

ÖZEL REDÜKTÖR TASARIMI

Cahit KURT

Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Yrd. Doç. Dr. Nurşen
(ÖNTÜRK) YENİCİ

2011

T.C.
NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
ÖZEL REDÜKTÖR TASARIMI

Cahit KURT

Namık Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

DANIŞMAN: Yrd. Doç. Dr. Nurşen (ÖNTÜRK) YENİCİ

TEKİRDAĞ-2011

Her hakkı saklıdır

Yrd. Doç. Dr. Nurşen (ÖNTÜRK) YENİCİ danışmanlığında, Mak. Müh. Cahit KURT tarafından hazırlanan bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Juri Başkanı : Prof. Dr. Bülent EKER

İmza :

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Nurşen (ÖNTÜRK) YENİCİ

İmza :

Üye : Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ

İmza :

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun tarih ve sayılı
kararıyla onaylanmıştır.

Doç. Dr. Fatih KONUKÇU
Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÖZEL REDÜKTÖR TASARIMI

Cahit KURT

Namık Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Nurşen (ÖNTÜRK) YENİCİ

Dişli çark sistemlerinden meydana gelen redüktörler günümüzde otomotiv, demir-çelik gibi ağır sanayi kuruluşlarından ufak ölçekli üretim yapan fabrikalara, asansörden robotlara, vinç sistemlerinden otomasyon sistemlerine kadar çok geniş bir yelpazede önemli bir yer edinmiştir. Bu nedenle bu çalışmamda özel redüktör tasarımı kendine özgü bir biçimde hesaplanmıştır.

Anahtar kelimeler: Redüktör, Dişli Çark, Tasarım, İmalat

2011, 77 sayfa

ABSTRACT

MSc. Thesis

SPECIAL REDUCER DESIGN

Cahit KURT

Namık Kemal University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Main Science Division of Mechanical Engineering

Supervisor : Assist. Prof. Dr. Nurşen (ÖNTÜRK) YENİCİ

System consists of gear reducer from today, automotive, iron and steel, heavy industry organizations such as small-scale production of the factory, from the robot to lift, crane systems, systems otomaston have an important place in a very wide range. Therefore, this work is calculated within the framework of a special gearbox desingn literature.

Keywords : Reducer, Cog Whell, Desing, Manufacture

2011, 77 pages

ÖNSÖZ

İş makinalarında çeşitli çalışma koşullarına göre, çeşitli dönme momentlerine ihtiyaç vardır. Bu da ancak devir sayısının değişmesiyle mümkün olur. Bu sebeple motor ile iş makinası arasında, motorun gücünü aktaran ve aynı zamanda dönme hızının değerini ve yönünü de değiştiren yakın mesafede hareket iletiminde redüktörler kullanılmaktadır.

Redüktör tasarımı için birçok işlem ve süreçler gerekmektedir. Çalışmamda bu süreçlerin nasıl işlediği ve hangi parametreler altında oluşturulduğu detaylı olarak anlatılmıştır ve hesaplamalar yapılmıştır.

Kendileri ile çalışmaktan onur duyduğum, çalışmalarım süresince yardımlarını ve ilgilerini esirgemeyerek her türlü konuda yardımcı olan değerli hocalarım Yrd. Doç. Dr. Nurşen (ÖNTÜRK) YENİCİ ve Prof. Dr. Bülent EKER' e, bana desteğini ve yardımlarını esirgemeyen canım aileme teşekkürü borç bilirim.

Cahit KURT

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
CETVEL LİSTESİ.....	xi
1.GİRİŞ.....	1
1.1. Redüktörler ve Dişli Çarklar.....	1
1.2. Redüktör Yapı Elemanları.....	3
1.2.1. Dişli çark mekanizmaları ve sınıflandırılması.....	3
1.2.1.1. Paralel millerle kullanılan dişliler (Alın dişli çarklar).....	4
1.2.1.2. Kesişen millerle kullanılan dişliler (konik dişli çarklar).....	7
1.2.1.3. Aykırı millerle çalışan dişliler (Spiral dişli çarklar).....	8
1.2.2. Rulmanlar ve çeşitleri.....	10
1.2.3. Redüktör blokları (gövde) ve çeşitleri.....	11
1.2.3.1. Monoblok redüktör blokları.....	11
1.2.3.2. Yatık tip redüktör blokları.....	12
1.2.4. Sızdırmazlık elemanları.....	13
1.2.5. Miller.....	13
1.2.6. Bağlama elemanları.....	14
1.3. Dişli Çark Mekanizmalarının Yağlanması.....	15
1.4. Redüktörlerde Meydana Gelen Sorunlar.....	17
2. KAYNAK VE ÖZETLERİ.....	20
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	23
3.1. Materyal.....	23
3.1.1. Özel redüktör tasarımı.....	23
3.1.2. AutoCad nedir.....	25
3.2. Metod (Yöntem).....	26
3.2.1. Uygulama aşamaları.....	26
3.2.2. Hesaplamalarda kullanılan eşitlikler.....	28
3.2.2.1. Redüktör tasarımı için ön hesaplar.....	28
3.2.2.2. Parametrik hesap yöntemi için veriler.....	29

3.2.2.3. Pratik hesap bağıntıları.....	32
3.2.2.4. Diş kuvvetleri ve yataklara gelen tepkiler.....	34
3.2.2.5. Redüktör mili mukavemet hesabı.....	36
3.2.2.6. Kamaların boyutlandırılması.....	38
3.2.2.7. Rulmanlı yatakların seçilmesi.....	39
3.2.2.8. Yağlama hesabı.....	39
4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	41
4.1. Özel Redüktör Tasarımı İçin Seçilen Bilgiler.....	41
4.1.1. Redüktör dişlilerinin verimi.....	41
4.2. Dişli Sayılarının Hesabı.....	42
4.3. Güç Hesabı.....	42
4.4. Döndürme Momentleri Hesabı.....	42
4.5. Birinci Kademe İçin Modüllerin Ve Dişli Çarkların Boyut Hesapları.....	43
4.6. İkinci Kademe İçin Modüllerin Ve Dişli Çarkların Boyut Hesapları.....	47
4.7. Diş Kuvvetleri Ve Yataklara Gelen Tepkiler.....	50
4.8. Millerin Mukavemet Ve Deformasyon Kontrolleri.....	58
4.8.1. Giriş mili mukavemet hesabı.....	58
4.8.2. İkinci mil (Ara mil) mukavemet hesabı.....	59
4.8.3. Üçüncü mil (Çıkış mili) mukavemet hesabı.....	60
4.8.4. Giriş mili deformasyon hesabı (burulma kontrolü)	61
4.8.5. İkinci mil deformasyon hesabı (burulma kontrolü).....	61
4.8.6. Üçüncü mil deformasyon hesabı (burulma kontrolü)	61
4.9. Kamaların Boyutlandırılması.....	62
4.10. Rulmanlı Yatakların Seçilmesi.....	63
4.10.1. Giriş milinin yataklanması.....	63
4.10.2. İkinci milin yataklanması.....	64
4.10.3. Üçüncü milin yataklanması	65
4.11. Mil Hızlarının Bulunması.....	66
4.12. Yağlama Hesabı.....	66
4.13. Araştırma Sonuçları.....	67
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	69
6. KAYNAKLAR.....	72
7. EKLER.....	73
EK 1. Dişli malzemelerinin değerleri	73

EK 2. Standart gömme, fered, düz yassı ve oyuk kama boyutları	75
EK 3. İki Kademeli redüktör.	76
ÖZGEÇMİŞ.....	77

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

<u>Sembol</u>	<u>Büyükük</u>	<u>Birim</u>
β	Dişli Helis Açısı	[rad]
δ	Eksenel Kesişme Açısı	[rad]
η	Redüktör Verimi	Boyutsuz
i	Çevrim Oranı	Boyutsuz
n	Devir Sayısı	[d d ⁻¹]
P	Güç	[W]
T	Momenti	[N m]
ω	Açısal Hız	[rad s ⁻¹]
v	Çevresel Hız	[m s ⁻¹]
m	Modül	-
z	Diz Sayısı	-
M_d	Dönme Momenti	[daN.mm]
Ψ_m	Modüle Göre Diş Genişliği	-
K_0	Çalışma Faktörü	-
K_f	Form Faktörü	-
α	Kavrama Açısı	[°]
K_v	Hız Faktörü	-
K_f	Çevrim Oranı	-
S	Emniyet Katsayısı	-
E	Elastiklik Modülü	[daN/mm ²]
K_α	Yuvarlanma Faktörü	-
P	Yüzey Basıncı	[daN/mm ²]
σ	Düzenli Mukavemet Değeri	[daN/mm ²]
d	Mil Çapı	[mm]
b	Diş Genişliği	[mm]
s	Diş Kalınlığı	[mm]
e	Diş Aralığı	[mm]
h	Diş Yüksekliği	[mm]
F	Kuvvet	[daN]
K	Düzeltilme Katsayısı	-

M_e	Eğilme Momenti	[daN.mm]
W	Mukavemet momenti	[mm ³]
τ	Burulma gerilmesi	[daN/mm ²]
L	Mil Uzunluğu	[mm]
r	Mil Yarıçapı	[mm]
A_ζ	Redüktör Çevre Alanı	[mm ²]
Q	Çevreye Atılan Isı	[J/h]
L	Redüktör Boyu	[mm]
I	Atalet Momenti	[mm ³]

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 1.1. Bir dişli çark mekanizması.....	2
Şekil 1.2. Düz dişli.....	5
Şekil 1.3. İç dişli.....	5
Şekil 1.4. Helisel dişli.....	6
Şekil 1.5. Çift helisli ok dişli.....	6
Şekil 1.6.a. Düz kremayer dişli.....	7
Şekil 1.6.b. Helisli kremayer dişli.....	7
Şekil 1.7. Düz konik dişli.....	8
Şekil 1.8. Helisel konik dişli.....	8
Şekil 1.9. Sonsuz vida mekanizması.....	9
Şekil 1.10. Spiral dişli mekanizması.....	10
Şekil 1.11. Hipoid dişli mekanizması.....	10
Şekil 1.12. Monoblok redüktör blokları.....	12
Şekil 1.13. Yatık tip redüktör bloğu.....	12
Şekil 1.14. Daldırmalı (banyolu) yağlama yöntemleri.....	15
Şekil 1.15. Yağ püskürtme yönü.....	17
Şekil 1.16. Dişli çarkların bozulma şekilleri.....	18
Şekil 3.1. İş akış şeması.....	26
Şekil 3.2. Redüktör millerinin pozisyonu.....	35
Şekil 4.1. Redüktör millerinin pozisyonu.....	50
Şekil 4.2. Redüktörün x-z düzlemi birinci mil pozisyon.....	51
Şekil 4.3. Redüktörün x-z düzlemi birinci mil kuvvet diyagramı.....	51
Şekil 4.4. Redüktörün x-z düzlemi birinci mil moment diyagramı	52
Şekil 4.5. Redüktörün x-y düzlemi birinci mil pozisyonu.....	52
Şekil 4.6. Redüktörün x-y düzlemi birinci mil kuvvet diyagramı.....	52
Şekil 4.7. Redüktörün x-y düzlemi birinci mil moment diyagramı.....	53
Şekil 4.8. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil pozisyonu.....	53
Şekil 4.9. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil kuvvet diyagramı.....	54
Şekil 4.10. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil moment diyagramı.....	54
Şekil 4.11. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil pozisyonu.....	54
Şekil 4.12. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil kuvvet diyagramı.....	55
Şekil 4.13. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil moment diyagramı.....	55

Şekil 4.14. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil pozisyonu.....	56
Şekil 4.15. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil kuvvet diyagramı.....	56
Şekil 4.16. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil moment diyagramı.....	56
Şekil 4.17. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil pozisyonu.....	57
Şekil 4.18. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil kuvvet diyagramı.....	57
Şekil 4.19. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil moment diyagramı.....	57

CETVEL LİSTESİ

	Sayfa No
Cetvel 1.1. Dişlilerin yağa daldırma derinliği.....	16
Cetvel 3.1. Redüktör ortam koşulları.....	23
Cetvel 3.2. Redüktör bilgileri.....	24
Cetvel 3.3. Tasarımı yapılacak redüktörün ekipmanları.....	24
Cetvel 3.4. K_0 Çalışma faktörlerinin değerleri.....	30
Cetvel 3.5. $x = 0$ için K_f değerleri.....	30
Cetvel 3.6. K_v hız faktörü değerleri.....	31
Cetvel 3.7. DIN 780'e göre standart modül değerleri.....	33
Cetvel 3.8. Sementasyon çelikleri mekanik özellikleri.....	36
Cetvel 3.9. Devamlı mukavemet katsayıları.....	36
Cetvel 3.10. Karbonlu çelikler için mukavemet değerleri.....	38
Cetvel 3.11. Dişlilerin yağa daldırma derinliği.....	40
Cetvel 4.1. Birinci kademe dişli çarkların boyutları.....	46
Cetvel 4.2. İkinci kademe dişli çarkların boyutları.....	49
Cetvel 4.1. Malzeme listesi.....	67

1.GİRİŞ

Mekanik gücün naklinde, mühendislik ve maliyet avantajlarını bir arada sunan dişli çarklar, saat mekanizmaları gibi hassas cihazlardan, otomobil ve uçak-uzay teknolojisine kadar geniş bir alanda kullanılmaktadır. Bu amaçla karşılaşılan problemin bilgisayar ortamına uyarlanması ile hızlı ve kesin sonuçların elde edilmesine çalışılmıştır.

Dişli çarkların standartlara uygun olarak tasarımında mukavemet hesapları, maksimum gerilme kriterlerine bağlı olarak en kritik duruma göre yapılmaktadır. Bu kritik durumlardan biri dişlilerin birbirini kavradığı durumda dişli kuvvetinin tek bir diş tarafından karşılanması halidir. Diğeri ise iki dişin birbirini kavraması durumunda kuvvetin dişin tepe noktasından etkimesi ve diş dibinde maksimum moment kolunun oluşturduğu gerilmelerin etkisidir.

Bu çalışmada verilen parametrelere uygun olarak ve yukarıda bahsedilen mukavemet hesapları kullanılarak, klasik hesap yöntemleri ile düz dişli çarkların geometrileri elde edilmiştir. Daha sonra bu hesaplamalar, parametrik bir modele dönüştürülerek bilgisayar ortamına atılmıştır.

1.1. Redüktörler ve Dişli Çarklar

Redüktörler farklı güç ve hareket iletiminde kullanılan ve dişlilerden oluşan bir sistemdir. Güç, şekil bağına dayalı olarak iletilir. Redüktörler bir milden diğer bir mile hareket ve güç iletiminde giriş devir sayısına oranla çıkış devir sayısını küçülten veya büyüten güç ve hareket iletim sistemi olarak da tanımlamak mümkündür.

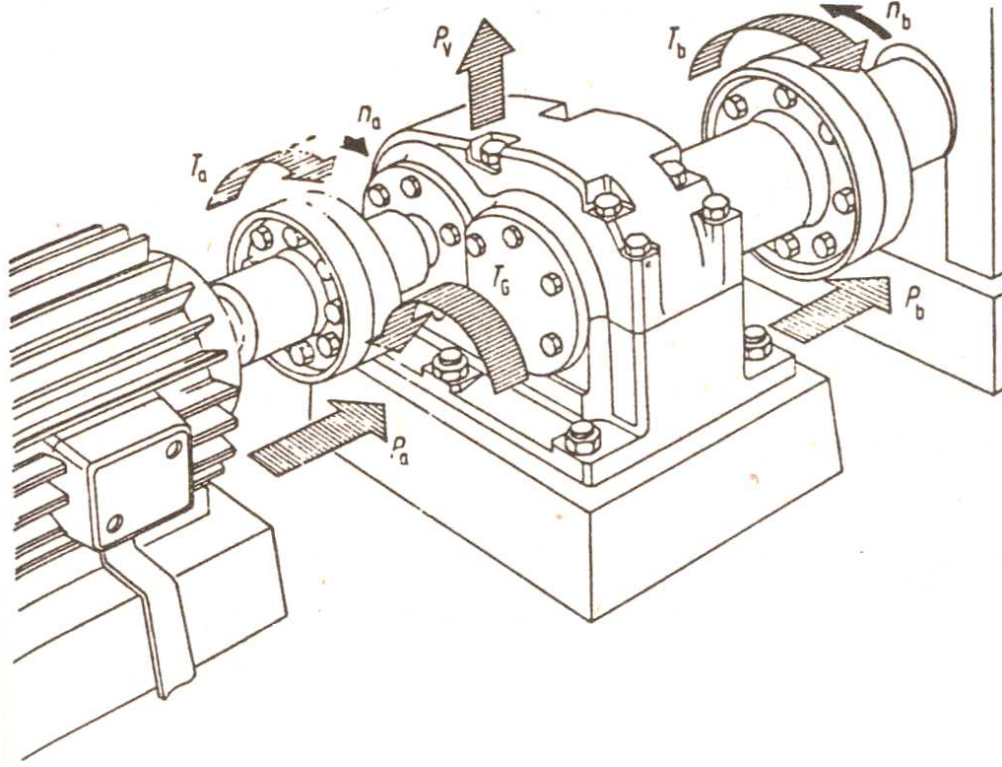
Şekil 1.1'de bir dişli çark mekanizmasında (redüktör) sisteme giriş ve çıkış büyüklükleri gösterilmiştir. Genellikle redüktörler şekilde olduğu gibi güç makinesi ile iş makinesi arasında yerleştirilir.

Bir dişli çark mekanizması biri döndüren diğeri döndürülen çark olmak üzere en az iki çarktan oluşmaktadır. Bu iki dişliden küçük olanına Pinyon, büyük olanına Çark adı verilir. Burada döndüren dişliye çark (küçük dişli) 1 indisi, döndürülen dişli çark ise 2 indisi ile gösterilir.

Çevrim oranı :

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1.1)$$

şeklinde yazılır.



Şekil 1.1. Bir dişli çark mekanizması

$i > 1$ yani $n_1 > n_2$ hız düşürücü, $i < 1$ yani $n_1 < n_2$ olması durumunda hız büyültücü redüktör olarak tanımlanır. Bir redüktörde iletilen güç P_1 ile alınan güç P_2 arasındaki orana verimlilik (η) denir.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad P_2 = P_1 \times \eta \quad (1.2)$$

$$P_2 = T_2 \times \omega_2 = \eta \times T_1 \times \omega_1$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \eta \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{T_2}{T_1} = \eta \times i \quad (1.3)$$

Böylece döndüren mil ile döndürülen mil arasındaki devir sayıları ile momentler birbirine ters orantılıdır **Rende H (1997)**. Bu bilgiler doğrultusunda redüktörlerin başlıca avantajları ve dezavantajları şu şekilde sıralanabilir;

Avantajları

- Birbirinden uzak iki fonksiyon elemanı birbirine bağlamak.
- Redüktörler gerek paralel ve gerekse kesişen millerde çeşitli güç ve devir sayılarında değişik çevrim oranlarında kullanılabilir.
- Boyuna hareketi dönme ve dönme hareketini boyuna harekete çevirme.
- Kayma söz konusu değildir.
- İşletme emniyeti ve ömürleri yüksektir.
- Fazla yüklenebilirler ve bakımları kolaydır.
- Aynı güçte diğer makinelere oranla daha az yer işgal ederler ve verimleri yüksektir.
- Tek bir giriş hızına karşılık çeşitli çıkış hızları elde edilir.
- İki döndürülen elemandan oluşan sistemlerde, bu iki elemanın arasında hareket bakımından bağımsızlık sağlamak.

Dezavantajları

- Pahalıdırlar
- Gürültülü çalışırlar
- Güç iletiminde elastikiyetleri yoktur **Kutay MG (2006)**.

1.2. Redüktör Yapı Elemanları

Kullanım alanları çok geniş bir alana yayılan redüktörler, tüm sistemi içine alan ve yağlama için hazne görevi gören gövde ve gövde içersinde bulunan dişli çarklar (Düz, Helis, Konik vb), rulmanlı yataklar (Bilyalı, konik, makaralı vb.), sızdırmazlık elemanları (Sıvı conta, keçe halkaları vb.), miller (kademeli, kamalı vb.) ve bağlama elemanlarından (cıvata, kaynak, lehim vb.) oluşmaktadır.

1.2.1. Dişli çark mekanizmaları ve sınıflandırılması

Dişli çarklar; aralarında bir kayma oluşmadan, iki mil arasında kuvvet ve hareket ileten elemanlardır. Güç ileme bakımından, mekanizmanın bir döndüren ve bir veya birkaç döndürülen elemanı vardır.

Dişli çarklar; mil eksenleri arasındaki uzaklığın küçük olması, mil hızlarının kayış-kasnak sistemiyle iletilmeyecek derecede düşük olması, miller arasında sabit bir hız oranının istenmesi ve iletilecek gücün büyük olması halinde kullanılmalıdır.

Dişli çark mekanizmaları, millerin birbirlerine göre konumları itibariyle “Paralel”, “Kesişen” ve “Aykırı” dişli çarklar, çalışma durumuna göre; dıştan çalışan dişliler ve içten çalışan dişliler, dişlerin açıldığı yüzeye göre; silindirik yüzeyli dişli çarklar, konik yüzeyli dişli çarklar ve düzlem yüzeyli dişli çarklar (kremayer), diş profillerine göre; evolvent eğrili dişli çarklar ve sikloid eğrili dişli çarklar, ölçü sistemine göre; metrik ölçülü dişli çarklar ve inch ölçülü dişli çarklar, diş biçimlerine göre; düz dişli çarklar, helis dişli çarklar, konik dişli çarklar, sonsuz vida mekanizmalı dişliler gibi çeşitleri vardır.

1.2.1.1. Paralel millerle kullanılan dişliler (Alın dişli çarklar)

Bu dişli gruplarının eksenleri paralel olup, dişli tipine göre %96 - %99 verimle güç ve devir aktarımı yaparlar.

Bu dişlilerin aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Düz dişli
- İç dişli
- Helis dişli
- Çift helisli (ok) dişli
- Kremayer dişli

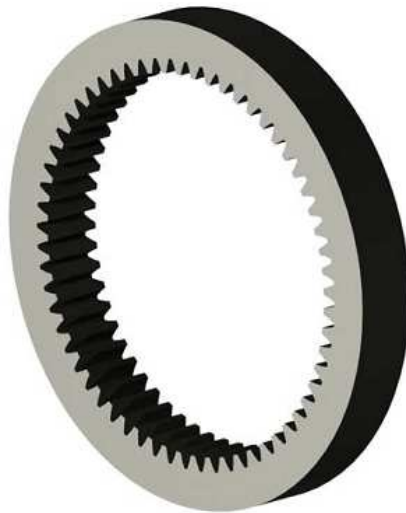
Tez çalışmamda model kabul ettiğim alın dişli çarklardan düz dişli çarkların boyutsal değerleri incelenmiş buradan elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. İç dişli ve kremayer dişli çarkların formül ve hesaplama tekniği farklı olduğu için hesaplama kısmı kapsam dışı bırakılmıştır.

Düz dişliler, paralel milleri bağlamak amacıyla kullanılır. Düz dişli çarklarda, döndüren ve döndürülen dişliler ters yönde dönmektedir. Diğer dişlere kıyasla tasarımı en kolay dişli türüdür. Dişler aksenal kuvvetlere maruz kalmazlar. Şekil 1.2.’de alın dişliler görülmektedir.



Şekil 1.2. Düz dişli

İç dişli mekanizmalarında, dış alın dişli pinyon çark, iç tarafına diş açılmış delik dişliyi kavrar böylece her iki dişli de aynı yönde döner. İç dişli mekanizmalarında iç bükey ve dış bükey iki yüzey birbirleriyle temas halinde olduğundan birbirlerine yaslanmaları dış dişli çark mekanizmalarından daha iyidir. Bu nedenle, yüzey basıncı daha düşük, mukavemeti daha yüksek, kavrama oranı daha büyüktür. Düz ve helisel diş şekline sahip olabilirler. Planet mekanizmaları, elastik kaplinler, fren tamburu bu dişlilerin kullanıldığı çeşitli alanlardır. Şekil 1.3.'de iç dişliler görünmektedir.



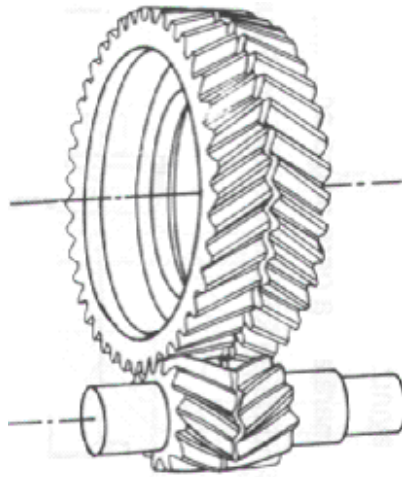
Şekil 1.3. İç dişli

Helisel dişli çarklarda diş alınları çark eksenine paralel olmayıp β açısı altında sağ veya sol yone eğimlidirler. Helisel dişli arklardan oluşan mekanizmalarda dişler birbirlerini tım genişlikte darbe şeklinde kavramadıklarından dız dişli çark mekanizmalarına gıre daha gırltısız çalışırlar. Birbirini kavramış diş sayısı da daima birden fazla olduğu için hem taşınabilen kuvvetler hem de kavrama oranı daha b uy uk, izin verilen minimum diş sayısı daha k uc uktur. şekil 1.4.'de helisel dişliler g orulmektedir.



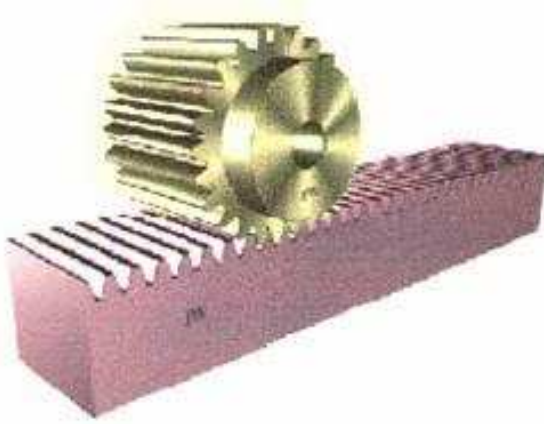
şekil 1.4. Helisel dişli

Çift helisli (Ok) dişlilerin diş formu yan yana getirilmiş karşıt iki helis şeklinindedir. Helisel dişlilerde g ur ulen aksenal kuvvetler çift helis dişlilerde dengelenir. şekil 1.5.'de çift helis dişli g orulmektedir.

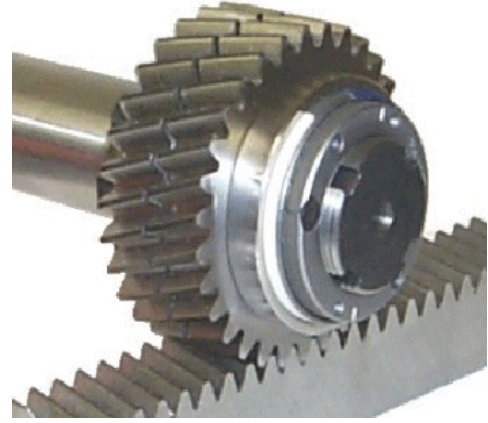


şekil 1.5. Çift helisli ok dişli

Kremayer dişliler, dişli çapının sonsuza götürülmesiyle elde edilir. Çoğunlukla düz formdadır, ancak helisel ve çift helisel kremayer dişliler de mevcuttur. Dönme hareketini ilerleme hareketine dönüştürmek için kullanıldığı gibi, düz, helisel, çift helisel dişli imalatında da kullanılır. Şekil 1.6.a’da düz kremayer dişli, b’de helisel kremayer dişli görünmektedir.



Şekil 1.6.a. Düz kremayer dişli



b. Helisel kremayer dişli

1.2.1.2. Kesişen millerle kullanılan dişliler (konik dişli çarklar)

Eksenleri kesişen iki mil arasında güç ve hareketi sabit bir çevrim oranı ile ileten konik dişli çark mekanizmaları, dönme sırasında birbirleri üzerine kaymaksızın yuvarlanan iki konik dişliye sahiptir. Kesişme açısı $\delta < 90^\circ$, $\delta = 90^\circ$, $\delta > 90^\circ$ olabilir de, pratikte en sık rastlanan durum $\delta=90$ durumudur. Dişler koniklik yönündeki diş alınlarına göre imlendirilip aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Düz Konik Dişliler
- Helisel Konik Dişliler

Düz konik dişliler, dişlerin arasında çizgisel temas bulunmasından dolayı düz dişli çarklara benzerler. Diş kalınlığı, koniğin tabanında koniğin tepesine göre daha fazladır. Yük altında koniğin tepesinden aşağıya doğru bastırma kuvveti oluşur. Şaft açısı genellikle 90° ’dir. Düz konik dişliler daha çok düşük hızlarda kullanılır. Yüksek hızlarda dinamik kuvvetler artar ve kavrama oranı azalır. Şekil 1.7.’de düz konik dişlilere verilmiş bir örnek görülebilir.



Şekil 1.7. Düz konik dişli

Helisel konik dişliler, yüksek hızlarda daha sessiz çalışmak için dişleri helisel biçimde açılmış eğrisel konik dişlilere sahiptir. Dişli çifti teması kesmeden diğer dişliler temasa geçtikleri için kinematik olarak düzgün çalışan dişlilerdir. Şekil 1.8.'de helisel konik dişliler görülmektedir.



Şekil 1.8. Helisel konik dişli

1.2.1.3. Aykırı millerle çalışan dişliler (Spiral dişli çarklar)

Eksenleri aynı düzlemde olmayan miller arasında güç ve devir ileten dişli çarklara spiral dişli çarklar denir. Aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Sonsuz Vida Mekanizmaları
- Spiral Dişliler
- Hipoid Dişliler

Sonsuz vida mekanizmaları spiral dişli mekanizmalarının özel bir hali olup aralarındaki çaprazlık açısı 90° olan aykırı miller arasında hareket iletirler. Dişler arasındaki temas noktasal olmayıp, çizgisel olduğundan spiral dişlilere göre daha büyük yük nakledebilir ve büyük çevrim oranları sağlarlar. Tek veya çok ağızlı bir vida (genelde döndüren) ile döndürülen dişli çarktan oluşur. Genel olarak hacimlerine oranla çok büyük güç iletebilen gürültüsüz ve darbesiz çalışan mekanizmalardır. Verimleri %40–90 arasındadır. Mekanizmanın çevrim oranı arttıkça verimleri azalır. Şekil 1.9.'da sonsuz vida mekanizması görülmektedir.



Şekil 1.9. Sonsuz vida mekanizması

Spiral dişliler, helisel iki dişlinin aykırı eksenlerde çalıştırılması ile elde edilir. Dişlilerin helis yönleri genelde aynı yöne doğrudur. Bu tür dişli mekanizmalarında nokta teması söz konusu olmasından dolayı sadece küçük çevrim oranları ve küçük güçler için kullanılabilir. Bu nedenle ağır darbeli yüklerde tercih edilmezler. Şekil 1.10.'da spiral dişli mekanizması görülmektedir.



Şekil 1.10. Spiral dişli mekanizması

Hipoid dişliler spiral konik dişlere benzemekle beraber pinyon mili kaydırılmıştır. Dolayısıyla dişli eksenleri kesişmez. Otomobil diferansiyellerinde sıklıkla kullanılır. Şekil 1.11.'de hipoid dişli mekanizması görülmektedir **Avcı ÖA (2006)**.



Şekil 1.11. Hipoid dişli mekanizması

1.2.2. Rulmanlar ve çeşitleri

Yuvarlanma-kayma sürtünmesi prensibiyle çalışan, dönen bir makine elemanı (mil) ile duran bir makine elemanı (gövde) arasında kuvvet geçişini aradaki yuvarlanma elemanları vasıtası ile sağlayan makine elemanlarına rulman denir. Yuvarlanma hareketini destekleyen ve desteklenen elemanlar arasında mevcut olduğu yataklara ise rulmanlı yataklar denir.

Rulmanlar, yuvarlanma elemanlarını ayırıp birbirlerine sürtünmelerini önleyerek, eşit aralıklar ile iç ve dış bilezikler arasında yuvarlanmasını sağlayan kafesten meydana

gelmektedir. Bilezikler ve yuvarlanma elemanları yorulmaya, korozyona ve aşınmaya dayanıklı rulman çeliğinden imal edilirler. Kafesler ise hafif, aşınmaya dayanıklı sac, bronz, pirinç, alüminyum, plastik gibi malzemelerden yapılıdır. Böylece sürtünme sonucu sadece kafesler aşınır.

Rulmanların sınıflandırılması yuvarlanma elemanına ve taşıdıkları kuvvete göre yapılır. Yuvarlanma elemanlarına göre bilyalı ve makaralı rulmanlar bulunmaktadır.

Bilyalı rulmanların aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Sabit bilyalı rulmanlar
- Eğik bilyalı rulmanlar
- Çift sıra eğik bilyalı rulmanlar
- Oynak bilyalı rulmanlar

Makaralı rulmanların aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Silindirik makaralı rulmanlar
- Konik makaralı rulmanlar
- Tek sıra oynak makaralı rulmanlar
- Çift sıra oynak makaralı rulmanlar

1.2.3. Redüktör blokları (gövde) ve çeşitleri

Kullanım alanları çok geniş bir alana yayılan redüktörler, tüm sistemi içine alan ve yağlama için hazne görevi gören gövde tarafından dış etkenlerden korunur. Bu gövdeler ise kullanım alanlarına göre şekil alır ve başlıca şu isimlere ayrılır.

1.2.3.1. Monoblok redüktör blokları

Monoblok redüktör blokları içindeki yataklamalar herhangi bir kapak veya gövdeye birleşimi olan parça üzerinde değil, direkt olarak gövdenin kendi üzerinde kalmaktadır. Şekil 1.12.'de monoblok redüktör blokları görülmektedir.



Şekil 1.12. Monoblok redüktör blokları

1.2.3.2. Yatık tip redüktör blokları

Yatık tip redüktör blokları çok ağır şartlarda çalışmak üzere dizayn edilmiş redüktörlerde kullanılan tipleridir. Bu tiplerde redüktör ile bunu tahrik eden mekanizma arasında değişik bağlantı şekilleri mevcuttur (Mekanik ve hidrolik kaplinler, çeşitli tip kayışlar ve zincirle tahrik gibi). Bu tiplerin gövdesi ve kapağı yüksek kalite çelik dökümden, dişliler ise sementasyon çeliklerinde imal edilerek yüzeyleri modern imalat usulleri ile setleştirilerek taşlanmaktadır. Millerin, dişli ve rulmanlı yatakların seçiminde yüksek ömür göz önünde tutulduğundan mukavemet değerleri ve emniyetleri yüksektir **Şahin Hİ (2007)**. Şekil 1.13.'de yatık tip redüktör blokları görülmektedir.



Şekil 1.13. Yatık tip redüktör bloğu

1.2.4. Sızdırmazlık elemanları

Sızdırmazlık elemanları, makinelerin daha tasarım safhasında iken göz önünde bulundurulurken fonksiyonuna uygun bir şekilde seçilmelidir. Diğer makine elemanları gibi önemli olan sızdırmazlık elemanı bir konstrüksiyon elemanı şeklinde değerlendirilmelidir. Sızdırmazlık elemanlarının redüktördeki görevi dışarıdan tozun, suyun girmemesi ve içeriden yağın çıkmasını engellemektir.

Redüktörlerde kullanılan sızdırmazlık elemanları hareketsiz ve hareketli olmak üzere iki gruba ayrılır **Rende H (1997)**.

Hareketsiz (Statik) sızdırmazlık elemanlarının aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Yassı ve form sızdırmazlık elemanı
- Sızdırmazlık macunları ve sıvı contaları

Hareketli (Dinamik) sızdırmazlık elemanlarından aksel hareketler için aşağıdaki tipi vardır;

- O-Ring halkalar

Hareketli (Dinamik) sızdırmazlık elemanlarından radyal hareketler için aşağıdaki tipi vardır;

- Radyal sızdırmazlık halkaları
- Aksel sızdırmazlık halkaları
- V-halkalar
- Nilos halkalar
- Metalden kayma halkaları
- Keçe halkaları

1.2.5. Miller

Dişli çark, kayış kasnağı, zincir dişlisi, kavrama gövdesi veya göbeği, volan, rotor elemanları taşıyan, genellikle dairesel kesitli olarak imal edilen ve taşıdıkları elemanlarla birlikte dönerek moment ve hareket ileten makine elemanlarıdır. Bu elemanlar, boyu çapına göre daha uzun olarak imal edilen ve genellikle iki yerinden yataklanmış silindirik elemanlardır.

Bütün miller taşıdıkları elemanlarla (kütlelerle) birlikte döndükleri için elemanlardan gelen yükler statik olsa bile dinamik eğilme gerilmelerine maruzdurlar. Millerin güç veya moment iletirken maruz kalacakları burulma gerilmeleri genelde statik kabul edilmekle birlikte kısmen değişken olabilir. Genellikle miller ana zorlanma olarak burulmaya ve taşıyıcı olduklarından eğilmeye maruzdur. Buna ek olarak aksel kuvvetler varsa çekme ve basmaya

da maruz kalabilirler. Miller taşıdıkları elemanlarla birlikte dönen, titreşen, kayan veya genel ifadesiyle hareket eden elemanlar olduğundan makine gövdesine yataklanmaları gerekir.

1.2.6. Bağlama elemanları

Bağlama elemanları, redüktörlerin en önemli grubunu oluştururlar. Bu elemanlar, redüktörü oluşturan parçaları birbirine, gövdeye veya makinanın kendisini zemine/temele tespit eden veya bağlayan elemanlardır.

Uygulamada bağlantının gerçekleştirilme şekli, bağlama yöntemi ve kullanılan bağlama elemanı birbirinden farklı olabildiği gibi farklı prensiplere de dayalı olabilmektedir. Bağlama elemanları çoğunlukla standartlaştırılmış olup seri olarak imal edilmektedirler. Tasarımcı bu elemanlar arasından istenilen boyutta ve fonksiyona en uygun olanını seçmektedir. Bağlama elemanları, bağlantı şekli, yöntemi, kuvvet veya momentin iletim prensibi esas alınarak şekil bağlı, kuvvet bağlı ve malzeme bağlı olmak üzere temel olarak üç grupta incelenebilir **Koç E (2007)**.

Şekil bağlı bağlantı elemanlarının aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Uyu kama
- Pim
- Perno
- Emniyet halkaları
- Profilli mil
- Perçin

Kuvvet bağlı bağlantı elemanlarının aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Ön yüklemeli kamalar
- Sıkma bağlantıları
- Sıkı (Pres)geçmeler
- Konik geçmeler
- Cıvata-Somun bağlantıları

Malzeme bağlı bağlantı elemanlarının aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Kaynak
- Lehim
- Yapıştırma

1.3. Dişli Çark Mekanizmalarının Yağlanması

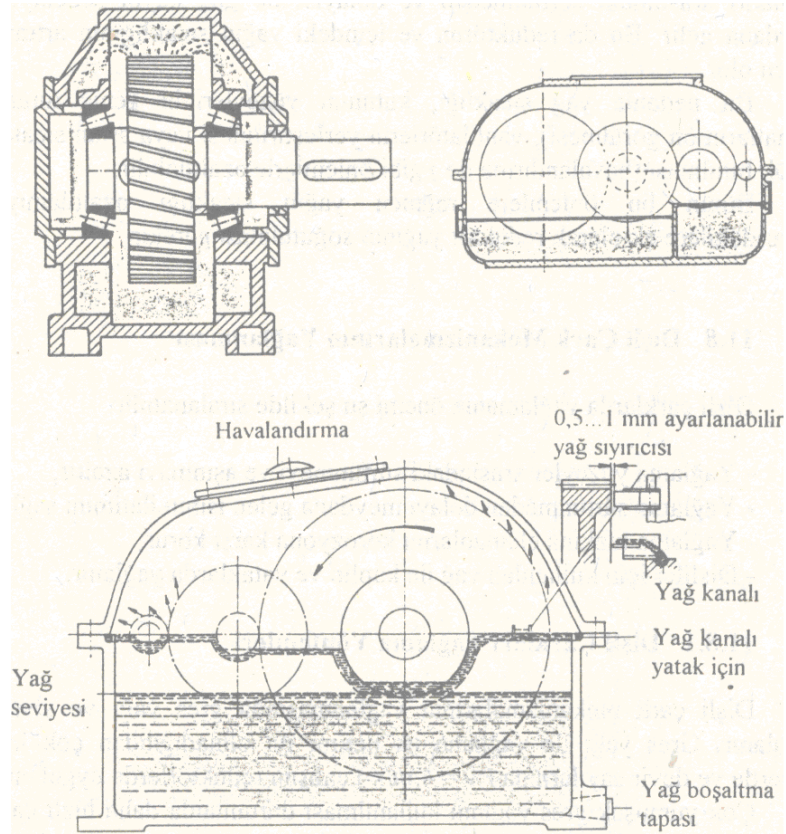
Dişli çarklarda yağlamanın önemi şu şekilde sıralanabilir;

- Yağlama yüzeyler arasındaki sürtünmeyi ve aşınmayı azaltır.
- Yağlama sürtünmeden dolayı meydana gelen ısının iletimini sağlar.
- Yağlama makina elemanlarının korozyona karşı korur.
- Dişliler için kullanılan yağ ile kaplin ve yataklarda yağlanır.

Dişli çark mekanizmalarının yağlanmasında gres yağı veya sıvı yağ uygulanır. Gres yağı ile yağlamada ısı iletimi iyi olmadığından çok küçük güçlerde ve devir sayısında ($8=4$ m/s) çalışan redüktörlerde uygulanır. Kullanılan gres yağı çok yumuşak olması durumunda daha hızlı çalışan redüktörlerde de uygulanabilir.

Dişlileri sıvı yağa daldırma (yağ banyosu), büyük ve hızlı çalışan redüktörlerde yağ püskürtme ve yağ sisi oluşturarak yapılan yağlama yöntemleri vardır.

Yağ daldırma yöntemi emniyetli ve ekonomik bir yağlama yöntemidir. Bir veya birden fazla dişli yağın içine dalarak yağı etrafa sıçratır. Böylece etrafa yayılan yağ yataklara açılan kamalardan yataklara da akar. Sıçratılan yağ ile yağın içine dalmamış dişlilerde yağlanır. Yağ banyosu ile yağlanan redüktörlere örnekler şekil 1.14.'te gösterilmiştir.



Şekil 1.14. Daldırmalı (banyolu) yağlama yöntemleri

Daldırmalı yağlama yöntemi çevresel hızın 20 m/s'ye kadar olması durumunda uygulanır. Büyük çevresel hızlarda dişlere yapışmış olan yağ kavrama yerine ulaşmadan sıçratılır. Küçük çevresel hızlarda ise yağ yüksek yerlere (örneğin yataklara) ulaşamaz.

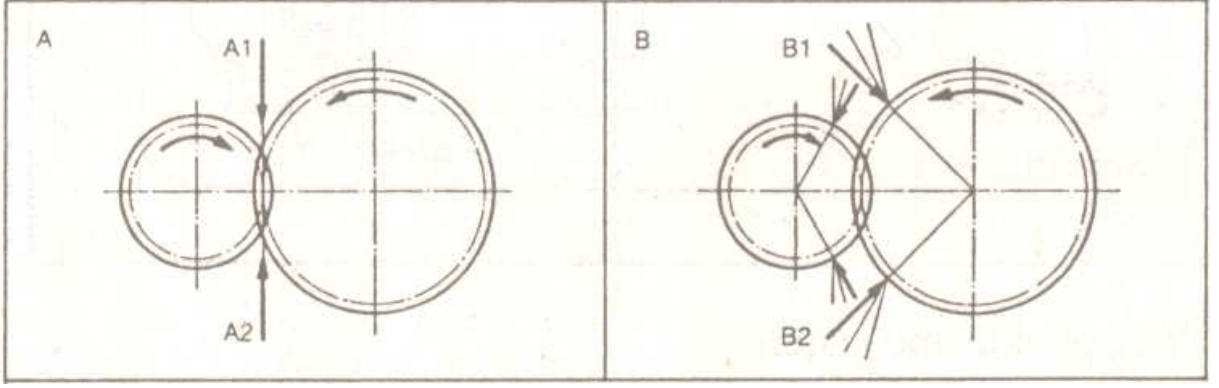
Dişli kutuda yağ seviyesinin düşük olması yağlamanın ve ısı iletiminin yeterli olmamasına ve böylece aşınmaya neden olur. Yağ seviyesinin fazla olması nedeniyle dişlilerin her devirde yağ dalmalarından dolayı güç kaybının artması, yağın ısınması ve böylece yağın daha çabuk eskimesine neden olur. Yağ ısısının fazla olması viskoziteyi düşürür. Dişlilerin yağa dalma derinliği cetvel 1.1.'de gösterilmiştir.

Cetvel 1.1. Dişlilerin yağa daldırma derinliği

Redüktör Dişli Tipi	Etkenler	Daldırma Derinliği
Alın dişli mekanizması	Çevresel hız $v < 5$ m/s	$h = 3 \dots 5$ m ($m = \text{modül}$)
	Çevresel hız $v < 20$ m/s	$h = 1 \dots 3$ m
Konik dişli mekanizması	-	Çarkın genişliğinin tamamı dalıncaya kadar
Sonsuz vida mekanizması	Sonsuz vida mili yukarıda	Çark çapının tamamı
	Sonsuz vida mili aşağıda	Sonsuz vida dişlisinin tamamı yağda
	Sonsuz vida mili yanda	Sonsuz vida dişlisinin kavrama genişliği kadar

Yağ püskürtme yönteminde dişlilerin kavrama halinde olan yüzeylerine yağ püskürtülür. Sistem içinde yağın filtrelenmesi ve soğutulması mümkündür. Diş genişliğine göre püskürtülen yağ miktarı $Q_e \approx Q/b \approx 0,08 \dots 0,1$ litre/dak.mm olmalıdır. Yağlama sistemi için pompa, filtre, ısı değiştiricisi gerektiğinden bu yağlama yönteminin dezavantajı olarak sayılabilir.

Püskürtülen yağın basıncı, universal redüktörlerde 0,8... 1 bar, uçak redüktörlerinde ve büyük çevresel hızlarda ($v < 150$ m/s) çalışan redüktörler için yaklaşık 3,5 bar olmalıdır.



Şekil 1.15. Yağ püskürtme yönü

Sanayide en çok uygulanan yağ püskürtene yönü şekil 1.15.'in A bölümündeki gibidir. Çevresel hız 25 m/s'ye kadar olması durumunda yağ A1, 50 m/s'ye kadar olan durumlarda A1 ve A2 yönünde püskürtülür. Böylece A1 yönünde püskürtülen yağı yağlama amaçlı, A2 yönünde püskürtülen yağ soğutma amaçlı olur.

Yağ sisi ile yağlama yönteminde yağ ve hava karışımı şeklinde düşük basınçla, düşük çevresel hızlar için ($v < 5$ m/s) redüktörün içine, büyük çevresel hızlar için ($v > 40$ m/s) dişlilerin kavrama dişleri üzerine verilir.

Yağ sisi yöntemi ile dişlilerin yağa dalmasından dolayı meydana gelen güç kaybı önlenmiş olur ve redüktör içinde bulunan bütün makina elemanları korozyona karşı korunması sağlanır. Ancak yağ ile ısı iletimi olmadığından büyük devir sayılarında ve büyük güçlerde bu yöntem uygulanmaz **Rende H (1997)**

1.4. Redüktörlerde Meydana Gelen Sorunlar

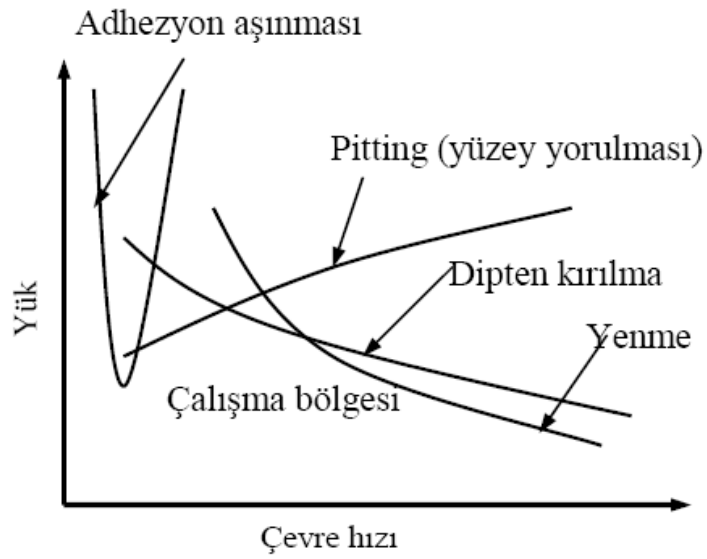
Makine konstrüksiyonunda en çok kullanılan mekanik güç ve hareket iletim elemanlarından olan redüktörler, çalışmaları sırasında çeşitli etkilere maruz kalırlar. Bu etkiler sonucunda ani veya zamana bağlı olarak işe yaramaz hale gelirler. Redüktörlerin esas fonksiyonlarından biri olan güç iletimi, redüktör içersindeki dişlilerin yük taşıma kabiliyeti ile sınırlıdır.

Yük taşıma kabiliyetinin bağlı olduğu faktörler şunlardır;

- Dişlerin yorulma sonucu diş dibinden çatlaması ve kırılması,
- Diş yan yüzeylerinin yorulma aşınması (Pitting),
- Diş yan yüzeylerinin adhezyon aşınması (yenmenin şiddetli hali),
- Diş yan yüzeylerinin abrazyon aşınması (yenmenin hafif hali),
- Diş yan yüzeylerinin soyulma ve pul pul kopması (scuffing, spalling),

- Sürtünme sonucu meydana gelen ısı,
- Yüksek hız, aşırı yük ve montaj hatalarından doğan gürültü,

Kırılma olayları, sürekli olarak etkiyen değişken yük altında yorulma sonucu, zamana bağlı olarak meydana gelip dişlinin ömrünü etkiledikleri gibi, aşırı yüklenme durumunda ani olarak da ortaya çıkabilmektedirler. Yorulma sonucu meydana gelen kırılma olayı, çekme gerilmelerinin bulunduğu tarafta bir çatlakla başlar, zamanla bu çatlak büyür ve ilerler. Kesit alanı yükü taşıyamayacak kadar küçüldüğünde aniden kopma şeklinde meydana gelir.



Şekil 1.16. Dişli çarkların bozulma şekilleri

Dişli çarkların yüksek hız ve yüklerde çalışmalarını engelleyen iki sınır vardır. Bunlardan birisi sıcaklık, diğeri ise buna bir ölçüde bağlı olan yenmedir. Esasen dişli çarklarda, dipten kırılma, yüzey yorulması (Pitting), adhezyon aşınması ve yenme olmak üzere dört çeşit bozulma şekilleri vardır. Bu bozulma çeşitleri yük ve hıza bağlı olarak temsil edilirse şekil 1.16.'da gösterildiği gibi bir durum ortaya çıkmaktadır.

Yenme olayı bilhassa yüksek hız ve yüklerde meydana gelmektedir. Esasen adhezyon aşınması ve yenme aynı fiziksel olaya bağlı, yani temas yüzeyleri arasında oluşan mikro bağlara dayanmaktadır. Ancak, adhezyon aşınması olayın hafif, yenme ise şiddetli halidir. Bunun yanı sıra aşınma olayı belirli bir zaman içerisinde, yenme ise çok kısa bir zamanda meydana gelebilir.

Yenme ile diğer bozulma şekilleri arasında bir karşılaştırma yapılması istenirse ilk akla gelen husus yağlama olayıdır. Dipten kırılma ve yüzey yorulması yağlama tarafından çok

az etkilenmektedir. Hatta yüzey yorulmasının başlangıç safhasında yağlamanın menfi bir etki yaptığı hakkında görüşler mevcuttur.

Yağlama esasen yenme olayını etkilemektedir. Şöyle ki, çok düşük hız ve yüklemeler hariç hiçbir dişlinin yağlamasız çalışmadığı dikkate alınır, esasen yağlama yenme olayını önleyen bir etken olarak ortaya çıkmaktadır. Buna göre belirli koşullarda bir dişli çark mekanizmasının ileteceği kuvvet yağdan yağa değişmektedir. Bu demektir ki her yağın bir yük taşıma kabiliyeti vardır. Bu yük taşıma kabiliyeti aşıldığı zaman, yenme olayı meydana gelmekte ve dişliler bozulmaktadır. Yenme ile diğer bozulma çeşitleri arasında ikinci bir fark, dipten kırılma ile yüzey yorulması büyük ölçüde açıklığa kavuşturulmuş ve günümüzde bu olayla ilgili herkes tarafından kabul edilen teorilere dayanarak pratik bağıntılar ve kriterler yardımı ile bu olaylara göre dişliler kesin olarak hesaplanabilmektedir.

Yenme için aynı hususları söylemek mümkün değildir. Geniş çapta araştırmalara ve incelemelere tabi tutulmasına ve birçok teorilerin olmasına rağmen, yenme için hala kesin bir teori ve hesap yöntemi yoktur. Bunun başlıca nedeni yenme olayının çok karmaşık ve birçok faktöre bağlı olmasıdır.

Yenme olayını etkileyen başlıca faktörler şu şekilde sıralanabilir.

- Temas yüzeyleri arasında kayma hızı
- Temas yüzeyleri arasında basınç
- Yağlama malzemeleri ve kimyasal şekli
- Yağlama şekilleri
- Sürtünme
- Yüzey pürüzlülüğü
- Temas yüzeylerinin sertliği ve kayma durumu (fosfatlama)
- Dişli çarkın geometrisi, profillerin kaydırma durumu ve diş bası düzeltmeleri
- Isı transferi
- Yağın sıcaklığı

Tüm bu faktörler dişlilerde yenme olayını ayrı ayrı etkilemektedir. Ancak şimdiye kadar bu faktörleri kapsayan genel bir teori geliştirilememiştir. Bununla beraber gerek teorik ve gerekse deneysel olarak yenme olayı ile ilgili bazı gelişmeler de kat edilebilmiştir. Bunlar; elastohidrodinamik teorisi, sıcaklık teorisi ve yenme yükü teorisi olmak üzere üç teori mevcuttur **Özek F (2007)**.

2. KAYNAK VE ÖZETLERİ

Rende H (1997) “Makina Elemanları Cilt-2” adlı kitabında kamalı yataklar, aksel yataklar, sızdırmazlık elemanları, kaplinler, kayış-kasnak ve zincir mekanizmaları, dişli çarklar ve dişli çark mekanizmaları hakkında hesaplamalar ve şekillendirilmesi gibi konular örneklerle açıklanmıştır.

Bu eserde işlenen konular bilimsel çalışmaların ve teknolojik gelişmelerin meydana getirdiği yenilikler, DIN ve ISO normları dikkate alınmıştır. Ayrıca kitabın içerisinde projelendirmede yardımcı olacak mühendislik ve konstrüktif bilgi, cetvel ve hesap esasları bulunmaktadır.

Savcı M. ve Arpacı A. (2003) “Mukavemet” adlı eserlerinde teorik esaslar ve çözümlü problemler ile alan eylemsizlik momentleri, kesit tesirleri, mukavemetin esasları, çekme, basma ve kesme zorlanmaları, eğilme zorlanması, elastik eğri, burulma zorlanması, burkulma zorlanması, gerilme ve şekil değiştirme durumları, bileşik zorlanma, yorulma-sürekli mukavemet, dönen diskler ve kalın borular konu olarak işlenmiştir.

Kutay MG (2004) “Mukavemet Değerleri” adlı eserinde TMMOB Makine mühendisleri Odası uzmanlık alanına giren konularda ve Makine İmalat Sektöründe gerekli olan tablo, grafik, çizelge ve hesaplamalar DIN ve ISO normları dikkate alınarak ülkemizde eksikliği duyulan teknik kitapların basımına destek olunması ve mühendislik eğitiminin niteliğinin yükseltilebilmesine katkıda bulunacak bir kaynaktır.

Kitabın örnek problemleri kısmında görünüşte çok farklı olan makine elemanlarını fiziksel ilkeleri, gerekli konstrüktif bilgileri, cetvel ve hesap esaslarını kapsamlı bir şekilde standart normlara dikkate alınarak değerlendirilmiş ve anlatılmıştır.

Akkurt M (2005) “Makine Elemanları” adlı eserinde mukavemet, toleranslar, bağlama elemanları, miller ve akslar, triboloji, kaymalı ve rulmanlı yataklar, kaplinler ve kavramalar, dişli çarklar, sürtünmeli çarklar, kayış kasnak mekanizması, zincir mekanizması, vites kutuları, redüktörler, planet ve diferansiyel mekanizmaları, varyatörler hakkında bilgi vermiştir.

Kitabın içeriğinde ise görünüşte çok farklı olan makine elemanlarını birbirine bağlayan esas, fiziksel ilkeleri, gerekli konstrüktif bilgileri, cetvel ve hesap esaslarını kapsamlı bir şekilde DIN ve ISO normları dikkate alınarak değerlendirilmiş ve anlatılmıştır.

Yıldız S (2005) “Dişli Çarkların Bilgisayar Destekli Gerilme Analizleri” adlı eserinde dişli çarklar hakkında genel bilgiler verilmiş, dişli çarkların sınıflandırılması yapılmıştır.

Kitabın ayrıntısında ise temel dişli geometrisi ve dişli çarklarla ilgili oranlar verilmiştir. Dişli çarklarda meydana gelen gerilmelerin çeşitleri ve bu gerilmelerin analitik yöntemle hesaplanmasında kullanılan bağıntılar verilmiştir.

Eserin değerlendirme kısmı analitik yöntemle dişli çarkların analizi bir örnek üzerinde incelenmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi açıklanmış, ardından MSC Partran, Solidworks ve Geartrax programları kullanılarak dişli çark modellenmiş, modellenen dişli çark MSC Nastran, MSC visual Nastran paket programları kullanılarak aynı veriler üzerinde analiz yapılmıştır.

Kutay MG (2006) “Dişli Çarklar ve Redüktörleri” adlı eserinde dişli ve dişli redüktörlerini fonksiyonlarına göre hesaplayıp üretmek için gerekli bütün bilgileri detaylı biçimde anlatmıştır.

Dişli hesap örnekleri, üretim için gerekli teknik resimler verilmiş, dişli imalat ve konstrüksiyon esasları anlatılmış ve oldukça detaylı teorinin yanında uygulamada kullanılan değerler, tablolar ve diyagramlar verilmiştir.

Ayrıca kitabın eki olarak dişli hesaplama programını içeren CD de, programlar üç dilde Türkçe, Almanca, İngilizce olup projelendirmelerde kaynak olarak kullanılmıştır.

Avcı ÖA (2006) “Dişli Çarkların Standartlara Göre Hesaplanması ve Bilgisayar Destekli Tasarımla Kontrolü” adlı eserinde önce düz ve helisel alın dişli çarkların ilgili boyut ve mukavemet hesapları klasik yöntemlerle yapılmıştır. Hesaplamalara ait parametrelerin seçiminde Alman DIN normları tercih edilmiştir.

Daha sonra bu hesaplamalar, parametrik bir modele dönüştürülerek bilgisayar ortamına atılmıştır. Bilgisayar programı olarak, yaygın bir kullanım alanına sahip ve kullanımı diğer dillere göre oldukça kolay olan VBasic ve Excel dili seçilmiştir.

Ayrıca dişli çarkların tanımı ve sınıflandırılması, dişli çarkların imalat yöntemleri, ısıl işlemler, korozyon, dişli çarkların yağlanması, dişli çark malzemeleri, alın dişli çarkların boyutlandırılması hakkında bilgi verilmiştir.

Çavuş M (2006) “Dişli Çarkların Web Tabanlı Eğitimi” adlı kitabında konu olarak düz, helis, konik dişliler ile sonsuz vida ve karşılık dişlileri konularını tasarım yapmaya yönelik temel bilgilerle öğrenmeleri sağlanmıştır.

Özek F (2007) “Optimum Ağırlıklı Düz Dişli Çark Tasarımı ve Gerilme Analizi” adlı eserinde dişli çarklar, düz dişli çarklar, optimum ağırlıklı düz dişli çarkların tasarım ve gerilme analizi hakkında bilgi verilmiştir.

Bu eserde ayrıca düz dişli çarkların ağırlıklarını azaltmak için dişli çark gövdesi üzerinde farklı geometrilere (kare, dikdörtgen, altıgen, daire, elips vs...) sahip delikler açılmıştır.

Tasarlanan bu dişli çark modelleri bir CAD programı olan SOLIDWORKS ortamında çizilmiş ve dişli çarkın katı modelleri elde edilmiştir. Daha sonra bu modellerin gerilme davranışları SolidWorks’un Cosmosxpress ortamında incelenmiştir.

Şahin Hİ (2007) “İki Kademeli Redüktör Tasarımı” adlı eserinde redüktörlerin yapı elemanları, rulmanlar, dişli çarklar ve iki kademeli düz dişli redüktör tasarımı hakkında bilgi verilmiştir.

Koç E (2007) “Makine Elemanları Çözümlü Problemler ” adlı eserinde makine elemanları olan miller ve akslar, bağlama elemanları, cıvata ve somun bağlantıları, dişli çarklar hakkında bilgi vermiştir.

Teknik açıdan uygulamada karşılan sorunların çözümü ve örnek problemler ile uygulama üzerine yansıtılarak gerekli tablo ve çizelgeler verilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

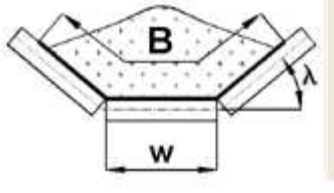
3.1. Materyal

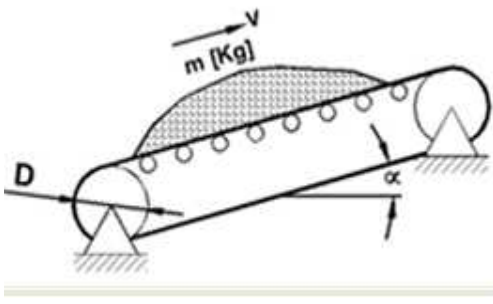
3.1.1. Özel redüktör tasarımı

Redüktör endüstriyel dişli sistemi olarak tarif edilir. Otomotivden seramiğe, gıdaya, kozmetiğe kadar bütün üretim kollarında kullanılan makinelerin içinde redüktör bulunur. Makine içindeki görevi ise devri düşürüp momentumu artırabilmektir. Yani makinenin gücünü, üretime göre ayarlayabilmektir. Redüktörlerin bu özelliği kullanılarak bantlı konveyör sisteminde kullanılmak üzere bu tez çalışmamda özel redüktör tasarımı yapılmıştır.

Tasarımı yapılacak olan iki kademeli yatık tip redüktörün kullanım alanı hakkında genel bilgi alttaki cetvel 3.1.'de verilmiştir.

Cetvel 3.1. Redüktör ortam koşulları

Taşıma malzeme	Kuru Kum		
Konveyör Tipi	Üç Merdaneli		
Kayış eni B [mm]	800		
Orta merdane eni [mm]	315		
Merdane eğimi [derece]	15	Konveyör bandı	Lastik
Yük boşaltma verimi	1	Kapasite[ton/saat]	550

Yük tipi	Dökme kum		
Eğim açısı [derece]	0		
Yük hızı v [m/s]	1,2		
Kapasite [ton/saat]	550		
Metre başına bant ağırlığı [kg/m]	5		
Makaraların çapı [mm]	150		
Makaraların yataklama çapı [mm]	100	Yataklamalar	Bilyalı
Konveyör uzunluğu [m]	30	Ortam durumu	Temiz
Tahrik tamburu çapı D [mm]	300	Tahrik verimi	0,8

Gerekli güç [kW]	8,437	Kalkış süresi [s]	0,791
Gerekli devir [d/d]	75	Seçilen Güç [kW]	11

Tasarımı yapılacak olan redüktör hakkında genel bilgiler alttaki cetvel 3.2.'de verilmiştir.

Cetvel 3.2. Redüktör bilgileri

Giriş gücü [kW]	11	Elektrik motoru	Gamak AGM 160 M 4
Giriş mil devri [d/d]	1455	Motor devri [d/d]	1455
Çıkış mil devri [d/d]	75		
Kademe sayısı	2		
1.Kademe dişli tipi	Düz dişli çark		
2.Kademe dişli tipi	Düz dişli çark		

Cetvel 3.3. Tasarımı yapılacak redüktörün ekipmanları

No	Malzeme Adı	Adet	Malzeme
1	Alt Gövde	1	GG 35
2	Üst Gövde	1	GG 35
3	Kapak Civatası	12	Hazır
4	Gözetleme Kapağı	1	GG 35
5	Havalandırma Civatası	1	Hazır
6	Gözetleme Kapak Civatası	4	Hazır
7	Yan Kapak Civatası	24	Hazır
8	Yay Seviye Test Çubuğu	1	Pirinç
9	Yağ Boşaltma Civatası	1	Hazır
10	Giriş Mili-Pinyon	1	16MnCr5
11	Kama	4	St 37
12	Keçe	2	Suptex KK-T
13	Yan Kapak	4	GG 35
14	Yan Kapak (Keçeli)	2	GG 35
15	Bilyalı Rulman	6	Hazır
16	Merkezleme Pimi	2	GG 35
17	Ara Mil-Pinyon	1	16MnCr5
18	Dişli Çark	2	16MnCr5
19	Çıkış Mili	1	16MnCr5
20	Bilezik	2	Pirinç

3.1.2. AutoCad nedir

AutoCAD, Autodesk firması tarafından üretilip 1980'lerin başından beri geliştirilen, tasarım ve çizimlerin bilgisayar ortamında yapılmasını sağlayan, halen 80 ülkede ve 17 dilde versiyonları bulunan bir Computer Aided Drafting and Desing (Bilgisayar Destekli Teknik Çizim ve Tasarım) paketidir.

Teknik resim çizmek için kullanılan diğer yazılımlar gibi vektör tabanlıdır. Ve ayrıca ilk vektörel çizim yazılımlarından biridir.

AutoCAD in DWG uzantılı çizim formatı Dünya Endüstriyel çizim standardı olarak kabul edilmekte ve dünyada 1.200.000'den fazla kayıtlı kullanıcı tarafından 2.000.000.000'ın üzerinde DWG dosyası üretildiği tahmin edilmektedir. Genel amaçlı bir tasarım ve çizim programı olan AutoCAD'i kullanmak için her hangi bir program dilini bilmek ya da başka bir programı kullanmış olmak gerekli değildir. Gelişmiş etkileşimli grafik kullanıcı ekranı sayesinde tüm komutlara menülerden veya sembol simgelerden kolayca erişmek ve çizimi düzenleme vs. komutlarını kullanmak olasıdır.

AutoCad, kişisel bilgisayarlar üzerinde Windows XP ve Windows Vista ortamlarında, değişik iş istasyonlarında, UNIX ortamında ve Macintosh bilgisayarlar üzerinde de çalışmaktadır. 3 ve 2 boyutlu tasarım yanında, AutoLISP ve VisualBasic yazılımlama dillerini de destekler. Ayrıca çok kullanılan bilgisayar ağlarında(Network) destekleyen AutoCAD programının en önemli özelliklerinden biriside; hangi ortamda üretilirse üretilsin, çizim dosyalarının hiçbir ek değişikliğe gerek duyulmadan diğer bir bilgisayar ortamında okunup, üzerinde işlem yapılabilmesidir.

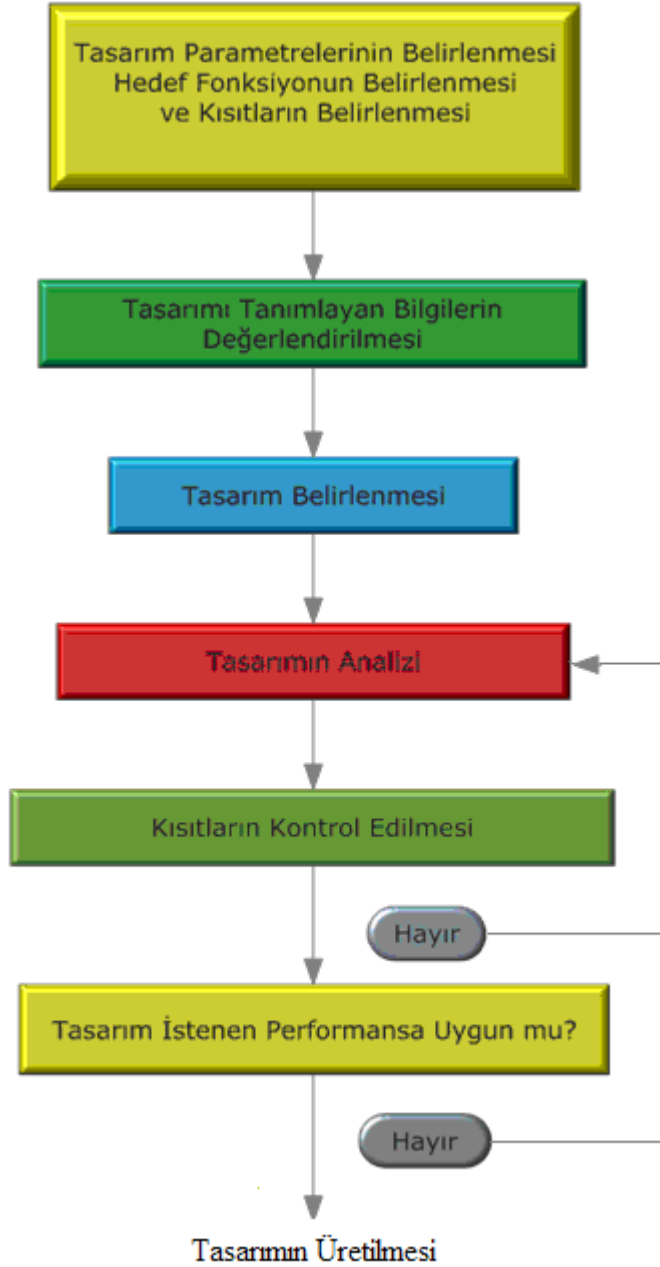
CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) bilgisayarın en yaygın kullanıldığı alanlardan birisidir. Çünkü hız, hassasiyet, komplike parçaların tasarımı ve bunların kaydedilerek, istenildiğinde istenilen ölçekte kağıda aktarılması yalnız bilgisayarın sunabileceği üstünlüklerdir. Sembol kütüphaneleri bütün CAD programlarında ortak olarak kullanılabilir. Sonuçta, profesyonel kalitede teknik çizimlerin oluşturulmasında CAD programları esastır.

Başta bazı mühendisler, Mimarlar, Teknik Ressamlar ve Teknikerler tarafından kullanılan bir bilgisayar destekli çizim-tasarım yazılımıdır. Son olarak 2011 sürümü çıkmıştır. 2007 sürümünü ile birlikte gelen en büyük özelliği render motoru ve material düzeni olmuştur.

3.2. Metod (Yöntem)

3.2.1. Uygulama aşamaları

Bu çalışmada tasarımın, mühendisliğe uygulanması gerçekleştirilerek seçilen bir bantlı götürücü sistemi için gerekli güç iletim elemanı olan redüktörün belirli koşullar altında mümkün olan alternatifler içinden literatür çerçevesinde en iyi tasarımının nasıl yapılacağı ele alınmıştır. Bunun için iş akış planı şekil 3.1.'de verilmiştir.



Şekil 3.1. İş akış şeması

Şekil 3.1.'de tasarımla ilgili değişkenler ve tasarım kısıtlamaları belirlendikten sonra tasarımla ilgili bilgiler değerlendirilerek bir başlangıç tasarımı ortaya konur. Bu aşamadan sonra tasarım kısıtları kontrol edilir ve tasarımın istenen performansı sağlayıp sağlamadığı belirlenir. Eğer tasarım istenen performansa uygunsa tasarım başarıyla tamamlanmıştır. Eğer tasarım istenen performansa uygun değilse optimizasyona bağlı olarak tasarım yeniden analiz edilerek farklı çözümler üretilir.

Mühendislik uygulamalarında; tasarım yaparken veya üretim yaparken sistemi tanımlayan birçok parametre vardır ve bu parametrelerden en uygun olanların seçilmesi gerekir. Bu seçimde amaç; minimum malzeme kullanmak yani maliyeti azaltmak ve kazancı maksimum yapmaktır. İşte bu nedenlerle tasarım optimum değerlerde yapılır ve bunun için sistemde parametrelerin optimum değerlerinin bulunması gerekir.

Tasarıma başlamadan önce tasarım ve analiz arasındaki farkı bilmek gerekir. Analiz, bir sistem veya makine elemanın çevresel etkiye karşı verdiği yanıtları, tepkileri tespit eden bir prosesidir. Örneğin, bir makine elemanına etkiyen kuvvetler neticesinde oluşan gerilmelerin hesaplanması analiz olarak değerlendirilir. Diğer yandan, tasarım (design) sistemi tanımlama prosesi olarak tanımlanabilir. Örneğin makine elemanın, kendisinden istenilen işlemleri yerine getirmesi için gerekli olan boyutları, malzeme özelliklerini belirleme işlemi tasarım olarak adlandırılır. Buradan da açıkça görüleceği gibi analiz tasarımın bir alt prosesidir ve elde edilen boyutların tasarım gereklerine uygun olup olmadığını denetlememize yardımcı olur.

Klasik bir tasarımda tasarım tamamen tasarımcının bilgisi ve tecrübesi dahilinde gerçekleştirilir. Tasarımcı tasarımın istenen performansa uygunluğunu deneyerek veya tecrübelerine dayanarak gözden geçirir ve tasarımı gerçekleştirir.

İki kademeli yatık tip redüktörün tasarımı için altta bulunan bilgilere ulaşılır ve gerekli hesaplamalar yapılır.

- Dişli çark mekanizmasının tam olarak hesabı (dişli çarklar, miller, dişli çark mil bağlantıları, yataklar) ve konstrüksiyonu.
- Giriş milinde eğilme nedeniyle ortaya çıkan sehimin hesabı. ($f \leq 0,005.m$) ($m = \text{modül}$)
- Mekanizmanın giriş ve çıkış millerinin ve üzerlerindeki dişli çarkların çizimleri.
- Sistemin monte edilmiş halde bütün çizimleri.

3.2.2. Hesaplamalarda kullanılan eşitlikler

3.2.2.1. Redüktör tasarımı için ön hesaplar

Bir dişli çark mekanizmasının verimi, çıkış gücünün P_c giriş gücüne P_g oranı şeklinde yazılır.

$$\eta_{top} = \frac{P_c}{P_g} = \frac{P_c - P_k}{P_g} = 1 - \frac{P_k}{P_g} \quad (3.1)$$

$$\text{Diğer taraftan; } \eta_{top} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{1}{i} \quad (3.2)$$

$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta_{top}$ şeklinde yazılabilir.

Bir mekanizmada güç kaybını oluşturan elemanların verimliliği ayrı ayrı belirlenebilir. Böylece bir dişli çifti için toplam verim;

$$\eta_{12} = \eta_z \cdot \eta_L \quad (3.3)$$

şeklinde hesaplanır. Burada;

Her dişli çifti için; $\eta_z \approx 0,995$

Dişli çifti rulman yatakları için; $\eta_L \approx 0,98$

Böylece iki kademeli redüktör için toplam verim;

$$\eta_{top} = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \quad (3.4)$$

şeklinde hesaplanır.

Genellikle, basit dişli dizileri her mil üzerinde tek bir dişli bulunmak koşulu ile paralel eksenli miller arasında yerleştirilir. Bu sistemler daha çok, eksenleri birbirinde oldukça uzakta olan iki mil arasında hareket iletmek veya hem hareket iletmek hem de son milin dönme yönünü değiştirmek için kullanılmaktadır. Bu sistem için toplam çevrim oranı;

$$i_{top} = \frac{n_g}{n_c} = i_{12} \cdot i_{34} \quad (3.5)$$

şeklinde hesaplanır. Buna göre iki kademe redüktörlerde 1. kademelin çevrim oranı;

$$i_{12} \approx (1 \dots 1,2) \sqrt{i_{top}} \quad (3.6)$$

olarak tanımlanır.

Dişli sayısı z_1 , dişli çark mekanizmasının tüm boyutu, alt kesme, kavrama oranı ve verimi olmak üzere dört hususa bağlı olarak seçilir. Genellikle bu dört hususu bağdaştıran en uygun çözüm yolu, dişli sayısı $z_1 = 16 \dots 20$ olarak seçilir. Buna göre iki kademeli düz dişli redüktör için;

$$z_2 = z_1 \cdot \dot{I}_{12} \quad (3.7)$$

$$z_4 = z_3 \cdot \dot{I}_{34} \quad (3.8)$$

bağıntıları ile diş sayıları bulunur (Akkurt 2005).

Döndürme momentlerini hesaplamak için ilk önce millerin dönüş hızlarını bulmamız işimize yarayacaktır. Buna göre her mil için dönüş hızı;

$$\begin{aligned} n_g &= n_1 \\ n_2 &= n_1 / \dot{I}_{12} \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} n_3 &= n_2 \\ n_4 &= n_ç = n_3 / \dot{I}_{34} \end{aligned} \quad (3.10)$$

olarak tanımlanır. Ardından birinci kademe dişlinin açısal hızı bulunur. Buda;

$$w_1 = (2 \cdot \pi \cdot n_1) / 60 \quad (3.11)$$

şeklinde ifade edilir.

Genel olarak motorların nominal devirleri ve güçleri sabittir. Bu faktöre bağlı olarak dönme momentleri;

$$M_{d1} = 955 \frac{P_1}{n_1} \quad M_{d2} = 955 \frac{P_2}{n_2} \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemlerden;

$$M_{d1} = P / w_1 \quad (3.13)$$

$$M_{d2} = \dot{I}_{12} \cdot M_{d1} \cdot \eta_{12} \quad (3.14)$$

bağıntıları elde edilir.

İki kademeli redüktör için M_{d2} ve M_{d3} momentleri aynı mil üzerinde olduklarından aynıdır. Ve (3.14.) bağıntısı dördüncü mil için uyarlanırsa

$$M_{d4} = \dot{I}_{34} \cdot M_{d3} \cdot \eta_{34} \quad (3.15)$$

şeklinde yazılır.

3.2.2.2. Parametrik hesap yöntemi için veriler

Bir dişli çarkın m ve z değerleri bilindiği takdirde, diğer bütün ölçüleri hesaplanabilir. Burada m değerinin yani modülün hesaplanabilmesi için bir takım seçimler yapmamız gerekecek.

Motor ve iş makinasına bağlı olarak güç ve hareket iletim elemanlarından iletilen moment; düzgün, orta darbeli veya darbeli olabilir. Bu nedenle güç ve hareket iletim elemanların hesabında motor ve iş makinalarının çalışma tarzları, K_0 çalışma faktörü ile dikkate alınır. Buna göre çalışma faktörü cetvel 3.4.'te verilmiştir.

Cetvel 3.4. K_0 Çalışma faktörlerinin değerleri (Akkurt 2005)

İş Makinası (Yük ifadesi ile)	Motorun cinsi		
	Elektrikli veya türbin	Çok silindirli içten yanmalı	Tek silindirli içten yanmalı
Düzgün	1,00	1,25	1,5
Orta darbeli	1,25	1,50	1,75
Ağır darbeli	1,75	2,00	2,25

Düzgün ifadesi: Santrifüj pompalar, sıvı karıştırıcılar.
Orta darbeli ifadesi: Körüklü pompalar, katı ve yarı katı karıştırıcılar, bantlı konveyörler.
Ağır darbeli ifadesi: Haddeleme, presleme, değirmenler gibi makineler için geçerlidir.

Dişli hesabında genişlik sayısı, modüle göre (Ψ_m), çapa göre (Ψ_d) yada adıma göre (Ψ_t) verilebilir. Burada modüle göre seçim yapılacaktır. Bu durumda modüle göre genişlik oranı şu şekilde seçilir.

$\Psi_m = 8...10$ Temiz dökülmüş dişlilerde; kalite 11...12

$\Psi_m = 10...15$ Talaş kaldırarak imal edilmiş dişlilerde; kalite 8...10, mil için normal yataklandırma ve üzerinde yataklamamanın yatakları dışında mil üzerine yerleştirilmiş dişlilerde

$\Psi_m = 15...30$ Talaş kaldırarak imal edilmiş dişlilerde; kalite 6...7, daha hassas bir şekilde ve daha paralel yataklandırılmış millerde. Örneğin: Redüktör kutularında olduğu gibi.

$\Psi_m > 30$ En iyi diş kalitesi 4...6 ve en hassas esnekliği çok az rijit olan yataklandırmalar için.

Form faktörü (K_f) seçimi ise karşılıklı çalışan dişlilerin birbirine temas anında kavrama açısının $\alpha = 20^\circ$ olması durumunda düz dişliler için diş sayısına göre alttaki cetvel 3.5.'ten seçilir.

Cetvel 3.5. $x = 0$ için K_f değerleri (Çavuş 2006)

z	12	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
K_f	3,7	3,33	3,23	3,15	3,08	3,0	2,98	2,95	2,90	2,86	2,83	2,78	2,73	2,70
z	27	28	29	30	33	40	45	50	65	70	80	90	100	∞
K_f	2,67	2,64	2,62	2,60	2,51	2,45	2,41	2,37	2,29	2,28	2,25	2,23	2,21	2,20

Hız faktörü (K_v), genellikle taksimat ve profil hatalarına, çevre hızına, dönme sisteminin rijitliğine, birim genişliğe gelen kuvvet F_t/b 'ye ve dişlerin rijitliğine bağlıdır. Hız faktörünün değerinin bütün bu etkenlere bağlı olarak verilmesine olanak olmamakla beraber pratikte dişli çarkın kalitesine ve çevre hızlarına göre cetvel 3.6.'dan seçilir.

Cetvel 3.6. K_v hız faktörü değerleri (Çavuş 2006)

Kalite	Yüzey Sertliği HB	Çevre Hızı (V) [m/s]				
		<3	3 - 8	8 - 12	12 - 18	18 - 25
6	≤ 3500	-	1	1.1	1.2	1.4
	> 3500	-	1	1	1.1	1.2
7	≤ 3500	1	1	1.2	1.3	1.5
	> 3500	1	1	1.1	1.2	1.3
8	≤ 3500	1.1	1.3	1.4	-	-
	> 3500	1.1	1.2	1.3	-	-
9	≤ 3500	1.2	1.4	-	-	-
	> 3500	1.2	1.3	-	-	-

Emniyet katsayısı (S), normal koşullar için $S = 1,5...2$ ve darbeli çalışmalarda $S = 1,8...3$ değerleri önerilmektedir (Akkurt 2005).

Dişli çarkların mukavemet ve yüzey basıncı bakımından yük taşıma kabiliyetini geniş ölçüde etkileyen önemli bir faktör malzemedir. Genellikle güç ileten dişliler çelikten; hassas cihaz alanında olduğu gibi yalnız devir ileten dişli çarklar bronz, naylon, teflon ve sinterlenmiş malzemelerden yapılır. Önemsiz ve çok düşük hızlarda çalışan dişli çarklar dökme demirden de imal edilebilirler.

Redüktör ve ekipmanlarında kullanılan malzemelerin mukavemet değerleri DIN standardına göre EK 1'de bulunmaktadır.

Çevrim oranı faktörü iki dişli çarklar arasında;

$$K_{I12} = \sqrt{\frac{I_{12} + 1}{I_{12}}} \quad (3.16)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Malzeme faktörü değeri, dişli çarkların malzemesi aynı seçildiği durumda;

$$K_E = 0,59 \cdot \sqrt{E} \quad (3.17)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Yuvarlanma faktörü değeri sıfır kaydırmalı dişli çarklar için ;

$$K_{\alpha} = \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (3.18)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Düş dişlilerde ve profil kaydırmaz dişlilerde ise $\alpha = 20^{\circ}$ olduğu için $K_{\alpha} = 1,76$ olarak alınır.

3.2.2.3. Pratik hesap bağıntıları

Aynı yönde dönen yani genel değişken zorlanma ve sık sık yön değiştiren yani tam değişken zorlanma durumlarında emniyet yüzey basıncı

$$P_{Hem} = P_{HD}^* / S \quad (3.19)$$

şeklinde hesaplanır ve dişlinin sürekli emniyet gerilmesi

$$\sigma_{em} = \sigma_{GD}^* / S \quad (3.20)$$

şeklinde bulunur.

Dişli çarkların modül hesabı diş kökü mukavemetine göre;

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_0 \cdot M_{d1} \cdot K_{f1} \cdot K_{v1}}{z_1 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{em}}} \quad (3.21)$$

bağıntısı ile ve diş yüzeyi ezilmesine göre;

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_0 \cdot M_{d1} \cdot K_{i12}^2 \cdot K_E^2 \cdot K_{\alpha}^2 \cdot K_{v1}}{z_1^2 \cdot \psi_m \cdot P_{Hem}^2}} \quad (3.22)$$

bağıntısı ile bulunur ve bu veriler cetvel 3.7.'de uygun seriden bir üstü seçilir.

Cetvel 3.7. DIN 780'e göre standart modül değerleri (Avcı 2006)

MODÜL m [mm]					
Seri 1	Seri 2	Seri 1	Seri 2	Seri 1	Seri 2
0,05		0,6		8	
	0,055		0,7		9
0,06		0,8		10	
	0,07		0,9		11
0,08		1		12	
	0,09		1,125		14
0,1		1,25		16	
	0,11		1,375		18
0,12		1,5		20	
	0,14		1,75		22
0,15		2		25	
	0,18		2,25		28
0,2		2,5		32	
	0,22		2,75		36
0,25		3		40	
	0,28		3,5		45
0,3		4		50	
	0,35		4,5		55
0,4		5		60	
	0,45		5,5		70
0,5		6		80	
	0,55		7		90
				100	

Bulunan bu m değerini yüzey ezilmesi açısından ve eğilmeden dolayı diş dibi kırılması açısından kontrol edilir.

Eğilmeden ötürü diş dibi kırılması açısından kontrol hesabı;

$$\sigma_{e_{\max}} = \frac{F_{T1}}{m \cdot b_1} \cdot K_{f1} \cdot K_{v1} \leq \sigma_{em} \quad (3.23)$$

formülü ile hesaplanır.

Burada teğetsel kuvveti;

$$F_{T1} = 2 \cdot K_0 \cdot M_{d1} / d_1 \quad (3.24)$$

bağıntısıyla bulunabilir. Burada d_1 yuvarlanma dairesi çapıdır ve

$$d_1 = m_{12} \cdot z_1 \quad (3.25)$$

bağıntısıyla istenilen sonuca ulaşılır.

Ayrıca burada diş genişliği

$$b_1 = (\psi_m \cdot m_{12}) + 5 \quad (3.26)$$

bağıntısı ile bulunur.

Yüzey ezilmesi açısından kontrol yapmak için hertz bağıntısına bakılır. Bu bağıntı;

$$\rho_{\max} = K_{i12} \cdot K_E \cdot K_\alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_0 \cdot M_{d1} \cdot K_{v1}}{b_1 \cdot d_{d1}^2}} \leq \rho_{em} \quad (3.27)$$

şeklinde yazılabilir.

İki durum için emniyetli olan modül değerine istinaden dişli boyutlandırmaları;

$$\text{Adım (taksimat);} \quad t = \pi \cdot m_{12} \quad (3.28)$$

$$\text{Birinci dişli genişliği;} \quad b_1 = (\psi_m \cdot m_{12}) + 5 \quad (3.29)$$

$$\text{ikinci dişli genişliği;} \quad b_2 = (\psi_m \cdot m_{12}) \quad (3.30)$$

$$\text{Taksimat dairesi çapı;} \quad d_{\text{tak1,2}} = m_{12} \cdot z_{1,2} \quad (3.31)$$

$$\text{Temel daire çapı;} \quad d_{\text{tem1,2}} = d_{\text{tak1,2}} \cdot \cos \alpha \quad (3.32)$$

$$\text{Baş dairesi çapı;} \quad d_{b1,2} = d_{\text{tak1,2}} + 2 \cdot m_{12} \quad (3.33)$$

$$\text{Taban dairesi çapı;} \quad d_{\text{tab1,2}} = d_{\text{tak1,2}} - 2,5 \cdot m_{12} \quad (3.34)$$

$$\text{Mil eksenleri arasındaki uzaklık;} \quad a = (d_{\text{tak1}} + d_{\text{tak2}}) / 2 \quad (3.35)$$

$$\text{Diş başı yüksekliği;} \quad h_{b12} = m_{12} \quad (3.36)$$

$$\text{Taban yüksekliği;} \quad h_{t12} \cong 1,25 \cdot m_{12} \quad (3.37)$$

$$\text{Diş yüksekliği;} \quad h_{12} = h_{b12} + h_{t12} \quad (3.38)$$

$$\text{Diş kalınlığı;} \quad s_0 = t / 2 \quad (3.39)$$

$$\text{Diş aralığı;} \quad e_0 = t / 2 \quad (3.40)$$

bağıntıları ile hesaplanır.

3.2.2.4. Diş kuvvetleri ve yataklara gelen tepkiler

Diş kuvvetleri ve yataklara gelen tepkileri hesaplamak için aşağıda sembolleri ile gösterilen kuvvetleri hesaplamamız gerekir. Kuvvetler çark numaraları ile birlikte belirtileceklerdir.

Burada F_z diş kuvveti, F_r radyal kuvvet, F_e eksenel kuvvet, F_n normal kuvvet, F_T teğetsel kuvvet ve α kavrama açısı olarak ifade edilir.

Çarkların birbirlerine uyguladıkları çevresel kuvvetler;

$$F_T = -F_T \quad (3.41)$$

Çarkların birbirlerine uyguladıkları radyal kuvvetler;

$$F_r = -F_r = F_T \cdot \text{tg} \alpha \quad (3.42)$$

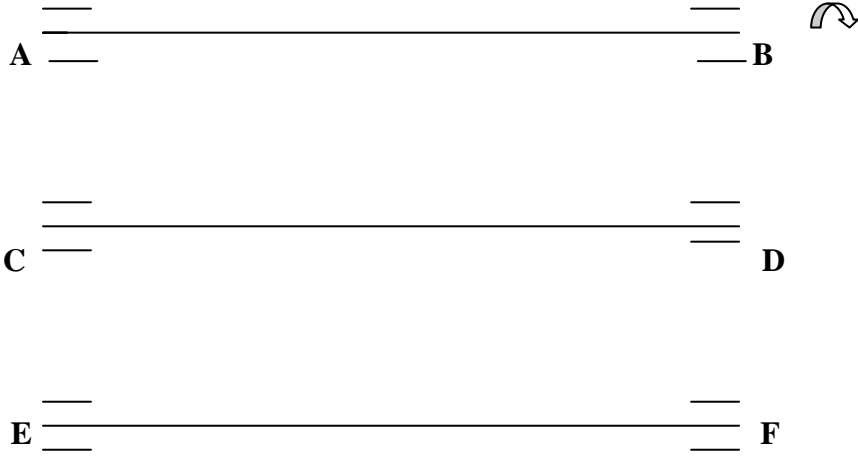
Çarkların birbirlerine uyguladıkları eksenel kuvvetler;

$$F_e = -F_e = 0 \quad (3.43)$$

şeklinde hesaplanır.

Burada düz dişli çarklar aksenal kuvvet oluşturmadıkları için kendi aralarında aksenal olarak etkileşim sıfırdır.

Tasarımı yapılacak olan iki kademeli yatık tip düz dişli redüktörü oluşturan millerin pozisyonu şekil 3.2.'de verilmiştir.



Şekil 3.2. Redüktör millerinin pozisyonu

Yataklara gelen kuvvetler, yataklar arası mesafe ve dişlilerin mil üzerindeki konumlarına göre sadece radyal kuvvet olan (x – z) düzleminde ve sadece teğetsel kuvvet olan (x – y) düzleminde;

$$\Sigma M = 0; \quad (3.44)$$

$$\Sigma F = 0; \quad (3.45)$$

bağıntıları kullanılır.

Buna bağlı olarak iki kademeli redüktör için yataklarda oluşan bileşke radyal kuvvetler;

$$F_r = \sqrt{F_z^2 + F_y^2} \quad (3.46)$$

bağıntısı ile bulunur. Bu işlemler karşılıklı çalışan yataklar için uygulanır ve gerekli yatak kuvvetleri hesaplanır.

3.2.2.5. Redüktör mili mukavemet hesabı

Mil olarak seçilen malzemenin mukavemet değerleri cetvel 3.8.'den ve Ek 1'den okunarak gerekli işlemlerde kullanılır ve dişli çarkların mil üzerine bağlantısı ile gerekli hesaplama işlemleri yapılır.

Cetvel 3.8. Sementasyon çelikleri mekanik özellikleri (**AKKURT 2005**)

Malzeme	σ_K , daN/mm ²	σ_{AK} , daN/mm ²
Sementasyon Çelikleri		
C10,Ck10	49...65	30
C15, Ck15	59...80	36
20MnCr5	78...110	60
16MnCr5	78...110	60
25MnCr4	98...130	70
15CrNi6	88...120	64
18CrNi8	118...135	78
8620(SAE)	69...108	59

Torsiyon mukavemetini (τ_{AK}) hesaplarken K_2 düzeltme katsayısı, R_e kopma mukavemeti olarak ifade edilir. Burada K_2 katsayısı cetvel 3.9.'dan bulunur ve torsiyon mukavemeti;

$$\sigma_{AK} (\tau_{AK}) = K_2 \cdot R_e \quad (3.47)$$

şeklinde hesaplanır.

Cetvel 3.9. Devamlı mukavemet katsayıları (**KUTAY 2004**)

K_1			K_2		
Çek.	Eğil.	Tors.	Çek.	Eğil.	Tors.
0,45	0,5	0,3	1,0	1,25	0,58

Çark merkezinde bulunan mildeki bileşke eğilme momenti;

$$M_{e1} = M_{emax1} = \sqrt{M_{ey1}^2 + M_{ez1}^2} \quad (3.48)$$

Burulma momenti ise :

$$M_{bmax} = K_0 \cdot M_{d1} \quad (3.49)$$

şeklinde hesaplanır. Bulunan bu değerler mil deformasyonunun önlenmesi için $S_{mil} = 10 \dots 12$ olarak tercih edilmelidir. Bu durum için seçilen değerler ışığında emniyet torsiyon gerilmesi;

$$\tau_{em} = \tau_{AK} / S_{mil} \quad (3.50)$$

olarak bulunur (**Rende 1997**).

Buradan mil çapı hesaplanacak olursa, mil üzerindeki maksimum burulma momentinin olduğu yer için mil çapı;

$$d > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{bmax}}{\pi \cdot \tau_{em}}} \quad (3.51)$$

şeklinde ifade edilir. Ve bulunan değer rulman yataklarında kullanılacağı için rulman standartlarına göre bir üst değere yuvarlanarak kullanılacak olan mil çapı bulunur.

Ardından bulunan mil çapının dişli çark göbeğindeki kısmı için burulmaya ve dinamik eğilmeye karşı hesaplamalar yapılır. Buradan eğilme gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} \quad (3.52)$$

şeklinde ve burulma gerilmesi;

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} \quad (3.53)$$

şeklinde hesaplanır.

Elde edilen bilgiler ışığında bileşik mukavemet değeri de;

$$\sigma_{muk} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (3.54)$$

şeklinde hesaplanır. Bulunan bu değerlerin emniyet durumları kontrol edilerek gerekli mil çapının teyidi yapılır.

Giriş mili deformasyon hesabında (burulma kontrolü); dişli çarklar dönme momentinin etkisinde kaldıkları için oluşabilecek burulma miktarının emniyet koşullarını sağlaması için $\phi_{max} \leq \phi_{em}$ olması gerekmektedir. Bu değerlendirmeyi yapabilmek için önce atalet momentinin hesaplanması gerekir. Bunun için içi dolu mil için atalet momenti;

$$I_p = \pi \cdot d^4 / 32 \quad (3.55)$$

şeklinde hesaplanması gerekmektedir. Ardından L milin uzunluğu, G mil malzemesinin kayma modülü olduğuna göre maksimum burulma miktarı;

$$\phi_{max} = M_{bmax} \cdot L / G \cdot I_p \quad (3.56)$$

şeklinde hesaplanır.

Hesaplanan bu değer emniyet burulma değeri ile karşılaştırmak için r mil çapı olarak yazıldığında bulunan emniyet burulma miktarı;

$$\varphi_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S_{mil}} \cdot \frac{L}{r} \cdot \frac{1}{G} \quad (3.57)$$

şeklinde hesaplanır.

3.2.2.6. Kamaların boyutlandırılması

İki makine elemanı arasındaki bağıl hareketi kuvvet bağı veya şekil bağı ile ileten çözülebilir bağlama elemanlarına kama denir. Kamalar genel olarak şekil ve fonksiyonlarına göre boyuna kamalar ve enine kamalar olmak üzere iki gruba ayrılır.

Dişli ile mil arasında kullanılan kama için malzemenin mukavemet değerleri cetvel 3.10'dan okunarak hesaplamalar yapılır. Kamalar, mil ve dişliden daha yumuşak alındığı için ezilme kontrolleri sadece kama açısından yapılacaktır.

Cetvel 3.10. Karbonlu çelikler için mukavemet değerleri (Savcı ve Arpacı 2003)

	Statik Malzeme Değerleri (N/mm ²)				Dinamik Malzeme Değerleri (N/mm ²)		
	Çekme $\sigma_{çK}$ (R_M)	Basma $\sigma_{çAk}$ ($R_{p0,2}$)	Eğilme σ_{eAk}	Burulma σ_{bAk}	$\sigma_{çD}$	σ_{eD}	τ_{bD}
St 37	370	240	340	140	170	190	110
St 42	420	270	380	150	190	220	120
St 50	500	320	450	180	220	250	150
St 60	600	380	540	220	260	320	180
St 70	700	450	620	260	320	370	200

Kamaların emniyet gerilmeleri için;

$$\sigma_{em} \approx \rho_{em} = \sigma_{AK} / S \quad (3.58)$$

bağıntısı kullanılır ve kesme emniyet gerilmesi;

$$\tau_{em} = \tau_{AK} / S \quad (3.59)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Mil çapı için Ek 2'den seçilen b kama genişliği, h kama yüksekliği, t₁ mildeki yuva derinliği, t₂ göbekteki kanal derinliği değerleri okunur ve gerekli emniyet işlemleri yapılır.

Kamayı ezilmeye ve kesmeye zorlayan kuvvet, mil çevresindeki çevre kuvvetidir. Buradan teğetsel kuvvet;

$$F_T = 2 \cdot K_0 \cdot M_{d2} / d \quad (3.60)$$

şeklinde hesaplanır ve kesme gerilmesi;

$$\tau = \frac{F_T}{b.l} \leq \tau_{em} \quad (3.61)$$

olmalıdır. Buradan kama boyunu hesaplamak için;

$$l \geq F_T / (b \cdot \tau_{em}) \quad (3.62)$$

şeklinde hesaplanır. Buradan bulunan değere emniyet sınırları için bir üst değere yuvarlanarak kullanılır.

Bulunan kama boyutları ile ezilmeye karşı kontrolü;

$$\rho = \frac{F_T}{l.t_2} = \rho_{em} \quad (3.63)$$

formülü ile değerlendirilir.

3.2.2.7. Rulmanlı yatakların seçilmesi

Tasarımını yapacağım iki kademeli yatık tip redüktörde kullanılan dişliler düz dişli olduğu için bu dişlilerde aksenal yük yoktur. Burada n milin radyal hızı, L_h çalışma ömrü, p ömür denklem üssü, C dinamik yük sayısı, F_r rulman yatağını etkileyen bileşik kuvvet olarak ifade edilir.

Dinamik yüklerin rulmanlar için standart hesaplama yöntemi, malzeme yorulmasının bozulma nedeni olarak alınmasına dayanır. Rulmanın anma ömrü;

$$L = (L_h \cdot n_1 \cdot 60) / 10^6 \quad (3.64)$$

formülü ile hesaplanır. Bu eşitlik;

$$L = (C / F_{Ar})^p \quad (3.65)$$

olarak kullanıldığında dinamik yük sayısı;

$$C = \sqrt[p]{L \cdot F_r} \quad (3.66)$$

ifadesi ile bulunur. Ve bulunan değer doğrultusunda rulman seçimi rulman kataloglarından yapılır.

3.2.2.8. Yağlama hesabı

Sızdırmazlık elamanlarının seçiminde ve yatakların yağlama türünün belirlenmesinde kullanılan hız değerleri için;

$$v_1 = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1) / 60 \quad (3.67)$$

şeklinde hesaplanır ve belirlenen aralıklardaki durumuna göre redüktörün yağlama şekli bulunur.

Dişli çark mekanizmasında kullanılacak yağ miktarı en büyük çarkın yaklaşık olarak belirli miktarda yağ daldırılmasıyla sağlanabilir. Burada dişlilerin yağ daldırma derinliği cetvel 3.11.'den seçilir.

Cetvel 3.11. Dişlilerin yağ daldırma derinliği

Redüktör Dişli Tipi	Etkenler	Daldırma Derinliği
Alın dişli mekanizması	Çevresel hız $v < 5$ m/s	$h = 3 \dots 5$ m ($m = \text{modül}$)
	Çevresel hız $v < 20$ m/s	$h = 1 \dots 3$ m
Konik dişli mekanizması	-	Çarkın genişliğinin tamamı dalıncaya kadar
Sonsuz vida mekanizması	Sonsuz vida mili yukarıda	Çark çapının tamamı
	Sonsuz vida mili aşağıda	Sonsuz vida dişlisinin tamamı yağda
	Sonsuz vida mili yanda	Sonsuz vida dişlisinin kavrama genişliği kadar

Mekanizmanın yağ dolacak hacminin belirlenmesi için seçilen değer doğrultusunda toplam yağ hacmi b redüktör bloğu genişliği, h_{top} yağ yüksekliği, l redüktör bloğunun boyu olarak ifade edilir. Buradan toplam yağ hacmi;

$$\omega = b \times h \times l \quad (3.68)$$

şeklinde hesaplanır.

Dişli çarklarda meydana gelen güç kaybı sürtünme nedeniyle ısıya dönüşerek sistemde bir sıcaklık artışı meydana getirir. Kutunun, millerin, kaplin flanşları ve mekanizmanın zemini üzerinden ısı dışarıya doğru iletilir. Bu göz önüne alınırsa sürtünmeden dolayı meydana gelen ısı, yüzeyden atılabilecek ısı miktarından daha az olması gerekmektedir. Burada, Q_s sürtünme kuvveti, F_{max} maksimum yatak sürtünme kuvveti, v maksimum sürtünmenin olduğu yataktaki milin çevresel hızı, μ sürtünme katsayısı, Q_c çevreye atılabilen ısı, α ısı iletim katsayısı, A_c redüktör bloğunun çevre alanı, Δt sıcaklık farkı olarak ifade edilir. Buradan;

$$Q_s = 35380 \cdot F_{max} \cdot v \cdot \mu \quad (\text{J/h}) \quad (3.69)$$

$$Q_c = \alpha \cdot A_c \cdot \Delta t \quad (3.70)$$

$$Q_s \leq Q_c$$

eşitliklerinden sistemin sıcaklığı bulunur ve emniyet çerçevesinde gereken soğutma işlemi yapılır (**Rende 1997**).

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Redüktör endüstriyel dişli sistemi olarak tarif edilir. Otomotivden seramiğe, gıdaya, kozmetiğe kadar bütün üretim kollarında kullanılan makinelerin içinde redüktör bulunur. Makine içindeki görevi ise devri düşürüp momentumu artırabilmektir. Yani makinenin gücünü, üretime göre ayarlayabilmektir. Redüktörlerin bu özelliği kullanılarak bantlı konveyör sisteminde kullanılmak üzere altta bilgileri verilen redüktörün tasarımı yapılmıştır.

- 1- Giriş gücü = $P_{giriş} = 11000 \text{ W}$
- 2- Giriş mil devri = $n_g = 1455 \text{ devir/dakika}$
- 3- Çıkış mil devri = $n_ç = 75 \text{ devir/dakika}$
- 4- Kademe sayısı = 2
- 5- 1.Kademe dişli tipi = Düz dişli çark
- 6- 2.Kademe dişli tipi = Düz dişli çark

Redüktör sisteminde kullanılmak üzere kullanılan motor Gamak marka AGM 160 M 4 tipidir. Tasarımı yapılacak olan redüktörün istenilen bilgiler alttadır.

- 1- Dişli çark mekanizmasının tam olarak hesabı (dişli çarklar, miller, dişli çark mil bağlantıları, yataklar) ve konstrüksiyonu.
- 2- Giriş milinde eğilme nedeniyle ortaya çıkan sehimin hesabı. ($f \leq 0,005.m$) ($m = \text{modül}$)
- 3- Mekanizmanın giriş ve çıkış millerinin ve üzerlerindeki dişli çarkların çizimleri.
- 4- Sistemin monte edilmiş halde bütün çizimleri.

4.1. Özel Redüktör Tasarımı İçin Seçilen Bilgiler

Birinci kademe dişlilerin malzemesi = 16 MnCr5 (Sementasyon çeliği)

İkinci kademe dişlilerin malzemesi = 16 MnCr5 (Sementasyon çeliği)

4.1.1. Redüktör dişlilerinin verimi

Bir mekanizmada güç kaybını oluşturan elemanların verimliliği ayrı ayrı belirlenir.

Birinci kademe düz dişlilerin verimi için;

Her dişli çift için $\eta_z = 0,995$

Dişli çift rulman yatakları için $\eta_L = 0,98$ alındı.

Birinci kademe düz dişlilerin verimi $\eta_{12} = \eta_z \cdot \eta_L = 0,995 \cdot 0,98 = 0,975$

İkinci kademe düz dişlilerin verimi için;

Her dişli çift için; $\eta_z = 0,995$

Dişli çift rulman yatakları için $\eta_L = 0,98$ alındı.

İkinci kademe düz dişlilerin verimi $\eta_{34} = 0,995 \cdot 0,98 = 0,975$

Böylece, toplam verim $= \eta_{\text{toplam}} = 0,975 \cdot 0,975 = 0,95$ bulundu.

4.2. Dişli Sayılarının Hesabı

Çevrim oranı \dot{I}_{toplam} , giriş mil devrinin çıkış mil devrine bölünmesiyle bulunur.

$\dot{I}_{\text{top}} = 1455 / 75 = 19,4$ bulundu.

Toplam hız düşüşü 1. kademedeki hız düşüşü ve 2. kademedeki hız düşüşünün çarpılmasıyla bulunabilir.

$\dot{I}_{12} = 1,2 \cdot \sqrt{19,4} = 5,285452$

$\dot{I}_{34} = 19,4 / 5,285452$

$\dot{I}_{34} = 3,670452$ bulundu.

Dişli sayısı z_1 , dişli çark mekanizmasının tüm boyutu, alt kesme, kavrama oranı ve verimi olmak üzere dört hususa bağlı olarak seçilir. Genellikle bu dört hususu bağdaştıran en uygun çözüm yolu, dişli sayısı $z_1 = 16 \dots 20$ olarak seçilir.

$z_1 = 17$ seçildi.

$z_2 = 17 \cdot 5,285452 \approx 90$

$z_3 = 19$ seçildi.

$z_4 = 19 \cdot 3,670452 \approx 70$ bulundu.

4.3. Güç Hesabı

Giriş gücü olan $P_g = 11000$ W idi.

$P_\zeta = 11000 \cdot 0,95 = 10450$ W

Toplam redüktördeki güç kaybı ise;

$P_v = 11000 - 10450 = 550$ W olarak bulunur.

4.4. Döndürme Momentleri Hesabı

Döndürme momentlerini hesaplamak için ilk önce millerin dönüş hızlarını bulmamız işimize yarayacaktır.

$n_g = n_1 = 1455$ d/d idi.

$n_2 = 1455 / 5,285452 = 275,283930$ d/d

$$n_3 = n_2 = 275,283930 \text{ d/d (Aynı mil olduklarından dolayı)}$$

$$n_4 = n_ç = 275,283930 / 3,670452 = 75,000008 \text{ d/d}$$

$$w_1 = (2 \cdot \pi \cdot 1455) / 60 = 152,367243 \text{ l/s}$$

$$M_{d1} = 11000 / 152,367243 = 72,19399514 \text{ N.m}$$

$$M_{d1} = 72,19399514 \text{ N.m} = 72193,99514 \text{ N.mm} = 7219,399514 \text{ daN.mm}$$

$$M_{d2} = 5,285452 \cdot 72193,99514 \cdot 0,975$$

$$M_{d2} = 372038,44860 \text{ N. mm} = 37203,844860 \text{ daN.mm}$$

$M_{d3} = 372038,44860 \text{ N. mm} = 37203,844860 \text{ daN.mm}$ (M_{d2} ve M_{d3} aynıdır çünkü aynı mildir)

$$M_{d4} = 3,670452 \cdot 372038,44860 \cdot 0,975$$

$$M_{d4} = 1331410,53604 \text{ N.mm} = 133141,053604 \text{ daN.mm}$$

4.5. Birinci Kademe İçin Modüllerin Ve Dişli Çarkların Boyut Hesapları

Bir dişli çarkın m ve z değerleri bilindiği takdirde, diğer bütün ölçüleri hesaplanabilir. Burada m değerinin yani modülün hesaplanabilmesi için bir takım seçimler yapmamız gerekecek.

Mil ve dişlilerin boyutlandırılmasında bu momentler K_0 katsayısı ile çarpılarak muhtemel maksimum momentler bulunacaktır.

Çalışma faktörü (K_0) cetvel 3.4.'ten yararlanılarak kullanılan elektrik motoru ve orta darbeli ortam koşullarına göre $K_0 = 1,25$ olarak seçilmiştir.

Genişlik sayısı modüle göre (Ψ_m), çapa göre (Ψ_d), yada adıma göre (Ψ_t) verilebilir. Burada modüle göre seçim yapılacaktır. Hassas işlenmiş ve iki taraftan yataklanmış dişlilerde $\Psi_m = 15 - 30$ arasında seçilmesi uygundur.

$$\Psi_m = 18 \text{ seçildi.}$$

Form faktörü (K_f), $\alpha = 20^\circ$ için $z = 17$ olması durumunda cetvel 3.5.'ten bakılarak bulunur.

$$K_{f1} = 3,08 \text{ bulundu.}$$

Dinamik hız faktörü dişlinin çevresel hız 3-8 m/s, yüzey kalitesi 6 ve yüzey sertliği 350 daN/mm² olmasına göre cetvel 3.6.'dan bulunur.

$K_{v1} = 1$ seçildi.

Emniyet katsayısı normal koşullar için $S = 1,5...2$ ve darbeli çalışmalarda $S = 1,8...3$ değerleri önerilmektedir. Emniyet açısından burada $S = 2$ seçildi.

Birinci kademe dişlilerin malzemesi olarak 16MnCr5 seçilmişti. Bu malzemenin değerleri EK 1'de okunarak aşağıda verilmiştir.

$$\sigma_k = 800-110 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Kopma mukavemeti)}$$

$$HB_y = 650 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Yanak için Brinel sertlik değeri)}$$

$$HB_ç = 650 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Çekirdek için Brinel sertlik değeri)}$$

$$\sigma_{GD}^* = 44 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Sürekli mukavemet değeri)}$$

$$P_{HD}^* = 163 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Yüzey basınç değeri)}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Elastiklik modülü)}$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{GD}^*/S = 22 \text{ daN/mm}^2$$

$$P_{Hem} = P_{HD}^*/S = 81,5 \text{ daN/mm}^2$$

Çevrim oranı faktörü $K_{I12} = \sqrt{\frac{\dot{I}_{12} + 1}{\dot{I}_{12}}}$ bağıntısı ile hesaplanır. $\dot{I}_{12} = 5,285452$ olması

durumunda;

$$K_{I12} = \sqrt{\frac{5,285452 + 1}{5,285452}} = 1,09 \text{ olarak bulunur.}$$

Malzeme faktörü değeri, dişli çarkların malzemesi aynı seçildiği durumda $K_E = 0,59 \cdot \sqrt{E}$ bağıntısı ile hesaplanır.

$$K_E = 0,59 \cdot \sqrt{2,1 \cdot 10^4} = 85,7 \text{ olarak bulunur.}$$

Yuvarlanma faktörü değeri sıfır kaydırmalı dişli çarklar için $K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$ bağıntısı ile hesaplandığı gibi α kavrama açısına bağlı olarak cetvelden de bulunabilir. $\alpha = 20^\circ$ için;

$$K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\sin 20 \cdot \cos 20}} = 1,76 \text{ olarak bulunur.}$$

Böylece diş kökü mukavemetine ve diş yüzeyi ezilmesine göre modülleri hesaplamak için gereken tüm değerler bulunmuş oldu.

Diş kökü mukavemetine göre modül hesabı;

$$m = \sqrt[3]{\frac{2.1,25.7219,399514 \cdot 3,08 \cdot 1}{17 \cdot 18 \cdot 22}} = 2,021 \text{ mm}$$

Diş yüzeyi ezilmesine göre modül hesabı;

$$m = \sqrt[3]{\frac{2.1,25.7219,399514 \cdot 1,09^2 \cdot 85,7^2 \cdot 1,76^2 \cdot 1}{17^2 \cdot 18 \cdot 81,5^2}} = 2,417 \text{ mm}$$

Bulunan modül değerleri cetvel 3.7.'den seri 1 den bakılarak her iki durum için uygun olanı seçilir.

$$\left. \begin{array}{l} m \geq 2,021 \\ m \geq 2,417 \end{array} \right\} m_{12} = 2,5 \text{ olarak seçilir.}$$

Bulunan bu m değerini yüzey ezilmesi açısından ve eğilmeden dolayı diş dibi kırılması açısından kontrol etmek gerekir.

Eğilmeden ötürü diş dibi kırılması açısından kontrol hesabı;

$$d_1 = 2,5 \cdot 17 = 42,5 \text{ mm}$$

$$F_{T1} = (2 \cdot 1,25 \cdot 7219,399514) / 42,5 = 424,670559 \text{ daN alınır.}$$

$$K_{f1} = 3,08$$

$$b_1 = 18 \cdot 2,5 + 5 = 50 \text{ mm dir.}$$

$$\sigma_{e_{\max}} = \frac{424,670559}{2,5 \cdot 50} \cdot 3,08 \cdot 1 = 10,46 \leq 22 \text{ daN/mm}^2 \text{ olduğundan EMNİYETLİDİR.}$$

Yüzey ezilmesi açısından kontrol;

Yüzey ezilmesi açısından kontrol yapmak için hertz bağıntısına bakılır.

$$\rho_{\max} = 1,09 \cdot 85,7 \cdot 1,76 \cdot \sqrt{\frac{2.1,25.7219,399514 \cdot 1}{50 \cdot 42,5^2}} = 73,50 \leq 81,5 \text{ daN/mm}^2 \text{ olduğu}$$

için EMNİYETLİDİR.

Bu hesaplamalar doğrultusunda cetvel 4.1. de birinci kademe dişli çarkların boyutları görülmektedir.

Cetvel 4.1. Birinci kademe dişli çarkların boyutları

	Döndüren dişli ($z_1 = 17$)	Döndürülen dişli ($z_2 = 90$)
Modül (m)	2,5 mm	2,5 mm
Adım $t = \pi \cdot m_{12}$, (taksimat)	7,8539816 mm	7,8539816 mm
Diş genişliği $b_1 = (\psi_m \cdot m_{12}) + 5$ $b_2 = (\psi_m \cdot m_{12})$	50 mm	45 mm
Taksimat dairesi çapı $d_{tak1,2} = m_{12} \cdot z_{1,2}$	42,5 mm	225 mm
Temel daire çapı $d_{tem1,2} = d_{tak1,2} \cdot \cos \alpha$	39,936936	211,430897
Baş dairesi çapı $d_{b1,2} = d_{tak1,2} + 2 \cdot m_{12}$	47,5 mm	230 mm
Taban dairesi çapı $d_{tab1,2} = d_{tak1,2} - 2,5 \cdot m_{12}$	36,25 mm	218,75 mm
Mil eksenleri arasındaki uzaklık $= a = (d_{tak1} + d_{tak2})/2$	133,75 mm	133,75 mm
Diş başı yüksekliği $h_{b12} = m_{12}$	2,5 mm	2,5 mm
Taban yüksekliği $h_{t12} \cong 1,25 \cdot m_{12}$	3,125 mm	3,125 mm
Diş yüksekliği $h_{12} = h_{b12} + h_{t12}$	5,625 mm	5,625 mm
Diş kalınlığı $= s_0 = t / 2$	3,926991 mm	3,926991 mm
Diş aralığı $= e_0 = t / 2$	3,926991 mm	3,926991 mm

4.6. İkinci Kademe İçin Modüllerin Ve Dişli Çarkların Boyut Hesapları

Genişlik sayısı modüle göre (Ψ_m), çapa göre (Ψ_d), yada adıma göre (Ψ_t), verilebilir. Burada modüle göre seçim yapılacaktır. Hassas işlenmiş ve iki taraftan yataklanmış dişlilerde $\Psi_m = 15 - 30$ arasında seçilmesi uygundur.

$$\Psi_m = 18 \text{ seçildi.}$$

Form faktörü (K_f), $\alpha = 20^\circ$ için $z = 17$ olması durumunda cetvel 3.5.'ten bakılarak bulunur.

$$K_{f3} = 2,98 \text{ bulundu.}$$

Dinamik hız faktörü dişlinin çevresel hız 3-8 m/s, yüzey kalitesi 6 ve yüzey sertliği 350 daN/mm² olmasına göre cetvel 3.6.'dan bulunur.

$$K_{v3} = 1 \text{ seçildi.}$$

Emniyet katsayısı normal koşullar için $S = 1,5...2$ ve darbeli çalışmalarda $S = 1,8...3$ değerleri önerilmektedir. Emniyet açısından burada $S = 2$ seçildi.

İkinci kademe dişlilerin malzemesi olarak 16MnCr5 seçilmiştir. Bu malzemenin değerleri EK 1'de okunarak aşağıda verilmiştir.

$$\sigma_k = 800-110 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Kopma mukavemeti)}$$

$$HB_y = 650 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Yanak için Brinel sertlik değeri)}$$

$$HB_\zeta = 650 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Çekirdek için Brinel sertlik değeri)}$$

$$\sigma_{GD}^* = 44 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Sürekli mukavemet değeri)}$$

$$P_{HD}^* = 163 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Yüzey basınç değeri)}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Elastiklik modülü)}$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{GD}^*/S = 22 \text{ daN/mm}^2$$

$$P_{Hem} = P_{HD}^*/S = 81,5 \text{ daN/mm}^2$$

Çevrim oranı faktörü;

$$K_{I34} = \sqrt{\frac{3,670452 + 1}{3,670452}} = 1,13 \text{ olarak bulunur.}$$

Malzeme faktörü değeri,

$$K_E = 0,59 \cdot \sqrt{2,1 \cdot 10^4} = 85,7 \text{ olarak bulunur.}$$

Yuvarlanma faktörü değeri,

$$K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\sin 20 \cdot \cos 20}} = 1,76 \text{ olarak bulunur.}$$

Böylece diş kökü mukavemetine ve diş yüzeyi ezilmesine göre modülleri hesaplamak için gereken tüm değerler seçilmiş oldu.

Diş kökü mukavemetine göre modül;

$$m = \sqrt[3]{\frac{2.1,25.37203,84486.2,98.1}{19.18.22}} = 3,33 \text{ mm}$$

Diş yüzeyi ezilmesine göre modül;

$$m = \sqrt[3]{\frac{2.1,25.37203,84486.1,13^2.85,7^2.1,76^2.1}{19^2.18.81,5^2}} = 3,97 \text{ mm}$$

Bulunan modül değerleri cetvel 3.7. den seri 1 den bakılarak her iki durum için uygun olanı seçilir.

$$\left. \begin{array}{l} m \geq 3,33 \\ m \geq 3,97 \end{array} \right\} m_{34} = 4 \text{ olarak seçilir.}$$

Bulunan bu m değerini yüzey ezilmesi açısından ve eğilmeden ötürü diş dibi kırılması açısından kontrol etmek gerekir.

Eğilmeden ötürü diş dibi kırılması açısından kontrol;

$$d_3 = 4 \cdot 19 = 76 \text{ mm}$$

$$F_{T3} = (2 \cdot 1,25 \cdot 37203,844860) / 76 = 1223,810686 \text{ daN alınır.}$$

$$K_{f3} = 2,98$$

$$b_3 = (18,4) + 5 = 77 \text{ mm dir.}$$

$$\sigma_{e_{\max}} = \frac{1223,810686}{4,77} \cdot 2,98 \cdot 1 = 11,8408 \leq 22 \text{ daN/mm}^2 \text{ olduğundan}$$

EMNİYETLİDİR.

Yüzey ezilmesi açısından kontrol;

$$\rho_{\max} = 1,13 \cdot 85,7 \cdot 1,76 \cdot \sqrt{\frac{2.1,25.37203,844860.1}{77.76^2}} = 77,9429 \leq 81,5 \text{ daN/mm}^2$$

olduğu için EMNİYETLİDİR.

Bu hesaplamalar doğrultusunda cetvel 4.2. da birinci kademe dişli çarkların boyutları görülmektedir.

Cetvel 4.2. İkinci kademe dişli çarkların boyutları

	Döndüren dişli ($z_3 = 19$)	Döndürülen dişli ($z_4 = 70$)
Modül (m)	4 mm	4 mm
Adım $t = \pi \cdot m_{34}$, (taksimat)	12,566371 mm	12,566371 mm
Diş genişliği $b_3 = (\psi_m \cdot m_{34}) + 5$ $b_4 = (\psi_m \cdot m_{34})$	77 mm	72 mm
Taksimat dairesi çapı $d_{tak3,4} = m_{34} \cdot z_{3,4}$	76 mm	280 mm
Temel daire çapı $d_{tem3,4} = d_{tak3,4} \cdot \cos \alpha$	71,416639 mm	263,113934 mm
Baş dairesi çapı $d_{b3,4} = d_{tak3,4} + 2 \cdot m_{34}$	84 mm	288 mm
Taban dairesi çapı $d_{tab3,4} = d_{tak3,4} - 2,5 \cdot m_{34}$	66 mm	270 mm
Mil eksenleri arasındaki uzaklık $= a = (d_{tak3} + d_{tak4})/2$	178 mm	178 mm
Diş başı yüksekliği $h_{b34} = m_{34}$	4 mm	4 mm
Taban yüksekliği $h_{t34} \cong 1,25 \cdot m_{34}$	5 mm	5 mm
Diş yüksekliği $h_{34} = h_{b34} + h_{t34}$	9 mm	9 mm
Diş kalınlığı $= s_0 = t / 2$	6,283185 mm	6,283185 mm
Diş aralığı $= e_0 = t / 2$	6,283185 mm	6,283185 mm

4.7. Diş Kuvvetleri Ve Yataklara Gelen Tepkiler

Diş kuvvetleri ve yataklara gelen tepkileri hesaplamak için aşağıda sembolleri ile gösterilen kuvvetleri hesaplamamız gerekir. Kuvvetler çark numaraları ile birlikte belirtileceklerdir.

Burada F_z diş kuvveti, F_r radyal kuvvet, F_e aksel kuvvet, F_n normal kuvvet, F_T teğetsel kuvvet olarak ifade edilir.

Çarkların birbirlerine uyguladıkları çevresel kuvvetler;

$$F_{T21} = -F_{T12} = 2 \cdot K_0 \cdot M_{d1} / d_1 = 2 \cdot 1,25 \cdot 7219,399514 / 42,5 = 424,670559 \text{ daN}$$

$$F_{T34} = -F_{T43} = 2 \cdot K_0 \cdot M_{d2} / d_3 = 2 \cdot 1,25 \cdot 37203,844860 / 76 = 1223,810686 \text{ daN}$$

Çarkların birbirlerine uyguladıkları radyal kuvvetler;

$$F_{r21} = -F_{r12} = F_{T21} \cdot \text{tg}\alpha = 424,670559 \cdot \text{tg} 20^\circ = 154,567443 \text{ daN}$$

$$F_{r43} = -F_{r34} = F_{T34} \cdot \text{tg}\alpha = 1223,810686 \cdot \text{tg} 20^\circ = 445,430662 \text{ daN}$$

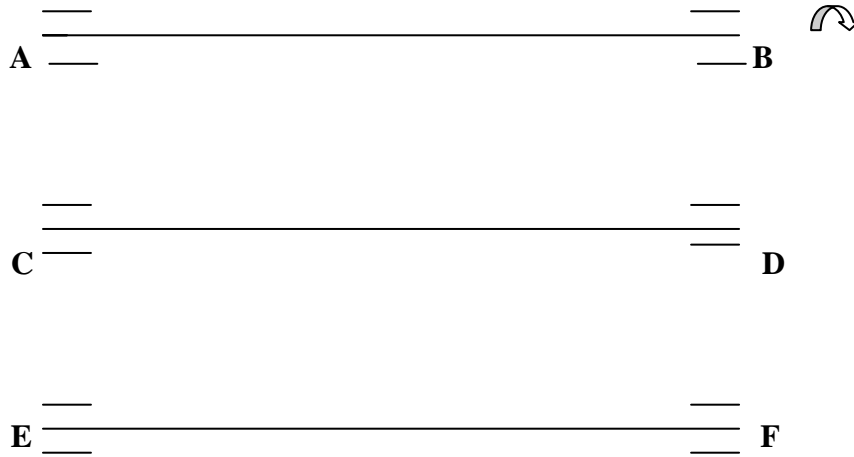
Çarkların birbirlerine uyguladıkları aksel kuvvetler;

$$F_{e12} = -F_{e21} = 0$$

$$F_{e43} = -F_{e34} = 0$$

$$F_{e65} = -F_{e56} = 0$$

Bütün dişliler düz oldukları için aksel kuvvet oluşturmazlar. Redüktörü oluşturan millerin pozisyonu şekil 4.1. de verilmiştir.



Şekil 4.1. Redüktör millerinin pozisyonu

1. Mil, A ve B yataklarına gelen kuvvetler;

Yataklar arası mesafe 200 mm alındı. ($\overline{AB} = 200 \text{ mm}$)

(x - z) düzleminde: Sadece radyal kuvvet vardır.

$$\Sigma M_A = 0; -F_{Bz} \cdot 200 + F_{r21} \cdot 58 = 0$$

$$F_{Bz} = 154,567443 \cdot 58 / 200 = 44,824558 \text{ daN}$$

$$F_{Az} = F_{r21} - F_{Bz} = 154,567443 - 44,824558 = 109,742885 \text{ daN} (\Sigma z = 0 \text{ olduğu için})$$

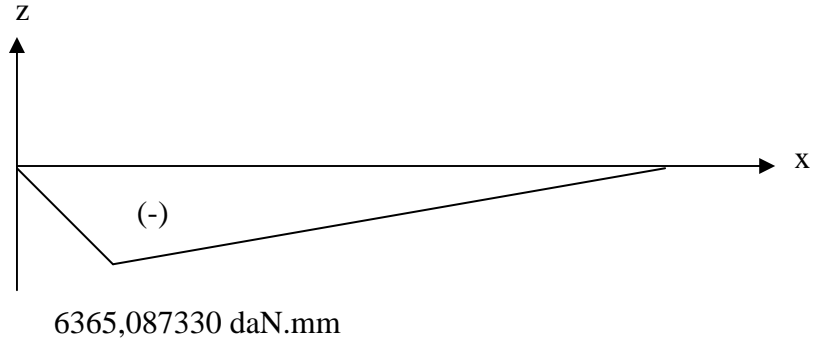
$$M_{ez1} = F_{Az} \cdot 58 = 109,742885 \cdot 58 = 6365,087330 \text{ daN.mm bulunur.}$$



Şekil 4.2. Redüktörün x-z düzlemi birinci mil pozisyon



Şekil 4.3. Redüktörün x-z düzlemi birinci mil kuvvet diyagramı



Şekil 4.4. Redüktörün x-z düzlemi birinci mil moment diyagramı

(x – y) düzleminde Sadece teğetsel kuvveti vardır.

$$\Sigma M_A = 0; -F_{By} \cdot 200 + F_{T21} \cdot 58 = 0$$

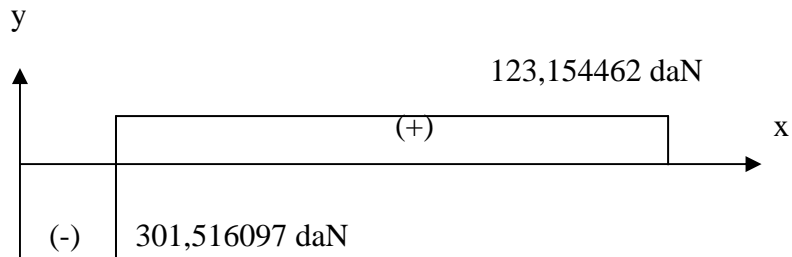
$$F_{By} = 424,670559 \cdot 58 / 200 = 123,154462 \text{ daN}$$

$$F_{Ay} = F_{T21} - F_{By} = 424,670559 - 123,154462 = 301,516097 \text{ daN } (\Sigma y = 0 \text{ olduğu için})$$

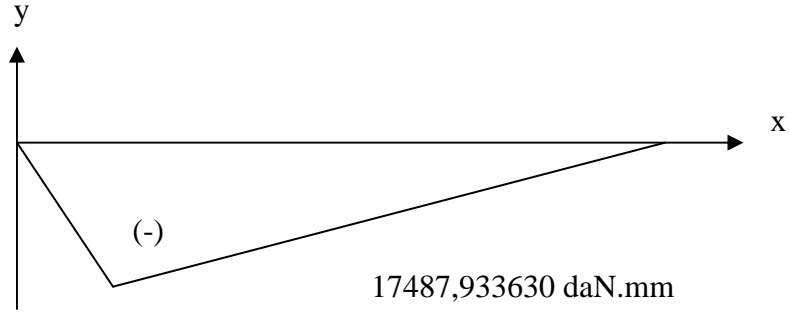
$$M_{ey1} = F_{Ay} \cdot 58 = 301,516097 \cdot 58 = 17487,933630 \text{ daN.mm bulunur.}$$



Şekil 4.5. Redüktörün x-y düzlemi birinci mil pozisyonu



Şekil 4.6. Redüktörün x-y düzlemi birinci mil kuvvet diyagramı



Şekil 4.7. Redüktörün x-y düzlemi birinci mil moment diyagramı

A ve B yatağına gelen bileşke radyal kuvvetler;

$$F_{Ar} = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{109,742885^2 + 301,516097^2} = 320,866729 \text{ daN}$$

$$F_{Br} = \sqrt{F_{Bz}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{44,824558^2 + 123,154462^2} = 131,058241 \text{ daN}$$

2. Mil, C ve D yataklarına gelen kuvvetler;

Yataklar arası mesafe 200 mm alındı. ($\overline{CD} = 200 \text{ mm}$)

(x - z) düzleminde (F_{Cz} , F_{Dz}) :

$$\Sigma M_c = 0 ; -F_{r12} \cdot x_1 + F_{r43} \cdot x_2 - F_{Dz} \cdot x_3 = 0$$

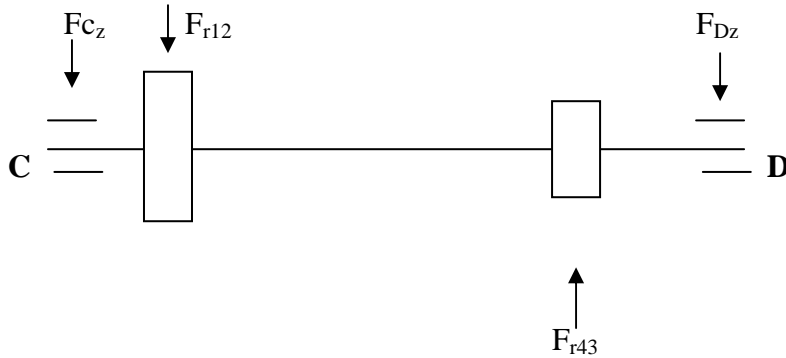
$$-154,567443 \cdot 58 + 445,430662 \cdot 133 - F_{Dz} \cdot 200 = 0$$

$$F_{Dz} = 251,386832 \text{ daN}$$

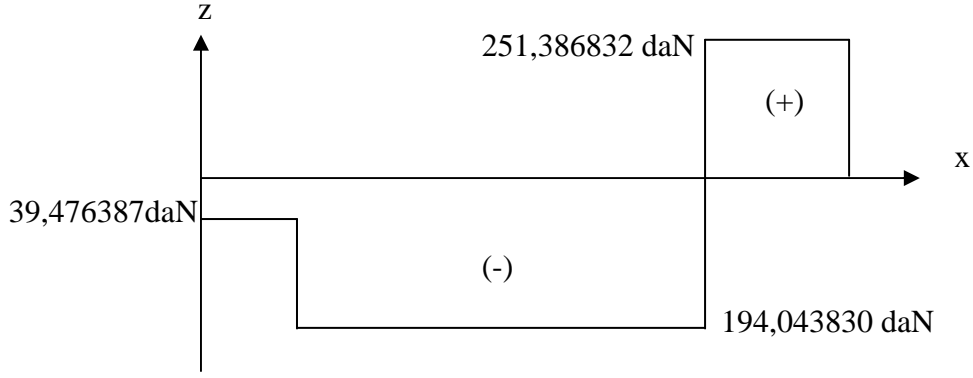
$$\Sigma z = 0 , -F_{Cz} - F_{r12} + F_{r43} - F_{Dz} = 0$$

$$-F_{Cz} - 154,567443 + 445,430662 - 251,386832 = 0$$

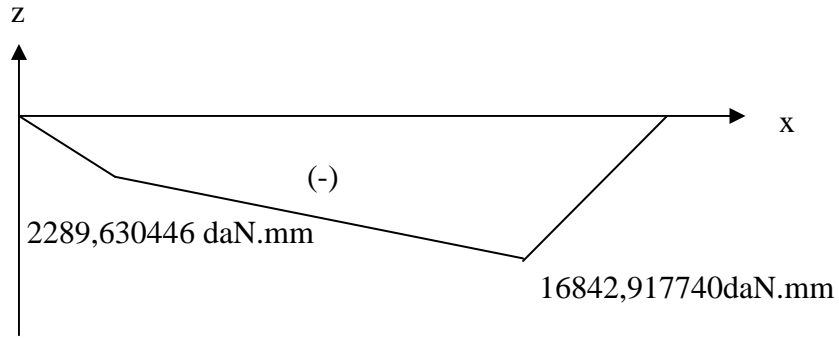
$$F_{Cz} = 39,476387 \text{ daN}$$



Şekil 4.8. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil pozisyonu



Şekil 4.9. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil kuvvet diyagramı



Şekil 4.10. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil moment diyagramı

(x - y) düzleminde (F_{Cy} , F_{Dy}) :

$$\Sigma M_C = 0 ; - F_{T12} \cdot x_1 - F_{T43} \cdot x_2 + F_{Dy} \cdot x_3 = 0$$

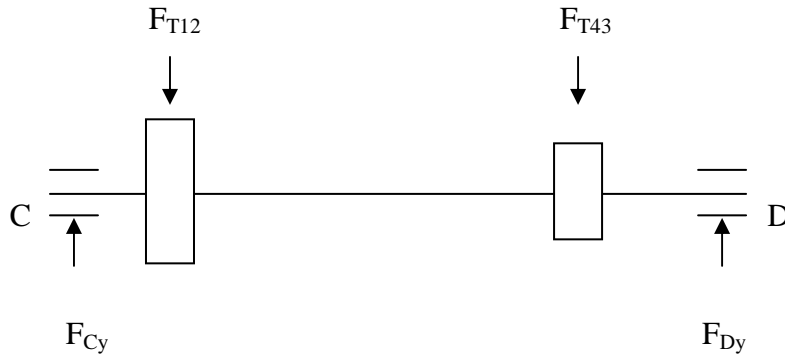
$$-424,670559 \cdot 58 - 1223,810686 \cdot 133 + F_{Dy} \cdot 200 = 0$$

$$F_{Dy} = 936,988568 \text{ daN}$$

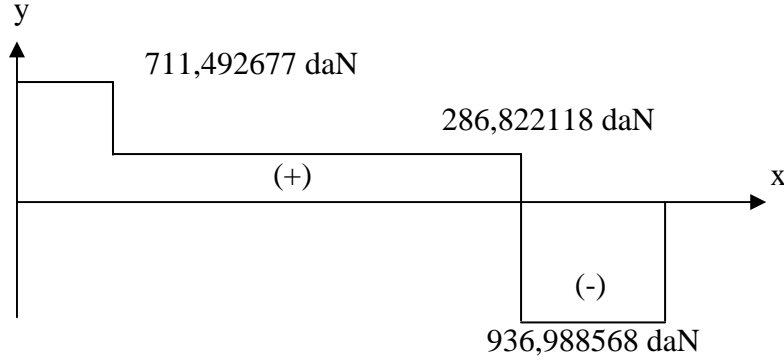
$$\Sigma y = 0 , F_{Cy} - F_{T12} - F_{T43} + F_{Dy} = 0$$

$$F_{Cy} - 424,670559 - 1223,810686 + 936,988568 = 0$$

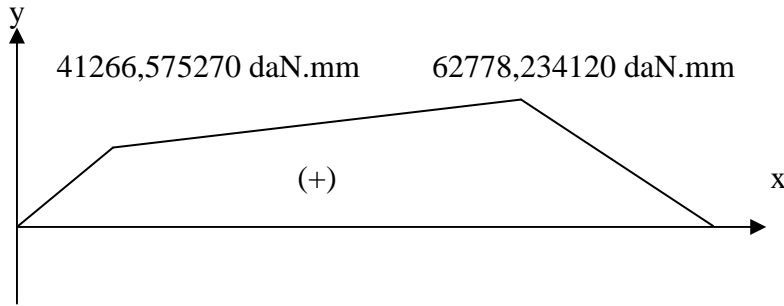
$$F_{Cy} = 711,492677 \text{ daN}$$



Şekil 4.11. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil pozisyonu



Şekil 4.12. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil kuvvet diyagramı



Şekil 4.13. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil moment diyagramı

C ve D yatağına gelen bileşke radyal kuvvetler;

$$F_{Cr} = \sqrt{F_{Cz}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{39,476387^2 + 711,492677^2} = 712,586987 \text{ daN}$$

$$F_{Dr} = \sqrt{F_{Dz}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{251,386832^2 + 936,988568^2} = 970,125206 \text{ daN}$$

3. Mil, E ve F yataklarına gelen kuvvetler;

Yataklar arası mesafe 203 mm alındı. ($\overline{GH} = 203 \text{ mm}$)

(x - z) düzleminde sadece radyal kuvvet vardır.

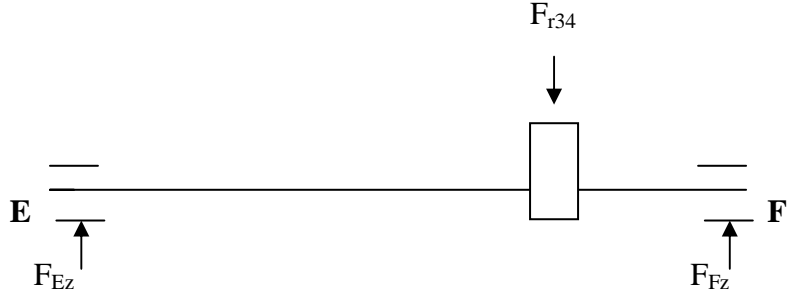
$$\Sigma M_E = 0; F_{Fz} \cdot 203 - F_{r34} \cdot 134,5 = 0$$

$$F_{Fz} = 445,430662 \cdot 134,5 / 203 = 295,125241 \text{ daN}$$

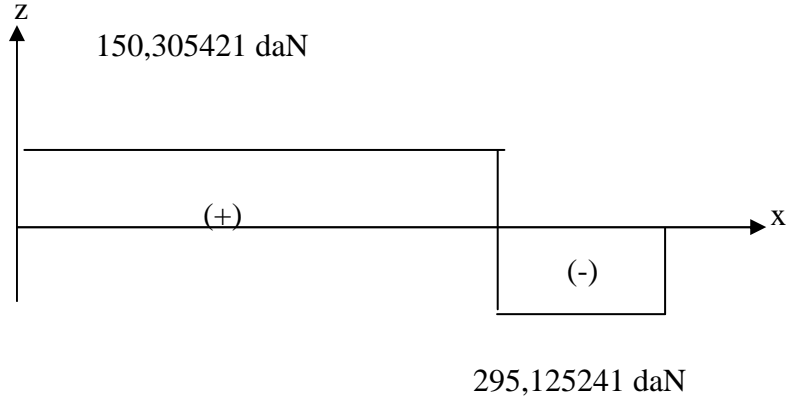
$$\Sigma y = 0; -F_{r34} + F_{Ez} + F_{Fz} = 0$$

$$F_{Ez} = F_{r34} - F_{Fz} = 445,430662 - 295,125241 = 150,305421 \text{ daN}$$

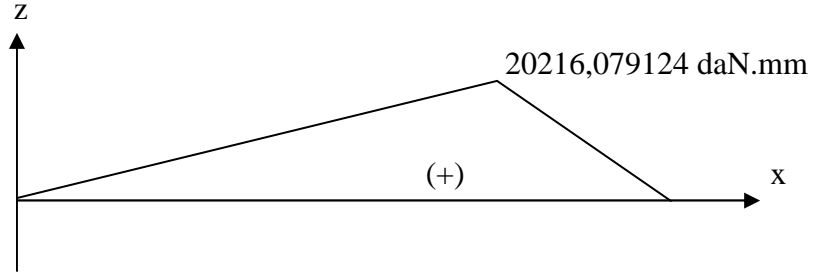
$$M_{ez3} = F_{Ez} \cdot 134,5 = 150,305421 \cdot 134,5 = 20216,079124 \text{ daN.mm}$$



Şekil 4.14. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil pozisyonu



Şekil 4.15. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil kuvvet diyagramı



Şekil 4.16. Redüktörün x-z düzlemi ikinci mil moment diyagramı

(x – y) düzleminde sadece çevre kuvveti vardır.

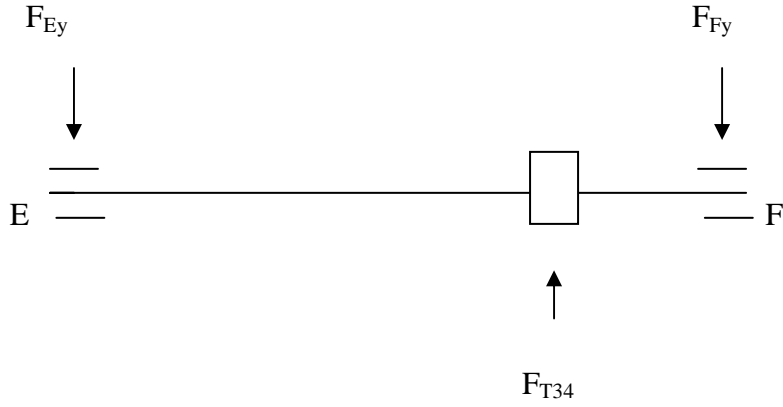
$$\Sigma M_E = 0; -F_{Fy} \cdot 203 + F_{T34} \cdot 134,5 = 0$$

$$F_{Fy} = 1223,810686 \cdot 134,5 / 203 = 810,849937 \text{ daN}$$

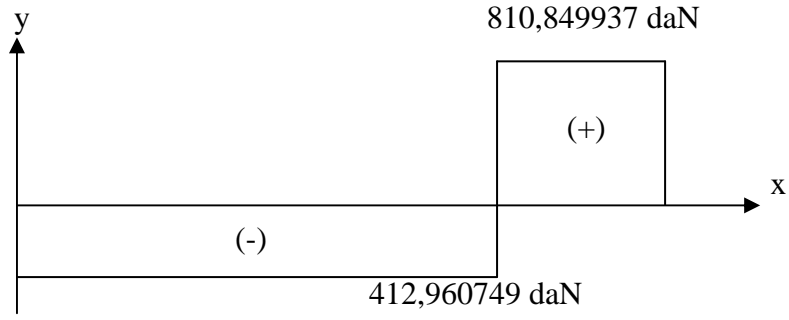
$$\Sigma y = 0; -F_{Ey} - F_{Fy} + F_{T34} = 0$$

$$F_{Ey} = 1223,810686 - 810,849937 = 412,960749 \text{ daN}$$

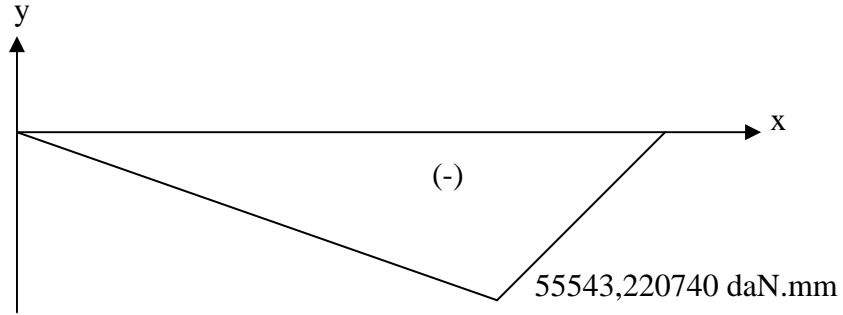
$$M_{ey3} = F_{Ey} \cdot 134,5 = 412,960749 \cdot 134,5 = 55543,220740 \text{ daN.mm}$$



Şekil 4.17. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil pozisyonu



Şekil 4.18. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil kuvvet diyagramı



Şekil 4.19. Redüktörün x-y düzlemi ikinci mil moment diyagramı

E ve F yatağına gelen bileşke radyal kuvvetler;

$$F_{Er} = \sqrt{F_{Ez}^2 + F_{Ey}^2} = \sqrt{150,305421^2 + 412,960749^2} = 439,463651 \text{ daN}$$

$$F_{Fr} = \sqrt{F_{Fz}^2 + F_{Fy}^2} = \sqrt{295,125241^2 + 810,849937^2} = 862,888479 \text{ daN}$$

4.8. Millerin Mukavemet Ve Deformasyon Kontrolleri

4.8.1. Giriş mili mukavemet hesabı

Malzeme olarak 16MnCr5 seçildi ve malzemenin mukavemet değerleri çizelge 3.8 ve Ek 1'den okunarak aşağıda verilmiştir. Ayrıca z₁ çarkı ile yekpare üretilecektir.

$$\sigma_{AK(\zeta)} = 60 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_{DG(e)} = 44 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

Torsiyon mukavemeti hesabı;

$$60 = 1,0 \cdot R_e \rightarrow R_e = 60 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\tau_{AK} = 0,58 \cdot 60 = 34,8 \text{ daN} / \text{mm}^2 \text{ bulunur.}$$

Birinci mildeki bileşke eğilme momenti ve burulma momenti;

$$M_{e1} = M_{emax1} = \sqrt{17487,933630^2 + 6365,087330^2} = 18610,270270 \text{ daN.mm (Çark merkezinde)}$$

$$M_{bmax} = 1,25 \cdot 7219,399514 = 9024,249393 \text{ daN.mm alındı.}$$

Mil çapı için ön hesap;

Redüktörün ortam koşulları nedeniyle S=10 olarak seçilir.

$$\tau_{em} = 34,8 / 10 = 3,48 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$d > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 9024,249393}{\pi \cdot 3,48}} = 23,64 \text{ mm (Sadece burulmanın bulunduğu giriş kısmı için)}$$

A yatağının oturacağı kısmın çapı = 25 mm

B yatağının oturacağı kısmın çapı = 25 mm seçildi.

Z₁ kesitinin sürekli mukavemet kontrolü;

Kesit burulmaya ve dinamik eğilmeye zorlanmaktadır.

Milin dişli çark göbeğindeki kısmı 30 mm olarak kullanılacaktır.

$$\text{Eğilme gerilmesi } \sigma_e = \frac{18610,270270}{\frac{\pi}{32} \cdot (30^3)} = 7,020839 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\text{Burulma gerilmesi } \tau_b = \frac{9024,249393}{\frac{\pi}{16} \cdot (30^3)} = 1,702235 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$\tau_{hesap} = \tau_b = 1,702235 < 3,48 \text{ daN} / \text{mm}^2$ olduğu için **EMNİYETLİDİR.**

$$\sigma_{em} = \sigma_{DG} / S$$

$$\sigma_{em} = 44 / 2 = 22 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_{muk} = \sqrt{7,020839^2 + 3.1,702235^2}$$

$$\sigma_{muk} = 7,614788 < 22 \text{ daN} / \text{mm}^2 \text{ olduğu için } \underline{\text{EMNİYETLİDİR.}}$$

4.8.2. İkinci mil (Ara mil) mukavemet hesabı

Malzeme olarak 16MnCr5 seçildi ve malzemenin mukavemet değerleri çizelge 4.7 ve Ek 1'den okunarak aşağıda verilmiştir. Ayrıca z₃ çarkı ile yekpare üretilecektir.

$$\sigma_{AK(\zeta)} = 60 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_{DG(e)} = 44 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\tau_{AK} = 34,8 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

İkinci mildeki bileşke eğilme momenti ve burulma momenti:

$$M_{e2} = \sqrt{41266,575200^2 + 2289,630446^2} = 41330,045200 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

$$M_{e3} = \sqrt{62778,234120^2 + 16842,917740^2} = 64998,388880 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

$$M_{bmax} 1,25 \cdot 37203,844860 = 46504,806080 \text{ daN} \cdot \text{mm} \text{ alındı.}$$

Mil çapı için ön hesabı:

$$\tau_{em} = 34,8 / 10 = 3,48 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$d > \sqrt[3]{\frac{16.46504,806080}{\pi \cdot 3,48}} = 40,82 \text{ mm}$$

C yatağının oturacağı kısmın çapı = 45 mm

D yatağının oturacağı kısmın çapı = 45 mm seçildi.

Z₁ kesitinin sürekli mukavemet kontrolü:

Kesit burulmaya ve dinamik eğilmeye zorlanmaktadır.

Milin dişli çark göbeğindeki kısmı 50 mm olarak kullanılacaktır.

$$\text{Eğilme gerilmesi } \sigma_e = \frac{64998,388880}{\frac{\pi}{32} \cdot (50^3)} = 5,296545 \text{ daN / mm}^2$$

$$\text{Burulma gerilmesi } \tau_b = \frac{46504,806080}{\frac{\pi}{16} \cdot (50^3)} = 1,894776 \text{ daN / mm}^2$$

$\tau_{\text{hesap}} = \tau_b = 1,894776 < 3,48 \text{ daN / mm}^2$ olduğu için EMNİYETLİDİR.

$$\sigma_{em} = 44 / 2 = 22 \text{ daN / mm}^2$$

$$\sigma_{muk} = \sqrt{5,296545^2 + 3 \cdot 1,894776^2}$$

$$\sigma_{muk} = 6,230884 < 22 \text{ daN / mm}^2$$
 olduğu için EMNİYETLİDİR.

4.8.3. Üçüncü mil (Çıkış mili) mukavemet hesabı

Malzeme olarak 16MnCr5 seçildi ve malzemenin mukavemet değerleri çizelge 4.7 ve Ek 1'den okunarak aşağıda verilmiştir. Ayrıca z₃ çarkı ile yekpare üretilecektir.

$$\sigma_{AK(\zeta)} = 60 \text{ daN / mm}^2$$

$$\sigma_{DG(e)} = 44 \text{ daN / mm}^2$$

$$\tau_{AK} = 34,8 \text{ daN / mm}^2$$

Üçüncü mildeki bileşke eğilme momenti ve burulma momenti;

$$M_{e4} = \sqrt{55543,220740^2 + 20216,079124^2} = 59107,860940 \text{ daN.mm}$$

$$M_{bmax} = 1,25 \cdot 133141,053604 = 166426,317000 \text{ daN.mm alındı.}$$

Mil çapı için ön hesap:

$$\tau_{em} = 34,8 / 10 = 3,48 \text{ daN / mm}^2$$

$$d > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 166426,317000}{\pi \cdot 3,48}} = 62,45 \text{ mm}$$

E yatağının oturacağı kısmın çapı = 65 mm

F yatağının oturacağı kısmın çapı = 65 mm seçildi.

Z₁ kesitinin sürekli mukavemet kontrolü;

Kesit burulmaya ve dinamik eğilmeye zorlanmaktadır.

Milin dişli çark göbeğindeki kısmı 70 mm olarak kullanılacaktır.

$$\text{Eğilme gerilmesi } \sigma_e = \frac{59107,8609 \cdot 40}{\frac{\pi}{32} \cdot (70^3)} = 1,755299 \text{ daN / mm}^2$$

$$\text{Burulma gerilmesi } \tau_b = \frac{166426,317000}{\frac{\pi}{16} \cdot (70^3)} = 2,471143 \text{ daN / mm}^2$$

$\tau_{\text{hesap}} = \tau_b = 2,471143 < 3,48 \text{ daN / mm}^2$ olduğu için EMNİYETLİDİR.

$$\sigma_{em} = 44 / 2 = 22 \text{ daN / mm}^2$$

$$\sigma_{muk} = \sqrt{1,755299^2 + 3 \cdot 2,471143^2}$$

$\sigma_{muk} = 4,626091 < 22 \text{ daN / mm}^2$ olduğu için EMNİYETLİDİR.

4.8.4. Giriş mili deformasyon hesabı (burulma kontrolü)

Burulma miktarının emniyet koşullarını sağlaması için $\varphi_{max} \leq \varphi_{em}$ olmalıdır.

$$I_p = \pi \cdot (30)^4 / 32 = 79521,564040 \text{ mm}^4$$

$$\varphi_{max} = 9024,249393 \cdot 200 / 8000 \cdot 79521,564040 = 0,002837 \text{ mm}$$

$$\varphi_{em} = \frac{34,8}{10} \cdot \frac{200}{15} \cdot \frac{1}{8000} = 0,005800 \text{ mm}$$

$\varphi_{max} \leq \varphi_{em}$ koşulu sağlandığı için mil EMNİYETLİDİR.

4.8.5. İkinci mil deformasyon hesabı (burulma kontrolü)

Burulma miktarının emniyet koşullarını sağlaması için $\varphi_{max} \leq \varphi_{em}$ olmalıdır.

$$I_p = \pi \cdot (50)^4 / 32 = 613592,315200 \text{ mm}^4$$

$$\varphi_{max} = 46504,806080 \cdot 200 / 8000 \cdot 613592,315200 = 0,001894 \text{ mm}$$

$$\varphi_{em} = \frac{34,8}{10} \cdot \frac{200}{25} \cdot \frac{1}{8000} = 0,003480 \text{ mm}$$

$\varphi_{max} \leq \varphi_{em}$ koşulu sağlandığı için mil EMNİYETLİDİR.

4.8.6. Üçüncü mil deformasyon hesabı (burulma kontrolü)

Burulma miktarının emniyet koşullarını sağlaması için $\varphi_{max} \leq \varphi_{em}$ olmalıdır.

$$I_p = \pi \cdot (70)^4 / 32 = 2357176,2380 \text{ mm}^4$$

$$\varphi_{max1} = 166426,317000 \cdot 203 / 8000 \cdot 2357176,2380 = 0,001791 \text{ mm}$$

$$\varphi_{em} = \frac{34,8}{10} \cdot \frac{203}{35} \cdot \frac{1}{8000} = 0,002523 \text{ mm}$$

$\varphi_{max} \leq \varphi_{em}$ koşulu sağlandığı için mil EMNİYETLİDİR.

4.9. Kamaların Boyutlandırılması

z_2 ve z_4 dişli çarkları kamalarla bağlanmıştır. Kama malzemeleri olarak St37 kullanılmış ve mukavemet değerleri cetvel 3.10.'dan okunarak aşağıda verilmiştir . Kamalar, mil ve dişliden daha yumuşak alındığı için ezilme kontrolleri sadece kama açısından yapılacaktır.

$$\sigma_{AK} = 24 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\tau_{AK} = 14 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

Kamaların emniyet gerilmeleri için;

$$S = 2$$

$$\sigma_{em} \approx \rho_{em} = 24 / 2 = 12 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\tau_{em} = 14 / 2 = 7 \text{ daN} / \text{mm}^2 \text{ bulunur.}$$

z_2 çarkını bağlayan kama;

Mil çapı $d = 50 \text{ mm}$ için Ek 2'den $b = 14 \text{ mm}$, $h = 9 \text{ mm}$, $t_1 = 5,5 \text{ mm}$, $t_2 = 3,8 \text{ mm}$ olarak okundu. Kamayı ezilmeye ve kesmeye zorlayan kuvvet, mil çevresindeki çevre kuvvetidir.

$$F_T = 2 \cdot 1,25 \cdot 37203,844860 / 50 = 1860,192243 \text{ daN}$$

Kesilmeye göre kama boyunun belirlenmesi;

$$L \geq 1860,192243 / (16 \cdot 7) = 16,608859 \text{ mm}$$

z_2 çarkının göbek genişliği 55 mm olduğu göz önünde bulundurarak Ek 2'den standart olarak $l = 45 \text{ mm}$ alındı.

Ezilme kontrolü;

$$\rho = \frac{1860,192243}{45 \cdot 3,8} = 10,878317 \text{ daN} / \text{mm}^2 < \rho_{em} \text{ olduğu için } \underline{\text{EMNİYETLİDİR.}}$$

z₄ çarkını bağlayan kama;

Mil çapı d = 70 mm için Ek 2'den b = 20 mm, h = 12 mm, t₁ = 7,5 mm, t₂ = 4,9 mm olarak okundu. Kamayı ezilmeye ve kesmeye zorlayan kuvvet; mil çevresindeki çevre kuvvetidir.

$$F_T = 2 \cdot 1,25 \cdot 133141,053604 / 70 = 4755,037629 \text{ daN}$$

Kesilmeye göre kama boyunun belirlenmesi;

$$L \geq 4755,037629 / (20 \cdot 7) = 33,964554 \text{ mm}$$

z₄ çarkının göbek genişliği 90 mm olduğu göz önünde bulundurarak Ek 2'den standart olarak l = 90 mm alındı.

Ezilme kontrolü;

$$\rho = \frac{4755,037629}{90 \cdot 4,9} = 10,782398 \text{ daN} / \text{mm}^2 < \rho_{em} \text{ olduğu için } \underline{\text{EMNİYETLİDİR.}}$$

4.10. Rulmanlı Yatakların Seçilmesi

4.10.1. Giriş milinin yataklanması

Giriş milinde aksenal yük yoktur.

$$n_1 = n_{giriş} = 1455 \text{ d/d}$$

$$L_h = 12000 \text{ saat}$$

$$p = \text{ömür denklem üssü} = 3$$

C = dinamik yük sayısı

A yatağının seçimi;

Yatağın oturacağı çap = 25 mm dir .

$$F_{Ar} = 320,866729 \text{ daN}$$

$$L = (12000 \cdot 1455 \cdot 60) / 10^6$$

$$L = 1047,6 \text{ milyon devir}$$

$$L = (C / F_{Ar})^p \Rightarrow 1047,6 = (C / 320,866729)^3$$

$$C = 3258,791065 \text{ daN}$$

$$C = 32,587 \text{ kN}$$

Rulman kataloğundan iç çapı 25 mm ve dinamik yük sayısı gereken 32,587 kN den daha büyük olan **6405** numaralı yatak seçildi.

B yatağının seçimi;

Yatağın oturacağı çap = 25 mm dir .

$$F_{Br} = 131,058241 \text{ daN}$$

$$L = (C / F_{Br})^p \Rightarrow 1047,6 = (C / 131,058241)^3$$

$$C = 1331,055501 \text{ daN}$$

$$C = 13,310 \text{ kN}$$

Rulman kataloğundan iç çapı 25 mm ve dinamik yük sayısı gereken 13,310 kN den daha büyük olan **6205** numaralı yatak seçildi.

4.10.2. İkinci milin yataklanması

İkinci milde aksenal yük yoktur.

$$n_2 = n_3 = 275,283930 \text{ d/d}$$

$$L_h = 12000 \text{ saat}$$

$$f = \text{ömür denklem üssü} = 3$$

$$C = \text{dinamik yük sayısı}$$

C yatağının seçimi;

Yatağın oturacağı çap = 45 mm dir .

$$F_{Cr} = 712,586987 \text{ daN}$$

$$L = (12000 \cdot 275,283930 \cdot 60) / 10^6$$

$$L = 198,204429 \text{ milyon devir.}$$

$$L = (C / F_{Cr})^p \Rightarrow 198,204429 = (C / 712,586987)^3$$

$$C = 4154,725531 \text{ daN}$$

$$C = 41,547 \text{ kN}$$

Rulman kataloğundan iç çapı 45 mm ve dinamik yük sayısı gereken 41,547 kN den daha büyük olan **6309** numaralı yatak seçildi.

D yatağının seçimi;

Yatağın oturacağı çap = 45 mm dir .

$$F_{Dr} = 970,125206 \text{ daN}$$

$$L = (C / F_{Dr})^p \Rightarrow 198,204429 = (C / 970,125206)^3$$

$$C = 5656,297456 \text{ daN}$$

$$C = 56,562 \text{ kN}$$

Rulman kataloğundan iç çapı 45 mm ve dinamik yük sayısı gereken 56,562 kN den daha büyük olan **6409** numaralı yatak seçildi.

4.10.3. Üçüncü milin yataklanması

Üçüncü milde aksenal yük yoktur.

$$n_4 = n_{\text{çıkış}} = 75,000008 \text{ d/d}$$

$$L_h = 12000 \text{ saat}$$

$$p = \text{ömür denklem üssü} = 3$$

$$C = \text{dinamik yük sayısı}$$

E yatağının seçimi;

Yatağın oturacağı çap = 65 mm dir .

$$F_{Er} = 439,463651 \text{ daN}$$

$$L = (12000 \cdot 75,000008 \cdot 60) / 10^6$$

$$L = 54,000005 \text{ milyon devir}$$

$$L = (C / F_{Er})^p \Rightarrow 54,000005 = (C / 439,463651)^3$$

$$C = 1661,068565 \text{ daN}$$

$$C = 16,610 \text{ kN}$$

Rulman kataloğundan iç çapı 65 mm ve dinamik yük sayısı gereken 16,610 kN den daha büyük olan **6013** numaralı yatak seçildi.

F yatağının seçimi;

Yatağın oturacağı çap = 70 mm dir .

$$F_{Fr} = 862,888479 \text{ daN}$$

$$L = (C / F_{Fr})^p \Rightarrow 54,000005 = (C / 862,888479)^3$$

$$C = 3261,514176 \text{ daN}$$

$$C = 32,615 \text{ kN}$$

Rulman kataloğundan iç çapı 65 mm ve dinamik yük sayısı gereken 32,615 kN den daha büyük olan **6213** numaralı yatak seçildi.

4.11. Mil Hızlarının Bulunması

Sızdırmazlık elamanlarının seçiminde ve yatakların yağlama türünün belirlenmesinde kullanılan hız değerleri için;

Giriş milinin hızı;

$$v_1 = (\pi \cdot 25 \cdot 1455) / 60$$

$$v_1 = 1904,590546 \text{ mm/s} = 1,904 \text{ m/s}$$

İkinci milinin hızı;

$$v_2 = (\pi \cdot 45 \cdot 275,283930) / 60$$

$$v_2 = 648,622479 \text{ mm/s} = 0,648 \text{ m/s}$$

Çıkış milinin hızı;

$$v_3 = (\pi \cdot 65 \cdot 75) / 60$$

$$v_3 = 255,254403 \text{ mm/s} = 0,255 \text{ m/s bulunur.}$$

$v = 0,8 \dots 4 \text{ m/s}$ arası değerler için gres yağı kullanılır fakat ortam koşulları nedeniyle sıvı yağ kullanılacaktır.

4.12. Yağlama Hesabı

Dışli çark mekanizmasında kullanılacak yağ miktarı;

Yağın miktarı hesaplanırken en büyük çarkın yaklaşık olarak 3...5 modül yağın içine girmesi istenir.

Standart Modül $m_{34} = 4 \text{ mm}$ olan çarkın yağa batma derinliği;

$$h = m_{34} \cdot 5 \quad h = 4 \cdot 5 = 20 \text{ mm}$$

Mekanizmanın yağ dolacak hacminin belirlenmesi;

Kutu için;

$$b = 157 \text{ mm} \quad h = 20 + 11 = 31 \text{ mm} \quad l = 540,25 \text{ mm}$$

$$\omega = 157 \times 31 \times 540,25 = 2629396,75 \text{ mm}^3$$

$$\omega = 2,63 \text{ dm}^3 \approx 2,7 \text{ lt}$$

Sıcaklık kontrolü;

Dişli çarklarda meydana gelen güç kaybı sürtünme nedeniyle ısıya dönüşerek sistemde bir sıcaklık artışı meydana getirir. Kutunun, millerin, kaplin flanşları ve mekanizmanın zemini üzerinden ısı dışarıya doğru iletilir. Bu göz önüne alınırsa;

Sürtünmeden dolayı meydana gelen ısı \leq Atılan ısı

$t_c = 20^0$ kabul edilir. $\mu = 0,02$ alınır. $\alpha = 80000 \text{ J/m}^2 \text{ }^0\text{Ch}$

$t_y = t_c + t$ (Yatak sıcaklığı $t_y = 60 \dots 70^0$ büyük olmamalıdır)

$Q_s = 35380 \cdot 970,125206 \cdot 0,648 \cdot 0,02 = 444826,4661 \text{ J/h}$ buradan $Q_s = Q_c$ varsayımı

yapılırsa. Soğutmaya iştirak eden alan.

$b = 175 \text{ mm}$ $h = 339 \text{ mm}$ $l = 558 \text{ mm}$

$A_c = (2 \cdot 175 \cdot 339) + (2 \cdot 558 \cdot 339) + (2 \cdot 175 \cdot 558) = 692274 \text{ mm}^2$

$A_c = 0,692274 \text{ m}^2$

$\Delta t = \frac{Q_s}{A_c \cdot \alpha} = \frac{444826,4661}{0,692274 \cdot 80000} = 8,03^0 \text{ C}$ bulunur.

Böylece $t < t_{sınır} = 40^0 \text{ C}$ olduğundan yatak kendi kendini soğutmaktadır.

Yatak yüzey sıcaklığı

$t_y = 20 + 8,03 = 28,03^0 \text{ C}$ bulunur.

4.13.Araştırma Sonuçları

Bu bölümde tasarlanan redüktörün ekipman listesi tablo halinde verilmiştir. Redüktörün özel bir tasarım olmasından dolayı uygunluğu sadece istenen koşullar için geçerli olup gerekli hesaplamalar literatür çerçevesinde yapılmıştır. Sisteme ihtiyaç olan giriş gücü 11 KW, mil devri 1455 devir/dakika olan redüktörün çıkış devrini 75 devir/dakika elde edebilmek için tasarlanan iki kademeli düz dişli redüktörün son hali cetvel 4.1. deki halini almıştır ve teknik resmi Ek 3'te verilmiştir.

Cetvel 4.1. Malzeme listesi

No	Parça Adı	Adet	Malzeme	Açıklama
1	Alt Gövde	1	GG 35	
2	Üst Gövde	1	GG 35	
3	Kapak Civatası	9		M 12 TS1021/4
4	Gözetleme Kapağı	1	GG 35	
5	Havalandırma Civatası	1		Ø 10
6	Gözetleme Kapak Civ.	4		M 7 TS 1021/1

7	Kapak Civatası	1		M 12 TS 1021/4
8	Kapak Civatası	2		M 12 TS 1021/4
9	Yan Kapak Civatası	24		M 12 TS 1021/1
10	Yağ Sev. Test Çub.	1	Pirinç	
11	Yağ Boşaltma Civ.	1		M 12 TS 1021/1
12	Giriş Mili-Pinyon	1	16MnCr5	
13	Kama	1	St 37	
14	Keçe	1	NBR	SUPTEX 6246 KK-T
15	Yan Kapak (Keçeli)	1	GG 35	
16	Bilyeli Rulman	1		FAG 6205
17	Merkezleme Pimi	2	GG 35	
18	Bilyeli Rulman	1		FAG 6405
19	Yan Kapak	1	GG 35	
20	Yan Kapak	1	GG 35	
21	Bilyeli Rulman	1		FAG 6409
22	Ara Mil-Pinyon	1	16MnCr5	
23	Ara Mil Dişli Çarkı	1	16MnCr5	
24	Kama	1	St 37	
25	Bilezik	1	Pirinç	60x50x18
26	Bilyeli Rulman	1		FAG 6309
27	Yan Kapak	1	GG 35	
28	Yan Kapak	1	GG 35	
29	Bilyeli Rulman	1		FAG 6213
30	Çıkış Mili	1	16MnCr5	
31	Bilezik	1	Pirinç	80x70x12
32	Kama	1	St 37	
33	Çıkış Mili Dişli Çarkı	1	16MnCr5	
34	Bilyeli Rulman	1		FAG 6013
35	Yan Kapak (Keçeli)	1	GG 35	
36	Keçe	1	NBR	SUPTEX 6672 KK-T
37	Kama	1	St 37	

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Redüktörler birçok endüstri alanında çok geniş bir uygulamaya sahiptir. Kullanılan tesislerde dinamik gücün ve hareketin iletimini meydana getiren unsurların içinde teknik bakımdan en büyük önemi redüktörün kendisi teşkil etmektedir.

Redüktörlerin iç yapısına bakarsak gövde, dişli, mil, yataklama elemanı (rulman), kama, segman gibi parçalardan oluştuğunu görürüz. Bu elemanlar her redüktör gövdesinde ve her firmada değişik özellikler gösterirler.

Redüktör parçalarının büyüklüğünü tanımlarken, motor momenti ile tahvil oranı çarpımı o tahrik sisteminin nominal momentini verir, ancak redüktörün hesaplanmış dayanım momenti farklı olabilir, bu dayanım momentinin nominal momente olan oranına işletme faktörü denir.

İletilen moment ile redüktör çıkış milinin taşıyacağı yükte ikinci önemli bir kriterdir. Redüktörler sınıflarına göre bu yük değeri farklı değerleri vermektedir, imalatçı firmalar kataloglarında, hesaplama ve deney sonuçları ile bulunmuş bu değerleri (kg) belirtmektedir.

Genellikle dinamiklik ve hassasiyetin gerekli olduğu uygulamalarda, birbirini kavrayan iki dişli arasındaki boşluk büyük önem taşımaktadır. Zira konumlama hassasiyeti buna bağlıdır, ayrıca çıkış mil bağlantılarında kamaları sıkı geçmeli kullanılarak hassasiyet artırılmaktadır. Böylece redüktörün çalışma esnasındaki ses seviyesi de bu boşluklara göre değişim göstermektedir.

Yeni nesil redüktör tasarımında ses emisyonu açısından oldukça gelişmiştir. Özellikle dişli kalitesinin ve diş temas yüzeyinin artması, ses oluşumunu oldukça alt seviyelere indirmiştir. Bunun yanı sıra hassas hesaplamalar sayesinde tasarlanabilen redüktör yatakları sayesinde ses emilimi çok ileri seviyelere ulaşmıştır. Ayrıca kullanılan redüktör gövdelerinde oluşturulan gözenekler ve yalıtım malzemeleri sayesinde ses emilimi daha da arttırılmıştır. Tasarlanan bu redüktörde bu işlemler göz önünde bulundurulmuş ve hesaplamalar bu çerçevede yapılmıştır.

Redüktörlerde kullanılan malzemeler ortam şartlarına ve malzeme özelliklerine göre seçilmektedir. Buna istinaden dişli çark ve mil malzemesi olarak diş dibinin kırılması çatlama, yüzey aşınması, adhezyon, abrazyon gibi etkenlere göre günümüzde sementasyon çeliği kullanılması, bu gibi sorunların üstesinden gelinmesine yardımcı olunmuştur.

Redüktörlerde kullanılan kamalar ise mil ve dişli çark arasında etkilenmeyi yumuşatması için daha yumuşak malzeme olan karbonlu çelikler kullanılması büyük önem taşır. Bu sayede ani hareketlenmelerde oluşabilecek deformasyon ilk olarak kamalarda olacağı için dişli çarkta ve milde oluşabilecek deformasyonlarında önüne geçilmiş olunur.

Redüktörlerde kullanılan rulmanlarda yataklara gelen dinamik güç miktarı, eksenel ve radyal kuvvetler göz önünde bulundurularak seçilmelidir. Yataklarda oluşacak yüksek ısı ve sürtünme nedeniyle bu bölgelerin yağlanması için tek taraftan kapaklı rulmanlar kullanılmalıdır. Aksi takdirde mil yataklarının aşınması ve yuvarlanma elemanlarının özelliklerini yitirmesiyle millerde eksen kaçıklığı başlar ve dişli kısmı yüzeylere zarar verir. Ayrıca bu gibi durumlarda yüksek gürültü ve keçelerden yağ sızıntıları da başlayacağından çalışma koşullarını kötü etkileyecektir.

Redüktörün çalışma sürecinde oluşan ısının tahliyesi, kullanılan ekipmanların sıcaklık sınırının aşılması açısından çok önemlidir. Oluşabilecek aşırı sıcaklık özellikle keçe gibi elastik donanımlara zarar verebilmekte ve redüktör içinde bulunan yağın yapısını bozabilmektedir. Redüktör içinde oluşacak ısının tahliyesini sağlamak amacıyla kullanılan yağlama yöntemi iyi seçilmelidir. Bunun neticesinde öncelikle tasarlanan redüktörde yatak yüzeyi artırılmış ve ısı tahliyesi kolaylaştırılmıştır.

Ayrıca kullanılan yağın akışkanlığı yüksek seçilerek redüktörün her bölgesine yağlama yapılabilir. Çünkü bütün sıvılar kohezyon ve adezyon vasıfları sayesinde metal gibi iki katı maden yüzeyi arasına girince bu katı cisimlerin pürüzlü yüzeylerini birbirlerinden ayırır. Bu sıvı tabakası iki madeni yüzeyi birbirinden ayrı tutabiliyorsa o zaman bu parçalar yağlanıyor demektir.

Redüktörlerde kullanılan yağlar, çalışan parçaların yüzeyine yapışmak suretiyle hareket eden kısımların doğrudan doğruya birbirlerine sürtünmesini önler. Böylece yağların aşınmayı önleyici kabiliyetini arttırdığı gibi normal olarak taşıyabilecekleri yükün daha fazlasını taşımalarını mümkün kılar.

Tasarlanan redüktörde düşük maksimum yağ sıcaklığı oluşması sağlanacak şekilde tasarlanmıştır. Bu sayede yağ değiştirme sıklığı ve bakım maliyetleri azaltılmıştır. Tüm bunlara ek olarak redüktör çalışma sıcaklığını belli bir seviyenin altında tutabilmek için soğutma yüzeyleri yüksek seçilmiş ve istenildiğinde fan, serpantin gibi soğutucu donanımlar da kullanılabilir.

Redüktörlerde, sistemin yapısından kaynaklanan ve makine tipine göre değişiklik gösteren darbeli yükler oluşmaktadır. Bu darbelerin redüktöre mümkün olduğunca az zarar vermesi için, redüktörün ayaklarından veya flanşından sıkı bağlamak yerine redüktör çıkışına bağlanan bir kol ve bu koldaki lastik bağlantı ile tahrik sisteminin esnemesine müsaade edilmiş olacaktır, bu vesile ile sistem korunmuş olacaktır.

Redüktörler, kullanım koşullarına göre gerektiğinde ani olarak durması ve harekete geçmesi gerekmektedir. Bu nedenle redüktörlerde en çok pnömatik ve hidrolik frenler

kullanılmaktadır. Firenler; hareket eden, dönen makine parçalarının daha kısa sürede durdurulmasını sağlamak için kullanılırlar. Bu nedenle kullanılan fren sisteminin hesabı için; sistemin atalet momenti, frenleme ile ortaya çıkan ısı, dönme sayısı, durma süresi (istenilen) gibi faktörlerin bilinmesine ihtiyaç vardır.

Frenlerin ana parçaları; hava veya yağ tankı, diyafram, itici, dönen kısmı tutmaya yarayan bir çift pabuç ve balatadan oluşmaktadır. Bu sistem ise redüktörün durma esnasında yükünü azaltmak için redüktör çıkış mili üzerine yerleştirilmektedir.

Sonuç olarak, motor, güç, redüktör çıkış devri her şeyi ifade etmez; motorumuzun vereceği güç, motorun kendi özelliğinden dolayı farklı değerler gösterebilir. Redüktörümüz aldığı bu gücü ve sistemden geri etkiyen kuvvetleri taşıması gereklidir. Yapılan doğru seçim, işletme emniyeti, kullanılacak malzeme çeşitleri, yağlama ve soğutma şekli gibi kriterler dikkate alınarak redüktör tasarımı yapılmıştır. Bu sayede ekonomiye ve işletmeye kazanç sağlayacak, bunun yanı sıra verimi arttırarak kayıp iş gücünü azaltacaktır.

6. KAYNAKLAR

- Rende H (1997). Dişli Çarklar ve Dişli Mekanizmaları. Makine Elemanları Cilt 2, Hikmet Rende. Seç Yayın Dağıtım, İstanbul, 330-427.
- Savcı M ve Arpacı A (2003). Mukavemet. Birsen Yayınevi, 508s, İstanbul.
- Akkurt M (2005). Makine Elemanları. Birsen Yayınevi, 720s, İstanbul.
- Yıldız S (2005). Dişli Çarkların Bilgisayar Destekli Gerilme Analizleri. Y. Lisans Tezi, F.B.E Konstrüksiyon Anabilim Dalında, İstanbul.
- Kutay MG (2006). Dişlilerde Genel Bilgiler. Dişli Çarklar ve Redüktörleri, M. Güven Kutay. Birsen Yayınevi, İstanbul, 1-86.
- Kutay MG (2006). Dişli Çarkların Üretimi ve Redüktörlerin Konstrüksiyonu. Dişli Çarklar ve Redüktörleri, M. Güven Kutay. Birsen Yayınevi, İstanbul, 292-324.
- Avcı ÖA (2006). Dişli Çarkların Standartlara Göre Hesaplanması ve Bilgisayar Destekli Tasarımla Kontrolü. Y. Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Çavuş M (2006). Dişli Çarkların Web Tabanlı Eğitimi. Y. Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Özek F (2007). Optimum Ağırlıklı Düz Dişli Çark Tasarımı ve Gerilme Analizi. Y. Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Şahin H (2007). İki Kademeli Redüktör Tasarımı. Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi Çorlu Mühendislik Fakültesi, Çorlu.
- Koç E (2007). Miller ve Akslar. Makine Elemanları Çözümlü Problemler 2. Baskı, Erdem Koç. Nobel Kitapevi, Adana, 41-48.
- Koç E (2007). Bağlama Elemanları. Makine Elemanları Çözümlü Problemler 2. Baskı, Erdem Koç. Nobel Kitapevi, Adana, 75-80.

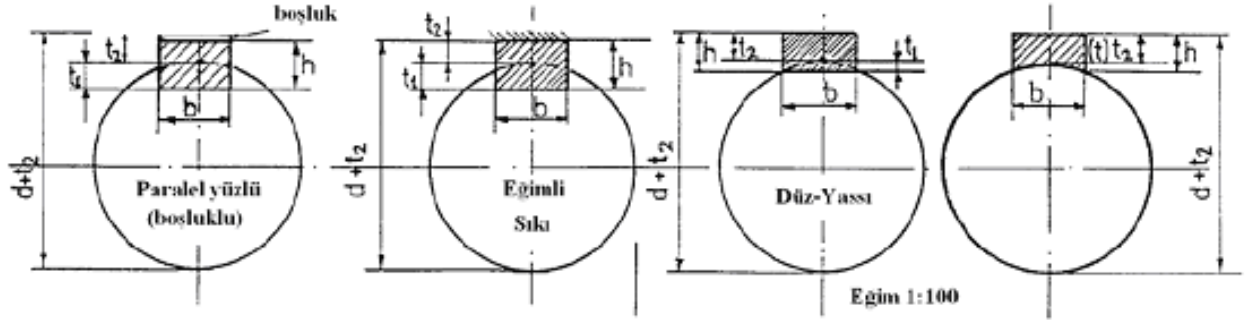
7. EKLER

EK 1. Dişli malzemelerinin değerleri

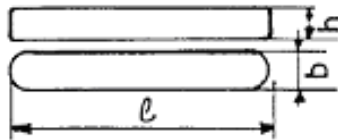
MALZEME CİNSİ	DIN	SİMGESİ	SERTLİK	$\sigma_{F\text{ lim}}$ N / mm ²	$\Sigma_{H\text{ lim}}$ N / mm ²
Lamel grafidi dökme demir	1691	GG-20	180HB	40	300
		GG-25	220 HB	55	330
Temper döküm	1692	GTS-35	150 HB	130	350
		GTS-65	220 HB	155	440
Küresel grafidi döküm (Sfero döküm)	1693	GGG-40	180 HB	140..190	390..470
		GGG-60	250 HB	165..220	490..570
		GGG-100	350 HB	260	700
Çelik döküm	1681	GS-52.1	160 HB	ILO	280
		GS-60.1	180 HB	120	310
Yapı çelikleri	17100	St 37	120 HB	125	320
		St 50	160 HB	140	360
		St 60	190 HB	150	380
		St 70	210 HB	200	450
Islah çelikleri	17200	Ck 45 N	190HB	155..200	470..530
		34CrMo4 V	270 HB	220..290	630..710
		42CrMo4 V	300 HB	225..310	680..760
		34CrNiMo4 V	310HB	225..315	680..770
		30CrNiMo8 V	320 HB	230..320	700..780
		34NiCrMo12.8 V	350 HB	240.....325	750..830
Endüksiyon veya alevle sertleştirilmiş Islah çelikleri		Ck45	50....55 HRC	Diş dibi sertleştirilmiş.	1000..1230
		34CrMo4		220....370	
		42CrMo4		Sertleştirilme miş 140....200	
Islah ve sementasyon çelikleri, nitürleşmiş		34CrNiMo6	48....55 HRC	300....370	780.. 1000
		42CrMo4 V			
		Rm > 800 N/mm ² 16Mn Cr 5 V Rm > 700 N/mm ²			

(gaz ortamda)					
Nitrür çeliği (Nitrülenmiş)		31 Cr Mo V9 V Rm>900N/mm2 14CrMoV 6,9 V Rm > 900 N / mm2	60....63 HRC	270.....420	1000 1100
Semantasyon çelikleri (Semente edilmiş)	17210	16MnCr5 15CrNi6 17CrNiMo6	58....62 HRC	315..500	1300..1500

EK 2. Standart gömme, feder, düz yassı ve oyuk kama boyutları (mm)
TS 147/1, 2, 3, 4, 6, 9, 10' a göre (özet)

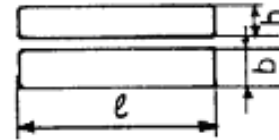


Çap (d) (hariç) den	(dahil) kadar	Gömme kama ve federler			Burunlu veya burunsuz					
		b x h	t ₁	boşluklu t ₂	sıka t ₂	düz -yassı kama		oyuk kama		
						b x h	t ₁	t ₂	b x h	t ₂ (t)
6.....8		2 x 2	1,1	0,8	0,6					
8.....10		3 x 3	1,7	1,2	1					
10.....12		4 x 4	2,5	1,8	1,2					
12.....17		5 x 5	3	2,3	1,7					
17.....22		6 x 6	3,5	2,8	2,2					
22.....30		8 x 7	4	3,3	2,4	8 x 5	1,3	3,2	8 x 3,5	3,2
30.....38		10 x 8	5	3,3	2,4	10 x 6	1,8	3,7	10 x 4	3,7
38.....44		12 x 8	5	3,3	2,4	12 x 6	1,8	3,7	12 x 4	3,7
44.....50		14 x 9	5,5	3,8	2,9	14 x 6	1,8	4	14 x 4,5	4
50.....58		16 x 10	6	4,3	3,4	16 x 7	1,9	4	16 x 5	4,5
58.....65		18 x 11	7	4,4	3,4	18 x 7	1,9	4,5	18 x 5	4,5
65.....75		20 x 12	7,5	4,9	3,9	20 x 8	1,9	5,5	20 x 6	5,5
75.....85		22 x 14	9	5,4	4,4	22 x 9	1,8	6,5	22 x 7	6,5
85.....95		25 x 14	9	6,4	4,4	25 x 9	1,9	6,4	25 x 7	6,4
95.....110		28 x 16	10	7,4	5,4	28 x 10	2,4	6,9	28 x 7,5	6,9
110.....130		32 x 18	11	8	6,4	32 x 11	2,3	7,9	32 x 8,5	7,9
130.....150		36 x 20	12	9	7,1	36 x 12	2,8	8,4	36 x 9	8,4
150.....170		40 x 22	13	10	8,1	40 x 14	4	9,1		
170.....200		45 x 25	15	11,5		Kama kesiti b x h b : kamamın genişliği h : kamamın yüksekliği t ₁ : mildeki yuva derinliği t ₂ : göbekteki kanal derinliği				
200.....230		50 x 28	17	13						
230.....260		56 x 32	19	15						
260.....290		63 x 32	20	14						
290.....330		70 x 36	22	16						
330.....380		80 x 40	25	18						



Tip A : yuvarlak alınlı (gömme)

Kama tipleri



Tip B : düz alınlı

C45 malzemeden b = 20 mm genişliğinde, h = 12 mm yüksekliğinde ve $\ell = 110$ mm boyunda A tipinde olan bir kamamın gösterilişi: Kama A 20 x 12 x 110 - C 45 TS 147/9

EK 3. İki kademeli redüktör

ÖZGEÇMİŞ

04.08.1986 tarihinde Muğla'nın Milas İlçesine bağlı Epçe köyünde Metin-Rabia Kurt çiftinin ilk çocukları olarak dünyaya gelmiştir. Şuanda orta lisans öğrenim görmekte olan bir kardeşi vardır.

1992–1993 öğretim yılında Kırcağz İlkokulunda öğrenim hayatına başladı, 1997–1998 öğretim yılında ise Milas Merkez Orta Okulunda öğrenimine devam etti. Buradan 2000–2001 öğretim yılında Milas Lisesine geçti. Bu lisede başarılı bir şekilde mezun olduktan sonra 2003–2004 öğretim yılında Trakya Üniversitesi Çorlu Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümüne girdi ve 2006-2007 öğretim yılında buradan fakülte birinciliği ile mezun oldu ve ardından 2007 yılında Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans programına başladı ve halen devam etmektedir. Ayrıca üç yıldır Çorlu Belediyesinde Makina Mühendisi olarak görev yapmaktadır.