{1}{2} \cdot (d_{a1} - d_{f1}) \quad (3.10)$$

3.1.11 Diş Üstü Ölçüsü

$$h_{am1} = h_{am1}^* \cdot m_{x1} = \frac{1}{2} \cdot (d_{a1} - d_{m1}) \quad (3.11)$$

Burada h_{am1}^* diş başı yüksekliği katsayısıdır ve normal şartlarda 1' e eşittir.

3.1.12 Diş Dibi Ölçüsü

$$h_{fm1} = h_{fm1}^* \cdot m_{x1} = \frac{1}{2} \cdot (d_{m1} - d_{f1}) \quad (3.12)$$

Buradaki h_{fm1}^* diş dibi sabitidir. Genellikle $1,1 < h_{fm1}^* < 1,3$ aralığındadır. 1,2 alınması tavsiye edilir (ISO/TR 14521, 2010).

3.1.13 Diş Üstü Çapı

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot h_{am1} \quad (3.13)$$

3.1.14 Diş Dibi Çapı

$$d_{f1} = d_{m1} - 2 \cdot h_{fm1} \quad (3.14)$$

Diş Kalınlığı Sabiti s_{mx1}^*

Tavsiye edilen değer $s_{mx1}^*=0,5$ dir (Şekil 14).

Genel uygulamalarda, sonsuz vida karşılık dişlisinin güçlendirilmesi ve bronz olan karşılık dişlisinin diş kalınlığı artırılarak aşınmasının azaltılması istendiği durumlarda diş kalınlığı sabiti nadir olarak 0,5 'den küçük alınır.

3.1.15 Eksenel Kesitteki Referans Diş Kalınlığı

$$s_{mx1} = s_{mx1}^* \cdot p_{x1} \quad (3.15)$$

3.1.16 Eksenel Kesitte Referans Diş Boşluğu Genişliği

$$e_{mx1} = p_{x1} - s_{mx1} \quad (3.16)$$

3.1.17 Normal Diş Kalınlığı

$$s_{n1} = s_{mx1} \cdot \cos\gamma_{m1} \quad (3.17)$$

3.1.18 Normal Diş Boşluğu Genişliği

$$e_{n1} = e_{mx1} \cdot \cos\gamma_{m1} \quad (3.18)$$

3.1.19 Profil Kanat Formu

Profil kanat formları harflerle temsil edilmiştir.

- A: Alın düzleminde profil trapezdir.
- N: Normal düzlemde profil trapezdir.
- I: Alın düzleminde profil evolvent profildir.
- K: Alın düzleminde profil dış bükeydir.
- C: Alın düzleminde profil iç bükeydir.

3.1.20 Normal Basınç Açısı

$$\tan\alpha_n = \tan\alpha_{ot} \cdot \cos\gamma_{m1} \quad (3.19)$$

I, N, K, ve C - Tipi profiller için $\alpha_n = \alpha_{0n}$ alınır (ISO 10828).

A tipi profil için α_n denklemlerle bulunur.

3.1.21 I - Tipi Profil İçin Temel Eğim Açısı

$$\cos\gamma_{b1} = \cos\gamma_{m1} \cdot \cos\alpha_n \quad (3.20)$$

3.1.22 I - Tipi Profil İçin Temel Dairesi Çapı

$$d_{b1} = d_{m1} \cdot \frac{\tan\gamma_{m1}}{\tan\gamma_{b1}} = \frac{m_{x1} \cdot z_1}{\tan\gamma_{b1}} \quad (3.21)$$

3.1.23 I - Tipi Profil İçin Temel Dairesi Adımı

$$p_{b1} = p_{x1} \cdot \cos\gamma_{b1} \quad (3.22)$$

3.1.24 Sonsuz Vida Genişliği

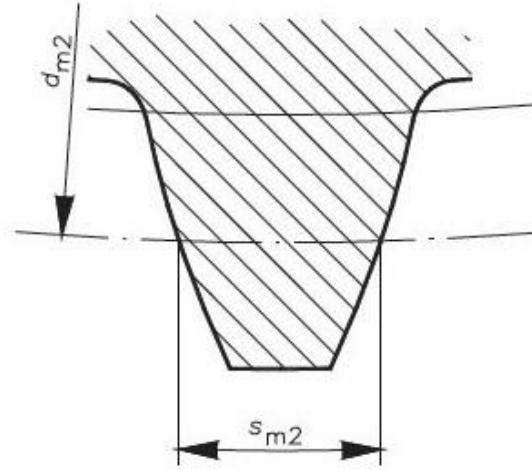
$$b_1 \geq \sqrt{(d_{e2})^2 - (2 \cdot a - d_{a1})^2} \quad (3.23)$$

3.2 Karşılık Dişlisi Parametreleri

Karşılık dişlisi parametreleri aşağıdaki eşitlikler aracılığıyla hesaplanır.

3.2.1 Bölüm Dairesi Çapı

$$d_{m2} = d_{w2} + 2 \cdot x_2 \cdot m_{x1} = 2 \cdot a - d_{m1} \quad (3.24)$$



Şekil 15: Karşılık dişlisi için diş kalınlığı (ISO/TR 14521)

3.2.2 Bölüm Dairesi Adım

$$p_{t2} = p_{x1} \quad (3.25)$$

3.2.3 Referans Çaptaki Transfer Diş Kalınlığı

Bu değer sadece karşılık dişlisi için diş dibi modifikasyonu olmadan aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Şekil 15). Buradaki j_x aksenal diş boşluğudur.

$$s_{m2} = e_{mx1} - j_x \quad (3.26)$$

3.2.4 Bölüm Dairesindeki Diş Boşluğu

$$e_{m2} = p_{x1} - s_{m2} \quad (3.27)$$

3.2.5 Profil Öteleme Faktörü

$$x_2 = \frac{2 \cdot a - d_{m1} - m_{x1} \cdot z_2}{2 \cdot m_{x1}} \quad (3.28)$$

3.2.6 Diş Üstü Çapı

$$h_{am2} = h_{am2}^* \cdot m_{x1} = \frac{1}{2} \cdot (d_{a2} - d_{m2}) \quad (3.29)$$

Buradaki h_{am2}^* diş üstü yüksekliği katsayısıdır ve normal şartlarda 1m alınır.

3.2.7 Diş Dibi Çapı

$$h_{fm2} = h_{fm2}^* \cdot m_{x1} = \frac{1}{2} \cdot (d_{m2} - d_{f2}) \quad (3.30)$$

Buradaki h_{fm2}^* diş dibi sabitidir. Genellikle $1,1 < h_{fm2}^* < 1,3$ aralığındadır. 1,2 alınması tavsiye edilir.

3.2.8 Diş Yüksekliği

$$h_2 = h_{am2} + h_{fm2} \quad (3.31)$$

3.2.9 En Büyük Çap İle En Küçük Çapın Farkının Yarısı

$$h_{e2} = \frac{1}{2} \cdot (d_{e2} - d_{a2}) \quad (3.32)$$

Genellikle $0,4 \leq \frac{h_{e2}}{m_{x1}} \leq 1,5$ aralığındadır. Normal şartlarda $\frac{h_{e2}}{m_{x1}} = 0,5$ alınır.

3.2.10 Diş Üstü Çapı

$$d_{a2} = d_{m2} + 2 \cdot h_{am2} \quad (3.33)$$

3.2.11 Diş Dibi Çapı

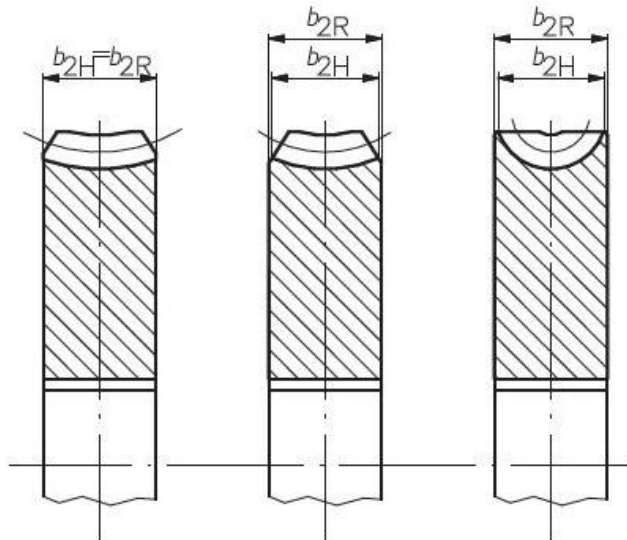
$$d_{f2} = d_{m2} - 2 \cdot h_{fm2} \quad (3.34)$$

3.2.12 Dış Çap Ölçüsü

$$d_{e2} = d_{a2} + 2 \cdot h_{e2} \quad (3.35)$$

3.2.13 Karşılık Dişlisi Genişliği

$$b_{2Hmax} = \sqrt{(2 \cdot a - d_{f2})^2 - (2 \cdot a - d_{e2})^2} \quad (3.36)$$



Şekil 16: Karşılık dişlisi yüz genişliği (ISO/TR 14521)

3.3 Montaj Parametreleri

Sonsuz vida ve karşılık dişlisinin birbirine montaj edilmesinden doğan parametreler aşağıdaki eşitlikler aracılığıyla hesaplanır.

3.3.1 Eksenler Arası Mesafe

$$a = 0,5 \cdot (d_{m1} + d_{m2}) = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) = m_{x1} \cdot [0,5 \cdot (z_1 + z_2) + x_2] \quad (3.38)$$

3.3.2 Karşılık Dişlisi İçin Bölüm Dairesi Çapı

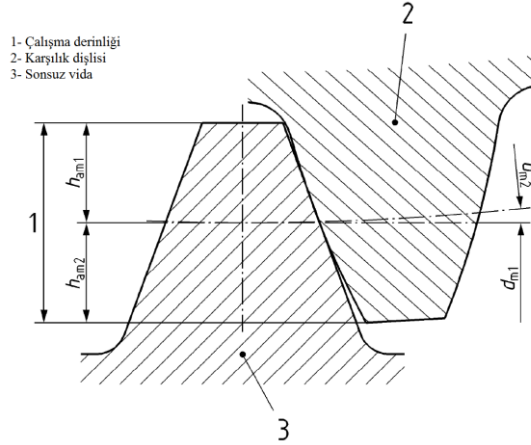
$$d_{w2} = z_2 \cdot m_{x1} \quad (3.39)$$

3.3.3 Sonsuz Vida İçin Bölüm Dairesi Çapı

$$d_{w1} = 2 \cdot a - d_{w2} \quad (3.40)$$

3.3.4 Çevrim Oranı

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.41)$$



Şekil 17: Sonsuz vida için referans çaplar (ISO/TR 14521)

4. SONSUZ VİDA MEKANİZMASI YÜK KAPASİTESİ HESABI

Bir sonsuz vida mekanizmasında yük kapasitesi denildiğinde, dişli çark tasarım ömrü boyunca diş kopması olmadan veya dişlerin aktif temas yüzeyleri üzerinde aşırı aşınma meydana gelmeden iletebileceği dönme momenti (tork) veya güç anlamına gelir.

Aşağıdaki koşullar yük kapasitesini sınırlayan unsurlardır;

- **Aşınma:** Hasar genellikle bronz karşılık dişlisinin diş yüzeylerinde görülür. Redüktörün bir saatteki çalıştırılma periyoduyla doğrudan alakalıdır (Neupert, 1990).
- **Pullanma:** Bu tarz hasar karşılık dişlisinin diş kanatlarında görülebilir. Hasarın artması yüksek ihtimalle iletilen yük ve yükün paylaşılması durumuyla alakalıdır (Predki, 1982).
- **Diş kırılması:** Sonsuz vida veya karşılık dişlisinin diş kırılması, aşırı yüklemeye ya da aşınma sebebiyle dişin incilmesi sonucunda meydana gelebilir.
- **Sonsuz vida dişi ve mili kırılması:** Mil kırılması aşırı yüklemeye ya da eğilme yorulmasının bir sonucu olarak meydana gelebilir.
- **Sonsuz vida mili çökmesi:** Yük altındaki aşırı deformasyon, sonsuz vida ve karşılık dişlisi arasındaki temas durumunu zedeler.
- **Adezyon aşınması:** Bu şekildeki zarar pürüzlü yüzeylerin temas noktalarında ki fiziksel veya kimyasal yapışmaların kopması sonucu meydana gelir. Yüksek olasılıkla iletilen güçten, kayma hızından ve yağlama durumundan etkilenir.
- **Çalışma sıcaklığı:** Aşırı yüksek çalışma sıcaklığı, sonsuz vida mekanizmasının yağlama sıvısının hızlandırılmış bozulmasına sebep olur.

4.1 Hesaplama İçin Bilinmesi Gereken Geometrik Bilgiler

4.1.1 Girdi Değişkenleri

Hesaplama için aşağıdaki değişkenlerin bilinmesi gerekir.

Geometrik Veriler:

- Eksenler arası mesafe, a
- Yüz genişliği, b_{2H} ,
- Karşılık dişlisi genişliği, b_{2R} ,
- Bölüm dairesi çapı, d_{m1} , d_{m2}
- Sonsuz vidanın ekstenel modülü, m_{x1}
- Diş sayıları, z_1 , z_2
- Profil öteleme faktörü, x_2
- Basınç açısı, α_n
- Profil Tipi, (A, N, K, I, C)
- En büyük çap, d_{e2}
- Kesit kalınlığı, s_k
- Sonsuz vida diş üstü çapı, d_{a1}
- Sonsuz vidanın ekstenel kesitteki ekstenel adıma bölünen diş kalınlığı, S_{mx1}/p_{x1}

Yüklemeler:

- Nominal çıkış momenti, T_2
- İşletme faktörü, K_A
- Sonsuz vidanın dönme hızı, n_1
- Çalışma zamanı, L_h
- Saatlik çalışma periyodu, N_S

Verimlilik, güç kaybı, aşınma ve pullanma güvenlik faktörünü hesaplamak için:

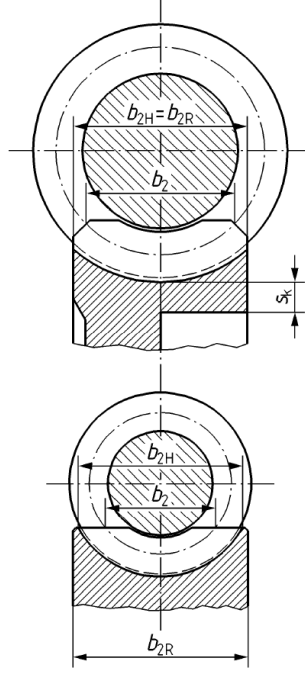
- Sonsuz vida ve karşılık dişlisi malzemeleri
- Yağlama verileri $\rho_{oil}, \nu_{40}, \nu_{100}$
- Yağ tipi: Mineral yağ / poliglikol
- Yağlama tipi: Sıçrama veya sprey yağlama
- Sonsuz vida dişleri yüzey pürüzlülük değeri, R_{a1}
- Daldırılmış veya daldırılmamış karşılık dişlisi
- Sonsuz vidadaki rulman tipi: Sabitlenmiş veya sabitlenmemiş rulman
- Sonsuz vidadaki keçe sayısı
- Fanlı veya fansız
- Ortam sıcaklığı θ_0

Emniyetli çökme miktarını belirlemek için:

- Sonsuz vida rulman aralığı, l_1 veya l_{11}, l_{12}

Diş dibi güvenlik faktörünü hesaplayabilmek için:

- Diş kesit kalınlığı, s_K
- Boğaz yarıçapı, r_{g2}
- Diş dibi çapı, d_{f2}



Şekil 18: Karşılık dişlisi diş ve kesit kalınlıkları (ISO/TR 14521)

4.1.2 Emniyet faktörleri

Uygulama alanlarının gereksinimleri göz önünde bulundurularak emniyet faktörlerinin seçimi önem arz etmektedir. Emniyet faktörleri aşınmaya (S_W), pullanmaya (S_H), çökmeye (S_δ), diş kırılmasına (S_F), ve en yüksek sıcaklığa (S_T) göre farklılaşmaktadır. Tanımlanan en düşük emniyet faktörleri (S_W), (S_T), (S_H), (S_δ) ve (S_F) azaltılmamalıdır.

Emniyet faktörü aşağıdaki etkiler iyice değerlendirildikten sonra seçilmelidir:

- İlgili yükün varsayımları ne şekilde güvenli,
- İlgili çalışma koşulları varsayımları ne şekilde güvenli,
- Hasar sonuçları nelerdir ?

4.2 Gerilmelerin Hesaplanması İçin Kuvvet, Hız ve Parametreler

4.2.1 Dış Kuvvetleri

Dış kuvvetlerinin hesaplanacağı zaman iç ve dış etkiler ISO 6336-6 standardına göre belirlenmelidir. (işletme faktörü K_A , dinamik faktör K_V , yük dağılım faktörü $K_{H\alpha}$ ve $K_{H\beta}$.)

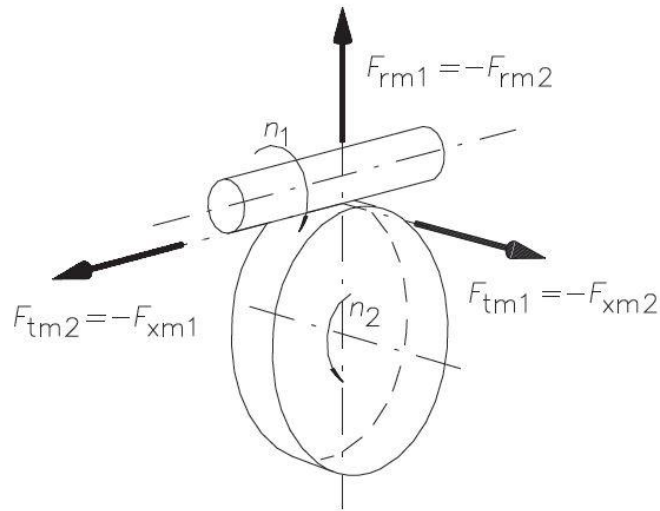
Aşağıdaki kuvvetleri hesaplamak için ihtiyaç duyulan döndürme momentleri nominal giriş ve çıkış döndürme momentlerinden hesaplanır.

$$T_1 = T_{1N} \cdot K_A \quad (4.1)$$

$$T_2 = T_{2N} \cdot K_A \quad (4.2)$$

Yük kapasitesinin hesaplanması, temelde makinanın ağır işletme şartlarında çalışmasını sağlayan döndürme momentiyle alakalıdır. Nominal döndürme momenti değeri direk onu sağlayan motordan da alınabilir.

Sonsuz vidaya ve karşılık dişlisine etki eden teğetsel, aksenal ve radyal kuvvetler Şekil 19' da gösterilmektedir.



Şekil 19: Dış kuvvet bileşenleri (ISO/TR 14521)

Sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiğinde:

$$F_{tm1} = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m1} \cdot \eta_{ges} \cdot u} = -F_{xm2} \quad (4.3)$$

$$F_{tm1} = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m1} \cdot \eta_{ges} \cdot u} = -F_{xm2} \quad (4.4)$$

η_{ges} eşitlik 4.28'e göre hesaplanır.

$$F_{rm1} = -F_{rm2} = F_{tm1} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\sin(\gamma_{m1} + \rho_z)} \quad (4.5)$$

$$\rho_z = \arctan(\mu_{zm}) \quad (4.6)$$

μ_{zm} eşitlik 4.37'ye göre hesaplanır.

Karşılık dişlisi sonsuz vidayı çevirdiğinde:

$$F_{tm1} = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \cdot \frac{T_2 \cdot \eta'_{ges}}{d_{m1} \cdot u} = -F_{xm2} \quad (4.7)$$

$$F_{tm2} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m2}} = 2000 \cdot \frac{T_1 \cdot u}{d_{m1} \cdot \eta'_{ges}} = -F_{xm1} \quad (4.8)$$

η'_{ges} eşitlik 4.28'e göre hesaplanır.

$$F_{rm2} = -F_{rm1} = F_{tm2} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos(\gamma_{m1} - \rho_z)} \quad (4.9)$$

4.2.2 Hızlar

$$V_g = \frac{d_{m1} \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_{m1}} \quad (4.10)$$

4.2.3 Fiziksel Parametreler

Sonsuz vida mekanizmasının kapasitesinin hesaplanması için boyutsuz parametreler tanımlanır. Bu parametreler sadece dişli çarkın geometrisine bağlıdır. Boyut, yükleme ve yağlama bu parametreleri etkilemez (Stöbel, 1973).

4.2.3.1 Hertz Gerilmesi

Hertz gerilmesi diş yüzeyi yükünün hesaplanmasında önemli bir parametredir.

I, N, K, A - Tipi Profiller için

$$p_m^* = 0,1794 + 0,2389 \cdot \frac{a}{d_{m1}} + 0,0761 \cdot x_2 \cdot |x_2|^{3,18} + 0,0536 \cdot q_1 - 0,00369 \cdot z_2 - 0,01136 \cdot \alpha_n + 44,9814 \cdot \frac{x_2 + 0,005657}{z_2} \cdot \left(\frac{z_1}{q_1}\right)^{2,6872} \quad (4.11)$$

C - Tipi Profiller için

$$p_m^* = 0,1401 + 0,1866 \cdot \frac{a}{d_{m1}} + 0,0595 \cdot x_2 \cdot |x_2|^{3,18} + 0,0419 \cdot q_1 - 0,00288 \cdot z_2 - 0,0089 \cdot \alpha_n + 35,1417 \cdot \frac{x_2 + 0,005657}{z_2} \cdot \left(\frac{z_1}{q_1}\right)^{2,6872} \quad (4.12)$$

4.2.3.2 Yağ Film Kalınlığı Parametresi

h^* yağlama film kalınlığıdır ve aşağıdaki bağıntılarla hesaplanır.

I, N, K, ve A - Tipi Profiller için

$$h^* = -0,393 + 2,9157 \cdot 10^{-6} \cdot (z_2)^{-0,0847} \cdot \alpha_n^{0,0595} \cdot (7,947 \cdot 10^{-7} \cdot x_2 + 5,927 \cdot 10^{-5}) \cdot ((1 - 0,038 \cdot q_1) \cdot q_1 + 65,576) \cdot \left(\left(108,8547 \cdot \frac{z_1}{q_1} - 1 \right) \cdot \frac{z_1}{q_1} - 3294,921 \right) \cdot ((3,291 \cdot 10^{-3} \cdot B + 1) \cdot B - 13064,58) \quad (4.13)$$

C Tipi Profiller için

$$h^* = -0,511 + 3,7904 \cdot 10^{-6} \cdot (z_2)^{-0,0847} \cdot \alpha_n^{0,0595} \cdot (7,947 \cdot 10^{-7} \cdot x_2 + 5,927 \cdot 10^{-5}) \cdot ((1 - 0,038 \cdot q_1) \cdot q_1 + 65,576) \cdot \left(\left(108,8547 \cdot \frac{z_1}{q_1} - 1 \right) \cdot \frac{z_1}{q_1} - 3294,921 \right) \cdot ((3,291 \cdot 10^{-3} \cdot B + 1) \cdot B - 13064,58) \quad (4.14)$$

$$B = \sqrt{6 \cdot m_{x1} \cdot d_{m1} - 9 \cdot (m_{x1})^2} + m_{x1} \quad (4.15)$$

4.2.3.3 Kayma Yolu

I, N, K, ve A - Tipi Profiller için

$$s^* = 0,78 + 0,21 \cdot u + 5,6 / \tan \gamma_{m1} \quad (4.16)$$

C - Tipi Profiller için

$$s^* = 0,94 + 0,25 \cdot u + 6,7 / \tan \gamma_{m1} \quad (4.17)$$

4.2.4 Temas Gerilmesinin Hesaplanması

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{p_m^* \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot E_{red}}{a^3} \right)^{0,5} \quad (4.18)$$

Eşdeğer elastisite modülü:

$$E_{red} = \frac{2}{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2} \quad (4.19)$$

Tablo 1’de farklı malzeme kombinasyonları için elastisite modülü, Poisson oranı ve eşdeğer elastisite modülü değerleri verilmektedir.

Tablo 1: Karşılık dişlisi malzemesi için elastisite modülü (ISO/TR 14521)

Karşılık dişlisi malzemeleri	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni2 GC-CuSn12Ni2	GZ-CuAl10Ni	GGG-40	GG-25
E_2 [N/mm ²]	88 300	98 100	122 600	175 000	98 100
ν_2 [-]	0,35	0,35	0,35	0,3	0,3
E_{red} [N/mm ²]	140 114	150 622	174 053	209 790	146 955

4.2.5 Yağlama Film Kalınlığının Hesaplanması

Yağlama film kalınlığı bazı yalınlaştırmalarla aşağıdaki gibi hesaplanır (Dowson ve Higginson, 1966).

$$h_{\min m} = 21 \cdot h^* \cdot \frac{c_\alpha^{0,6} \cdot \eta_{0M}^{0,7} \cdot n_1^{0,7} \cdot a^{1,39} \cdot E_{red}^{0,03}}{T_2^{0,13}} \quad (4.20)$$

c_α yağ çeşidinin fonksiyodur:

Mineral yağlar için, $c_\alpha = 1,7 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/N$

Polialfaolefin için, $c_\alpha = 1,4 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/N$

Poliglikol için, $c_\alpha = 1,3 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/N$

Ortam basıncında p_0 ve karşılık dişlisi yığılma sıcaklığındaki θ_M dinamik viskozite

$$\eta_{0M} = v_M \cdot \rho_{oilM} / 1000 \quad (4.21)$$

Karşılık dişlisi yığılma sıcaklığındaki θ_M yağ yoğunluğu ρ_{oilM} (Nienmann ve Winter, 1986):

$$\rho_{oilM} = \rho_{oilM15} / (1 + k \cdot (\theta_M - 15)) \quad (4.22)$$

Yağlama sabiti:

Mineral veya bileşik yağlar için $k = 7,0 \cdot 10^{-4}$

Polialfaolefin için $k = 7,6 \cdot 10^{-4}$ Poliglikol için $k = 7,7 \cdot 10^{-4}$

4.2.6 Aşınma Yolunun Hesabı

Aşınma yolu, karşılık dişlisinin gerilme döngüsü sayısından N_L ve sonsuz vidanın karşılık dişlisi diş yanakları üzerindeki hertz temasındaki kayma yoluyla hesaplanır.

$$s_{Wm} = s_{gm} \cdot N_L = s^* \cdot \frac{\sigma_{Hm} \cdot a}{E_{red}} \cdot N_L \quad (4.23)$$

Tahmini ömür L_h için karşılık dişlisinin gerilme döngüsü sayısı N_L :

$$N_L = L_h \frac{n_1 \cdot 60}{u} \quad (4.24)$$

4.2.7 Yağ Kinematik Viskozitesinin Hesaplanması

Yağ kinematik viskozitesi 0,1°C ile 100 °C arasında hesaplanır ve 40 °C deki kinematik viskozite v_{40} ile gösterilir.

$$v_\theta = 10^{10^{A \cdot \log(\theta + 273) + B}} - 0,7 \quad (4.25)$$

$$A = \frac{\log\left(\frac{\log(v_{40} + 0,7)}{\log(v_{100} + 0,7)}\right)}{\log\left(\frac{313}{373}\right)} \quad (4.26)$$

$$B = \log(\log(v_{40} + 0,7)) - A \cdot \log(313) \quad (4.27)$$

4.3 Sonsuz Vida Mekanizması Verim ve Güç Kaybı Hesabı

Verimlilik ve güç kaybı, diş kuvvet bileşenlerini hesaplamak ve sıcaklık emniyet faktörünü kontrol etmek için gereklidir.

4.3.1 Toplam Verimlilik

Toplam verimlilik (sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiğinde):

$$\eta_{ges1-2} = P_2 / (P_2 + P_v) = (P_1 - P_v) / P_1 \quad (4.28)$$

Toplam verimlilik (karşılık dişlisi sonsuz vidayı çevirdiğinde):

$$\eta_{ges2-1} = P_1 / (P_1 + P_v) = (P_2 - P_v) / P_2 \quad (4.29)$$

Toplam güç kabı P_v , 4.3.2' de hesaplanacaktır.

4.3.2 Toplam Güç Kaybı

$$P_V = P_{VZ} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD} \quad (4.30)$$

Boşta çalışma güç kaybı:

$$P_{V0} = 0,89 \cdot 10^{-4} \cdot a \cdot n_1^{4/3} \quad (4.31)$$

Rulman yükü güç kaybı:

Belirli bir aksenal boşlukla ayarlanmış yataklama (Örn. Konik makaralı rulman) için

$$P_{VLP} = 0,03 \cdot P_2 \cdot a^{0,44} \cdot \frac{u}{d_{m2}} \quad (4.32)$$

Sabit – serbest şekilde yataklama için

$$P_{VLP} = 0,013 \cdot P_2 \cdot a^{0,44} \cdot \frac{u}{d_{m2}} \quad (4.33)$$

Sızdırmazlık elemanı güç kaybı:

Genel uygulamalar için dudak başına güç kaybı

$$P_{VD} = 11,78 \cdot 10^{-6} \cdot d_{m1}^2 \cdot n_1 \quad (4.34)$$

4.3.3 Dişli Verimliliği

Dişli verimliliği η_{z1-2} (sonsuz vida karşılık dişlisini çevirirse)

$$\eta_{z1-2} = \frac{\tan \gamma_{m1}}{\tan (\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm})} \quad (4.35)$$

Dişli verimliliği η_{z1-2} (karşılık dişlisi sonsuz vidayı çevirirse)

$$\eta_{z2-1} \approx \frac{\tan (\gamma_{m1} - \arctan \mu_{zm})}{\tan \gamma_{m1}} \quad (4.36)$$

Ortalama diş sürtünme katsayısı:

$$\mu_{zm} = \mu_{0T} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R \quad (4.37)$$

Standart referans dişlilerin sürtünme katsayısı μ_{0T} :

Sürtünme katsayısı yağ çeşidinin bir fonksiyonudur ve Tablo 2'deki bağıntılarla hesaplanabilir.

Tablo 2: Karşılık dişlisi malzemesi ve yağlama çeşidine göre sürtünme katsayısı bağıntıları (ISO/TR 14521)

Malzeme	Yağ Çeşidi	Eşitlik
Bronz	Püskürtmeli Mineral Yağ	$\mu_{0T} = 0,028 + 0,026 \frac{1}{(v_g + 0,17)^{0,76}} \leq 0,1$
Bronz	Püskürtmeli Polialfaolefin	$\mu_{0T} = 0,026 + 0,017 \frac{1}{(v_g + 0,17)^{0,92}} \leq 0,096$
Bronz	Püskürtmeli Poliglikol	$\mu_{0T} = 0,02 + 0,02 \frac{1}{(v_g + 0,2)^{0,97}} \leq 0,094$
Bronz	Daldırmalı Mineral Yağ	$\mu_{0T} = 0,033 + 0,079 \frac{1}{(v_g + 0,2)^{1,55}} \leq 0,1$
Bronz	Daldırmalı Polialfaolefin	$\mu_{0T} = 0,027 + 0,0056 \frac{1}{(v_g + 0,15)^{1,63}} \leq 0,096$
Lamel Grafitli DD	Daldırmalı Poliglikol	$\mu_{0T} = 0,024 + 0,0032 \frac{1}{(v_g + 0,1)^{1,71}} \leq 0,094$
Lamel Grafitli DD	Mineral Yağ / Polialfaolefin	$\mu_{0T} = 0,055 + 0,015 \frac{1}{(v_g + 0,2)^{0,87}} \leq 0,1$
Lamel Grafitli DD	Poliglikol	$\mu_{0T} = 0,034 + 0,015 \frac{1}{(v_g + 0,19)^{0,97}} \leq 0,1$

v_g eşitlik 4.10'a göre hesaplanır.

Boyut faktörü, Y_S :

$$Y_S = (100/a)^{0,5} \quad (4.38)$$

Eğer $a < 65$ ise $a = 65$ mm

veya $a > 250$ ise $a = 250$ mm alınır.

Geometrik faktör, Y_G :

Geometrik faktör, dişli geometrisinin yağ filmi kalınlığına etkisi göz önüne alınarak hesaplanır.

$$Y_G = (0,07/h^*)^{0,5} \quad (4.39)$$

Malzeme faktörü, Y_W :

Malzeme faktörü karşılık dişlisi malzemesinin etkileri hesaba katılarak belirlenir (Predki, 1982).

Tablo 3: Karşılık dişlisi malzemesine bağlı malzeme faktörü (ISO/TR 14521)

Karşılık Dişlisi Malzemesi	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni2 GC-CuSn12Ni2	GZ-CuAl10Ni	GGG-40	GG-25
Malzeme Faktörü Y_W	1,0	0,95	1,1	1,0	1,05

Pürüzlülük faktörü, Y_R

Pürüzlülük faktörü, sonsuz vida diş yüzeylerinin pürüzlülük değeri hesaba katılarak belirlenir.

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{Ra_1}{0,5}} \quad (4.40)$$

Pürüzlülüğün aritmetik değerinin bilinmeyip pürüzlülük derinliğinin bilindiği durumlarda $Ra_1 = R_{z1}/6$ bağıntısı kullanılabilir.

Not: sonsuz vidanın pürüzlülük değeri radyal yönde d_{m1} ölçüsü civarında ISO/TR 10064-4 standardına göre hesaplanır.

4.3.4 Sonsuz Vida ve Karşılık Dişlisinin Beraber Çalışmasından Kaynaklanan Güç Kaybı

Sonsuz vidanın karşılık dişlisini çevirdiği durumdaki güç kaybı:

$$P_{Vz1-2} \approx \frac{0,1 \cdot T_2 \cdot n_1}{u} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{z1-2}} - 1 \right) \quad (4.41)$$

η_{z1-2} eşitlik 4.35'e göre hesaplanır.

Karşılık dişlisinin sonsuz vidayı çevirdiği durumdaki güç kaybı:

$$P_{Vz2-1} \approx \frac{0,1 \cdot T_2 \cdot n_1}{u} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{z2-1}} - 1 \right) \quad (4.42)$$

η_{z2-1} eşitlik 4.36'ya göre hesaplanır.

4.4 Aşınma

Aşınma yoluyla sürekli kütle kaybı ve diş kalınlığında azalmalar meydana gelir. Aşınmanın artmasıyla bölüm 4.4.3 de belirtilen güvenlik sınırlarının ihlali de artar. En büyük tehlike özellikle karşılık dişlisi diş yüzeylerinde olmak üzere sertliğin az olduğu durumlarda görülür.

4.4.1 Aşınma Emniyet Faktörü

Aşağıdaki hesaplama yönteminde tamamen temasın sağlandığı kabul edilmektedir. Aşınma yük kapasitesi, herhangi bir korelasyon dikkate alınmadan pullanma kapasitesinden bağımsızdır.

Aşınmaya karşı emniyet aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$S_W = \delta_{W \lim n} / \delta_{Wn} \geq S_{W \min} \quad (4.43)$$

Sınırlanan diş yüzeyi kaybı $\delta_{W \lim n}$ bölüm 4.4.3'de, kabul edilen aşınma (normal diş kaybı δ_{Wn}) bölüm 4.4.2' de tanımlanmıştır.

Minimum emniyet faktörü: $S_{W \min} = 1,1$

C - Tipi sonsuz vidalarda bu değerden daha yüksek emniyet faktörü belirlemek gerekebilir.

4.4.2 Kabul Edilen Aşınma Miktarı

Karşılık dişlisinde aşınmadan kaynaklı diş yüzeyi kaybı δ_{Wn} :

$$\delta_{Wn} = J_W \cdot s_{Wm} \quad (4.44)$$

Aşınma yolu s_{Wm} eşitlik 4.23' de aşınma şiddeti J_W eşitlik 4.45' de verilmektedir. Ayrıca malzeme-yağlama faktörü W_{ML} Tablo 4' de verilmektedir (Höhn, 1991).

Aşınma şiddeti J_W :

$$J_W = J_{OT} \cdot W_{ML} \cdot W_{NS} \quad (4.45)$$

Tablo 4: Karşılık dişlisi malzemesi ve yağ çeşidine göre referans aşınma şiddeti denklemleri (ISO/TR 14521)

Malzeme	Yağ Çeşidi	Eşitlik
Bronz	Mineral yağ	$J_{OT} = 2,4 \cdot 10^{-11} \cdot K_W^{-3,1} \leq 400 \cdot 10^{-9}$
Bronz	Polialfaolefin	$J_{OT} = 318 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24}$
Bronz	Poliglikol	$J_{OT} = 127 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24}$
Bronz	Daldırmalı Mineral yağ	$J_{OT} = 6,5 \cdot 10^{-11} \cdot K_W^{-2,68} \leq 400 \cdot 10^{-9}$
Bronz	Daldırmalı Polialfaolefin	$J_{OT} = 558 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-1,91}$
Bronz	Daldırmalı Poliglikol	$J_{OT} = 223 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-1,91}$
Alüminyum Bronzu	Mineral yağ	$J_{OT} = 5,45 \cdot 10^{-9} \cdot K_W^{-1,23} \leq 400 \cdot 10^{-9}$
Alüminyum Bronzu	Polialfaolefin	$J_{OT} = 16,6 \cdot 10^{-9} \cdot K_W^{-1,17}$
Lamel Grafitli DD	Mineral yağ /Polialfaolefin	$J_{OT} = 0,09 \cdot 10^{-9} \cdot K_W^{-3,7} \leq 400 \cdot 10^{-9}$
Lamel Grafitli DD	Poliglikol	$J_{OT} = 0,58 \cdot 10^{-9} \cdot K_W^{-1,58}$

Referans aşınma şiddeti Tablo 4 deki denklemler aracılığıyla bulunur.

Yağ filmi parametresi K_W :

$$K_W = h_{min n} \cdot W_S \cdot W_H \quad (4.46)$$

Ana yağ film kalınlığı $h_{min n}$ eşitlik 4.20 kullanılarak hesaplanır.

Yağ yapısı faktörü W_S :

Mineral yağlar için $W_S = 1$

Poliglolikol ve polialfaolefin için $W_S = \frac{1}{\eta_{0M}^{0.35}}$

Dinamik viskozite (η_{0M}) eşitlik 4.21 aracılığıyla ortam basıncında (p_0) ve karşılık dişlisi yığın sıcaklığında (θ_M) hesaplanır.

Malzeme-yağlama faktörü W_{ML} Tablo 5' de verilmektedir. Farklı malzemeler veya yağlar kullanılması durumunda W_{ML} değerini hesaplamak için deneyler yapılmalıdır. Deney yapmanın mümkün olmadığı durumlarda tablodaki değerler sadece fikir verici olarak kullanılmalıdır.

Tablo 5: Malzeme yağ faktörü değerleri (ISO/TR 14521)

Sertleştirilmiş Sonsuz vida 16MnCr5	Malzeme - Yağlama Faktörü W_{ML}		
	Mineral yağ	Polialphaolefin PAO	Poliglolikol
Karşılık dişlisi malzemesi			
GZ-CuSn12Ni2	1,0 ^a	1 ^a	1,75 ^b
GC-CuSn12Ni2	4,1	4,1	4,1
GZ-CuSn12	1,6 ^a	1,6 ^a	2,25 ^a
GZ-CuAl10Ni	1,0 ^c	1,0	-- ^d
GGG 40	1,0 ^a	1,0 ^a	1,0 ^a
GG 25	1,0 ^a	1,0 ^a	1,0 ^a

^a dağılım bölgesi $\pm 25\%$
^b dağılım bölgesi $\pm 30\%$
^c sadece geçerli $h_{min m} < 0,07 \mu m$; for $h_{min m} \geq 0,07 \mu m$; $J_W \cong \text{sabt.} = 600 \cdot 10^{-9}$.
^d Hiçbir değer kullanılmaz. Sadece kayma hızının $0,5 \text{ m/s}$ ' den az olduğu durumlarda kullanılabilir.

Çalıştırma faktörünün W_{NS} hesaplanmasında saat başı çalıştırma sayısının aşınma oranına etkisi hesaba katılır.

$$W_{NS} = 1 + 0,015 \cdot N_S \quad (4.47)$$

Bronz malzemeler için basınç faktörü W_H (Mende, 1977):

$$\sigma_{Hm} < 450 \text{ N/mm}^2 \text{ için } W_H = 1 \quad (4.48)$$

$$\sigma_{Hm} < 450 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ için } W_H = \left(\frac{450}{\sigma_{Hm}} \right)^{4,5} \quad (4.49)$$

Küresel grafitli dökme demir için basınç faktörü W_H (FVD Nr. 205, 1996) :

$$W_H = \left(\frac{350}{\sigma_{Hm}} \right)^{1,4} \quad (4.50)$$

4.4.3 Kabul Edilebilir Aşınma

Kabul edilebilir aşınma, dört farklı kritere göre ayarlanmalıdır. a ve b kriterleri diş yüzeyi kaybı değerine $\delta_{W \text{ lim}}$ bir sınır getirir ve hiçbir şekilde bu sınır değerler aşılmamalıdır. a kriterinde, aşınma karşılık dişlisinin diş yüksekliğini azaltır ve diş başında sivrileşme meydana getirir. b kriterinde, aşınma dişin zayıflamasına ve sonunda kırılmasına sebep olur. c ve d kriterlerinde, aşınmanın önlenmesi a ve b kriterlerindeki önlenmesine bağlıdır.

a- Karşılık dişlisinin, diş çap normal kesitteki diş kalınlığının sivrileşmesi hiçbir durumda kabul edilmemelidir. Bu kabul edilebilir aşınma miktarını sınırlandırmayı sağlar.

Diş çaptaki diş kalınlığı hesaplandığında, karşılık dişlisinin referans çaptaki diş kalınlığı yeterlidir. Normalde kabul edilebilir kayıp genel diş yüksekliğiyle saptanır.

$$\delta_{W \text{ lim } n} = m_{x1} \cdot \cos \gamma_{m1} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot \tan \alpha_n \right) \quad (4.51)$$

b- Diş kırılması emniyet faktörü $S_{F \text{ min}}$, gerekli çalışma zamanından sonra aşınma durumu olarak elde edilebilir. Bu sonuç için aşağıdaki değer:

$$\delta_{W \text{ lim } n} = \Delta s_{\text{lim}} \cdot \cos \gamma_{m1} \quad (4.52)$$

Δs_{lim} kabul edilebilir diş kalınlığı kaybıdır.

c- Malzeme kaybı Δm_{lim} , daha önceden belirlenen değeri aşmamalıdır (yağ değişim aralığı ve yatak yağlamasına bağlıdır):

$$\delta_{W \lim n} = \frac{\Delta m_{lim}}{A_{fl} \cdot \rho_{Rad}} \quad (4.53)$$

Toplam dış yüzeyi alanı A_{fl}

$$A_{fl} \approx \frac{z_2 \cdot 2m_{x1} \cdot d_{m1} \cdot \arcsin(b_{2H}/d_{a1})}{\cos\gamma_{m1} \cdot \cos\alpha_0} \quad (4.54)$$

Karşılık dişlisi malzeme yoğunluğu (ρ_{Rad}) değerleri Tablo 6' da verilmektedir.

Tablo 6: Karşılık dişlisi malzeme yoğunluğu değerleri (ISO/TR 14521)

Karşılık Dişlisi Malzemesi	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni2 GC-CuSn12Ni2	GZ-CuAl10Ni	GGG-40	GG-25
ρ_{Rad} [mg/mm ³]	8,8	8,8	7,4	7,0	7,0

d- Karşılık dişlisi diş yüzeyi kaybı, tepki kuvvetiyle önceden ayarlanan değere ulaşır.

Genellikle $\delta_{W \lim n} \cong 0,3 \cdot m_{x1}$ uygulanır.

$$\delta_{W \lim n} = 0,3 \cdot m_{x1} \cdot \cos\gamma_{m1} \quad (4.55)$$

4.5 Pullanma

Diş yan yüzeyleri pullanma nedeniyle oluşan çukurlar sonucu hasara uğrayabilir. En çok zarar daha az sertlikte olan karşılık dişlisi diş yüzeylerinde meydana gelir. Pullanma aşınmanın meydana gelmesi sonucunda ortaya çıkabilir.

4.5.1 Pullanma Emniyet Faktörü

Pullanma emniyet faktörü aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$S_H = \sigma_{HG} / \sigma_{Hm} \geq S_{H \min} \quad (4.56)$$

Ortalama gerçek temas gerilmesi (σ_{Hm}), bölüm 4.5.2' de sınırlandırılmış temas gerilmesi (σ_{HG}) bölüm 4.5.3'de verilmiştir.

Minimum emniyet faktörü:

$$S_{H \min} = 1,0$$

C tipi sonsuz vida profilleri için bu değerden daha yüksek bir değer seçmek gerekebilir.

4.5.2 Gerçek Temas Gerilmesi

Ortalama gerçek temas gerilmesi σ_{Hm} , bir yükleme parametresi olarak kullanılır. Eşitlik 4.18' deki gibi hesaplanır ve Hertz gerilmesi (p_m^*) için gerekli olan parametreler 4.2.3' den alınabilir.

4.5.3 Sınrlandırılmış Temas Gerilmesi Değeri

Sınrlandırılmış temas gerilmesi değeri

$$\sigma_{HG} = \sigma_{H \lim T} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_u \cdot Z_{oil} \quad (4.57)$$

Temas gerilmesine karşın pullanma direnci $\sigma_{H \lim T}$, Tablo 7' de verilmektedir (Predki, 1982).

Tablo 7: Karşılık dişlisi malzemesine göre pullanma direnci (ISO/TR 14521)

Karşılık Dişlisi Malzemesi	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni2 GC-CuSn12Ni2	GZ-CuAl10Ni	GGG-40	GG-25
σ_H lim T [N/mm ²]	425	520	660 ¹⁾	490 ¹⁾	350 ¹⁾
.1)Kayma hızının $v_g < 0,5 \text{ m/s}$ olduğu durumlarda					
Not: Temas gerilmesine karşın verilen dayanıklılık sınırları karşılık dişlilerinin yaklaşık % 50 oranına tekabül eden pullanma alanları için geçerlidir.					

Ömür Faktörü

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h} \right)^{1/6} \leq 1,6 \quad (4.58)$$

Ömür zamanı L_h saat cinsinden alınır.

Hız Faktörü

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + V_g}} \quad (4.59)$$

Referans çaptaki kayma hızı eşitlik 4.10' da ki gibi hesaplanmalıdır.

Boyut faktörü

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}} \quad (4.60)$$

Çevrim Oranı Faktörü

$$Z_u = \left(\frac{u}{20,5} \right)^{1/6} \quad u < 20,5 \text{ ise} \quad (4.61)$$

$$Z_u = 1 \quad u \geq 20,5 \text{ ise} \quad (4.62)$$

Yağlama Faktörü

$Z_{oil} = 1,0$ Poliglisol yağlar için

$Z_{oil} = 0,94$ Polialfaolefin yağlar için

$Z_{oil} = 0,89$ Mineral yağlar için

4.6 Çökme

Sonsuz vida milinin çok yüksek ve sürekli değişen çökmesi, dişlerin birbirine geçmesine sebep olur aşınmayı artırır.

4.6.1 Çökme Emniyet Faktörü

Çökme emniyet faktörü aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$S_{\delta} = \delta_{lim}/\delta_m \geq S_{\delta min} \quad (4.63)$$

Sınırlandırılmış çökme miktarı (δ_{lim}), 4.6.3' de gerçek çökme miktarı (δ_m) 4.6.2' de tanımlanmıştır.

Minimum emniyet faktörü:

$$S_{\delta min} = 1,0$$

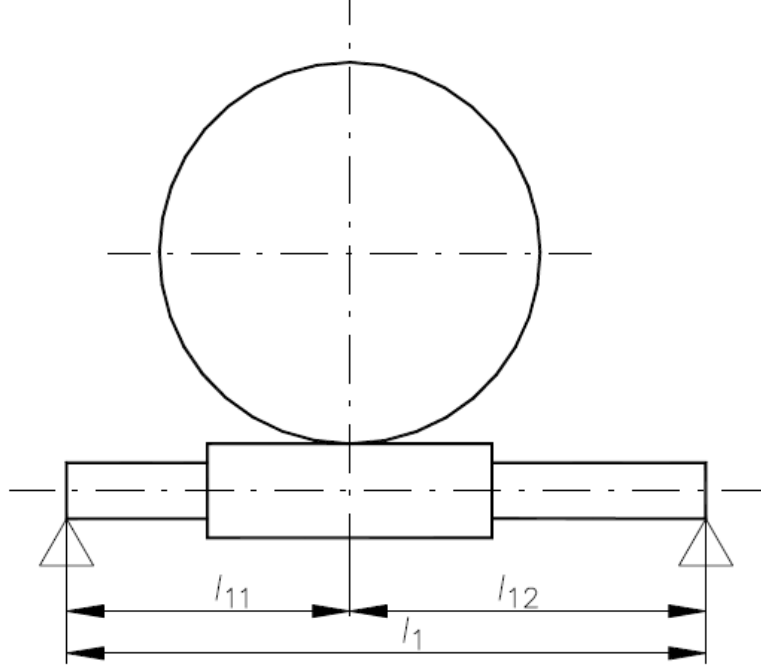
Döndürme momenti içeren emniyet faktörü, çökme emniyet faktörüne eşittir.

4.6.2 Gerçek Çökme

Sonsuz vidada gerçekleşen çökme:

$$\delta_m = 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot l_{11}^2 \cdot l_{12}^2 \cdot F_{tm2} \frac{\sqrt{\tan^2(\gamma_{m1} + \arctan\mu_{zm}) + \tan^2\alpha_0/\cos^2\gamma_{m1}}}{d_{m1}^4 \cdot l_1} \quad (4.64)$$

Yataklar arası mesafeler l_1, l_{11}, l_{12} Şekil 20' de verilmektedir.



Şekil 20: Yataklar arası mesafeler (PD ISO/TR 14521)

l_{11} ve l_{12} ölçülerinin eşit olduğu simetrik yataklama durumunda aşağıdaki bağıntı kullanılabilir:

$$\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot l_1^3 \cdot F_{tm2} \frac{\sqrt{\tan^2(\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm}) + \tan^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_{m1}}}{d_{m1}^4} \quad (4.65)$$

4.6.3 Sınırlandırılmış Çökme Değeri

İşletme deneyimleri doğrultusunda sınırlandırılmış çökme değeri:

$$\delta_{lim} = 0,04 \sqrt{m_{x1}} \quad (4.66)$$

4.7 Diş Dibinden Kesilme

Karşılık dişlisi dişleri çok aşırı gerilmeler sonucunda kırılabilir veya plastik deformasyona maruz kalabilir.

4.7.1 Diş Dibinden Kesilmeye Karşı Emniyet Faktörü

Yorulma kırılmasının emniyet faktörü aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$S_F = \tau_{FG}/\tau_F \geq S_{F \min} \quad (4.67)$$

Nominal kesme gerilmesi (τ_F), 4.7.2' de sınırlandırılmış nominal kesme gerilmesi (τ_{FG}) 4.7.3' de tanımlanmaktadır.

Minimum emniyet faktörü:

$$S_{F \min} = 1,1 \quad (4.68)$$

Aktarılabılır torku içeren emniyet faktörü, yorulma kırılmasını içerece eşittir.

4.7.2 Gerçek Diş Dibinden Kırılma Gerilmesi

Hesaplama metodu nominal kesme gerilmeleri varsayımına dayanır (FVD Nr. 70, 1983). Diş formu faktörü (Y_F), bileşenlerin eğilme gerilmeleri hesaba katılarak belirlenir.

Diş dibindeki nominal kesme gerilmesi:

$$\tau_F = \frac{F_{tm2}}{b_{2H} \cdot m_{x1}} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K \quad (4.69)$$

Temas faktörü:

$$Y_\varepsilon = 0,5 \quad (4.70)$$

Form faktörü:

$$Y_F = 2,9 \cdot m_{x1}/s_{ft2} \quad (4.71)$$

Karşılık dişlisinin transfer düzlemindeki diş kökü kalınlığı

$$s_{ft2} = 1,06 \cdot s_{f2} \quad (4.72)$$

$$s_{f2} = s_{m2} - \Delta s_{lim} + (d_{m2} - d_{f2}) \cdot \tan \alpha_0 / \cos \gamma_{m1} \quad (4.73)$$

Δs : ömür boyunca aşınma sebebiyle kaybolan diş dibi kalınlığı

Adım faktörü:

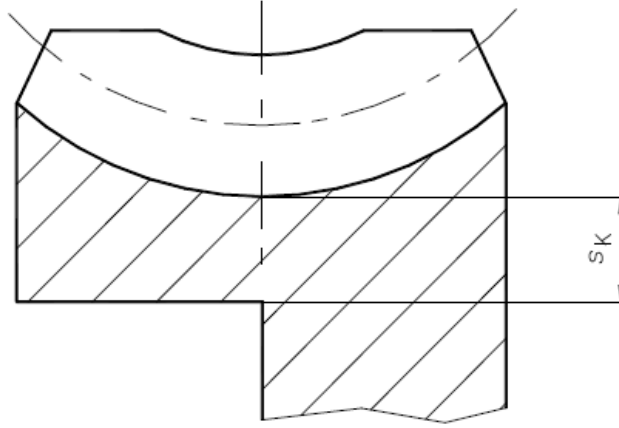
$$Y_V = 1/\cos\gamma_{m1} \quad (4.74)$$

Kesit kalınlığı faktörü:

$$Y_K = 1,0 \quad s_K/m_{x1} \geq 20 \text{ ise} \quad (4.75)$$

$$Y_K = 1,043 \ln\left(5,218 \cdot \frac{m_x}{s_k}\right) \quad 10 \leq s_K/m_{x1} < 20 \text{ ise} \quad (4.76)$$

s_K mesafesinin m_{x1} değerinden küçük olduğu durumlardan kaçınılmalıdır.



Şekil 21: Diş dibi fatura arası mesafe (ISO/TR 14521)

4.7.3 Sınırlandırılmış Diş Dibi Kesme Gerilmesi Değeri

Diş dibindeki sınırlandırılmış kesme gerilmesi değeri:

$$\tau_{FG} = \tau_{F \lim T} \cdot Y_{NL} \quad (4.77)$$

Kesme gerilmesi dayanım limiti ($\tau_{F \lim T}$) 1.1.10.3.a' da ömür faktörü (Y_{NL}) 1.1.10.3.b' de tanımlanmaktadır.

4.7.3.1 Kesme dayanım limiti $\tau_{F \text{ lim } T}$

Ortalama dayanım değerleri Tablo 8’ de verilmektedir.

Tablo 8: Çeşitli karşılık dişlisi malzemeleri için dayanım değeri (ISO/TR 14521)

Karşılık Dişlisi Malzemesi	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni2 GC-CuSn12Ni2	GZ-CuAl10Ni	GGG-40	GG-25
$\bar{\tau}_F \text{ lim } T$ (kesme dayanıklılık limiti)	92	100	128	115	70
$\bar{\tau}_F \text{ lim } T$ (eşdeğer kesme dayanıklılık limiti)	82	90	120	115	70

4.7.3.2 Ömür faktörü Y_{NL}

Ömür faktörü değerleri nümerik olarak Tablo 9’ da verilmektedir

Tablo 9: Yük tekrar sayısının fonksiyonu olarak ömür faktörü (ISO/TR 14521)

Ömür Faktörü Y_{NL}	Yük Tekrar Sayısı $N_L^{1)}$	Malzeme / Doğruluk Derecesi
1,25	$< 8,3 \cdot 10^5$	GZ-CuSn12 ve GZ-CuSn12Ni2 bozulma ile DIN 8'e göre doğruluk derecesi
$(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$	$8,3 \cdot 10^5 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3,0 \cdot 10^6$	
1,5	$< 2,3 \cdot 10^5$	GZ-CuSn12 ve GZ-CuSn12Ni2 bozulma ile DIN 9'a göre doğruluk derecesi
$(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$	$2,3 \cdot 10^5 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3,0 \cdot 10^6$	
1,75	$< 9,5 \cdot 10^4$	GZ-CuSn12 ve GZ-CuSn12Ni2 bozulma ile DIN 10'a göre doğruluk derecesi
$(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$	$9,5 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3,0 \cdot 10^6$	
2	$< 4 \cdot 10^4$	GZ-CuSn12 ve GZ-CuSn12Ni2 bozulma ile DIN 11'e göre doğruluk derecesi
$(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$	$4 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3,0 \cdot 10^6$	
2,5	$< 1 \cdot 10^4$	GZ-CuSn12 ve GZ-CuSn12Ni2 bozulma ile DIN 12'ye göre doğruluk derecesi
$(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$	$1 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3,0 \cdot 10^6$	
2,0	$< 4,0 \cdot 10^4$	GZ-CuAl10 Ni
$(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,09}$	$4,0 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3,0 \cdot 10^6$	
2,5	$< 1,0 \cdot 10^4$	GGG-40
$(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,09}$	$1,0 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3,0 \cdot 10^6$	
2,0	$< 1,0 \cdot 10^3$	GG-25
$(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$	$1,0 \cdot 10^3 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3,0 \cdot 10^6$	

¹⁾ Sonsuz vida karşılık dişlisinin yük tekrar sayısı

5. 80 GÖVDE SONSUZ VİDA REDÜKTÖR ANALİZİ

Bu kısımda piyasa şartlarında hazır bulunan eksenler arası mesafesi 80mm, çevrim oranı 30 olan bir sonsuz vida mekanizmalı redüktörün teorik ve deneysel analizleri yapılmıştır. Hesaplamaların yapılmasında PD ISO/TR 14521:2010 ve BS ISO/TR 10828:1997 standartlarından faydalanılmıştır. Redüktör üzerinden ve katalog bilgilerinden alınan veriler aşağıdaki gibidir.

Geometrik Veriler:

- Eksenler arası mesafe, $a = 80 \text{ mm}$
- Yüz genişliği, $b_{2H} = 30 \text{ mm}$
- Karşılık dişlisi genişliği, $b_{2R} = 30 \text{ mm}$
- Referans çap, d_{m1}, d_{m2}
- Sonsuz vidanın aksenal modülü, $m_{x1} = 4 \text{ mm}$
- Diş sayısı, $z_1 = 1, z_2 = 30$
- Diş üstü modifikasyon faktörü, x_2
- Basınç açısı, $\alpha_n = 20^\circ$
- Profil Tipi, (C)
- Diş üstü çapı, d_{e2}
- Kesit kalınlığı, s_k
- Sonsuz vida diş üstü çapı, d_{a1}
- Diş dibi çapı $d_{f1} = 28,85 \text{ mm}$
- Sonsuz vidanın aksenal kesitteki aksenal adıma bölünen diş kalınlığı, S_{mx1}/p_{x1}

Yüklemeler:

- Nominal çıkış torku, $T_2 = 287 \text{ Nm}$
- Uygulama faktörü, K_A
- Sonsuz vidanın dönme hızı, $n_1 = 1410 \text{ min}^{-1}$
- Çalışma zamanı, $L_h = 25000 \text{ h}$
- Saatlik çalışma periyodu, $N_S = 1$

Verimlilik, güç kaybı, aşınma ve pullanma güvenlik faktörünü hesaplamak için:

- Sonsuz vida ve karşılık dişlisi malzemeleri
(21NiCrMo2, GC-CuSn12Ni2)
- Yağlama verileri
 $\rho_{oil} = 1,02 \frac{kg}{dm^3}, v_{40} = \frac{220mm^2}{s}, v_{100} = 37mm^2/s$
- Yağ tipi: Sentetik VG220
- Yağlama tipi: Sıçrama
- Sonsuz vida dişleri yüzey pürüzlülük değeri, $R_{a1} = 0,5\mu m$
- Daldırılmış veya daldırılmamış karşılık dişlisi: Daldırılmış
- Sonsuz vidadaki rulman tipi: sabitlenmiş veya sabitlenmemiş
rulman: Sabit rulman
- Sonsuz vidadaki keçe sayısı:3
- Fanlı veya fansız: Fansız
- Ortam sıcaklığı $\theta_0 = 20^\circ C$

Çökme güvenlik faktörünü belirlemek için:

- Sonsuz vida rulman aralığı
 $l_1 = 145mm, l_{11} = 72mm, l_{12} = 73mm$

Diş dibi güvenlik faktörünü hesaplayabilmek için:

- Diş kesit kalınlığı, s_K
- Boğaz yarıçapı, r_{g2}
- Diş dibi çapı, d_{f2}

5.1 Boyut Hesapları

Sonsuz vida

$$\text{Eksenel adım: } p_{x1} = \pi \cdot m_{x1} = \pi \cdot 4 = 12,56 \text{ mm}$$

$$\text{Diş dibi ölçüsü: } h_{fm1} = h_{fm1}^* \cdot m_{x1} = 1,2 \cdot 4 = 4,8 \text{ mm}$$

$$\text{Diş dibi çapı: } d_{f1} = d_{m1} - 2 \cdot h_{fm1} = 28,85 \rightarrow d_{m1} = 38,45 \text{ mm}$$

$$\text{İzafi eşdeğer diş sayısı: } q_1 = \frac{d_{m1}}{m_{x1}} = \frac{38,45}{4} = 9,6$$

$$\text{Eğim açısı: } \tan \gamma_{m1} = \frac{m_{x1} \cdot z_1}{d_{m1}} = \frac{z_1}{q_1} = \frac{4,1}{9,6} \rightarrow \gamma_{m1} = 22,59^\circ$$

$$\text{Helis açısı: } \beta_{m1} = 90^\circ - \gamma_{m1} = 90^\circ - 22,59^\circ = 67,4$$

Karşılık dişlisi

$$\text{Karşılık dişlisi bölüm dairesi: } d_{m2} = 2 \cdot a - d_{m1} = 2 \cdot 80 - 38,45 = 121,55$$

5.2 Kuvvet Hız Hesapları

Sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiğinde

Çarktaki moment eşitlik 4.2' den

$T_2 = T_{2N} \cdot K_A = 287,1,17 = 338 \text{ Nm}$ hesaplanır. İşletme faktörü ISO 6336-6 standardına göre belirlenir.

Çarktaki teğetsel kuvvet eşitlik 4.4' den

$$F_{tm2} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m2}} = 2000 \cdot \frac{338}{121,55} = 5561 \text{ N}$$
 hesaplanır.

Kayma hızı eşitlik 4.10 a göre hesaplanır.

$$V_g = \frac{d_{m1} \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_{m1}} = \frac{38,45 \cdot 1410}{19098 \cdot \cos 22,59} = 3,07 \text{ m/s}$$

olarak hesaplanır.

5.3 Verim Hesapları

5.3.1 Sonsuz Vida ve Karşılık Dişlisi Arasındaki Verim

Sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiği durumda

Dişli verimliliği eşitlik 4.35' den:

$$\eta_{z1-2} = \frac{\tan \gamma_{m1}}{\tan (\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm})} = \frac{\tan (22,59)}{\tan (22,59 + \arctan \mu_{zm})}$$

Ortalama diş sürtünme katsayısı eşitlik 4.37' den:

$$\mu_{zm} = \mu_{0T} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R$$

μ_{0T} değeri bronz malzeme ve daldırmalı yağlama için Tablo 2' den

$$\mu_{0T} = 0,024 + 0,0032 \frac{1}{(3,07 + 0,1)^{1,71}} = 0,024 \leq 0,094$$

Boyut faktörü eşitlik 4.38' den:

$$Y_S = (100/a)^{0,5} = (100/80)^{0,5} = 1,118$$

Geometrik faktör eşitlik 4.39' dan:

$$Y_G = (0,07/h^*)^{0,5}$$

Yağlama film kalınlığı eşitlik 4.14' den:

$$B = \sqrt{6 \cdot m_{x1} \cdot d_{m1} - 9 \cdot (m_{x1})^2} + m_{x1} = \sqrt{6 \cdot 4 \cdot 38,45 - 9 \cdot (4)^2} = 27,9$$

$$h^* = -0,511 + 3,7904 \cdot 10^{-6} \cdot (30)^{-0,0847} \cdot 20^{0,0595} \cdot (7,947 \cdot 10^{-7} \cdot 0 + 5,927 \cdot 10^{-5}).$$

$$\left((1 - 0,038 \cdot 9,6) \cdot 9,6 + 65,576 \right) \cdot \left(\left(108,8547 \cdot \frac{1}{9,6} - 1 \right) \cdot \frac{1}{9,6} - 3294,921 \right).$$

$$\left((3,291 \cdot 10^{-3} \cdot 27,9 + 1) \cdot 27,9 - 13064,58 \right) = 0,064$$

$$Y_G = (0,07/0,064)^{0,5} = 1,045$$

Malzeme faktörü Tablo 3'den

$$Y_W = 0,95 \text{ bulunur.}$$

Pürüzlülük faktörü eşitlik 4.40' dan

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{0,5}{0,5}} = 1$$

$$\mu_{zm} = 0,024 \cdot 1,118 \cdot 1,045 \cdot 0,95 \cdot 1 = 0,026$$

$$\eta_{z1-2} = \frac{\tan \gamma_{m1}}{\tan (\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm})} = \frac{\tan (22,59)}{\tan (22,59 + \arctan 0,026)} = 0,931$$

5.3.2 Toplam Güç Kaybı

Toplam güç kaybı eşitlik 4.30' dan hesaplanır.

$$P_V = P_{VZ} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD}$$

Boşta çalışma güç kaybı eşitlik 4.31' den

$$P_{V0} = 0,89 \cdot 10^{-4} \cdot 80 \cdot 1410^{4/3} = 112 \text{ W}$$

Rulman yükü güç kaybı sabit- serbest yataklama için eşitlik 4.33' den

$$P_{VLP} = 0,013.1410.80^{0,44} \cdot \frac{30}{121,55} = 31 \text{ W}$$

Genel uygulamalarda dudak başına sızdırmazlık elemanı güç kaybı eşitlik 4.34' den

$$P_{VD} = 11,78.10^{-6}.38,45^2.1410 = 25 \text{ W}$$

$$3 \text{ adet keçe için } P_{VD} = 3 \times 25 = 75 \text{ W}$$

Sonsuz vida ve karşılık dişlisinin beraber çalışmasından kaynaklanan güç kaybı, sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiği durumlar için 4.41' den

$$P_{Vz1-2} \approx \frac{0,1.338.1410}{30} \cdot \left(\frac{1}{0,931} - 1 \right) = 118 \text{ W}$$

$$P_V = P_{VZ} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD} = 118 + 112 + 31 + 75 = 336 \text{ W}$$

5.3.3 Toplam Verim

Sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiğinde toplam verim eşitlik 4.28' den hesaplanır.

$$\eta_{ges1-2} = P_2 / (P_2 + P_v) = (P_1 - P_v) / P_1 = 1412 / (1412 + 336) = 0.80 = \% 80$$

5.4 Aşınma Hesapları

Karşılık dişlisinde aşınmadan kaynaklanan diş yüzeyi kaybı eşitlik 4.40' dan hesaplanır.

$$\delta_{Wn} = J_W \cdot s_{Wm}$$

Aşınma şiddeti katsayısı eşitlik 4.45' den hesaplanır.

$$J_W = J_{OT} \cdot W_{ML} \cdot W_{NS}$$

J_{OT} , bronz malzeme ve poliglikol yağ için Tablo 4' deki eşitlikten hesaplanır.

$$J_{OT} = 223 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-1,91}$$

Yağ filmi kapasitesi eşitlik 4.46' dan

$$K_W = h_{min} \cdot n \cdot W_S \cdot W_H$$

Yağlama film kalınlığı eşitlik 4.20' den

$$h_{min} = 21 \cdot h^* \cdot \frac{c_\alpha^{0,6} \cdot \eta_{0M}^{0,7} \cdot n_1^{0,7} \cdot a^{1,39} \cdot E_{red}^{0,03}}{T_2^{0,13}}$$

$h^* = 0,064$ bulunmuştu.

Mineral yağlar için $c_\alpha = 1,7 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/N$

Yağın karşılık dişlisi yığılma sıcaklığındaki ve ortam basıncındaki dinamik viskozitesi:

$$\eta_{70} = v_M \cdot \rho_{oil70} / 1000$$

$$\rho_{oil70} = 0,89 / (1 + 7 \cdot 10^{-4} \cdot (70 - 15)) = 0,85$$

$\theta_M = 70^\circ$ kabul edilir.

Yağ kinematik viskozitesi eşitlik 4.25' den

$$v_{70} = 10^{10^{A \cdot \log(\theta + 273) + B}} - 0,7$$

$$A = \frac{\log\left(\frac{\log(220 + 0,7)}{\log(18,9 + 0,7)}\right)}{\log\left(\frac{313}{373}\right)} = -3,387$$

$$B = \log(\log(220 + 0,7)) - (-3,387) \cdot \log(313) = 8,822$$

$$v_{70} = 10^{10^{-3,387 \cdot \log(70 + 273) + 8,822}} - 0,7 = 51,5 \text{ mm}^2/s$$

$$\eta_{70} = 51,5 \cdot 0,85 / 1000 = 0,043 \text{ Ns/mm}^2$$

$$h_{\min m} = 21 \cdot 0,064 \cdot \frac{(1,7 \cdot 10^{-8})^{0,6} \cdot 0,043^{0,7} \cdot 1410^{0,7} \cdot 80^{1,39} \cdot 150622^{0,03}}{338^{0,13}}$$

$$h_{\min m} = 0,15 \mu m$$

$$\text{Yağ yapısı faktörü } W_S = \frac{1}{0,043^{0,35}} = 3$$

$$\text{Bronz malzemeler için Basınç faktörü } W_H = 1$$

$$K_W = 0,15 \cdot 3 \cdot 1 = 0,45$$

$$J_{OT} = 223 \cdot 10^{-12} \cdot 0,45^{-1,91} = 1,025 \times 10^{-9}$$

$$J_W = J_{OT} \cdot W_{ML} \cdot W_{NS}$$

W_{ML} Tablo 5' den 1,75 okunur.

Çalıştırma faktörü eşitlik 4.47' den hesaplanır.

$$W_{NS} = 1 + 0,015 \cdot 1 = 1,015$$

$$J_W = 1,025 \times 10^{-9} \cdot 1,75 \cdot 1,015 = 182,065 \times 10^{-11}$$

Aşınma yolu eşitlik 4.23' den hesaplanır.

$$s_{Wm} = s_{gm} \cdot N_L = s^* \cdot \frac{\sigma_{Hm} \cdot a}{E_{red}} \cdot N_L$$

Gerilme döngüsü sayısı eşitlik 4.24' den

$$N_L = L_h \frac{n_1 \cdot 60}{u} = 25000 \frac{1410 \cdot 60}{30} = 7,05 \times 10^7$$

C - Tipi Profiller için

$$s^* = 0,94 + 0,25 \cdot u + \frac{6,7}{\tan \gamma_{m1}} = 0,94 + 0,25 \cdot 30 + \frac{6,7}{\tan 22,59} = 24,54$$

p_m^* değeri C Tipi profiller için eşitlik 4.12' den

$$p_m^* = 0,1401 + 0,1866 \cdot \frac{80}{38,45} + 0,0595 + 0,0419 \cdot 9,6 - 0,00288 \cdot 30 - 0,0089 \cdot 20 + 35,1417 \cdot \frac{1+0,005657}{30} \cdot \left(\frac{1}{9,6}\right)^{2,6872} = 0,728$$

Temas gerilmesi eşitlik 4.18' den

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{0,728 \cdot 338 \cdot 10^3 \cdot 150622}{80^3} \right)^{0,5} = 342 \text{ MPa}$$

$$s_{Wm} = s^* \cdot \frac{\sigma_{Hm} \cdot a}{E_{red}} \cdot N_L = 24,54 \cdot \frac{342 \cdot 100}{150622} \cdot 7,05 \times 10^7 = 3,92 \times 10^8 \text{ mm}$$

Karşılık dişlisinde aşınmadan kaynaklı diş yüzeyi kaybı eşitlik 4.44' den

$$\delta_{Wn} = J_W \cdot s_{Wm} = 182,065 \times 10^{-11} \cdot 3,92 \times 10^8 = 7,13 \times 10^{-4} \text{ m} = 0,71 \text{ mm}$$

Kabul edilebilir aşınma eşitlik 4.55' den

$$\delta_{W \text{ lim } n} = 0,3 \cdot m_{x1} \cdot \cos \gamma_{m1} = 0,3 \cdot 4 \cdot \cos 22,59 = 1,10 \text{ mm}$$

Aşınmaya karşı emniyet faktörü eşitlik 4.43' den

$$S_W = \delta_{W \text{ lim } n} / \delta_{Wn} \geq S_{W \text{ min}}$$

$$S_W = \frac{\delta_{W \text{ lim } n}}{\delta_{Wn}} = \frac{1,10}{0,71} = 1,55$$

1,55 > 1 olduğu için redüktör emniyetlidir.

5.5 Pullanma Hesapları

Temas gerilmesi eşitlik 4.18' e göre hesaplanır.

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{p_m^* \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot E_{red}}{a^3} \right)^{0,5}$$

Eşdeğer elastisite modülü Tablo 1' den alınır.

$$E_{red} = 150622 \text{ N/mm}^2$$

Hertz gerilmesi C Tipi profiller için eşitlik 4.12' den hesaplanır.

$$p_m^* = 0,1401 + 0,1866 \cdot \frac{80}{38,45} + 0,0595 \cdot 0,10^{3,18} + 0,0419 \cdot 9,6 - 0,00288 \cdot 30 \\ - 0,0089 \cdot 20 + 35,1417 \cdot \frac{0 + 0,005657}{30} \cdot \left(\frac{1}{9,6}\right)^{2,6872} = 0,666$$

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{0,666 \cdot 287 \cdot 10^3 \cdot 150622}{80^3}\right)^{0,5} = 301 \text{ MPa}$$

Sınırlandırılmış temas gerilmesi değeri eşitlik 4.57' den hesaplanır.

$$\sigma_{HG} = \sigma_{H \lim T} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_u \cdot Z_{oil}$$

Temas gerilmesine karşın pullanma direnci $\sigma_{H \lim T}$, Tablo 6' da verilmektedir.

$$\sigma_{H \lim T} = 520 \text{ MPa}$$

Ömür faktörü eşitlik 4.58' den

$$Z_h = \left(\frac{25000}{25000}\right)^{1/6} = 1 \leq 1,6$$

Hız faktörü eşitlik 4.59' dan

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + 3,07}} = 0,84$$

Boyut faktörü eşitlik 4.60' dan

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + 80}} = 1,003$$

Çevrim oranı faktörü eşitlik 4.61 ve 4.62' den

$$Z_u = \left(\frac{30}{20,5}\right)^{\frac{1}{6}} = 1.065$$

Yağ faktörü sentetik yağlar için

$$Z_{oil} = 1,0$$

$$\sigma_{HG} = 520 \cdot 1 \cdot 0,84 \cdot 1,003 \cdot 1,065 \cdot 1 = 466 \text{ MPa}$$

$$S_H = 466/301 = 1.5 \geq 1 \text{ emniyetlidir.}$$

5.6 Çökme Hesapları

$l_1 = 145 \text{ mm}$, $l_{11} = 72 \text{ mm}$, $l_{12} = 73 \text{ mm}$ dir.

Sosuz vidada gerçekleşen çökme eşitlik 4.64' den

$$\delta_m = 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot l_{11}^2 \cdot l_{12}^2 \cdot F_{tm2} \frac{\sqrt{\tan^2(\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm}) + \tan^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_{m1}}}{d_{m1}^4 \cdot l_1}$$

F_{tm2} eşitlik 4.4'e göre hesaplanır.

$$F_{tm2} = 2000 \cdot \frac{287}{121,55} = 4722 \text{ N}$$

$$\delta_m = 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 72^2 \cdot 73^2 \cdot 4722 \frac{\sqrt{\tan^2(22,59 + \arctan 0,026) + \tan^2 20 / \cos^2 22,59}}{38,45^4 \cdot 145}$$

$$\delta_m = 0.078 \text{ mm}$$

Sınırlandırılmış çökme değeri eşitlik 4.66' dan

$$\delta_{lim} = 0,04\sqrt{4} = 0,08$$

$$S_\delta = 0,08/0,078 = 1.025 \geq 1 \text{ emniyetlidir.}$$

5.7 Diş Dibinden Kesilme Hesabı

Diş dibindeki nominal kesme gerilmesi eşitlik 4.69' dan

$$\tau_F = \frac{F_{tm2}}{b_{2H} \cdot m_{x1}} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_F \cdot Y_V \cdot Y_K$$

Temas faktörü eşitlik 4.70' den

$$Y_\varepsilon = 0,5$$

Form faktörü eşitlik 4.71' den

$$Y_F = 2,9 \cdot m_{x1} / s_{ft2}$$

Karşılık dişlisinin transfer düzlemindeki diş kökü kalınlığı eşitlik 4.72' den

$$s_{ft2} = 1,06 \cdot s_{f2}$$

$$s_{f2} = s_{m2} - \Delta s_{lim} + (d_{m2} - d_{f2}) \cdot \tan \alpha_0 / \cos \gamma_{m1}$$

Δs_{lim} 1,17 mm alınır.

$$s_{m2} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_{x1} = 0,5 \cdot \pi \cdot 4 = 6,28 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_{m2} - 2 \cdot (1,2 \cdot m_{x1}) = 121,55 - 2 \cdot (1,2 \cdot 4) = 111,95 \text{ mm}$$

$$s_{f2} = 6,28 - 1,17 + (121,55 - 111,95) \cdot \frac{\tan 20}{\cos 22,59} = 8,89$$

$$s_{ft2} = 1,06 \cdot 8,89 = 9,42 \text{ mm}$$

$$Y_F = 2,9 \cdot 4 / 9,42 = 1,23$$

Adım faktörü eşitlik 4.74' den

$$Y_V = 1 / \cos 22,59 = 1,083$$

Kesit kalınlığı faktörü eşitlik 4.75' den

$$Y_K = 1,0$$

$$\tau_F = \frac{4722}{30.4} \cdot 0,5 \cdot 1,23 \cdot 1,083 \cdot 1 = 26,4 \text{ MPa}$$

Diş dibindeki sınırlandırılmış kesme gerilmesi değeri eşitlik 4.77' den

$$\tau_{FG} = \tau_{F \text{ lim } T} \cdot Y_{NL}$$

Kesme dayanım limiti Tablo 8' den

$$\tau_{F \text{ lim } T} = 90 \text{ MPa}$$

Ömür faktörü Tablo 9' dan

$$Y_{NL} = 1,25$$

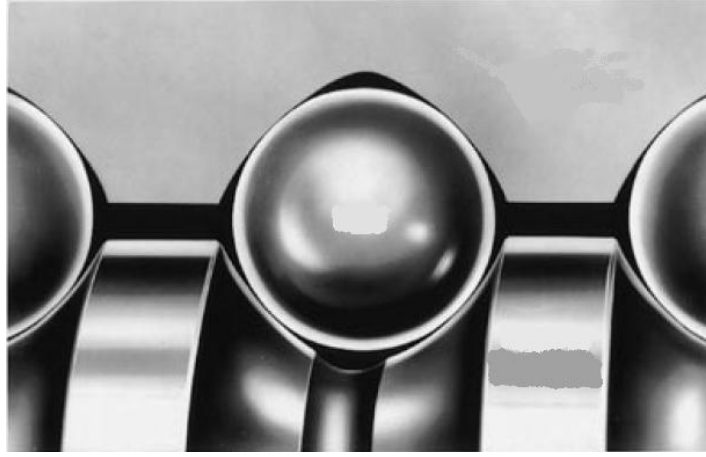
$$\tau_{FG} = 90 \cdot 1,25 = 112,5 \text{ MPa}$$

Yorulma kırılmasının emniyet faktörü eşitlik 4.67' den

$$S_F = 112,5/26,4 = 4,26 \geq 1,1 \text{ emniyetlidir.}$$

6. BİLYELİ SONSUZ VİDA TASARIMI VE İMALATI

Bilyeli sonsuz vida mekanizmasının tasarlanmasında bilyeli millerden esinlenilmiştir. Bilyeli millerde vida ile somun arasındaki kuvvet aktarımı, bilyeler sayesinde gerçekleşmektedir. Bilyeler mil üzerinde kendi formlarında açılmış olan helisel kanallar boyunca yuvarlanarak ilerleme yaparlar. Böylelikle vida ile somun arasındaki kayma hareketi bilyeli millerde yuvarlanma hareketine dönüşerek daha düşük sürtünme katsayıları elde edilmektedir. Şekil 22 bilyeli millerin kesit gösterimini içermektedir.

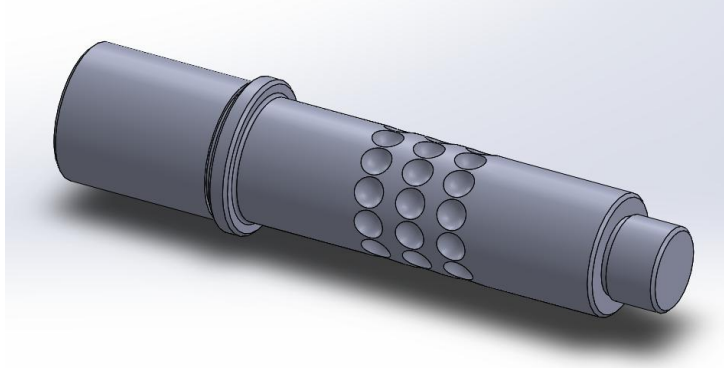


Şekil 22: Bilyeli mil kesit görünümü (Url-1, 2014)

Bilyeli sonsuz vida mekanizmasının tasarlanmasında öncelikle bilyeli millerde olduğu gibi, bilyelerin mil üzerinde yuvarlanarak hareket ettiği bir tasarım üzerinde durulmuştur. Ancak bu tasarımda istenilen seviyede başarılı olunamamıştır. Daha sonraki tasarımda ise bilyelerin mil üzerinde bir yuva içinde yuvarlanarak kayma hareketi, çark üzerinde ise yuvarlanarak ilerleme hareketi yapabileceği bir tasarım üzerinde durulmuştur. Tasarımın yapılması esnasında deneysel çalışmalarda kıyaslama yapılabilmesi için piyasa şartlarında mevcut bulunan sonsuz vida mekanizması ölçüleri dikkate alınmıştır. Bu sebeple piyasa şartlarında hazır bulunan, eksenler arası mesafe 80 mm çevrim oranı 30 olan bir sonsuz vida mekanizması referans alınmıştır. Ayrıca bu mekanizmanın gövdesi küçük değişikliklerle yeni mekanizmanın yataklanmasında kullanılmıştır.

6.1 Bilyeli Sonsuz Vidanın Tasarımı ve İmalatı

Bilyeli sonsuz vidanın tasarımında adımı 13 mm olan bir helis üzerinde çapı 8 mm olan bilyelere yataklık edecek oyuklar oluşturulmuştur. Tasarım evresinde eksen arası mesafenin 80 mm çevrim oranının 30 olmasına dikkat edilmiştir. Şekil 23 bilyeli sonsuz vidanın tasarım resmini içermektedir.



Şekil 23: Bilyeli sonsuz vida tasarım resmi

Bilyeli sonsuz vidanın imalatında SAE 8620 sementasyon çeliği kullanılmıştır. İlerleyen aşamalarda bu çelik sementasyon işlemine tabi tutularak yüzey sertliğinin artırılması planlanmaktadır. Bilyeli sonsuz vidanın imalat aşamasında öncelikle mil CNC torna tezgahında istenilen ölçülere getirilmiştir. Daha sonra üzerindeki helisel oyukların açılması için tablasında divizör bulunan bir dik işlem tezgahında 9 mm boyutunda küresel ağızlı parmak freze kullanılmıştır. Şekil 24 bilyeli sonsuz vidanın imal edilmiş halde fotoğrafını içermektedir.



Şekil 24: Bilyeli sonsuz vidanın imal edilmiş halde fotoğrafı

6.1.1 Bilyeli Sonsuz Vidanın Boyutlandırılması

Karşılık dişlisinin bölüm dairesi çapı:

$$d_2 = m_a \cdot z_2 = \frac{p_a}{\pi} \cdot z_2 \quad (6.1)$$

Eksenler arası mesafe:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (6.2)$$

Verilenler

Adım $p_a = 13 \text{ mm}$

Eksenler arası mesafe $a = 80 \text{ mm}$

Diş sayıları $z_1 = 1, z_2 = 30$

Boyutlar

Karşılık dişlisi bölüm dairesi eşitlik 6.1' den

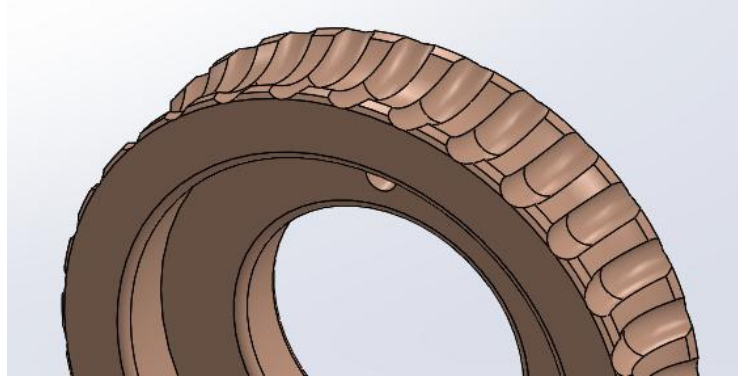
$$d_2 = m_a \cdot z_2 = \frac{p_a}{\pi} \cdot z_2 = \frac{13}{\pi} \cdot 30 = 124,14 \text{ mm}$$

Bilyeli sonsuz vida bölüm dairesi eşitlik 6.2' den

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 80 = \frac{d_1 + 124,14}{2} \rightarrow d_1 = 35,85 \text{ mm}$$

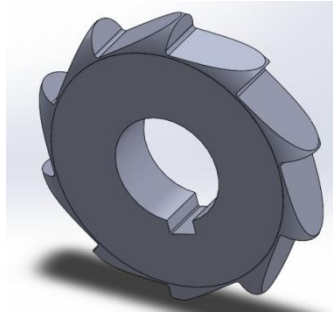
6.2 Karşılık Dişlisi Tasarımı Ve İmalatı

Karşılık dişlisinin tasarımından modül dişlerin yerini alan yarım daire profiller kullanılmıştır. Bilyeleri yuvarlanarak geçeceği bu profiller mekanizmanın daha rahat çalışabilmesi için bilye çapından biraz daha büyük açılmışlardır. Şekil 25 karşılık dişlisinin tasarım resmini içermektedir.



Şekil 25: Karşılık dişlisi tasarım resmi

Karşılık dişlisinin imalatında SAE 8620 sementasyon çeliği kullanılmıştır. İlerleyen çalışmalarda yine karşılık dişlisinin de sementasyon işlemine tabi tutularak sertleştirilmesi beklenmektedir. Dişli çarkın imalatında öncelikle kestamit kullanılmış ve mekanizmanın çalışıp çalışmadığı kontrol edilmiştir. Önce kestamit malzeme daha sonra sementasyon çeliğinden olmak üzere dişli çark CNC torna tezgahında genişliği 30 mm ve bölüm dairesi $d_2 = 124,14$ mm olacak şekilde işlenmiştir. Daha sonra bilye oyuklarının açılması için özel bir çakı tasarlanmıştır (Şekil 26).



Şekil 26: Özel çakı

Özel tasarım çakı yüksek hız takım çeliğinden imal edilmekle birlikte öncelikle tel erezyon tezgahında kesilmiş daha sonra CNC torna tezgahında sırtındaki yarım daire profil işlenmiştir. Daha sonra 1200 °C sıcaklığa çıkartılıp sertleştirilmiştir.

CNC torna tezgâhında istenilen çap ölçülerine düşürülen karşılık dişlisi daha sonra freze tezgâhına bağlanmıştır. Bu tezgâhta, özel tasarım freze çakısı yardımıyla

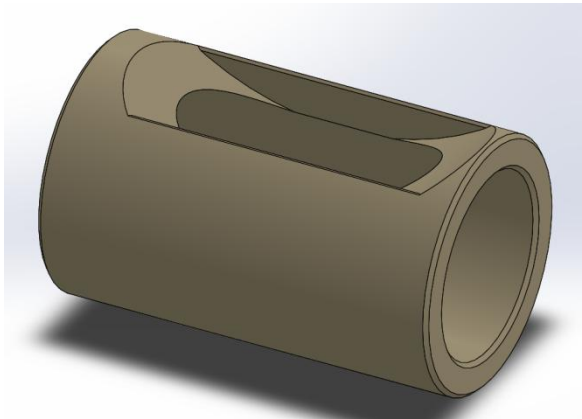
eğim açısı $6,584^\circ$ ve sağ helis olacak şekilde işlenmiştir. Şekil 27 karşılık dişlisinin imal edilmiş durumda fotoğrafını içermektedir.



Şekil 27: Karşılık dişlisinin imal edilmiş haldeki fotoğrafı

6.3 Kılavuz Kovan Tasarım Ve İmalatı

Bilyeli sonsuz vida mekanizmasındaki kılavuz kovan, bilyeli millerdeki somun gibi bilye tanelerine kılavuzluk eder ve mekanizmanın çalışması esnasında bilyelerin etrafa dağılmasını önler. Kılavuz kovan, bilyeli sonsuz vidayı bir silindir gibi kaplar ve karşılık dişlisi ile bilyeli sonsuz vidanın beraber çalıştıkları kısımda yarım ay şeklinde boşluk açılmıştır. Aynı zamanda aksenal tepkileri karşılamak için kılavuz kovan gövde içine sabitlenmiştir. Şekil 28 kılavuz kovan tasarım resmini göstermektedir.



Şekil 28: Kılavuz kovanın 3D modeli

Kılavuz kovan malzemesi olarak SAE 1040 genel imalat çeliği kullanılmıştır. İmalat aşamasında öncelikle CNC torna tezgâhında SAE 1040 borunun iç ve dış çapları işlenmiştir. Daha Cam programları aracılığıyla kodları çıkartılan yarım ay şeklindeki boşluk dik işlem tezgâhında parmak freze yardımıyla işlenmiştir. Şekil 29’da kılavuz kovanın imal edilmiş durumda fotoğrafı verilmiştir.



Şekil 29: Kılavuz kovanın imal edilmiş halde fotoğrafı

6.4 Gövde Tasarım ve İmalatı

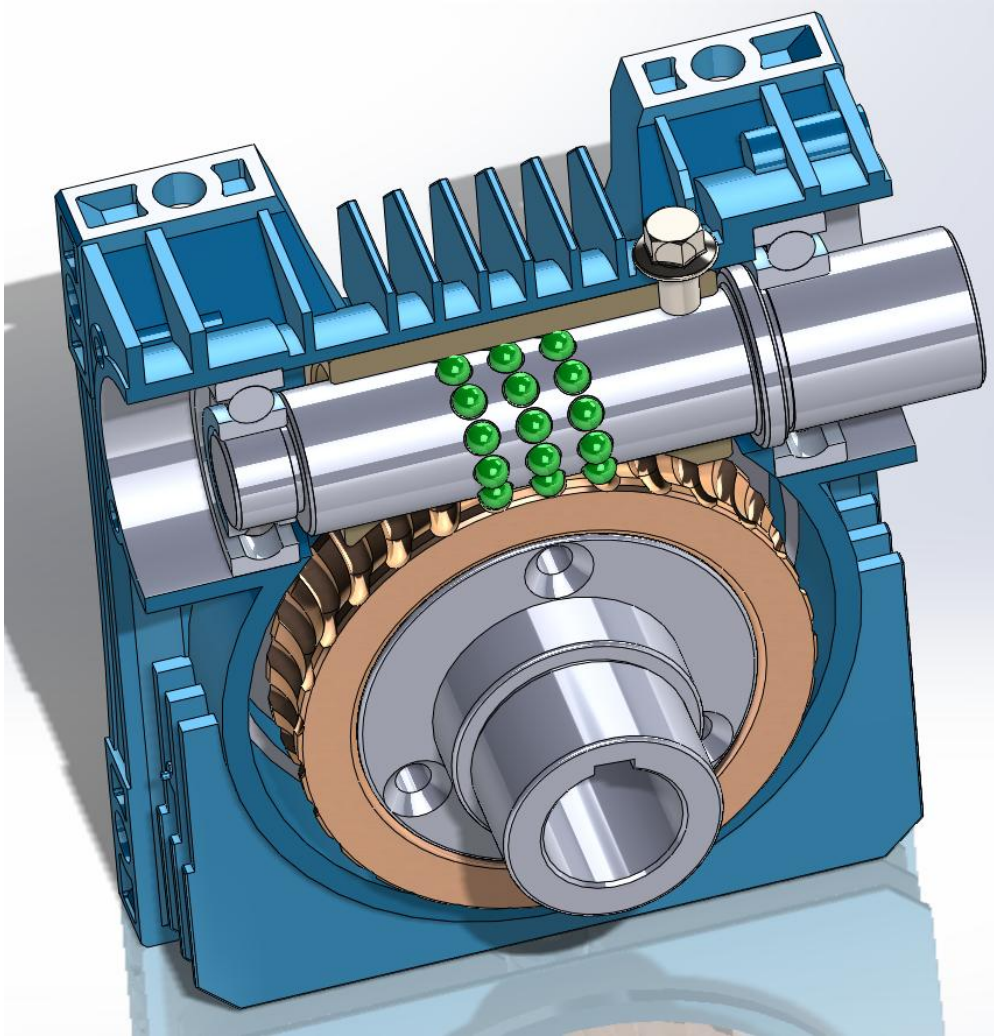
Bilyeli sonsuz vidanın gövdesi için yeni bir tasarıma gidilmemiş, piyasa şartlarında hazır bulunan 80 gövde, çevrim oranı 30 olan sonsuz vida redüktör gövdesi kullanılmıştır. Hazır gövdenin sonsuz vida boşluğu besleyici kaygan geçecek şekilde dik işlem tezgâhında işlenmiştir. Ayrıca besleyicinin aksenel olarak sabitlenmesi için yağ tıpasının takıldığı deliğe klavuz çekilerek sabitleme vidası takılmıştır. Şekil 30 gövdenin işlenme şeklini göstermektedir.



Şekil 30: Besleyici kanalının boşaltılması

6.5 Bilyeli Sonsuz Vida Mekanizmasının Montajı

Bilyeli sonsuz vida mekanizmasının montajında, öncelikle besleyici gövde içine yerleştirilmiş ve sabitleme vidası ile aksenal ve radyal olarak sabitlenmiştir. Daha sonra bilye taneleri yoğun gres yağı yardımıyla bilyeli sonsuz vida üzerine yerleştirilmiştir. Üzerinde bilye taneleri bulunan bilyeli sonsuz vida dikkatli bir şekilde besleyici kovan içine montaj edilmiştir. Montajı tamamlanan bilyeli sonsuz vidanın her iki tarafına da sabit bilyeli rulmanlar takılmıştır. Benzer işlemler karşılık dişlisinin montajında da tekrarlanmıştır. Şekil 31’ de bilyeli sonsuz vida mekanizmasının montaj resmi görülmektedir.



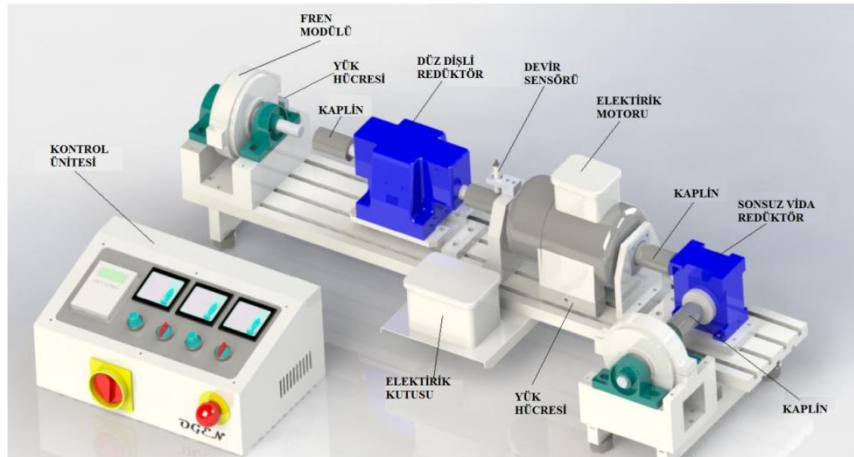
Şekil 31: Bilyeli sonsuz vida mekanizması montajı

7. DIŐLİ VERİMLİLİĞİ BELİRLEME DÜZENEGİ

Dişli verimliliği deney düzeneğinin çalışma mantığı redüktörün giriş ve çıkış momentlerini ölçmeye ve bu değerlerin giriş ve çıkış devirleriyle çarpılarak, giriş çıkış güçlerinin oranlanmasına dayanır. Bu tez kapsamında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği laboratuvarlarında mevcut olan OGEN Makine tarafından tasarlanıŐ olan dişli verimliliği deney düzeneği kullanılmıştır.

7.1 Deney Düzeneğinin Genel Yapısı

Deney düzeneğinin çalışma prensibi; dişli çark mekanizmalarının verimini kuvvet, moment ve mil dönüŐ hızı gibi teorik büyüklüklere dayanarak belirlenmesine yöneliktir. Şekil 32' deki deney düzeneğinde elektrik motoru, motor kontrol ünitesindeki hız potansiyometresi aracılığıyla farklı devir sayılarında döndürülmesi sağlanır. Dişli ark mekanizmasının çıkış ucuna yükleme iŐini simüle etmek için tozlu tip manyetik fren mekanizması yerleştirilmiştir. Fren sistemine yerleŐtirilen hassas kuvvet sensörü aracılığıyla çıkış momenti hesaplanabilmektedir. Giriş momenti ise tahrik motorunun altına yerleŐtirilen kuvvet sensörü aracılığıyla hesaplanmaktadır. Tahrik motorunun devri sisteme yerleŐtirilen devir sensörü aracılığıyla hesaplanmaktadır. Kuvvet sensörleri ve devir sensöründeki değerler kontrol panosundan dijital olarak okunabilmektedir.



Şekil 32: Dişli verimliliği belirleme deney düzeneği (OGEN Makine, 2014)

7.2 Hesaplamada Kullanılan Formüller

Reaksiyon (giriş) momenti:

$$M_1 = F_1 \cdot l_1 (Nm) \quad (7.1)$$

Giriş açısal hızı:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60} (rad/s) \quad (7.2)$$

Giriş gücü:

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 (W) \quad (7.3)$$

Çıkış açısal hızı:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \rightarrow \omega_2 = \frac{\omega_1}{i} (rad/s) \quad (7.4)$$

Frenleme (çıkış) Momenti:

$$M_2 = F_2 \cdot l_2 (Nm) \quad (7.5)$$

Çıkış gücü:

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2 (W) \quad (7.6)$$

Verim:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} (\%) \quad (7.7)$$

7.3 80 Gövde Sonsuz Vida Redüktörün Deneysel Verim Analizi

80 gövde sonsuz vida redüktörün verim analizinde; 500 min^{-1} ve 1000 min^{-1} sabit devirlerinde reaksiyon kuvvetini birer Newton artıracak şekilde fren kuvveti artırılmış ve sabit devirde farklı fren yüklerindeki verimler hesaplanmış grafikleri çizilmiştir. 80 gövde sonsuz vida redüktörün deney düzeneğine montaj edilmiş haldeki görüntüsü Şekil 33’de verilmiştir.



Şekil 33: 80 gövde sonsuz vida redüktörün deney düzeneğindeki görüntüsü

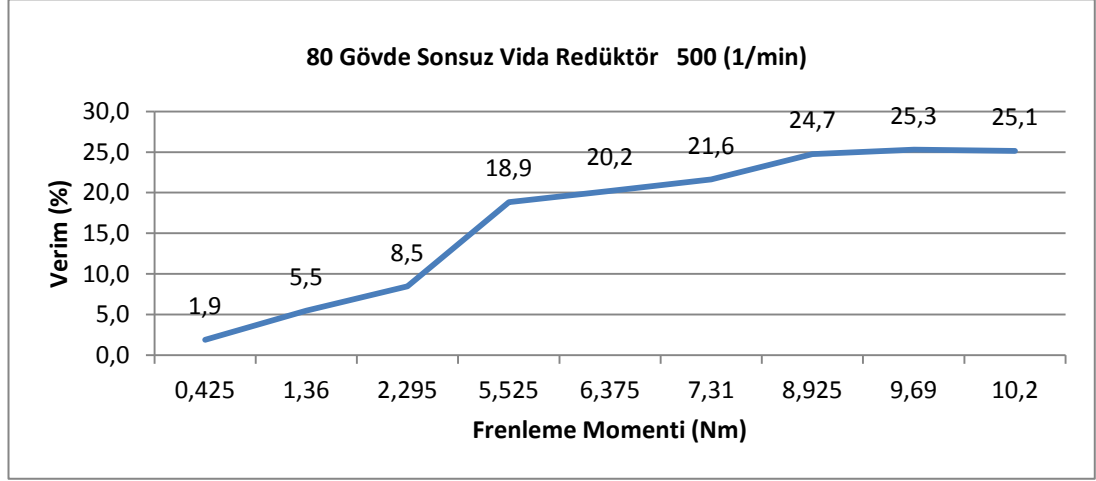
80 gövde sonsuz vida redüktörün 500 min^{-1} da deneysel verim analizi Tablo 10’da verilmiştir. Hesaplamalar 7.2’ deki bağıntılar kullanılarak yapılmıştır.

Tablo 10: 80 gövde sonsuz vida redüktörün $500 (1/\text{min})$ de verim analizi

80 GÖVDE SONSUZ VIDA REDÜKTÖR DEĞERLER TABLOSU							500 min^{-1}			
Reaksiyon kuvveti (N)	MMK* (m)	Reaksiyon Momenti (Nm)	ω_1 (Rad/s)	Fren Kuvveti (N)	FMK* (m)	Fren Momenti (Nm)	ω_2 (Rad/s)	Reaksiyon Gücü (W)	Çıkış Gücü (W)	Verim (%)
10	0,075	0,75	52,3	5	0,085	0,425	1,74	39,225	0,7395	1,9
11	0,075	0,825	52,3	16	0,085	1,36	1,74	43,1475	2,3664	5,5
12	0,075	0,9	52,3	27	0,085	2,295	1,74	47,07	3,9933	8,5
13	0,075	0,975	52,3	65	0,085	5,525	1,74	50,9925	9,6135	18,9
14	0,075	1,05	52,3	75	0,085	6,375	1,74	54,915	11,0925	20,2
15	0,075	1,125	52,3	86	0,085	7,31	1,74	58,8375	12,7194	21,6
16	0,075	1,2	52,3	105	0,085	8,925	1,74	62,76	15,5295	24,7
17	0,075	1,275	52,3	114	0,085	9,69	1,74	66,6825	16,8606	25,3
18	0,075	1,35	52,3	120	0,085	10,2	1,74	70,605	17,748	25,1

MMK: Motor moment kolu (metre)
FMK: Fren moment kolu (metre)

Şekil 34 80 gövde redüktörün 500 min^{-1} sabit devrinde frenleme momentinin artmasıyla verimde meydana gelen değişiklikleri gösteren grafiği içerir. Grafik tablo 10' da ki verilere göre çizilmiştir.



Şekil 34: 80 gövde sonsuz vida redüktörün sabit 500 (1/min) de frenleme momenti artışına göre verim değişimi

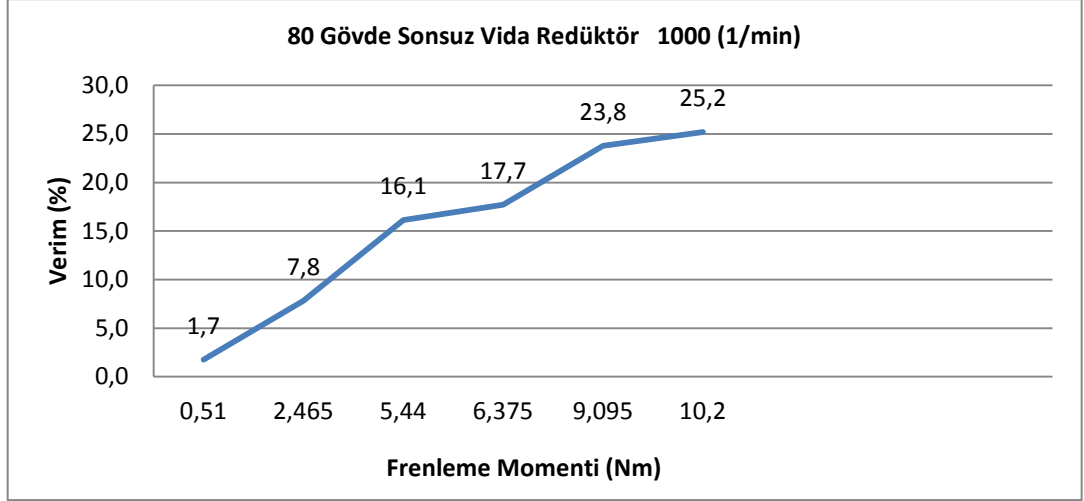
Tablo 11 80 gövde sonsuz vida redüktörün 1000 min^{-1} de deneysel verim analizini içermektedir. Hesaplamalar 7.2 deki bağıntılar kullanılarak yapılmıştır.

Tablo 11: 80 sonsuz vida redüktörün 1000 (1/min) de verim analizi

80 GÖVDE SONSUZ VIDA REDÜKTÖR DEĞERLER TABLOSU							1000 min^{-1}			
Reaksiyon kuvveti (N)	MMK* (m)	Reaksiyon Momenti (Nm)	ω_1 (Rad/s)	Fren Kuvveti (N)	FMK* (m)	Fren Momenti (Nm)	ω_2 (Rad/s)	Reaksiyon Gücü (W)	Çıkış Gücü (W)	Verim (%)
13	0,075	0,975	104,71	6	0,085	0,51	3,49	102,0923	1,7799	1,7
14	0,075	1,05	104,71	29	0,085	2,465	3,49	109,9455	8,60285	7,8
15	0,075	1,125	104,71	64	0,085	5,44	3,49	117,7988	18,9856	16,1
16	0,075	1,2	104,71	75	0,085	6,375	3,49	125,652	22,24875	17,7
17	0,075	1,275	104,71	107	0,085	9,095	3,49	133,5053	31,74155	23,8
18	0,075	1,35	104,71	120	0,085	10,2	3,49	141,3585	35,598	25,2

MMK: Motor moment kolu (metre)
FMK: Fren moment kolu (metre)

Şekil 35 80 gövde redüktörün 1000 min^{-1} sabit dönme devrinde frenleme momentinin artmasıyla verimde meydana gelen değişiklikleri gösteren grafiği içerir. Grafik tablo 11 deki verilere göre çizilmiştir.



Şekil 35:80 gövde sonsuz vida redüktörün sabit 1000 (1/min) de frenleme momenti artışına göre verim değişimi

7.4 80 Gövde Sonsuz Vida Redüktörün Deney Cihazı Değerlerinde Teorik Verim analizi

Bu kısımda, 80 gövde sonsuz vida redüktörün deneysel ve teorik verim analizlerinin kıyaslanabilmesi için, dişli verimliliği deney düzeneğinde 500 min^{-1} ve 1000 min^{-1} sabit devir hızlarındaki maksimum frenleme (çıkış) momenti ve maksimum çıkış gücü değerleri için **PD ISO/TR 14521:2010** standardına göre hesaplamalar yapılmıştır.

7.4.1 Sonsuz Vida ve Karşılık Dişlisi Arasındaki Verim

500 min^{-1} dönme hızındaki maksimum değerler için:

Sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiği durumda

Dişli verimliliği eşitlik 4.35' den:

$$\eta_{z1-2} = \frac{\tan \gamma_{m1}}{\tan (\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm})} = \frac{\tan (22,59)}{\tan (22,59 + \arctan \mu_{zm})}$$

Ortalama diş sürtünme katsayısı eşitlik 4.37' den:

$$\mu_{zm} = \mu_{0T} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R$$

μ_{0T} değeri bronz malzeme ve daldırmalı yağlama için Tablo 2' den

$$\mu_{0T} = 0,024 + 0,0032 \frac{1}{(3,07 + 0,1)^{1,71}} = 0,024 \leq 0,094$$

Boyut faktörü eşitlik 4.38' den:

$$Y_S = (100/a)^{0,5} = (100/80)^{0,5} = 1,118$$

Geometrik faktör eşitlik 4.39' dan:

$$Y_G = (0,07/h^*)^{0,5}$$

Yağlama film kalınlığı eşitlik 4.14' den:

$$B = \sqrt{6 \cdot m_{x1} \cdot d_{m1} - 9 \cdot (m_{x1})^2} + m_{x1} = \sqrt{6 \cdot 4,38,45 - 9 \cdot (4)^2} = 27,9$$

$$h^* = -0,511 + 3,7904 \cdot 10^{-6} \cdot (30)^{-0,0847} \cdot 20^{0,0595} \cdot (7,947 \cdot 10^{-7} \cdot 0 + 5,927 \cdot 10^{-5}) \cdot$$

$$\left((1 - 0,038 \cdot 9,6) \cdot 9,6 + 65,576 \right) \cdot \left(\left(108,8547 \cdot \frac{1}{9,6} - 1 \right) \cdot \frac{1}{9,6} - 3294,921 \right)$$

$$\left((3,291 \cdot 10^{-3} \cdot 27,9 + 1) \cdot 27,9 - 13064,58 \right) = 0,064$$

$$Y_G = (0,07/0,064)^{0,5} = 1,045$$

Malzeme faktörü Tablo 3' den

$$Y_W = 0,95 \text{ bulunur.}$$

Pürüzlülük faktörü eşitlik 4.40' dan

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{0,5}{0,5}} = 1$$

$$\mu_{zm} = 0,024 \cdot 1,118 \cdot 1,045 \cdot 0,95 \cdot 1 = 0,026$$

$$\eta_{z1-2(500 \text{ min}^{-1})} = \frac{\tan \gamma_{m1}}{\tan (\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm})} = \frac{\tan (22,59)}{\tan (22,59 + \arctan 0,026)}$$

$$= 0,931$$

1000 min⁻¹. dönme hızındaki maksimum değerler için:

1000 min⁻¹ dönme hızındaki değerler için yukarıdaki parametreler devirden, çıkış momentinden ve çıkış gücünden bağımsız olduğu için 1000 min⁻¹ için de aynı değerler alınabilir.

$$\eta_{z1-2(1000 \text{ min}^{-1})} = \frac{\tan \gamma_{m1}}{\tan (\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm})} = \frac{\tan (22,59)}{\tan (22,59 + \arctan 0,026)}$$

$$= 0,931$$

7.4.2 Toplam Güç Kaybı

500 min⁻¹ dönme hızındaki maksimum değerler için:

Toplam güç kaybı eşitlik 4.30' dan hesaplanır.

$$P_V = P_{VZ} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD}$$

Boşta çalışma güç kaybı eşitlik 4.31' den

$$P_{V0} = 0,89 \cdot 10^{-4} \cdot 80 \cdot 500^{4/3} = 28 \text{ W}$$

Rulman yükü güç kaybı sabit- serbest yataklama için eşitlik 4.33' den

$$P_{VLP} = 0,013 \cdot 17,74 \cdot 80^{0,44} \cdot \frac{30}{121,55} = 0,39 \text{ W}$$

Genel uygulamalarda dudak başına sızdırmazlık elemanı güç kaybı eşitlik 4.34' den

$$P_{VD} = 11,78 \cdot 10^{-6} \cdot 38,45^2 \cdot 500 = 8,7 \text{ W}$$

$$3 \text{ adet keçe için } P_{VD} = 3 \times 25 = 26 \text{ W}$$

Sonsuz vida ve karşılık dişlisinin beraber çalışmasından kaynaklanan güç kaybı, sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiği durumlar için 4.41' den

$$P_{VZ1-2} (min^{-1}) \approx \frac{0,1.10,2.500}{30} \cdot \left(\frac{1}{0,931} - 1 \right) = 1,25 W$$

$$P_V = P_{VZ} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD} = 1,25+28+0,39+26=55,64 W$$

1000 min⁻¹ dönme hızındaki maksimum değerler için:

Toplam güç kaybı eşitlik 4.30' dan hesaplanır.

$$P_V = P_{VZ} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD}$$

Boşta çalışma güç kaybı eşitlik 4.31' den

$$P_{V0} = 0,89 \cdot 10^{-4} \cdot 80 \cdot 1000^{4/3} = 71,2 W$$

Rulman yükü güç kaybı sabit- serbest yataklama için eşitlik 4.33' den

$$P_{VLP} = 0,013 \cdot 35,598 \cdot 80^{0,44} \cdot \frac{30}{121,55} = 0,78 W$$

Genel uygulamalarda dudak başına sızdırmazlık elemanı güç kaybı eşitlik 4.34' den

$$P_{VD} = 11,78 \cdot 10^{-6} \cdot 38,45^2 \cdot 1000 = 17,41 W$$

$$3 \text{ adet keçe için } P_{VD} = 3 \times 17,41 = 52,2 W$$

Sonsuz vida ve karşılık dişlisinin beraber çalışmasından kaynaklanan güç kaybı, sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiği durumlar için 4.41' den

$$P_{VZ1-2} (1000 min^{-1}) \approx \frac{0,1.10,2.1000}{30} \cdot \left(\frac{1}{0,931} - 1 \right) = 2,51 W$$

$$P_V = P_{VZ} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD} = 2,51+71,2+0,78+52,2 = 126,69 W,$$

7.4.3 Toplam Verim

500 min^{-1} dönme hızındaki maksimum değerler için:

Sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiğinde toplam verim eşitlik 4.28' den hesaplanır.

$$\eta_{ges1-2 (500 \text{ min}^{-1})} = P_2 / (P_2 + P_v) = 17,74 / (17,74 + 55,64) = 0.24 = \underline{\%24}$$

1000 min^{-1} dönme hızındaki maksimum değerler için:

Sonsuz vida karşılık dişlisini çevirdiğinde toplam verim eşitlik 4.28' den hesaplanır.

$$\eta_{ges1-2} = P_2 / (P_2 + P_v) = 35,598 / (35,598 + 126,69) = 0.22 = \underline{\%22}$$

7.5 80 Gövde Bilyeli Sonsuz Vida Redüktörün Deneysel Verim Analizi

80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün verim analizinde; 500 min^{-1} ve 1000 min^{-1} sabir dönme hızlarında reaksiyon kuvvetini 1'er Newton artıracak şekilde fren kuvveti artırılmış ve sabit devirde farklı fren yüklerindeki verimler hesaplanarak grafikleri çizilmiştir. Şekil 36, 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün deney düzeneğine montaj edilmiş haldeki görüntüsünü içermektedir.



Şekil 36: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün deney düzeneğindeki görüntüsü

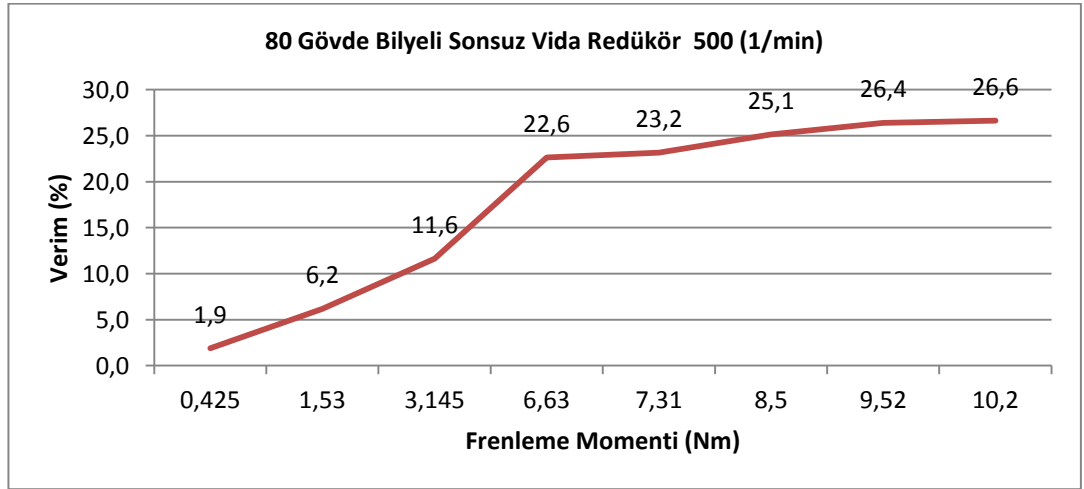
Tablo 13, 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 500 min^{-1} da deneysel verim analizini içermektedir. Hesaplamalar 7.2' deki bağıntılar kullanılarak

yapılmıştır. Şekil 37, 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 500 min^{-1} sabit devrinde frenleme momentinin artmasıyla verimde meydana gelen değişiklikleri içeren grafiği gösterir. Grafik Tablo 10’ da ki verilere göre çizilmiştir.

Tablo 12: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün $500 (1/\text{min})$ de verim analizi

80 GÖVDE BİLYELİ SONSUZ VIDA REDÜKTÖR DEĞERLER TABLOSU							500 min^{-1}			
Reaksiyon kuvveti (N)	MMK* (m)	Reaksiyon Momenti (Nm)	ω_1 (Rad/s)	Fren Kuvveti (N)	FMK* (m)	Fren Momenti (Nm)	ω_2 (Rad/s)	Reaksiyon Gücü (W)	Çıkış Gücü (W)	Verim (%)
10	0,075	0,75	52,3	5	0,085	0,425	1,74	39,225	0,7395	1,9
11	0,075	0,825	52,3	18	0,085	1,53	1,74	43,1475	2,6622	6,2
12	0,075	0,9	52,3	37	0,085	3,145	1,74	47,07	5,4723	11,6
13	0,075	0,975	52,3	78	0,085	6,63	1,74	50,9925	11,536	22,6
14	0,075	1,05	52,3	86	0,085	7,31	1,74	54,915	12,719	23,2
15	0,075	1,125	52,3	100	0,085	8,5	1,74	58,8375	14,79	25,1
16	0,075	1,2	52,3	112	0,085	9,52	1,74	62,76	16,565	26,4
17	0,075	1,275	52,3	120	0,085	10,2	1,74	66,6825	17,748	26,6

MMK: Motor moment kolu (metre)
FMK: Fren moment kolu (metre)



Şekil 37: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün sabit $500 (1/\text{min})$ de frenleme momentini artışına göre verim değişimi

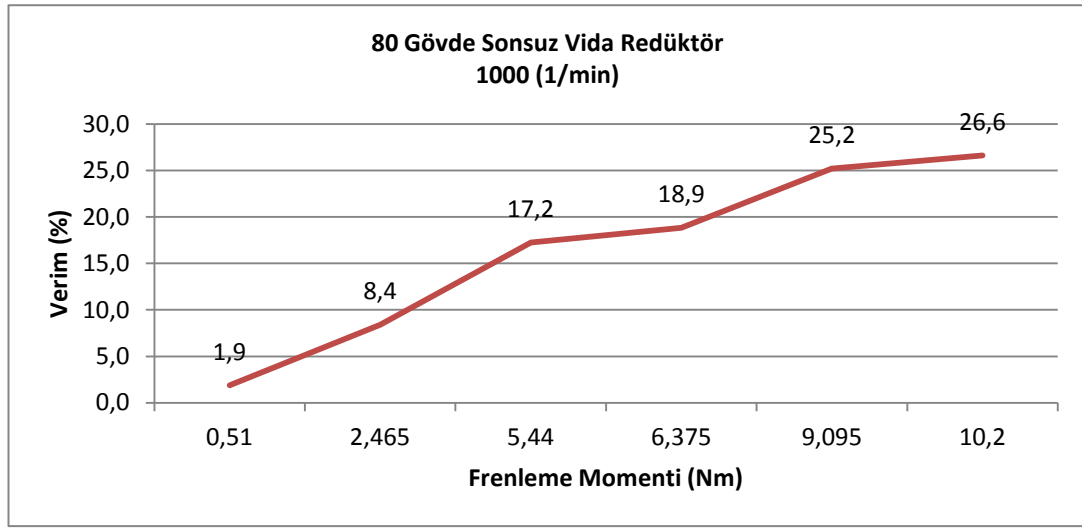
Tablo 14, 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 1000 min^{-1} de deneysel verim analizini içermektedir. Hesaplamalar 7.2’ deki bağıntılar kullanılarak yapılmıştır.

Tablo 13: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 1000 (1/min) de verim analizi

80 GÖVDE BİLYELİ SONSUZ VIDA REDÜKTÖR DEĞERLER TABLOSU							1000 min^{-1}			
Reaksiyon kuvveti (N)	MMK* (m)	Reaksiyon Momenti (Nm)	ω_1 (Rad/s)	Fren Kuvveti (N)	FMK* (m)	Fren Momenti (Nm)	ω_2 (Rad/s)	Reaksiyon Gücü (W)	Çıkış Gücü (W)	Verim (%)
12	0,075	0,9	52,3	6	0,085	0,51	1,74	47,07	0,8874	1,9
13	0,075	0,975	52,3	29	0,085	2,465	1,74	50,9925	4,2891	8,4
14	0,075	1,05	52,3	64	0,085	5,44	1,74	54,915	9,4656	17,2
15	0,075	1,125	52,3	75	0,085	6,375	1,74	58,8375	11,0925	18,9
16	0,075	1,2	52,3	107	0,085	9,095	1,74	62,76	15,8253	25,2
17	0,075	1,275	52,3	120	0,085	10,2	1,74	66,6825	17,748	26,6

MMK: Motor moment kolu (metre)
FMK: Fren moment kolu (metre)

Şekil 37, 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 500 min^{-1} sabit devrinde frenleme momentinin artmasıyla verimde meydana gelen değişiklikleri içeren grafiği gösterir. Grafik Tablo 10' da ki verilere göre çizilmiştir.

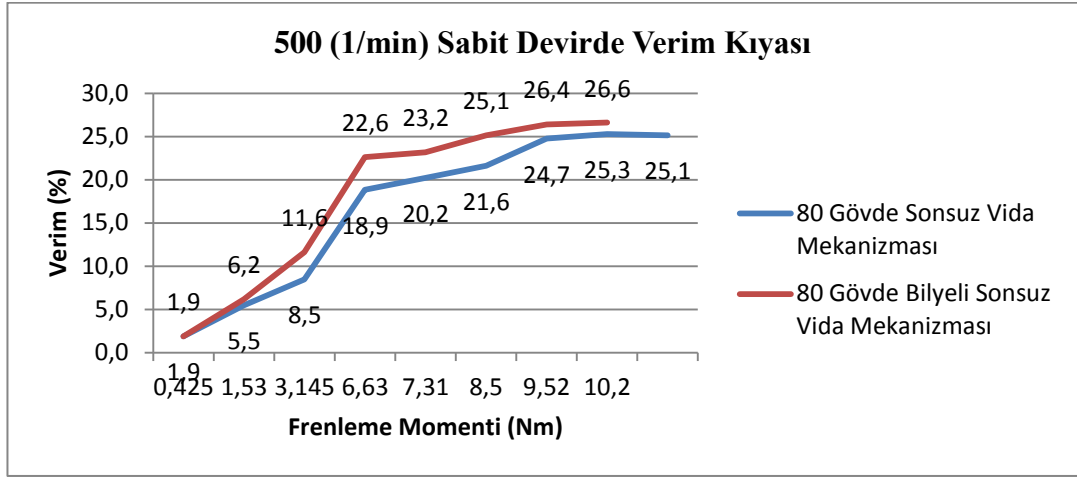


Şekil 38: 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün sabit 1000 (1/min) da frenleme momentini artışına göre verim değişimi

7.6 Redüktörlerin Deneysel Verim Kıyasları

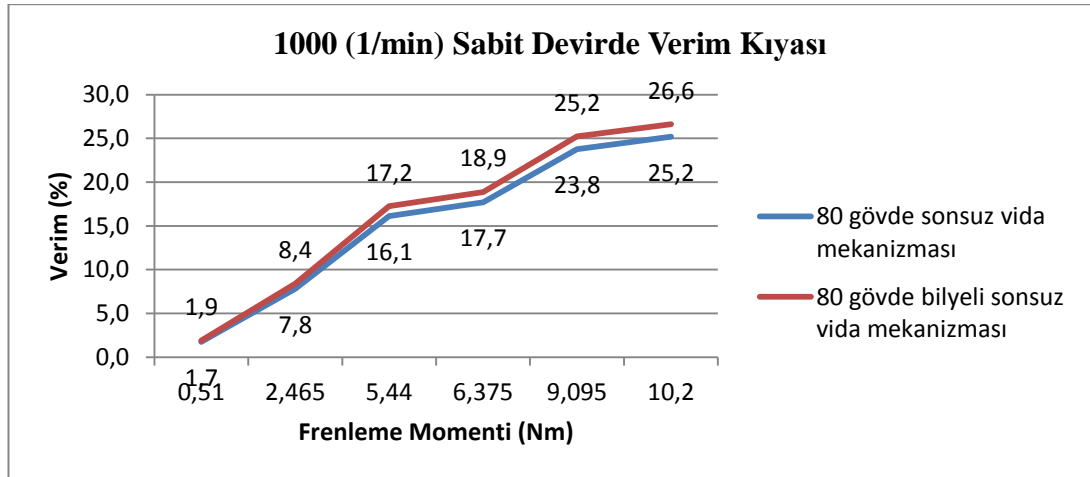
Bu bölümde 500 ve 1000 min^{-1} sabit devirlerinde verim analizleri yapılan eski tip sonsuz vida redüktör ve yeni tip bilyeli sonsuz vida redüktörün verimleri kıyaslanmıştır. Her iki redüktöründe 500 min^{-1} sabit devirde analiz edilmesinden doğan Şekil 34 ve Şekil 37' deki grafikler birleştirilmiştir. Şekil 39' daki grafik bu

grafiklerin birleştirilmiş halini göstermektedir. Grafikte anlaşıldığı üzere yeni tip bilyeli sonsuz vida mekanizması 500 min^{-1} sabit dönme hızı ve en yüksek frenleme momentinde (10,2 Nm) eski tip sonsuz vida mekanizmasına nazaran % 1,5' luk bir verim artışı meydana getirmiştir.



Şekil 39: 500 (1/min) de verim kıyası

1000 min^{-1} sabit dönme hızındaki verimleri kıyaslamak için şekil 35 ve 38' deki grafikler birleştirilmiştir. Şekil 40' da ki grafik bu grafiklerin birleştirilmiş halini göstermektedir.



Şekil 40: 1000 (1/min) de verim kıyası

Grafikte anlaşıldığı üzere yeni tip bilyeli sonsuz vida mekanizması 1000 min^{-1} sabit dönme hızı ve en yüksek frenleme momentinde (10,2 Nm) eski tip sonsuz vida mekanizmasına nazaran % 1,4'lük bir verim artışı meydana getirmiştir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Dişli verimliliği deney düzeneğinde yapılan verim analizlerinde eski tip sonsuz vida mekanizmasının verimi 500-1000 min^{-1} sabit devir aralığında yaklaşık olarak %25 civarında çıkmıştır. Bilyeli sonsuz vida mekanizmasının verim aralığı ise 500-1000 min^{-1} sabit devir ölçümlerinde yaklaşık % 26.5 civarında çıkmıştır. Normal şartlarda yapılan teorik hesaplarda 80 gövde sonsuz vida redüktörün verimi tam kapasitede % 80 civarındadır. Deney düzeneğindeki giriş ve çıkış momentlerinin küçük olması sonsuz vida redüktörün verimini düşük çıkarmıştır. Ancak deney düzeneğinin maksimum kapasitesinde (10,2 Nm frenleme momentinde) yapılan teorik hesaplarda 500 min^{-1} sabit devri için verim % 24, 1000 min^{-1} sabit devri için ise % 22 çıkmıştır. Bu değerler yaklaşık % 1.5' luk bir sapmayla deney düzeneğinin doğru sonuçları verdiğini göstermektedir. Bu kriter referans alınarak deney düzeneği kapasitesindeki sonuçlar değerlendirilecek olursa; yeni tasarlanan bilyeli sonsuz vida mekanizması çeyrek kapasitede % 1,5' lik bir verim artışı meydana getirmiştir.

Mekanizmanın tam kapasitede verim analizi yapıldığında bu değer yaklaşık 4 katı (% 6) bir verim artışı meydana gelmesi beklenmektedir. Ancak bu verim artışı bile, bilyeli sonsuz vida mekanizmasından beklenen verim artışından küçüktür. Çünkü bilyeli sonsuz vida mekanizmasının tasarımında bilyeli millerden esinlenilmiştir ve bilyeli millerin verimleri % 90 veya üzeridir (Url-1, 2014). Bilyeli sonsuz vida mekanizmasının bu aralıkta bir verimi yakalayamamış olmasını parçaların istenilen hassasiyette işlenememiş olmasına bağlayabiliriz. Ayrıca bilyeli millerde bilye taneleri mil üzerinde yuvarlanarak ilerleme hareketi yaparken bilyeli sonsuz vidada yuvarlanarak kayma hareketi yapmaktadırlar.

Bilyeli sonsuz vida mekanizmasının her bir parçasının imalat aşamaları göz önüne alındığında eski tip sonsuz vida mekanizmalarına nazaran daha meşakkatli ve daha pahalıdır. Çünkü her bir parçanın çok hassas işlenmesi ve taşlanması gerekmektedir. Bu durum bilyeli sonsuz vida mekanizmasının pazarlama maliyetinin yüksek olacağını göstermektedir. Ancak eski tip sonsuz vida mekanizmasında karşılık dişlisi malzemesi olarak kullanılan bronz malzemenin yerini sementasyon

çeliği alacaktır. Böylelikle eski tip sonsuz vida mekanizmasında meydana gelen çabuk aşınma ve dolayısıyla çalışma ömrünü çabuk tamamlama problemi ortadan kalkmış olacaktır. Bu avantaj ve verim artışı göz önüne alındığında bilyeli sonsuz vida mekanizmasının eski tip sonsuz vida mekanizmasına nazaran daha avantajlı olduğu söylenebilir.

İlerleyen çalışmalarda bilyeli sonsuz vida mekanizmasının verimini artırmak için; mekanizma parçalarını daha hassas tezgâhlarda işleme, farklı bilye çaplarında tasarım opsiyonlarını deneme ve bilye tanelerinin bilyeli millerde olduğu gibi, mil üzerinde yuvarlanarak ilerleme hareketi yapabildikleri tasarım değişikliği çalışmaları gerçekleştirilebilir.

9. KAYNAKLAR

Akkurt, M., *Makine Elemanları Cilt: I-II*, İstanbul: Birsen Yayınevi, (2005)

Babalık, F. C., *Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri*, Ankara: Nobel Yayınevi, (2008)

British Standards Institution., *Gears – Calculation of load capacity of wormgears*, Switzerland: British Standards (2010)

British Standards Institution., *Worm Gears – Geometry of worm profiles*, (1997)

Can, A. Ç., *Makine Elemanları Tasarımı*, İstanbul: Birsen Yayınevi, (2006)

Crosher, W. P., *Design and Application of the Worm Gear*, Newyork: ASME Press, (2002).

Dowson, D. and Higginson, G.R., *Elastohydrodynamic Lubrication*. Oxford: Pergamon Press, (1966).

FVA: Forschungsvorhaben Nr. 70. *Zahnradfußfestigkeit von Schneckenrädern. Abschlußbericht Nr. 153* (1983)

FVA-Forschungsvorhaben Nr. 205: *Schneckenradbronzen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Heft 476* (1996)

Höhn, B.R. Michaelis, K. Steingröver, and K. Winter H., *Reibungszahlen und Wirkungsgrade bei Schneckengetrieben*, VDI, (1991).

Mende, S., *Physik. Gleichungen und Tabellen*. Heyne: (1974)

Muhns, D. Wittel, H. Jannasch, D. Vobiek, and J., *Rolof/Matek Maschinenelemente*, 19. Auflage, Wiesbaden: Vieweg Verlag (2011)

Neupert, K., *Versuche zum Einfluß der Baugröße auf Wirkungsgrad und Flankentragfähigkeit von Schneckengetrieben unter Berücksichtigung der Schmierstoffviskosität*, FVA, (1990)

Nienmann, G. Winter, H., *Maschinenelemente*, Bd. III., Berichtigter Nachdruck: Springer-Verlag, (1986)

Pak, M., “Sonsuz Vidalı Redüktörlerin Bilgisayar Yardımıyla Parametrik Tasarımı”, Yüksek Lisans, *Sakarya Üniversitesi Fen bilimler Enstitüsü*, Sakarya, (1998)

Predki, W., *Hertzsche Drücke, Schmierpalthehöhen und Wirkungsgrade von Schneckenrieben*, Bochum: Ruhr-Univ. Bochum, Inst. f. Konstruktionstechnik, (1982).

Salman, B., “Sonsuz Vidalar ve Sonsuz Vida Karşılık Dişlisi Helisel Dişli Matematik Modellemesi”, Yüksek Lisans, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen bilimler Enstitüsü*, İstanbul, (2009)

STÖBEL, K., *Reibungszahlen unter elastohydrodynamischen Bedingungen*. München: Diss. TU, (1973).

Şekercioğlu, T., *Makine Elemanları Hesap Şekillendirme*, Denizli: (2013)

Url-1. <<http://www.nsk.com/products/precisionmachine/ballscrew/index.html#tab2>> 15.02.2013.

Url-2.< <http://www.ogenmakina.com/>> 15.05.2013

10. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Sait KOÇAK

Doğum Yeri ve Tarihi : Kadınhanı - 28.04.1989

Lisans Üniversite : Selçuk Üniversitesi

Elektronik posta : skocak@pau.edu.tr

İletişim Adresi : Pamukkale Üniversitesi-Teknoloji Fakültesi
Mekatronik Mühendisliği (0 543 499 36 91)