

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**RÜZGAR TÜRBİNİNE AİT PLANET MEKANİZMALARIN SONLU
ELEMENLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ**

HÜSEYİN AYDIN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. CİHAN DEMİR**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RÜZGAR TÜRBİNİNE AİT PLANET MEKANİZMALARIN
SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ**

Hüseyin AYDIN tarafından hazırlanan tez çalışması 23.05.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ferhat DİKMEN
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında, rüzgar türbinlerinde kullanılan redüktöre ait planet dişli mekanizmalar incelenmiştir.

Bu çalışmanın giriş bölümünde, tez çalışmasının içeriği ve literatürde yapılmış çalışmalar hakkında genel bilgiler verilmiştir.

İkinci bölümde, rüzgar türbini dişli grubuna ait veriler kullanılarak analitik yöntemle çevrim oranları, modülleri ve dişli çarkların boyut hesapları yapılmış, dişli üzerine ve yataklara gelen kuvvetler bulunmuş, mukavemet hesapları yapılmıştır.

Üçüncü bölümde, Solidworks ve GearTrax programları kullanılarak modellenen redüktör, SpaceClaim programı ile ağ yapısı oluşturmaya ve analiz yapmaya hazır hale getirilip ANSYS programı kullanılarak redüktöre ait planet mekanizmalarının her bir dişlisine ikinci bölümde yapılan hesaplamalardan elde edilen değerlere göre analiz yapılmıştır. Ayrıca sistemin doğal frekans analizi yapılmıştır.

Tezin dördüncü ve son bölümünde ise ortaya çıkan sonuçların değerlendirilmesi yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında, tezin başlangıcından tamamlanmasına kadar, değerli görüşlerini, yardımlarını ve zamanını esirgemeyen danışmanım Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR' e, saygıdeğer hocalarım Yrd. Doç. Dr. Tamer KEPÇELER'e ve Doç. Dr. Ferhat DİKMEN'e teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında bana destekte bulunan aileme ayrıca teşekkür ederim.

Mayıs, 2012

Hüseyin AYDIN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiv
ÖZET.....	xv
ABSTRACT	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	3
1.2 Tezin Amacı.....	6
1.3 Orijinal Katkı	6
BÖLÜM 2	
MODELLEME.....	7
2.1 Redüktör Dişli Grubu Hesabı	7
2.1.1 Veriler ve Güç Akış Şeması.....	7
2.1.2 Çevrim Oranları ve Yapım Oranı Hesabı.....	8
2.1.2.1 I. Kademe Yapım Oranı Hesabı.....	8
2.1.2.2 II. Kademe Yapım Oranı Hesabı	9
2.1.3 Moment Hesapları.....	9
2.1.3.1 I. Kademe İçin Moment Hesabı.....	9
2.1.3.2 II. Kademe İçin Moment Hesabı.....	10
2.1.3.3 III. Kademe İçin Moment Hesabı	10
2.1.4 Modüllerin ve Dişli Çarkların Boyut Hesapları.....	10
2.1.4.1 Birinci Kademe İçin Modül Hesabı.....	10
2.1.4.2 İkinci Kademe İçin Modül Hesabı.....	12

2.1.4.3	Üçüncü Kademe İçin Modül Hesabı.....	14
2.1.4.4	Dişli Çarkların Boyut Hesapları	15
2.1.5	Çevresel Kuvvetler.....	20
2.1.6	Dişlilerin Mukavemet Kontrolü	20
2.1.6.1	I. Kademe İçin Mukavemet Kontrolü.....	20
2.1.6.2	II. Kademe İçin Mukavemet Kontrolü	21
2.1.6.3	III. Kademe İçin Mukavemet Kontrolü.....	21
2.1.7	Mil Hesapları.....	22
2.1.7.1	Giriş Mili	22
2.1.7.2	I. Ara Mil.....	22
2.1.7.3	II. Ara Mil (Planet Çıkışı)	22
2.1.7.4	Çıkış Mili	22
2.1.8	Diş Kuvvetleri ve Yataklara Gelen Tepkiler	23
2.1.8.1	I. Kademe	23
2.1.8.2	II. Kademe.....	25
2.1.8.3	III. Kademe	26
2.2	Redüktörün Katı Modeli ve Elemanları	27

BÖLÜM 3

GERİLME ANALİZLERİ.....	28
3.1 Birinci Kademe Güneş Dişli.....	28
3.1.1 Birinci Kademe Güneş Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar	30
3.2 Birinci Kademe Planet Dişli.....	32
3.2.1 Birinci Kademe Planet Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar	33
3.3 Birinci Kademe Çember Dişli.....	34
3.3.1 Birinci Kademe Çember Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar.....	35
3.4 İkinci Kademe Güneş Dişli.....	36
3.4.1 İkinci Kademe Güneş Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar.....	37
3.5 İkinci Kademe Planet Dişli.....	39
3.5.1 İkinci Kademe Planet Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar	39
3.6 İkinci Kademe Çember Dişli	41
3.6.1 İkinci Kademe Çember Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar	42
3.7 Üçüncü Kademe Helisel Dişli.....	43
3.7.1 Üçüncü Kademe Helisel Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar.....	44
3.8 Üçüncü Kademe Pinyon Dişli (Çıkış Dişlisi).....	45
3.8.1 Üçüncü Kademe Pinyon Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar.....	46
3.9 Birinci Kademe Planet Taşıyıcı	47
3.7.1 Birinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sayısal Sonuçlar	49
3.10 İkinci Kademe Planet Taşıyıcı	51
3.10.1 İkinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sayısal Sonuçlar	52
3.11 Taşıyıcı Miller	55
3.12 Redüktör Grubunun Gerilme Analizi	56
3.13 Doğal Frekans Analizi.....	61

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER.....	65
------------------------	----

KAYNAKLAR	68
EK-A	
TABLolar	70
ÖZGEÇMİŞ	77

SİMGE LİSTESİ

I_g	Giriş gücü
n_g	Giriş Devri
$n_{\dot{c}}$	Çıkış Devri
$\dot{I}_{top}$	Toplam çevrim oranı
$\dot{I}_I$	1. Kademe çevrim oranı
$\dot{I}_{II}$	2. Kademe çevrim oranı
$\dot{I}_{III}$	3. Kademe çevrim oranı
Z_I	1. Kademe yapım oranı
Z_{II}	2. Kademe yapım oranı
Z_{III}	3. Kademe yapım oranı
M_g	Giriş Momenti
M_I	1. Kademe güneş dişli momenti
M_{II}	2. Kademe güneş dişli momenti
M_b	1. Kademe planet dişli momenti
M_{b2}	2. Kademe planet dişli momenti
$M_{b1''}$	3. Kademe Çıkış dişli momenti
m_n	Modül
z	Diş sayısı
$E_{eş}$	Elastik Modülü
P_{em}	Emniyetli Yüzey Basıncı
$K_{iş}$	İşetme faktörü
K_{yd}	Yük dağılım faktörü
K_{dn}	Dinamik hız faktörü
M_b	Çalışma momenti
β_0	Helis açısı
Ψ_m	Genişlik faktörü
Y_F	Form faktörü
$\epsilon\alpha_{TOP}$	Toplam kavrama oranı
$\epsilon\alpha_H$	Helisel kavrama oranı
t	Diş adımı
b	Diş genişliği
$z1$	Güneş dişli
$z2$	Planet dişli
$z3$	Çember dişli
d_{o1}	Yuvarlanma dairesi çapı
d_{b1}	Baş dairesi çapı
d_{t1}	Taban dairesi çapı

$\sigma_{e \max}$	Maksimum gerilme kuvveti
$P_{H\max}$	Dişliye gelen maksimum yüzey basıncı
d_d	Dişli mili dış çapı
$d_{iç}$	Dişli mili iç çapı
F_t	Çevresel Kuvvet
F_r	Radyal Kuvvet
F_a	Eksenel Kuvvet
n_{pt1}	1. Kademe Planet Taşıyıcı Devir Sayısı
n_{g1}	1. Kademe Güneş Dişli Devir Sayısı
n_{p1}	1. Kademe Planet Dişli Devir Sayısı
n_{pt2}	2. Kademe Planet Taşıyıcı Devir Sayısı
n_{g2}	2. Kademe Güneş Dişli Devir Sayısı
n_{p2}	2. Kademe Planet Dişli Devir Sayısı
n_{hd}	3. Kademe Helisel Dişli Devir Sayısı
$n_{ç}$	3. Kademe Çıkış Dişlisi Devir Sayısı
$\sigma_F \lim$	Diş Dibi Gerilme
$\sigma_H \lim$	Yan Yüzey Gerilme

KISALTMA LİSTESİ

PS	Planet Dişli Sayısı
kW	Kilowatt
kN	Kilonewton
AY	Analitik Yöntem
2D	İki boyutlu
3D	Üç boyutlu
FEM	Finite Element Method

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Tork dağıtımli dişli kutusu 1
Şekil 1.2	Basit planet dişli mekanizmasının ana kısımları 2
Şekil 2.1	Güç Akış Şeması..... 7
Şekil 2.2	I Dişli Kesiti 15
Şekil 2.3	I. Kademe yandan görünüş..... 15
Şekil 2.4	1' Dişli Kesiti 17
Şekil 2.5	II. Kademe yandan görünüş 17
Şekil 2.6	(1'') Dişli kesiti 19
Şekil 2.7	(2'') Dişli kesiti 19
Şekil 2.8	III. Kademe önden görünüş 19
Şekil 2.9	Radyal kuvvetlerin gösterilişi..... 23
Şekil 2.10	Güneş dişliye ve yataklara gelen kuvvetlerin gösterimi (1. Kademe) 24
Şekil 2.11	Planet dişliye ve yataklara gelen kuvvetlerin gösterimi (1. Kademe) 24
Şekil 2.12	Güneş dişliye ve yataklara gelen kuvvetlerin gösterimi (2. Kademe) 26
Şekil 2.13	Planet dişliye ve yataklara gelen kuvvetlerin gösterimi (2. Kademe) 26
Şekil 2.14	(1'') dişlisi üzerine ve yataklara gelen kuvvetlerin gösterimi 26
Şekil 2.15	(2'') dişlisi üzerine ve yataklara gelen kuvvetlerin gösterimi 26
Şekil 2.16	Redüktör'ün Genel Gösterilişi..... 27
Şekil 2.17	Redüktöre Ait Planet Mekanizmanın Gösterilişi..... 27
Şekil 2.18	Redüktörün Parçalarının Gösterilişi..... 27
Şekil 3.1	Diş yüzeyine uygulanan yayılı yük..... 28
Şekil 3.2	1. Kademe güneş dişliye uygulanan yayılı yükler ve sınır şartları..... 29
Şekil 3.3	Güneş dişliye ait sonlu elemanlar ağ modeli..... 29
Şekil 3.4	Max. Eşdeğer Gerilme (1. Kademe Güneş) 30
Şekil 3.5	Max. Eşdeğer Gerilme (Yakın)(1. Kademe Güneş) 30
Şekil 3.6	Max. Asal Gerilme (1. Kademe Güneş)..... 30
Şekil 3.7	Max. Asal Gerilme (Yakın) (1. Kademe Güneş)..... 30
Şekil 3.8	Max. Kayma Gerilmesi (1. Kademe Güneş) 30
Şekil 3.9	Max. Kayma Gerilmesi (Yakın) (1. Kademe Güneş) 30
Şekil 3.10	Max. Normal Gerilme (1. Kademe Güneş) 31
Şekil 3.11	Max. Normal Gerilme (Yakın) (1. Kademe Güneş) 31
Şekil 3.12	Toplam Yer Değiştirme (1. Kademe Güneş)..... 31
Şekil 3.13	Eşdeğer Gerilmesinin Diş İçinde Dağılımı (1. Kademe Güneş) 31
Şekil 3.14	1. Kademe Planet Dişliye Ait Sınır Şartları 32
Şekil 3.15	1. Kademe Planet Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli..... 32
Şekil 3.16	Max. Eşdeğer Gerilme (1. Kademe Planet)..... 33

Şekil 3.17	Max. Eşdeğer Gerilme (Yakın)(1. Kademe Planet).....	33
Şekil 3.18	Max. Asal Gerilme (1. Kademe Planet).....	33
Şekil 3.19	Max. Asal Gerilme (Yakın) (1. Kademe Planet).....	33
Şekil 3.20	Max. Kayma Gerilmesi (1. Kademe Planet)	33
Şekil 3.21	Max. Kayma Gerilmesi (Yakın) (1. Kademe Planet)	33
Şekil 3.22	Max. Normal Gerilme (1. Kademe Planet)	34
Şekil 3.23	Max. Normal Gerilme (Yakın) (1. Kademe Planet)	34
Şekil 3.24	Toplam Yer Değiştirme (1. Kademe Planet).....	34
Şekil 3.25	Eşdeğer Gerilmesinin Dış İçinde Dağılımı (1. Kademe Planet).....	34
Şekil 3.26	1. Kademe Çember Dişliye Ait Sınır Şartları.....	34
Şekil 3.27	1. Kademe Çember Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli	34
Şekil 3.28	Max. Eşdeğer Gerilme (1. Kademe Çember).....	35
Şekil 3.29	Max. Eşdeğer Gerilme (Yakın)(1. Kademe Çember).....	35
Şekil 3.30	Max. Asal Gerilme (1. Kademe Çember)	35
Şekil 3.31	Max. Asal Gerilme (Yakın) (1. Kademe Çember)	35
Şekil 3.32	Max. Kayma Gerilmesi (1. Kademe Çember).....	35
Şekil 3.33	Max. Kayma Gerilmesi (Yakın) (1. Kademe Çember).....	35
Şekil 3.34	Toplam Yer Değiştirme (1. Kademe Çember)	36
Şekil 3.35	Eşdeğer Gerilmesinin Dış İçinde Dağılımı (1. Kademe Çember).....	36
Şekil 3.36	2. Kademe Güneş Dişliye Ait Sınır Şartları	36
Şekil 3.37	2. Kademe Güneş Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli	37
Şekil 3.38	Max. Eşdeğer Gerilme (2. Kademe Güneş)	37
Şekil 3.39	Max. Eşdeğer Gerilme (Yakın)(2. Kademe Güneş)	37
Şekil 3.40	Max. Asal Gerilme (1. Kademe Güneş).....	37
Şekil 3.41	Max. Asal Gerilme (Yakın) (2. Kademe Güneş).....	37
Şekil 3.42	Max. Kayma Gerilmesi (2. Kademe Güneş)	38
Şekil 3.43	Max. Kayma Gerilmesi (Yakın) (2. Kademe Güneş)	38
Şekil 3.44	Max. Normal Gerilme (2. Kademe Güneş).....	38
Şekil 3.45	Max. Normal Gerilme (Yakın) (2. Kademe Güneş)	38
Şekil 3.46	Toplam Yer Değiştirme (2. Kademe Güneş).....	38
Şekil 3.47	Eşdeğer Gerilmesinin Dış İçinde Dağılımı (2. Kademe Güneş)	38
Şekil 3.48	2. Kademe Planet Dişliye Ait Sınır Şartları	39
Şekil 3.49	2. Kademe Planet Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli.....	39
Şekil 3.50	Max. Eşdeğer Gerilme (2. Kademe Planet).....	39
Şekil 3.51	Max. Eşdeğer Gerilme (Yakın)(2. Kademe Planet).....	39
Şekil 3.52	Max. Asal Gerilme (2. Kademe Planet).....	40
Şekil 3.53	Max. Asal Gerilme (Yakın) (2. Kademe Planet).....	40
Şekil 3.54	Max. Kayma Gerilmesi (2. Kademe Planet)	40
Şekil 3.55	Max. Kayma Gerilmesi (Yakın) (2. Kademe Planet)	40
Şekil 3.56	Max. Normal Gerilme (2. Kademe Planet)	40
Şekil 3.57	Max. Normal Gerilme (Yakın) (2. Kademe Planet)	40
Şekil 3.58	Toplam Yer Değiştirme (2. Kademe Planet).....	40
Şekil 3.59	Eşdeğer Gerilmesinin Dış İçinde Dağılımı (2. Kademe Planet).....	40
Şekil 3.60	2. Kademe Çember Dişliye Ait Sınır Şartları.....	41
Şekil 3.61	2. Kademe Çember Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli.....	41
Şekil 3.62	Max. Eşdeğer Gerilme (2. Kademe Çember).....	42
Şekil 3.63	Max. Eşdeğer Gerilme (Yakın)(2. Kademe Çember).....	42
Şekil 3.64	Max. Asal Gerilme (2. Kademe Çember)	42
Şekil 3.65	Max. Asal Gerilme (Yakın) (2. Kademe Çember)	42
Şekil 3.66	Max. Kayma Gerilmesi (2. Kademe Çember).....	42

Şekil 3.67	Max. Kayma Gerilmesi (Yakın) (2. Kademe Çember).....	42
Şekil 3.68	Toplam Yer Değiştirme (2. Kademe Çember)	42
Şekil 3.69	Eşdeğer Gerilmesinin Dış İçinde Dağılımı (2. Kademe Çember).....	42
Şekil 3.70	3. Kademe Helisel Dişliye Ait Sınır Şartları	43
Şekil 3.71	3. Kademe Helisel Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli	43
Şekil 3.72	Max. Eşdeğer Gerilme (3. Kademe Helisel)	44
Şekil 3.73	Max. Eşdeğer Gerilme (Yakın)(3. Kademe Helisel)	44
Şekil 3.74	Max. Asal Gerilme (3. Kademe Helisel).....	44
Şekil 3.75	Max. Asal Gerilme (Yakın) (3. Kademe Helisel).....	44
Şekil 3.76	Max. Kayma Gerilmesi (3. Kademe Helisel)	44
Şekil 3.77	Max. Kayma Gerilmesi (Yakın) (3. Kademe Helisel)	44
Şekil 3.78	Max. Normal Gerilme (3. Kademe Helisel)	44
Şekil 3.79	Max. Normal Gerilme (Yakın) (3. Kademe Helisel)	44
Şekil 3.80	Toplam Yer Değiştirme (3. Kademe Helisel)	45
Şekil 3.81	Eşdeğer Gerilmesinin Dış İçinde Dağılımı (3. Kademe Helisel)	45
Şekil 3.82	3. Kademe Pinyon Dişliye Ait Sınır Şartları	45
Şekil 3.83	3. Kademe Pinyon Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli	45
Şekil 3.84	Max. Eşdeğer Gerilme (3. Kademe Pinyon)	46
Şekil 3.85	Max. Eşdeğer Gerilme (Yakın)(3. Kademe Pinyon)	46
Şekil 3.86	Max. Asal Gerilme (3. Kademe Pinyon).....	46
Şekil 3.87	Max. Asal Gerilme (Yakın) (3. Kademe Pinyon).....	46
Şekil 3.88	Max. Kayma Gerilmesi (3. Kademe Pinyon)	46
Şekil 3.89	Max. Kayma Gerilmesi (Yakın) (3. Kademe Pinyon)	46
Şekil 3.90	Max. Normal Gerilme (3. Kademe Pinyon)	47
Şekil 3.91	Max. Normal Gerilme (Yakın) (3. Kademe Pinyon)	47
Şekil 3.92	Toplam Yer Değiştirme (3. Kademe Pinyon)	47
Şekil 3.93	Eşdeğer Gerilmesinin Dış İçinde Dağılımı (3. Kademe Pinyon)	47
Şekil 3.94	Birinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sınır Şartları.....	48
Şekil 3.95	Birinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli	48
Şekil 3.96	Max. Eşdeğer Gerilme (1. Kademe Planet Taşıyıcı)	49
Şekil 3.97	Max. Asal Gerilme (1. Kademe Planet Taşıyıcı).....	49
Şekil 3.98	Max. Kayma Gerilmesi (1. Kademe Planet Taşıyıcı)	50
Şekil 3.99	Max. Normal Gerilme (1. Kademe Planet Taşıyıcı)	50
Şekil 3.100	Toplam Yer Değiştirme (1. Kademe Planet Taşıyıcı)	51
Şekil 3.101	İkinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sınır Şartları	51
Şekil 3.102	İkinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli.....	52
Şekil 3.103	Max. Eşdeğer Gerilme (2. Kademe Planet Taşıyıcı)	52
Şekil 3.104	Max. Asal Gerilme (2. Kademe Planet Taşıyıcı).....	53
Şekil 3.105	Max. Kayma Gerilmesi (2. Kademe Planet Taşıyıcı)	53
Şekil 3.106	Max. Normal Gerilme (2. Kademe Planet Taşıyıcı)	54
Şekil 3.107	Toplam Yer Değiştirme (2. Kademe Planet Taşıyıcı)	54
Şekil 3.108	Birinci Kademe Güneş Dişli Mili.....	55
Şekil 3.109	İkinci Kademe Güneş Dişli Mili.....	55
Şekil 3.110	Redüktör Grubuna Ait Sınır Şartları	56
Şekil 3.111	Güneş-Planet Dişli-1	57
Şekil 3.112	Güneş-Planet Dişli-2	57
Şekil 3.113	Güneş Dişli Gerilmelerin Dağılımı.....	57
Şekil 3.114	Dış Yüzeyindeki Max. Gerilme.....	57
Şekil 3.115	Yataktaki ve Dişlerdeki Gerilme	57
Şekil 3.116	Güneş-Planet Dişli-1	58

Şekil 3.117	Güneş-Planet Dişli-2	58
Şekil 3.118	Güneş Dişli Gerilmelerin Dağılımı.....	58
Şekil 3.119	Diş Dibiindeki Max. Gerilme	58
Şekil 3.120	Dişli Grubu Genel Görünüş.....	58
Şekil 3.121	Güneş-Planet Dişli-1	59
Şekil 3.122	Güneş-Planet Dişli-2	59
Şekil 3.123	Yataktaki ve Dişlerdeki Gerilme	59
Şekil 3.124	Güneş-Planet Dişli-1	59
Şekil 3.125	Güneş-Planet Dişli-2	59
Şekil 3.126	Yataktaki ve Dişlerdeki Gerilme	60
Şekil 3.127	Dişli Grubu Genel Görünüş.....	60
Şekil 3.128	Mod 1	61
Şekil 3.129	Mod 2	61
Şekil 3.130	Mod 3	61
Şekil 3.131	Mod 4	61
Şekil 3.132	Mod 5	61
Şekil 3.133	Mod 6	61
Şekil 3.134	Mod 7	61
Şekil 3.135	Mod 8	61
Şekil 3.136	Mod 9	62
Şekil 3.137	Mod 10	62
Şekil 3.138	Mod 11	62
Şekil 3.139	Mod 12	62
Şekil 3.140	Mod 13	62
Şekil 3.141	Mod 14	62
Şekil 3.142	Mod 15	62
Şekil 3.143	Mod 16	62
Şekil 3.144	Mod 17	62
Şekil 3.145	Mod 18	62

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 z_1, z_2 ve z_3 dişlerinin boyutları	16
Çizelge 2.2 z_1', z_2' ve z_3' dişlerinin boyutları	18
Çizelge 2.3 z_1'' ve z_2'' dişlerinin boyutları	19
Çizelge 3.1 Bütün Dişlilerde Kullanılan Malzemenin Özellikleri	31
Çizelge 3.2 Planet Taşıyıcıların Malzemesinin Özellikleri	47
Çizelge 3.3 Taşıyıcı Millerin Malzemesinin Özellikleri	55
Çizelge 3.4 Taşıyıcı Millere Ait Sayısal Sonuçlar Tablosu	55
Çizelge 3.5 Planet Taşıyıcıların Malzemesinin Özellikleri	63
Çizelge 3.6 Devir Sayıları ve Çalışma Frekansları Tablosu	64
Çizelge 4.1 Sayısal Sonuçlar Tablosu	66
Çizelge 4.2 Analizlerin Sonucunda Bulunan Maksimum Gerilme Değerleri	66

ÖZET

RÜZGAR TÜRBİNİNE AİT PLANET MEKANİZMALARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

Hüseyin AYDIN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR

Bu çalışmada, TÜBİTAK destekli yapılan 630 kW'lık bir rüzgar türbinine ait 3 kademeli redüktörün planet dişli grubunun hesap ve analizleri yapılmıştır. Planet dişli grubuna ait veriler kullanılarak analitik yöntemle çevrim oranları, modülleri ve dişli çarkların boyut hesapları yapılmış, dişli üzerine ve yataklara gelen kuvvetler bulunmuş, mukavemet hesapları yapılmıştır. SOLIDWORKS programı ile katı modeli çizilen bütün dişli sistemi ve her bir dişlinin temas ettikleri yüzey alanı esas alınarak, ANSYS programı ile redüktör grubu ve dişli elemanlarının ayrı olarak statik analizleri yapılmıştır. Bu şekilde dişliler üzerindeki gerilmeler hesaplanmış ve bu hesapların sonuçları karşılaştırılmıştır. Gerilme yönünden emniyet durumu incelenmiştir. Sistemin modal analizi de yapılarak rezonans durumu incelenmiştir.

Anahtar kelimeler: Rüzgar türbini, redüktör, planet dişli, helisel dişli, gerilme analizi

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSTRACT

ANALYSIS OF PLANET MECHANISMS OF WIND TURBINE WITH FINITE ELEMENT METHOD

Hüseyin AYDIN

Department of Mechanical Engineering
MSc. Thesis

Advisor: Assist. Prof. Dr. Cihan DEMİR

In this study, funded by TUBITAK for the 630 kW wind turbine is a three-stage planetary gear group calculations and analyses were conducted. Using data of the planetary gear group with analytical method cycle rates, modules, the size of gears were calculated, the forces on gears and bearings were found and strength calculations were made. Solid model of all the gear system and each gear of the gear system on the basis of their surface contact area are drawn with the SOLIDWORKS program. Reducer's stage and gear elements were conducted as a static analysis with ANSYS program separately. In this way, stresses on the gears were calculated and the results of these calculations were compared. Safety status in terms of stress was examined. The resonance condition of the system were investigated by the modal analysis.

Key words: Wind turbine, reducer, planetary gear, helical gear, stress analysis

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE

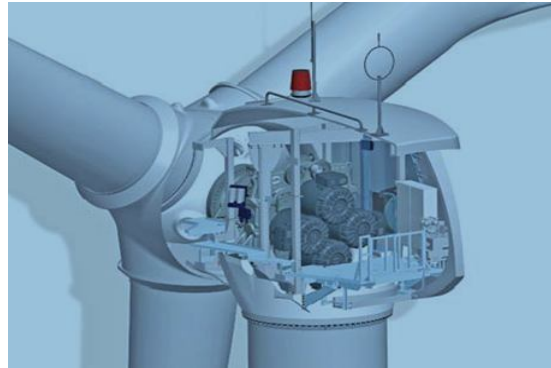
BÖLÜM 1

GİRİŞ

Rüzgar türbinleri, rüzgardaki kinetik enerjiyi önce mekanik enerjiye daha sonra da elektrik enerjisine dönüştüren sistemlerdir. Bir rüzgar türbini genel olarak kule, jeneratör, hız düşürücü(redüktör), elektrik-elektronik ekipmanlar ve pervaneden oluşur. Genelde türbin göbeğinin devir sayısı 30 d/d 'yı geçmez. Bu kadar düşük devir sayılarında elektrik üretimi yapmak zordur. Ancak 30 d/d 'da dahi elektrik üretebilen özel tasarımlar da mevcuttur. Bu sistemlerde kanatların bağlı olduğu göbek, jeneratör rotoruna doğrudan bağlıdır ve herhangi bir dişli çark kullanılmadan elektrik de üretebilmektedir.

Bir başka tasarım ise tork dağıtımı yöntemiyle bağlantı yapılmasıdır. Aşağıda görülen şekilde pervane rotoruna çevresel olarak dört adet jeneratör mili bağlanmıştır. Ancak bu tasarımda da bazı kontrol sorunları olduğundan bu sistem de kullanılmamaktadır.

Dolayısıyla geriye bu kadar dar bir alanda büyük bir çevrim oranları sağlayabilecek olan planet dişli mekanizmaları kalmaktadır. Planet dişli mekanizmaları istenilen çevrim oranı sağlanana kadar arka arkaya bağlanmaktadır. Genelde son kademedeki klasik dişli mekanizması ile çıkış alınmaktadır. Planet dişli mekanizmaları sayesinde yüksek devirli motorlardan düşük devirde çalışabilen ancak döndürme momenti daha yüksek olan makineler daha kompakt şekilde imal edilebilmektedir.



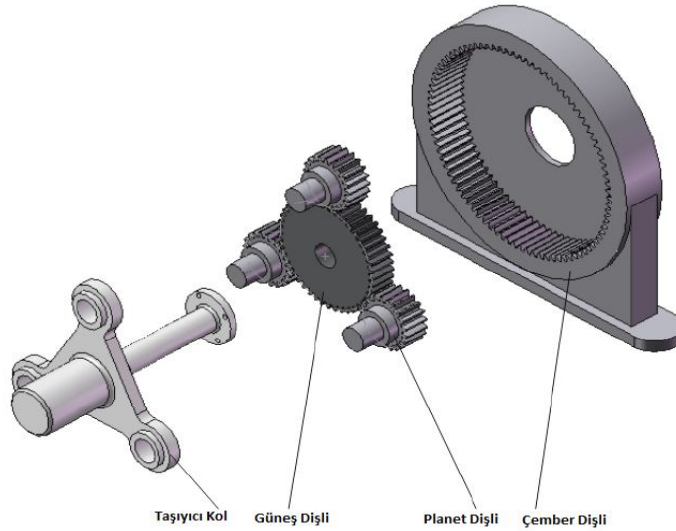
Şekil 1.1 Tork dağıtımli dişli kutusu

Rüzgâr türbini redüktörleri dışında günlük hayatımızdan örnek verecek olursak bazı el matkapları, otomatik vitesli araç şanzımanları, marş motorları, helikopter transmisyonları, diferansiyel kutuları, çeşitli mutfak ve el aletleri bu redüktörleri kullanmaktadır. Hatta insan robotu eklemlerinde dahi planet dişli redüktörler kullanılmaktadır. Ayrıca planet dişli mekanizmalarında planet taşıyıcı, güneş dişli, ya da yörünge dişlilerinden herhangi biri sabit tutularak değişik çevrim oranları elde etmek de mümkündür. Bu sayede çok kademeli bir vites kutusu daha kompakt halde üretilabilmektedir.

Basit dişli sistemlerinden farklı olan planet dişli mekanizmalarına, dişlilerin dizilişi ve çalışma konumları değişik avantajlar kazandırmıştır.

Bu avantajlar aşağıdaki gibidir:

- 1- Yüksek iletim oranı ve moment artışı sağlar.
- 2- Bazı sistemlere göre sessiz çalışırlar.
- 3- Güç iletiminde meydana gelen teğetsel kuvvetler, planet dişlilere eşit şekilde dağıtılacağından, aynı momentle çalışan klasik dişli sistemlerine göre dişli modülleri daha küçük tutulabilmektedir.
- 4- Eş eksenli millerde çalıştıkları için sistem montajda az yer kaplar.
- 5- Hassas dönme sayıları elde edilebilir.
- 6- Hareket giriş ve çıkışı için birden fazla alternatif vardır.
- 7- Planet dişli mekanizmalarında çok yüksek verim elde edilir.



Şekil 1.2 Basit planet dişli mekanizmasının ana kısımları

1.1 Literatür Özeti

Planet dişli mekanizmaları birçok çalışmaya konu olmuş, kinetik ve kinematik özellikleri, planet dişlilerden oluşan sistemin durumu, sürtünme ve titreşim gibi özellikleri açısından ve başka sistemlerde kullanılması bakımından incelenmiştir. Planet dişli sistemler hakkında yapılan çalışmalara bakıldığında bu çalışmaların, özellikle 20. yüzyılın son çeyreğinde bir hız kazandığı ve günümüzde de büyük bir gelişme kaydettiği görülmektedir.

Sonlu elemanlar metodunun dişli çarklara tatbikinde göz önüne alınması gerek hususları ilk olarak Wilcox ve Coleman (1973), makalelerinde belirtmişlerdir. 2D dişlinin sonlu elemanlardaki esasları belirtilmiş ve diş dibindeki gerilmeyi bulan teknik verilmiştir.[1]

Chabert ve arkadaşları (1974), düz dişli çarkların sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında modelin kaç dişten oluşacağını ve diş kalınlığının ne alınması gerektiğini incelemişlerdir. Diş dibi bölgesinde maksimum gerilmeyi hesaplayabilmenin gereklerini açıklayarak bununla ilgili bir ifade belirtmişlerdir.[2]

Tobe ve arkadaşları (1979) , düz dişli çarklarda gerilme ve şekil değişimini incelemek için sonlu elemanlar metodu ile bir model geliştirmiştir. [3]

Chung ve arkadaşları (1991), yaptıkları çalışmalarda TCA (The Tooth Contact Analysis) tekniği ile sonlu elemanlar metodunu kullanarak temas ve gerilme analizleri yapmışlardır. Litvin ve Tsay tarafından helisel diş yapısına sahip pinyon ile evolvent dişli modeli için geliştirilen bir matematiksel model kullanmışlar. TCA ile diş yüzey teması, eksenler arası mesafe ve eksen düzlemleri hesaplanmıştır. Burada elde edilen sonuçları FEM metodu kullanarak 3 boyutlu gerilme analizi yapmışlardır. [4]

F.L. Litvin ve arkadaşları (1996), dişlilerdeki temas kuvvetini ve kuvvetin teması üzerindeki dağılımını incelemişler, diş kaydırma, yük paylaşımı ve gerçek temas oranının belirlenmesini araştırmışlar, sonlu elemanlar metodunu uygulayarak gerilme analizini yapmışlar ve yaklaşımlarını sayısal bir örnek ile ifade etmişlerdir. [5]

Zeping Wei (2004), yayınladığı makalede düz dişli fakat farklı modüllerdeki ve farklı diş sayılarına sahip dişli çiftlerinin temas ettikleri bölgedeki gerilmeleri ANSYS programı ile farklı mesh türlerini uygulayarak elde ettiği sonuçları karşılaştırmıştır. [6]

Tian Yong-Tao ve arkadaşları (2003), yayınladıkları makalelerinde evolvent profile sahip düz dişlinin diş dibinde meydana gelen gerilmelerini diş profili üzerinde temas

alanını seçerek buraya farklı yükler tatbik ederek farklı diş genişliklerinde elde ettikleri sonuçları karşılaştırmıştır. [7]

Tan Xin ve Chen Dingfang (2011), yaptıkları çalışmada 750 kW'lık helisel dişli kutusunun statik mukavemet analizlerini ve dinamik davranışlarını incelemişlerdir. Üç boyutlu oluşturulan modelin analizi Sonlu Elemanlar Metodu uygulanarak yapılmış, bütün dişlilerin modal analizi yapılmış ve bütün dişlilerin dinamik cevapları incelenmiştir.[8]

Ali Raad Hassan (2009), yaptığı çalışmasında dişli üzerindeki tek bir dişe sonlu elemanlar ağ modelini uygulamış, dişe yük bindirerek diş dibindeki gerilmeleri gözlemlemiş, farklı yüklemelerdeki diş üzerinde oluşan yer değiştirme miktarını ve bir dişlinin modal analizini yaparak doğal frekansını gözlemlemiş. [9]

Fatih KARPAT (2005), doktora çalışmasında yükün karşılandığı diş yüzeyindeki kavrama açısının diğerine göre daha büyük olduğu asimetrik profilli dişe sahip evolvent düz dişli çarkları incelemiştir. Geliştirilen bilgisayar programları sayesinde asimetrik dişe sahip düz dişli çarkları diş dibi gerilmesi açısından simetrik profilli dişlere sahip düz dişli çarklarla karşılaştırmıştır. Sonlu elemanlar analiz sonuçları ile uyumlu ve diş sayısı, kavrama açısı, profil kaydırma miktarı ve takım radyusu parametrelerine bağlı olarak bulunan sonuçlar grafiklerle sunulmuştur. [10]

Sevgihan YILDIZ (2005), yaptığı tez çalışmasında dişli çarklarda meydana gelen gerilmeleri ve bu gerilmelerin hesaplanmasında analitik hesaplama yönteminde kullanılan bağıntıları vermiştir. Analitik yöntemle dişli çarkların analizini bir örnek üzerinde incelemiştir. Analiz sonuçlarını kullanarak dişlilerin üzerinde oluşan gerilmeleri hesaplamış ve bu hesapların sonuçlarını karşılaştırmıştır. [11]

Fetvacı ve İmrak (2004), kavramadaki dişli çiftindeki diş dibi gerilmelerinin incelenmesine imkân sağlayan dişli çark sonlu eleman modelini elde etmiş, ANSYS programı kullanılarak analizlerini gerçekleştirmiş, oluşturulan sonlu eleman modeli ile analiz sonuçlarını, literatürdeki modeller ve analizleriyle karşılaştırmışlardır. [12]

Prof. H. Linke ve arkadaşları (2005), yayınladıkları makalede planet dişlilerin yük kapasiteleriyle alakalı çalışmalarını anlatmışlar. Özellikle de dişlinin yüz genişliği boyunca yük dağılımını incelemişler, özel etkileri üzerinde durmuşlardır. [13]

Fahrettin ÖZEK (2007), çalışmasında düz dişli çarkların ağırlıklarını azaltmak için dişli çark üzerinde farklı geometrilere sahip delikler açmıştır. Daha sonra bu modellerin

gerilme davranışlarını incelemiştir. Dişli çarkın diş uzunluğu arttırıldığında elde edilen gerilme analizlerinin daha iyi sonuçlar verdiğini görmüştür. Sonuç olarak dişlilerin ağırlığını çok aşırı azaltmanın dişlilerin gerilme değerlerini arttırdığı görülmüştür. [14]

Memet AVCI (2009), tez çalışmasında , evolvent profile sahip helis açılı dişlinin diş dibinde meydana gelen gerilmelerini incelemiştir. Dişli üzerine yükü diş ucundan çizgisel olarak uygulamıştır. Gelişen bilgisayar teknolojisinin sağladığı olanaklardan da yararlanarak dişli çarkları üç boyutlu olarak incelemiştir. Dişin en kritik bölgesi olan diş dibini üç boyutlu olarak analiz etmiş ve bölgede oluşan statik gerilmeleri hesaplamıştır. Elde edilen sonuçları daha önceki çalışmalarla karşılaştırarak yorumlamıştır. [15]

Alaaddin TÜRKOĞLU (2008), yaptığı tez çalışmasında basit planet dişli mekanizmaların yapay sinir ağları ile gerekli kinematik tasarım hesaplarını yapabilen bir program geliştirmiştir. Bu program ile kullanıcı, bir planet dişli mekanizması için gerekli olan temel girdileri kullanarak; modül değerleri, kullanılabilir planet sayıları, dişli büyüklükleri v.b. gibi kinematik tasarım hesaplarını web ile yapabilmektedir.[16]

Taner YALÇIN (2007), bu çalışmasında yeni bir optimizasyon metodu olan ve günümüzde bir çok alanda kullanılan Genetik Algoritma (GA) yardımıyla Planet Dişli Mekanizmalarının optimum modülünün hesaplanmasını amaçlamıştır. Ayrıca, farklı iletme oranları ve planet sayıları için bulunan sonuçların grafiklerini vermiştir. [17]

Özen (2002), bu çalışmada, planet mekanizmalarının temelini oluşturan basit planet dişli mekanizmalarının kinematik analizini ve tasarım hesaplarını yapabilen bir bilgisayar programı hazırlamışlardır. Program, farklı parametreler için mekanizma bileşenlerinin temel boyutlarını hesaplamaktadır. [18]

Kahraman ve arkadaşları (2003), ince kasnaklı planet dişli sistemlerinin bozulabilen gövdesinin dinamik analizini incelemişlerdir. Dişli gerilmelerinde planet sayısı ve dişlinin et kalınlığını parametre olarak kullanmışlar. Elastik gövde analizi yapmışlar ve dişlilerin eğilme modları ile planet sayısı arasında bir bağıntı elde etmişlerdir. [19]

Bu tezde, TÜBİTAK destekli yapılan 630 kW'lık bir rüzgar türbinine ait 3 kademeli redüktörün planet dişli grubunun hesap ve analizleri yapılmıştır. Planet dişli grubuna ait veriler kullanılarak analitik yöntemle çevrim oranları, modülleri ve dişli çarkların boyut hesapları yapılmış, dişli üzerine ve yataklara gelen kuvvetler bulunmuş, mukavemet hesapları yapılmıştır. SOLİDWORKS programı ile katı modeli çizilen bütün dişli sistemi ve her bir dişlinin temas ettikleri yüzey alanı esas alınarak, ANSYS programı ile

redüktör grubu ve dişli elemanlarının ayrı olarak statik analizleri yapılmıştır. Bu şekilde dişliler üzerindeki gerilmeler hesaplanmış ve bu hesapların sonuçları karşılaştırılmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Rüzgar türbinine ait planet mekanizmasını boyutlandırmak, analitik ve sonlu elemanlar yöntemiyle emniyet kontrolü gerçekleştirmek ve sistemin doğal frekans analizini de yaparak rezonans durumunu incelemektir.

1.3 Orjinal Katkı

Yapılan literatür araştırmalarında planet dişli mekanizmaları ile ilgili değişik alternatiflerde çalışmalara rastlanmış ancak; helisel dişe sahip planet dişli mekanizmaların statik analizi ile ilgili herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Yapılan çalışmalarda gerilme analizlerinin hep tek diş üzerinden yapıldığı görülmüştür. Bu tezde ise dişlilerin tamamına gerilme analizi yapılmıştır. Ayrıca planet dişli sisteme sahip redüktör dişli grubunun tamamına da gerilme analizi ve doğal frekans analizi uygulanarak gerçeğe daha yakın değerler elde edilmiştir.

BÖLÜM 2

MODELLEME

2.1 Redüktör Dişli Grubu Hesabı

2.1.1 Veriler ve Güç Akış Şeması

Giriş Gücü: $I_g = 630 \text{ kW}$

Giriş Devri: $n_g = 28 \text{ dev/dk}$

Çıkış Devri: $n_\phi = 750 \text{ dev/dk}$

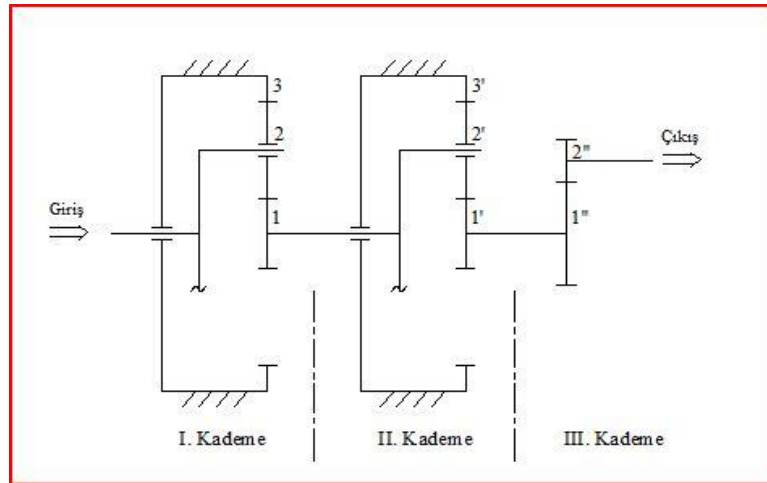
$1 = 1' = \text{Güneş dişli}$

$1'' = 2'' = \text{Basit helisel dişli}$

$2 = 2' = \text{Planet dişli}$

$3 = 3' = \text{Çember dişli}$

Güç akış şemasından da anlaşılacağı gibi giriş kısmı yani pervane, 1. Kademe planet dişli taşıyıcısına bağlıdır. Planet taşıyıcı tahrik edildiğinde bağlı olan planet dişliler(2) güneş dişliyi(1) tahrik etmektedir. 1. kademe güneş dişli de 2. Kademe planet taşıyıcısına bağlıdır. 2. Kademedeki planet dişliler(2') de güneş dişliyi(1') tahrik etmektedir. 2. Kademe güneş dişli de son kademedeki dişli çarkı(1'') tahrik etmektedir ve o da çıkış dişlisini tahrik ederek jeneratöre bağlanmaktadır.



Şekil 2.1 Güç Akış Şeması

2.1.2 Çevrim Oranları ve Yapım Oranı Hesabı

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

$$\dot{I}_{\text{top}} = n_g / n_{\text{ç}} = \frac{28}{750} = 0,0373 \quad (2.1)$$

Toplam hız düşüşü 1. kademedeki hız düşüşü, 2. kademedeki hız düşüşü ve 3. kademedeki hız düşüşünün çarpılmasıyla bulunabilir.

$$\dot{I}_{\text{top}} = \dot{I}_I \cdot \dot{I}_{II} \cdot \dot{I}_{III} \quad (2.2)$$

$$\text{Birinci kademedeki hız düşüşü için } \dot{I}_I \cong 1,2 \cdot \sqrt{\dot{I}_{\text{top}}} \quad (2.3)$$

$$\dot{I}_I = 1,2 \cdot \sqrt{0,0373} = 0,2747 \quad (\text{I. Kademe çevrim oranı})$$

$$\dot{I}_{II} \cdot \dot{I}_{III} = \dot{I}_{\text{top}} / \dot{I}_I$$

$$\dot{I}_{II} \cdot \dot{I}_{III} = 0,0373 / 0,2747 = 0,1357$$

$$\dot{I}_{II} = 0,1357 / 0,5263 = 0,2583 \quad (\text{II. Kademe çevrim oranı})$$

$$\dot{I}_{III} = \frac{22}{42} = 0,5263 \quad (\text{III. Kademedeki dişlilerin diş sayısı oranları}) \quad (\text{III. Kademe çevrim oranı})$$

$$\text{Yapım oranı} = Z_I = -\frac{z_3}{z_1} \quad (2.4)$$

* Bulunan yapım oranları moment hesabında kullanılacaktır.

Yapım oranının (-) negatif gösterilmesinin sebebi güneş dişli ile çember dişlinin farklı yönlerde dönmesidir.

Mekanizmanın yapım oranını (Z_I) bulabilmek için öncelikle çember dişli diş sayısının (z_3) hesaplanması gerekmektedir.

$$z_3 = z_1 + 2z_2 \quad (2.5)$$

2.1.2.1 I. Kademe Yapım Oranı Hesabı:

$$z_1 = 28 \quad z_2 = 23 \quad z_3 = 28 + 2 \times 23 = 74$$

$$Z_I = -\frac{74}{28} = -2,64$$

Konstrüksiyon şartı -I-

$$\dot{I}_I = \frac{1}{1 - Z_I} \text{ olmalı. } \rightarrow 0,2747 = \frac{1}{1 - Z_I} \rightarrow Z_I = -2,64 \quad (2.6)$$

Konstrüksiyon şartı -II-

Planet dişlilerin güneş dişli ve çember dişli ile aynı anda (diş ve diş boşluğu açısından) uyum içerisinde çalışabilmesi için gerekli olan bir montaj şartı vardır ve planet sayısına (PS) doğrudan bağlıdır.

$$\frac{z_3 + z_1}{PS} = \text{Tam sayı olmalı} \quad (2.7)$$

$$\frac{74 + 28}{3} = 34 \dots \text{Tam sayı}$$

2.1.2.2 II. Kademe Yapım Oranı Hesabı:

$$z_1' = 31 \quad z_2' = 29 \quad z_3' = 31 + 2 \times 29 = 89$$

$$Z_{II} = -\frac{89}{31} = -2,87$$

Konstrüksiyon şartı -I-

$$i_{II} = \frac{1}{1 - Z_{II}} \text{ olmalı.} \rightarrow 0,2583 = \frac{1}{1 - Z_{II}} \rightarrow Z_{II} = -2,87$$

Konstrüksiyon şartı -II-

$$\frac{z_3' + z_1'}{PS} = \text{Tam sayı olmalı} \rightarrow \frac{89 + 31}{3} = 40 \dots \text{Tam sayı}$$

2.1.3 Moment Hesapları

2.1.3.1 I. Kademe İçin Moment Hesabı

$$\text{Giriş Momenti} = M_g = 9550 \times \frac{P_g}{n_g} = 9550 \times \frac{630}{28} = 214860 \text{ N.m} \quad (2.8)$$

$$M_g = -M_I \left(1 - \frac{Z_I}{\eta_0}\right) \quad (2.9); \eta_0 = 0,98 \text{ kabul.} \quad \text{Güç 3 koldan iletiliyor. Her bir koldaki giriş momenti :}$$

$$214860 = -M_I \left(1 - \frac{-2,64}{0,98}\right) \Rightarrow M_I \cong 58120 \text{ N.m} \Rightarrow M_{b1} = \frac{58120}{3} \cong 19370 \text{ N.m}$$

2.1.3.2 II. Kademe İçin Moment Hesabı

$$M_I = -M_{II} \left(1 - \frac{Z_{II}}{\eta_0}\right) \quad ; \quad \eta_0 = 0,98 \text{ kabul.} \quad \text{Güç 3 koldan iletiliyor. Her bir koldaki giriş momenti :}$$
$$58120 = -M_{II} \left(1 - \frac{-2,87}{0,98}\right) \Rightarrow M_{II} \cong 14790 \text{ N.m} \Rightarrow M_{b1} = \frac{14790}{3} \cong 4930 \text{ N.m}$$

2.1.3.3 III. Kademe İçin Moment Hesabı

$$M_{b1}'' = \eta x I_{III} x M_{II} \quad ; \quad \eta_0 = 0,98 \text{ kabul.} \quad (2.10)$$

$$M_{b1}'' = 0,98 \times 0,5263 \times 14790 \cong 7600 \text{ N.m}$$

2.1.4 Modüllerin ve Dişli Çarkların Boyut Hesapları

Modül hesabı iki şekilde ele alınacak olursa;

1- Dişlilerin kırılmaması için modül hesabı

2- Yüzey basıncına göre modül hesabı

şeklinde incelenebilir. Bu çalışmada da dişli modül hesabı bu iki aşamada yapılacak ve uygun modül seçilecektir.

2.1.4.1 Birinci Kademe İçin Modül Hesabı

Bir dişli çarkın m_n (modül) ve z (diş sayısı) değerleri bilindiği takdirde, diğer bütün ölçüleri hesaplanabilir. Burada m_n değerinin (yani modülün) hesaplanabilmesi için bir takım seçimler yapmamız gerekecek.

a) Diş Dibi Kırılmasına Göre Modül Hesabı

Dişlilerin kırılmaması için genel formül şöyledir:

$$m_n \geq \sqrt[3]{K_{i\beta} x K_{y\beta} x K_{d\beta} x \frac{2xMb x \cos \beta_0}{Zx\sigma_{em} x \psi_m} x \frac{Y_F}{\epsilon_{\alpha TOP}}} \quad (2.11)$$

Bu hesaplamanın sonucunda elde edilecek modül değeri dişlilerin kırılmaması için kullanılması gereken en küçük modül değeridir. Bu formülde kullanılan elemanların değerleri şöyledir:

$K_{i\dot{s}} = \text{İşetme faktörü} \dots \text{Tablo-1'den } K_{i\dot{s}} = 1,5$

$K_{yd} = \text{Yük dağılım faktörü} \dots \text{Tablo-3'den } K_{yd} = 1,3$

$K_{dn} = \text{Dinamik hız faktörü} \dots \text{Helisel dişlilerde 1,2 kabul edilir.}$

$M_b = \text{Çalışma momenti} \dots Mb = 19370 \times 10^3 \text{ N.mm}$

$\beta_0 = \text{Helis açısı} \dots \beta_0 = 10^0 \text{ kabul.}$

$Z = \text{Diş sayısı} \dots Z = 23$

$\Psi_m = \text{Genişlik faktörü} \dots \text{Tablo-3'den } \Psi_m = 25 \text{ seçildi.}$

$Y_F = \text{Form faktörü} \dots \text{Tablo-3'den } Y_F = 2,75 \text{ seçildi.}$

$\text{Dişlinin malzemesi Islah çeliği seçildi. Tablo 4'den } \Rightarrow \sigma_{em} = 200 \dots 300 \text{ N/mm}^2$

$\varepsilon_{\alpha TOP} = \text{Toplam kavrama oranı}$

$$\varepsilon_{\alpha H} = \varepsilon_{\alpha} x \cos^2 \beta_0 \quad (\text{helisel kavrama oranı}) \quad (2.12)$$

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta} = \frac{23}{\cos^3 10} = 24,08 \quad ; \quad i = \frac{28}{23} = 1,2 \rightarrow \text{Tablo-2'den } \varepsilon_{\alpha} = 1,6 \text{ okunur.}$$

$$\varepsilon_{\alpha H} = 1,6 x \cos^2 10^\circ = 1,55$$

$$\varepsilon_{\beta_0} = \Psi_m x \frac{\sin \beta_0}{\pi} \quad (\text{adım kavrama oranı}) \quad (2.13)$$

$$\varepsilon_{\beta_0} = 25 x \frac{\sin 10^\circ}{\pi} = 1,38$$

$$\varepsilon_{\alpha TOP} = \varepsilon_{\alpha H} + \varepsilon_{\beta_0} = 1,55 + 1,38 = 2,93$$

Not: Kavrama oranı 2'den büyük hesaplandığında mukavemet hesapları gereği bu değer maksimum "2" alınır.

$$m_n \geq \sqrt[3]{1,5 x 1,3 x 1,2 x \frac{2 x 19370 x 10^3 x \cos 10}{23 x 200 x 25} x \frac{2,75}{2}}$$

$m_n \geq 10,21 \text{ mm hesaplandı.}$

b) Diş Yüzeyi Ezilmesine Göre Modül Hesabı

Genel formül şöyledir:

$$m_n \geq \sqrt[3]{K_{i\gamma} K_{y\delta} K_{d\eta} x \frac{0,7xMb x E_{e\gamma} x \cos^2 \beta_0}{\psi_m x Z^2 x P_{em}^2} x \frac{(i+1)}{i} x \frac{Y_C^2}{\epsilon_{aTOP}}} \quad (2.14)$$

Bu formülde kullanılan farklı elemanların değerleri şöyledir:

Tablo-4'den $\Rightarrow E_{e\gamma} = 210 \text{ kN} / \text{mm}^2$

Tablo-4'den $\Rightarrow$ Islah çeliği için $P_{em} = 800 \dots 1000 \text{ N} / \text{mm}^2$

$Y_C = 1,761$ ($x=0$ dişlilerde) kabul.

$$i = \text{Çevrim oranı} = \frac{28}{23} = 1,2$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{1,5x1,3x1,2x \frac{0,7x19370x10^3 x 210x10^3 x \cos^2 10}{25x23^2 x 1000^2} x \frac{(1,2+1)}{1,2} x \frac{1,761^2}{2}}$$

$m_n \geq 11,15 \text{ mm}$ hesaplandı.

$$\left. \begin{array}{l} m_n \geq 10,21 \text{ mm} \\ m_n \geq 11,15 \text{ mm} \end{array} \right\} m_n = 12 \text{ mm seçildi. (Tablo-3)}$$

2.1.4.2 İkinci Kademe İçin Modül Hesabı

a) Diş Dibi Kırılmasına Göre Modül Hesabı

$K_{i\gamma}$ = İşetme faktörüTablo-1'den $K_{i\gamma} = 1,5$

$K_{y\delta}$ = Yük dağılım faktörü....Tablo-3'den $K_{y\delta} = 1,3$

$K_{d\eta}$ = Dinamik hız faktörü....Helisel dişlilerde 1,2 kabul edilir.

M_b = Çalışma momenti.... $Mb = 4930 \times 10^3 \text{ N.mm}$

β_0 = Helis açısı... $\beta_0 = 10^\circ$ kabul.

Z = Diş sayısı.... $Z = 29$

Ψ_m = Genişlik faktörü Tablo-3'den $\Psi_m = 20$ seçildi

Y_F = Form faktörü....Tablo-3'den $Y_F = 2,6$ seçildi.

Tablo-4'den $\Rightarrow$ Dişlinin malzemesi Islah çeliği seçildi $\Rightarrow \sigma_{em} = 200 \dots 300 \text{ N/mm}^2$

$\varepsilon_{\alpha TOP}$ = Toplam kavrama oranı

$$\varepsilon_{\alpha H} = \varepsilon_{\alpha} x \cos^2 \beta_0 \quad (\text{helisel kavrama oranı})$$

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta} = \frac{29}{\cos^3 10} = 30,36 \quad ; \quad i = \frac{31}{29} = 1,06 \rightarrow \text{Tablo-2'den } \varepsilon_{\alpha} = 1,6 \text{ okunur.}$$

$$\varepsilon_{\alpha H} = 1,6 x \cos^2 10^\circ = 1,55$$

$$\varepsilon_{\beta_0} = \psi x \frac{\sin \beta_0}{\pi} \quad (\text{adım kavrama oranı})$$

$$\varepsilon_{\beta_0} = 20 x \frac{\sin 10^\circ}{\pi} = 1,10$$

$$\varepsilon_{\alpha TOP} = \varepsilon_{\alpha H} + \varepsilon_{\beta_0} = 1,55 + 1,10 = 2,65 \quad (\text{Maksimum "2" alınır})$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{1,5 x 1,3 x 1,2 x \frac{2 x 4930 x 10^3 x \cos 10}{29 x 200 x 20} x \frac{2,6}{2}}$$

$$m_n \geq 6,33 \text{ mm hesaplandı.}$$

b) Diş Yüzeyi Ezilmesine Göre Modül Hesabı

$$\text{Tablo-4'den } \Rightarrow E_{eş} = 210 \text{ kN/mm}^2$$

$$\text{Tablo-4'den } \Rightarrow \text{Islah çeliği için } P_{em} = 800 \dots 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$Y_C = 1,761 \quad (x=0 \text{ dişlilerde}) \text{ kabul.}$$

$$i = \text{Çevrim oranı} = \frac{31}{29} = 1,06$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{1,5 x 1,3 x 1,2 x \frac{0,7 x 4930 x 10^3 x 210 x 10^3 x \cos^2 10}{20 x 29^2 x 1000^2} x \frac{(1,06 + 1)}{1,06} x \frac{1,761^2}{2}}$$

$$m_n \geq 6,65 \text{ mm hesaplandı.}$$

$$\left. \begin{array}{l} m_n \geq 6,33 \text{ mm} \\ m_n \geq 6,65 \text{ mm} \end{array} \right\}$$

Tasarım gereği $m_n = 10 \text{ mm}$ seçildi. (Tablo-3)

2.1.4.3 Üçüncü Kademe İçin Modül Hesabı

a) Diş Dibi Kırılmasına Göre Modül Hesabı

$K_{i\dot{s}}$ = İşetme faktörüTablo-1'den $K_{i\dot{s}}=1,5$

K_{yd} = Yük dağılım faktörü....Tablo-3'den $K_{yd}=1,3$

K_{dn} = Dinamik hız faktörü....Helisel dişlilerde 1,2 kabul edilir.

M_b = Çalışma momenti.... $Mb = 7600 \times 10^3$ N.mm

β_0 = Helis açısı... $\beta_0=10^0$ kabul.

Z = Diş sayısı.... $Z = 22$

Ψ_m = Genişlik faktörü Tablo-3'den $\Psi_m=15$ seçildi

Y_F = Form faktörü....Tablo-3'den $Y_F=2,80$ seçildi.

Tablo-4'den $\Rightarrow$ Dişlinin malzemesi Islah çeliği seçildi $\Rightarrow \sigma_{em} = 200 \dots 300 \text{ N} / \text{mm}^2$

$\varepsilon_{\alpha TOP}$ = Toplam kavrama oranı

$$\varepsilon_{\alpha H} = \varepsilon_{\alpha} x \cos^2 \beta_0 \quad (\text{helisel kavrama oranı})$$

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta} = \frac{22}{\cos^3 10} = 23 \quad ; \quad i = \frac{42}{22} = 1,9 \rightarrow \text{Tablo-2'den } \varepsilon_{\alpha} = 1,65 \text{ okunur.}$$

$$\varepsilon_{\alpha H} = 1,65 x \cos^2 10^\circ = 1,60$$

$$\varepsilon_{\beta_0} = \Psi_m x \frac{\sin \beta_0}{\pi} \quad (\text{adım kavrama oranı})$$

$$\varepsilon_{\beta_0} = 15 x \frac{\sin 10^\circ}{\pi} = 0,83$$

$$\varepsilon_{\alpha TOP} = \varepsilon_{\alpha H} + \varepsilon_{\beta_0} = 1,6 + 0,83 = 2,43 \quad (\text{Maksimum "2" alınır.})$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{1,5 x 1,3 x 1,2 x \frac{2 x 7600 x 10^3 x \cos 10}{22 x 200 x 15} x \frac{2,8}{2}}$$

$$m_n \geq 9,05 \text{ mm hesaplandı.}$$

b) Diş Yüzeyi Ezilmesine Göre Modül Hesabı

Tablo-4'den $E_{es} = 210 \text{ kN/mm}^2$

Tablo-4'den $\Rightarrow$ Islah çeliği için $P_{em} = 800 \dots 1000 \text{ N/mm}^2$

$Y_C = 1,761$ ($x=0$ dişlilerde) kabul.

$$i = \text{Çevrim oranı} = \frac{42}{22} = 1,9$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{1,5 \times 1,3 \times 1,2 \times \frac{0,7 \times 7600 \times 10^3 \times 210 \times 10^3 \times \cos^2 10}{15 \times 22^2 \times 1000^2} \times \frac{(1,9+1)}{1,9} \times \frac{1,761^2}{2}}$$

$m_n \geq 9,38 \text{ mm}$ hesaplandı.

$$m_n \geq 9,05 \text{ mm}$$

$$m_n \geq 9,38 \text{ mm}$$

$m_n = 10 \text{ mm}$ seçildi. (Tablo-3)

2.1.4.4 Dişli Çarkların Boyut Hesapları

a) z_1 Dişlisinin Boyutları

$$\text{Diş adımı, } t = \pi \times m_n = \pi \times 12 = 37,7 \text{ mm} \quad (2.15)$$

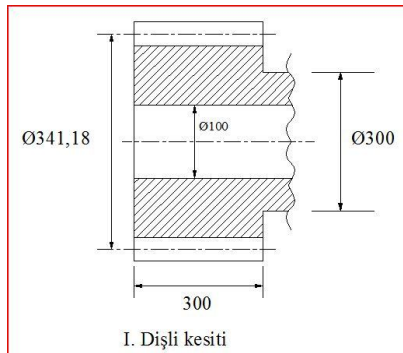
$$\text{Diş genişliği, } b = \psi_m \times m_n = 25 \times 12 = 300 \text{ mm} \quad (2.16)$$

Yuvarlanma dairesi çapı,

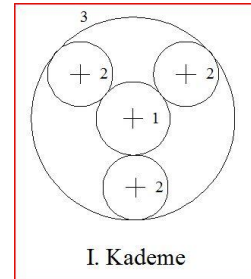
$$d_{o1} = z_1 \times m_n \times \frac{1}{\cos \beta_o} = 28 \times 12 \times \frac{1}{\cos 10^\circ} = 341,18 \text{ mm} \quad (2.17)$$

$$\text{Baş dairesi çapı, } d_{b1} = d_{o1} + (2 \times m_n) = 341,18 + (2 \times 12) = 365,18 \text{ mm} \quad (2.18)$$

$$\text{Taban dairesi çapı, } d_{t1} = d_{o1} - (2,5 \times m_n) = 341,18 - (2,5 \times 12) = 311,18 \text{ mm} \quad (2.19)$$



Şekil 2.2 I Dişli Kesiti



Şekil 2.3 I. Kademe yandan görünüş

b) z₂ Dişlisinin Boyutları

$$\text{Diş adımı, } t = \pi \times m_n = \pi \times 12 = 37,7 \text{ mm}$$

$$\text{Diş genişliği, } b = \psi_m \times m_n = 25 \times 12 = 300 \text{ mm}$$

Yuvarlanma dairesi çapı,

$$d_{o2} = z_2 \times m_n \times \frac{1}{\cos \beta_o} = 23 \times 12 \times \frac{1}{\cos 10^\circ} = 280,25 \text{ mm}$$

$$\text{Baş dairesi çapı, } d_{b2} = d_{o2} + (2xm_n) = 280,25 + (2 \times 12) = 304,25 \text{ mm}$$

$$\text{Taban dairesi çapı, } d_{t2} = d_{o2} - (2,5xm_n) = 280,25 - (2,5 \times 12) = 250,25 \text{ mm}$$

Çizelge 2.1 z₁, z₂ ve z₃ dişlerinin boyutları

1. KADEME SONUÇ	(z ₁) Dişlisi	(z ₂) Dişlisi	(z ₃) Dişlisi
Modül	m _n = 12 mm	m _n = 12 mm	m _n = 12 mm
Genişlik	b = 300 mm	b = 300 mm	b = 300 mm
Kavrama Açısı	α ₀ = 20 °	α ₀ = 20 °	α ₀ = 20 °
Yuvarlanma Dairesi Çapı	d ₀₁ = 341,18 mm	d ₀₂ = 280,25 mm	d ₀₃ = 901,69 mm
Baş Dairesi Çapı	d _{b1} = 365,18 mm	d _{b2} = 304,25 mm	d _{b3} = 925,69 mm
Taban Dairesi Çapı	d _{t1} = 311,18 mm	d _{t2} = 250,25 mm	d _{t3} = 871,69 mm
Diş Adedi	z ₁ = 28	z ₂ = 23	z ₃ = 74
Eksenler arası Mesafe	a ₀ = 310,715 mm		

c) z₃ Dişlisinin Boyutları

$$\text{Diş adımı, } t = \pi \times m_n = \pi \times 12 = 37,7 \text{ mm}$$

$$\text{Diş genişliği, } b = \psi_m \times m_n = 25 \times 12 = 300 \text{ mm}$$

Yuvarlanma dairesi çapı,

$$d_{o3} = z_3 \times m_n \times \frac{1}{\cos \beta_o} = 74 \times 12 \times \frac{1}{\cos 10^\circ} = 901,69 \text{ mm}$$

d) z₁' Dişlisinin Boyutları

$$\text{Diş adımı, } t = \pi \times m_n = \pi \times 10 = 31,41 \text{ mm}$$

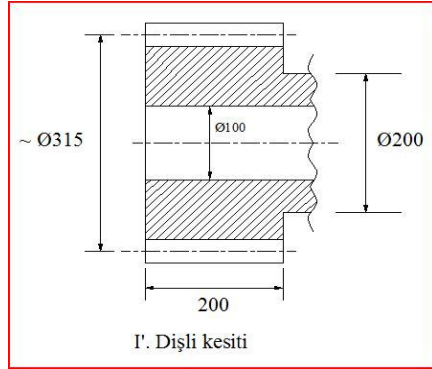
$$\text{Diş genişliği, } b = \psi_m \times m_n = 20 \times 10 = 200 \text{ mm}$$

Yuvarlanma dairesi çapı,

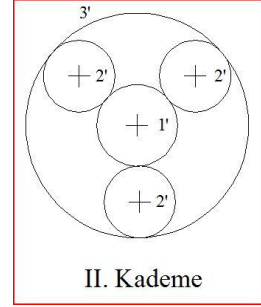
$$d_{o1}' = z_1' \times m_n \times \frac{1}{\cos \beta_o} = 31 \times 10 \times \frac{1}{\cos 10^\circ} = 314,78 \text{ mm}$$

Baş dairesi çapı, $d_{b1}' = d_{o1}' + (2xm_n) = 314,78 + (2 \times 10) = 334,78 \text{ mm}$

Taban dairesi çapı, $d_{t1}' = d_{o1}' - (2,5xm_n) = 314,78 - (2,5 \times 10) = 289,78 \text{ mm}$



Şekil 2.4 1' dişli kesiti



Şekil 2.5 II. Kademe yandan görünüş

e) z_2' Dişlisinin Boyutları

Diş adımı, $t = \pi \times m_n = \pi \times 10 = 31,41 \text{ mm}$

Diş genişliği, $b = \psi_m \times m_n = 20 \times 10 = 200 \text{ mm}$

Yuvarlanma dairesi çapı,

$$d_{o2}' = z_2' \times m_n \times \frac{1}{\cos \beta_o} = 29 \times 10 \times \frac{1}{\cos 10^\circ} = 294,47 \text{ mm}$$

Baş dairesi çapı, $d_{b2}' = d_{o2}' + (2xm_n) = 294,47 + (2 \times 10) = 314,47 \text{ mm}$

Taban dairesi çapı, $d_{t2}' = d_{o2}' - (2,5xm_n) = 294,47 - (2,5 \times 10) = 269,47 \text{ mm}$

Çizelge 2.2 z_1^I , z_2^I ve z_3^I dişlerinin boyutları

2. KADEME SONUÇ	(z_1^I) Dişlisi	(z_2^I) Dişlisi	(z_3^I) Dişlisi
Modül	$m_n = 10$ mm	$m_n = 10$ mm	$m_n = 10$ mm
Genişlik	$b = 200$ mm	$b = 200$ mm	$b = 200$ mm
Kavrama Açısı	$\alpha_0 = 20^\circ$	$\alpha_0 = 20^\circ$	$\alpha_0 = 20^\circ$
Yuvarlanma Dairesi Çapı	$d_{o1}^I = 314,78$ mm	$d_{o2}^I = 294,47$ mm	$d_{o3}^I = 903,73$ mm
Baş Dairesi Çapı	$d_{b1}^I = 334,78$ mm	$d_{b2}^I = 314,47$ mm	$d_{b3}^I = 923,73$ mm
Taban Dairesi Çapı	$d_{t1}^I = 289,78$ mm	$d_{t2}^I = 269,47$ mm	$d_{t3}^I = 878,73$ mm
Diş Adedi	$z_1^I = 31$	$z_2^I = 29$	$z_3^I = 89$
Eksenler arası Mesafe	$a_0 = 304,625$ mm		

f) z_3^I Dişlisinin Boyutları

Diş adımı, $t = \pi \times m_n = \pi \times 10 = 31,41$ mm

Diş genişliği, $b = \psi_m \times m_n = 20 \times 10 = 200$ mm

Yuvarlanma dairesi çapı,

$$d_{o3}^I = z_3^I \times m_n \times \frac{1}{\cos \beta_o} = 89 \times 10 \times \frac{1}{\cos 10^\circ} = 903,73 \text{ mm}$$

g) z_1^u Dişlisinin Boyutları

Diş adımı, $t = \pi \times m_n = \pi \times 12 = 37,7$ mm

Diş genişliği, $b = \psi_m \times m_n = 15 \times 12 = 180$ mm

Yuvarlanma dairesi çapı,

$$d_{o1}^u = z_1^u \times m_n \times \frac{1}{\cos \beta_o} = 42 \times 12 \times \frac{1}{\cos 10^\circ} = 511,77 \text{ mm}$$

Baş dairesi çapı, $d_{b1}^u = d_{o1}^u + (2xm_n) = 511,77 + (2 \times 12) = 535,77$ mm

Taban dairesi çapı, $d_{t1}^u = d_{o1}^u - (2,5xm_n) = 511,77 - (2,5 \times 12) = 481,77$ mm

h) z_2'' Dişlisinin Boyutları

Diş adımı, $t = \pi \times m_n = \pi \times 12 = 37,7 \text{ mm}$

Diş genişliği, $b = \psi_m \times m_n = 15 \times 12 = 180 \text{ mm}$

Yuvarlanma dairesi çapı,

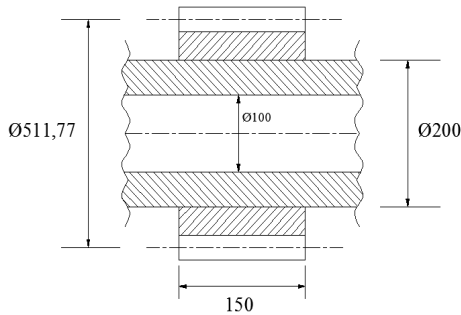
$$d_{o2}'' = z_2'' \times m_n \times \frac{1}{\cos \beta_o} = 22 \times 12 \times \frac{1}{\cos 10^\circ} = 268 \text{ mm}$$

Baş dairesi çapı, $d_{b2}'' = d_{o2}'' + (2xm_n) = 268 + (2 \times 12) = 292 \text{ mm}$

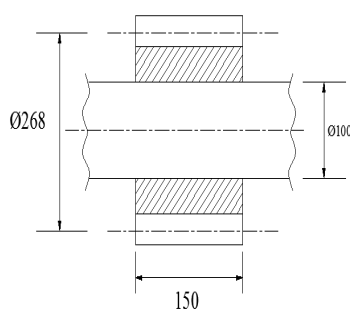
Taban dairesi çapı, $d_{t2}'' = d_{o2}'' - (2,5xm_n) = 268 - (2,5 \times 12) = 238 \text{ mm}$

Çizelge 2.3 z_1'' ve z_2'' dişlerinin boyutları

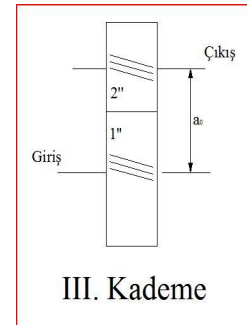
3. KADEME SONUÇ	(z_1'') Dişlisi	(z_2'') Dişlisi
Modül	$m_n = 12 \text{ mm}$	$m_n = 12 \text{ mm}$
Genişlik	$b = 150 \text{ mm}$	$b = 150 \text{ mm}$
Kavrama Açısı	$\alpha_0 = 20^\circ$	$\alpha_0 = 20^\circ$
Yuvarlanma Dairesi Çapı	$d_{o1}'' = 511,77 \text{ mm}$	$d_{o2}'' = 268 \text{ mm}$
Baş Dairesi Çapı	$d_{b1}'' = 535,77 \text{ mm}$	$d_{b2}'' = 292 \text{ mm}$
Taban Dairesi Çapı	$d_{t1}'' = 481,77 \text{ mm}$	$d_{t2}'' = 238 \text{ mm}$
Diş Adedi	$z_1'' = 42$	$z_2'' = 22$
Eksenler arası mesafe	$a_0 = 389,88 \text{ mm}$	



Şekil 2.6 (1'') Dişli kesiti



Şekil 2.7 (2'') Dişli kesiti



Şekil 2.8 III.Kademe
önden görünüş

2.1.5 Çevresel Kuvvetler

$$F_t = \frac{M_b}{r_0} \quad (2.20)$$

I. Kademe: $F_{t1} = \frac{M_{b1}}{r_{01}} \Rightarrow F_{t1} = \frac{19370}{170,59} = 113,5 \text{ kN}$

II. Kademe: $F_{t1}' = \frac{M_{b1}'}{r_{01}'} \Rightarrow F_{t1}' = \frac{4930}{157,39} = 31,3 \text{ kN}$

III. Kademe: $F_{t1}'' = \frac{M_{b1}''}{r_{01}''} \Rightarrow F_{t1}'' = \frac{7600}{213,24} = 35,6 \text{ kN}$

2.1.6. Dişlilerin Mukavemet Kontrolü

2.1.6.1 I. Kademe İçin Mukavemet Kontrolü

a) Diş Dibi Kırılmasına Göre Mukavemet Kontrolü

$$\sigma_{e\max} = K_{i\varphi} x K_{y\varphi} x K_{d\varphi} x \frac{F_{t1}}{b x m_n} x \frac{Y_F}{\varepsilon_{\alpha TOP}} \leq \sigma_{em} \text{ olmalıdır.} \quad (2.21)$$

$$\sigma_{e\max} = 1,5 x 1,3 x 1,2 x \frac{113,5 x 10^3}{300 x 12} x \frac{2,75}{2} = 78,4 \text{ N/mm}^2 \leq 200 \text{ N/mm}^2 \text{ EMNİYETLİDİR}$$

b) Diş Yüzeyi Ezilmesine Göre Mukavemet Kontrolü

$$P_{H\max} = \sqrt{K_{i\varphi} x K_{y\varphi} x K_{d\varphi} x \frac{0,35 x F_{t1} x E e \varphi_s}{b x \left(\frac{m_n x z}{\cos \beta_0} \right)} x \left(\frac{i+1}{i} \right) x \frac{Y_c^2}{\varepsilon_{\alpha top}}} \leq P_{Hemniyet} \text{ olmalıdır.} \quad (2.22)$$

$$P_{H\max} = \sqrt{1,5 x 1,3 x 1,2 x \frac{0,35 x 113,5 x 10^3 x 210 x 10^3}{300 x \left(\frac{12 x 23}{\cos 10} \right)} x \left(\frac{1,2+1}{1,2} \right) x \frac{1,761^2}{2}} \leq 1000$$

$$P_{H\max} = 812,4 \leq 1000 \text{ N/mm}^2 \text{ EMNİYETLİDİR.}$$

2.1.6.2 II. Kademe İçin Mukavemet Kontrolü

a) Diş Dibi Kırılmasına Göre Mukavemet Kontrolü

$$\sigma_{e\max} = K_{i\dot{s}} \cdot x K_{y\dot{d}} \cdot x K_{d\dot{n}} \cdot x \frac{F_{t1}'}{b x m_n} \cdot x \frac{Y_F}{\varepsilon_{\alpha TOP}} \leq \sigma_{em} \quad \text{olmalıdır.}$$

$$\sigma_{e\max} = 1,5 \times 1,3 \times 1,2 \times \frac{31,3 \times 10^3}{200 \times 10} \times \frac{2,6}{2} = 37,31 \text{ N/mm}^2 \leq 200 \text{ N/mm}^2 \quad \text{EMNİYETLİDİR}$$

b) Diş Yüzeyi Ezilmesine Göre Mukavemet Kontrolü

$$P_{H\max} = \sqrt{K_{i\dot{s}} \cdot x K_{y\dot{d}} \cdot x K_{d\dot{n}} \cdot x \frac{0,35 x F_{t1} \cdot x E e \dot{s}}{b x \left(\frac{m_n x z}{\cos \beta_0} \right)} \cdot x \left(\frac{i+1}{i} \right) \cdot x \frac{Y_c^2}{\varepsilon_{\alpha top}}} \leq P_{Hemniyet} \quad \text{olmalıdır.}$$

$$P_{H\max} = \sqrt{1,5 \times 1,3 \times 1,2 \times \frac{0,35 \times 31,3 \times 10^3 \times 210 \times 10^3}{200 \times \left(\frac{10 \times 29}{\cos 10} \right)} \cdot x \left(\frac{1,06+1}{1,06} \right) \cdot x \frac{1,761^2}{2}} \leq 1000$$

$$P_{H\max} = 524,82 \leq 1000 \text{ N/mm}^2 \quad \text{EMNİYETLİDİR.}$$

2.1.6.3 III. Kademe İçin Mukavemet Kontrolü

a) Diş Dibi Kırılmasına Göre Mukavemet Kontrolü

$$\sigma_{e\max} = K_{i\dot{s}} \cdot x K_{y\dot{d}} \cdot x K_{d\dot{n}} \cdot x \frac{F_{t1}''}{b x m_n} \cdot x \frac{Y_F}{\varepsilon_{\alpha TOP}} \leq \sigma_{em} \quad \text{olmalıdır.}$$

$$\sigma_{e\max} = 1,5 \times 1,3 \times 1,2 \times \frac{35,6 \times 10^3}{150 \times 12} \times \frac{2,8}{2} = 53,32 \text{ N/mm}^2 \leq 200 \text{ N/mm}^2 \quad \text{EMNİYETLİDİR}$$

b) Diş Yüzeyi Ezilmesine Göre Mukavemet Kontrolü

$$P_{H\max} = \sqrt{K_{i\dot{s}} \cdot x K_{y\dot{d}} \cdot x K_{d\dot{n}} \cdot x \frac{0,35 x F_{t1} \cdot x E e \dot{s}}{b x \left(\frac{m_n x z}{\cos \beta_0} \right)} \cdot x \left(\frac{i+1}{i} \right) \cdot x \frac{Y_c^2}{\varepsilon_{\alpha top}}} \leq P_{Hemniyet} \quad \text{olmalıdır.}$$

$$P_{H\max} = \sqrt{1,5 \times 1,3 \times 1,2 \times \frac{0,35 \times 35,6 \times 10^3 \times 210 \times 10^3}{150 \times \left(\frac{12 \times 22}{\cos 10} \right)} \cdot x \left(\frac{1,9+1}{1,9} \right) \cdot x \frac{1,761^2}{2}} \leq 1000$$

$$P_{H\max} = 600,30 \leq 1000 \text{ N/mm}^2 \quad \text{EMNİYETLİDİR.}$$

2.1.7 Mil Hesapları

2.1.7.1 Giriş Mili (-S- kolu)

$$d_d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(1-k_m^4)} x \frac{Mb_I}{\tau_{em}}} \quad (2.23)$$

$$Mb_I = 214860 \text{ N.m} \quad ; \quad k_m = \frac{100}{300} = 0,33 \quad ; \quad \tau_{em} = 60 \text{ N / mm}^2$$

$$d_d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(1-0,33^4)} x \frac{214860.10^3}{60}} = 265 \text{ mm} \Rightarrow d_d = 300 \text{ mm}$$
$$d_{iç} = 100 \text{ mm}$$

2.1.7.2 I. Ara Mil (-s' - kolu)

$$M_{II} = 57000 \text{ N.m} \quad ; \quad k_m = \frac{100}{200} = 0,5 \quad ; \quad \tau_{em} = 60 \text{ N / mm}^2$$

$$d_d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(1-0,5^4)} x \frac{58120.10^3}{60}} = 173 \text{ mm} \Rightarrow d_d = 200 \text{ mm}$$
$$d_{iç} = 100 \text{ mm}$$

2.1.7.3 II. Ara Mil (Planet çıkışı)

$$M_{II} = 14865 \text{ N.m} \quad ; \quad k_m = \frac{100}{150} = 0,7 \quad ; \quad \tau_{em} = 60 \text{ N / mm}^2$$

$$d_d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(1-0,7^4)} x \frac{14790.10^3}{60}} = 118 \text{ mm} \Rightarrow d_d = 150 \text{ mm}$$
$$d_{iç} = 100 \text{ mm}$$

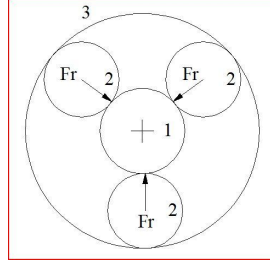
2.1.7.4 Çıkış Mili

$$M_{III} = 7600 \text{ N.m} \quad ; \quad \tau_{em} = 60 \text{ N / mm}^2$$

$$d_d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} x \frac{7600.10^3}{60}} = 87 \text{ mm} \Rightarrow d = 100 \text{ mm}$$

2.1.8 Diş Kuvvetleri ve Yataklara Gelen Tepkiler

Güneş dişlilerdeki radyal kuvvetler Şekil 2.9 'da gösterildiği gibi dengededir.



Şekil 2.9 Radyal kuvvetlerin gösterilişi

2.1.8.1 I. Kademe

(1) Dişlisi (Güneş Dişli)

$$F_{t1} = 113,5 \text{ kN}$$

$$F_{r1} = F_{t1} x \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 113,5 x \frac{\tan 20}{\cos 10} \cong 42 \text{ kN} \quad (2.24)$$

$$F_{a1} = F_{t1} x \tan \beta = 113,5 x \tan 10 = 20 \text{ kN} \quad (2.25)$$

Bileşke kuvvet;

$$F_N = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{113,5^2 + 42^2 + 20^2} = 122,66 \text{ kN} = 122660 \text{ N} \quad (2.26)$$

2 (Planet dişli) ve 3 (Çember dişli) dişlileri üzerine de aynı kuvvetler etki edecektir.

Örnek teşkil etmesi açısından bir dişlide yatak hesabı yapılmıştır. Güneş dişlilerdeki radyal kuvvetler Şekil 2.9' da gösterildiği gibi dengededir. Fakat sistemdeki dengesizlikler varsayımıyla yatak hesabında çevresel kuvvetin %10'unun yataklara etkidiği kabul edilmiştir.

A-Yatağı:

$$C = \sqrt[3]{L x F_r} \quad (2.27)$$

$$L = \frac{L_h x n_1 x 60}{10^6} \quad (2.28)$$

$$n_1 = \frac{n_g}{I_t} = \frac{28}{0,2747} \cong 102 \text{ d / d}$$

C = dinamik yük sayısı , $L_h = 80000$ saat (~10 yıl) , $\xi = \text{ömür denklem üssü} = 3$

$$F_a = 0 \quad ; \quad F_r = \%10 \times F_t = 11,35 \text{ kN} = F_{eş}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{L_h \times n_1 \times 60}{10^6}} \times F_r \quad (2.29)$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{80000 \times 102 \times 60}{10^6}} \times 11,35 \cong 89 \text{ kN}$$

$$C = 512 \text{ kN}$$

(SKF) **32948** Konik makaralı rulman seçildi.

D=320 mm (Dış çap) (Tablo-5)

B=51 mm (Genişlik)

B-Yatağı:

$$F_r = 11,35 \text{ kN}$$

$$F_a = F_t \times \tan \beta = 3 \times 113,5 \times \tan 10 = 60 \text{ kN}$$

Ön tahmin: (Konik makaralı olsun)

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{60}{11,35} \cong 5 > e \Rightarrow F_{eş} = X.F_r + 1,68.y.F_a \quad (2.30) \quad ; \quad X=0,67 \quad Y=1,3 \text{ (Tablo-6)}$$

$$F_{eş} = 0,67 \times 11,35 + 1,68 \times 1,3 \times 60 \cong 138 \text{ kN}$$

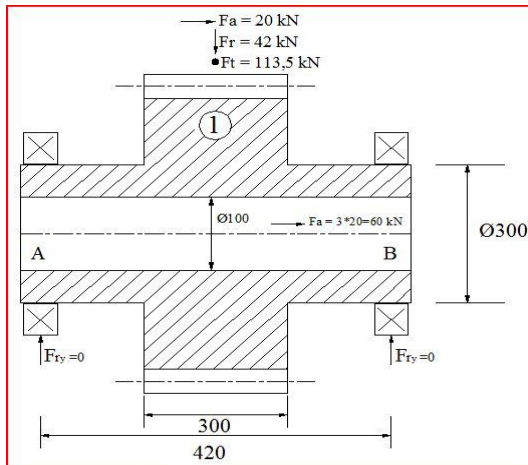
$$C = \sqrt[3]{\frac{80000 \times 102 \times 60}{10^6}} \times 138 = 1095 \text{ kN}$$

$$C = 1200 \text{ kN}$$

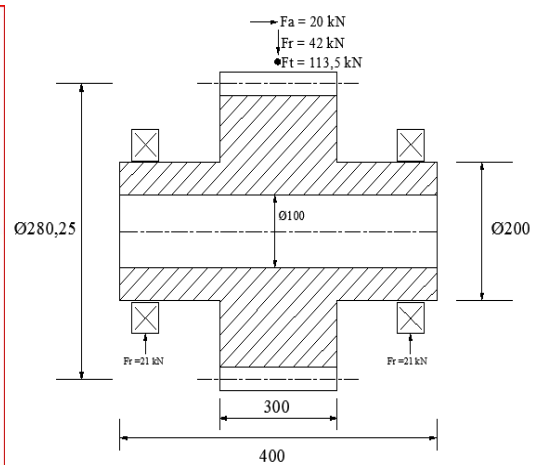
(SKF) **32056X** Konik makaralı rulman seçildi.

D=420 mm (Dış çap) (Tablo-6)

B=87 mm (Genişlik)



Şekil 2.10 Güneş dişliye ve yataklara gelen kuvvetlerin gösterimi



Şekil 2.11 Planet dişliye ve yataklara gelen kuvvetlerin gösterimi

2.1.8.2 II. Kademe

(1') Dişlisi (Güneş Dişli)

$$F_{t1}' = 31,3 \text{ kN} ; F_{r1}' = 31,3x \frac{\tan 20}{\cos 10} = 11,56 \text{ kN} ; F_{a1}' = F_{t1}' \tan \beta = 31,3 \times \tan 10 = 5,52 \text{ kN}$$

Bileşke kuvvet;

$$F_N = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{31,3^2 + 11,56^2 + 5,52^2} = 33,82 \text{ kN} = 33820 \text{ N} \quad (2.31)$$

2' (Planet dişli) ve 3' (Çember dişli) dişlileri üzerine de aynı kuvvetler etki edecektir.

1'' dişlisinin yataklara etkisi:

Bir mil üzerinde 3 yatak bulunmasından dolayı klasik yöntemlerle sonuç elde edilememektedir. Bu yüzden "Elastik Eğri Yöntemi" kullanılacaktır.

Burada F_{rA} ", F_{rB} " ve F_{rC} " kuvvetlerini bulmak için üç denkleme ihtiyaç vardır.

$$\Sigma M_C = 0 \rightarrow 13,2.175 - F_{rB} ".350 - F_{rA} ".630 = 0 \quad (i)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow \Sigma F_y = F_{rA} " + F_{rB} " + F_{rC} " - F_R = 0 \quad (ii)$$

$$V_B = 0 = \frac{1}{EI} \left(\int_a^b M_E \frac{\partial M_E}{\partial F_{R_B}} dz \right) \quad (iii)$$

$$M_{E1} = F_{rA} ".z_1 ; M_{E2} = F_{rA} ".(z_2 + 280) + F_{rB} ".(z_2)$$

$$M_{E3} = F_{rA} ".(z_3 + 455) + F_{rB} ".(z_3 + 175) - F_{rC} ".(z_3)$$

i numaralı denklem kullanılarak F_{rA} " değeri F_{rB} " cinsinden ifade edilir.

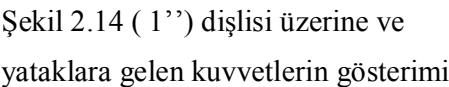
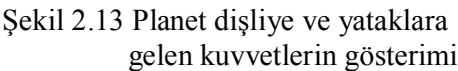
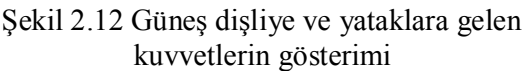
$$F_{rA} " = 3,6 - (0,55). F_{rB} "$$

Moment denklemlerinde de F_{rA} " yerine bu denklem yazılır.

Bu moment denklemleri Castigliano Çökme Formülünde yerine yazılır :

$$V_B = 0 = \frac{1}{EI} \left(\int_0^{280} M_{E1} \frac{\partial M_{E1}}{\partial F_{R_B}} dz_1 + \int_{280}^{455} M_{E2} \frac{\partial M_{E2}}{\partial F_{R_B}} dz_2 + \int_{455}^{630} M_{E3} \frac{\partial M_{E3}}{\partial F_{R_B}} dz_3 \right)$$

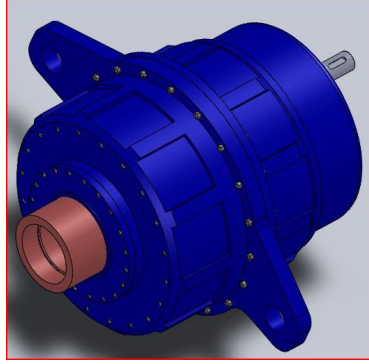
Buradan $\rightarrow F_{rB} " = 6,1 \text{ kN} ; (i)'den F_{rA} " = 1,1 \text{ kN} ; (ii)'den F_{rC} " = 6 \text{ kN}$ bulunur.



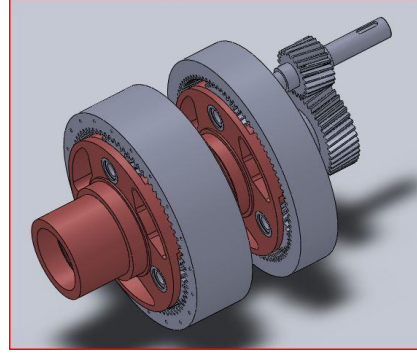
Şekil 2.15 (2'') dişlisi üzerine ve yataklara gelen kuvvetlerin gösterimi

2.2 Redüktörün Katı Modeli ve Elemanları

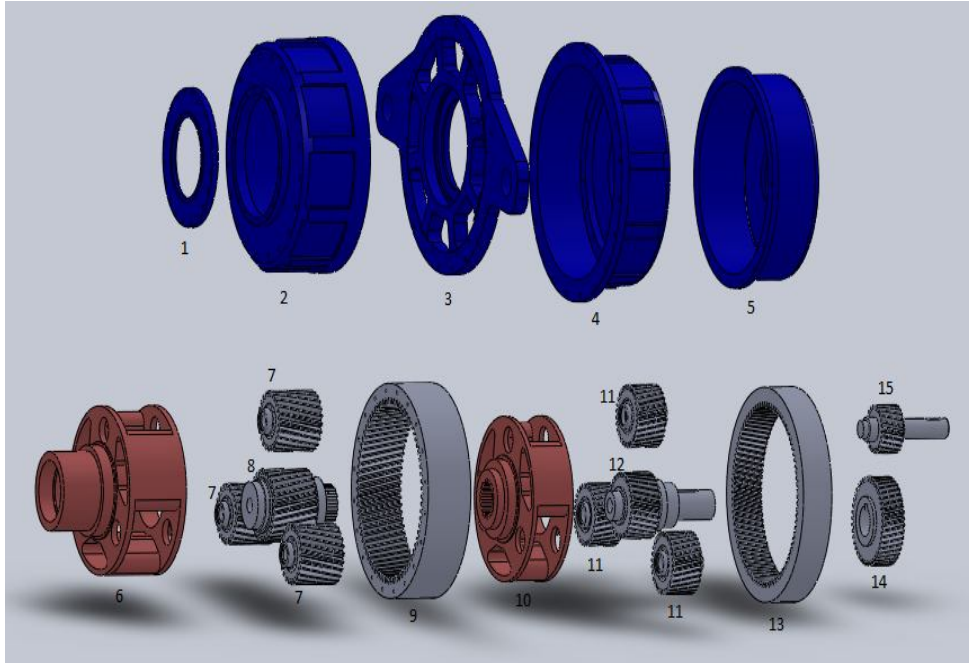
Redüktörün katı modeli, 2. Bölüm’de yapılan hesaplamalardan elde edilen değerlere göre GearTrax ve SolidWorks programları kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil 2.16 Redüktörün Genel Gösterilişi



Şekil 2.17 Redüktöre Ait Planet Mekanizmanın Gösterilişi



Şekil 2.18 Redüktörün Parçalarının Gösterilişi

1-2-3-4-5) Redüktör Gövdesi

6) Birinci Kademe Planet Taşıyıcı

7) Birinci Kademe Planet Dişli

8) Birinci Kademe Güneş Dişli

9) Birinci Kademe Çember Dişli

10) İkinci Kademe Planet Taşıyıcı

11) İkinci Kademe Planet Dişli

12) İkinci Kademe Güneş Dişli

13) İkinci Kademe Çember Dişli

14) Üçüncü Kademe Helisel Dişli

15) Üçüncü Kademe Helisel Pinyon Dişli

BÖLÜM 3

GERİLME ANALİZLERİ

3.1 Birinci Kademe Güneş Dişli

Dişlerde oluşan gerilmeleri bulmak için, dişliler arasında oluşan kuvvet, temas yüzeylerine yayılı yük olarak uygulanmıştır. Bu yayılı yük değerleri aşağıda gösterildiği gibi bulunmuştur:

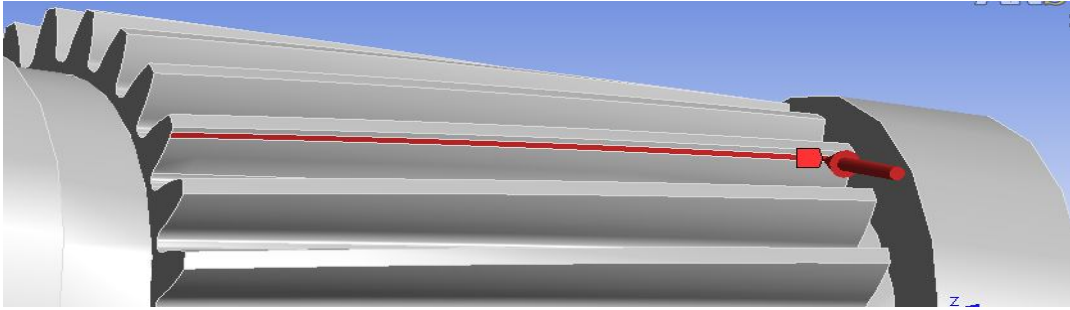
Diş üzerine gelen bileşke kuvvet ; Denklem (2.26)'dan :

$$F_N = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{113,5^2 + 42^2 + 20^2} = 122,66 \text{ kN} = 122660 \text{ N}$$

* Bileşke kuvvet kavrama oranına ($\epsilon=2$) bölünerek dişe tatbik edilir. Alan= $836,2 \text{ mm}^2$

$$F = \frac{122660}{2} = 61330 \text{ N} \rightarrow \text{Uygulanan yayılı yük} = \frac{F}{A} = \frac{61330}{836,2} = 73,34 \text{ MPa} \quad (3.1)$$

Dişlerin temas ettiği yüzey alanı katı model üzerinden alınarak, o bölge Space Claim programıyla ayrılmıştır. Daha sonra bulunan bu değer Şekil 3.1'de gösterildiği gibi diş yüzeyinde o ayrılan bölgeye uygulanmıştır.



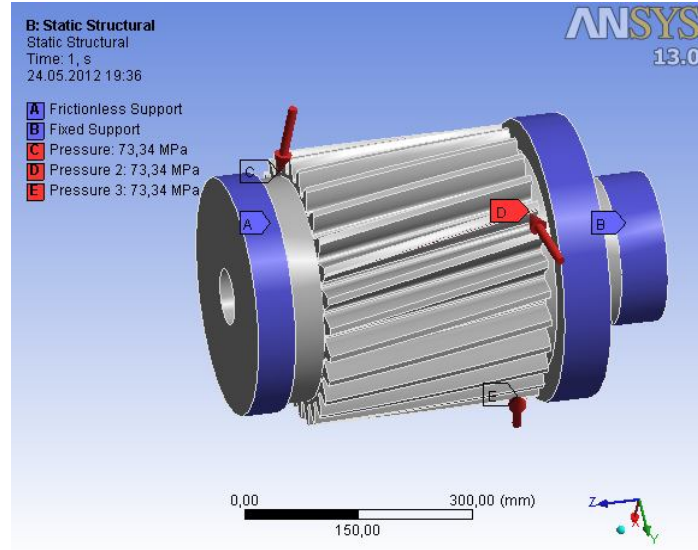
Şekil 3.1 Diş yüzeyine uygulanan yayılı yük

Dişliye ait sınır şartları Şekil 3.2' de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi üç farklı yerden yayılı yük uygulanmıştır. Bunun sebebi güneş dişliye üç farklı yerden temas eden üç tane planet dişli (uydu dişli) olmasıdır. Dişlinin yataklandığı A bölgelerine Frictionless

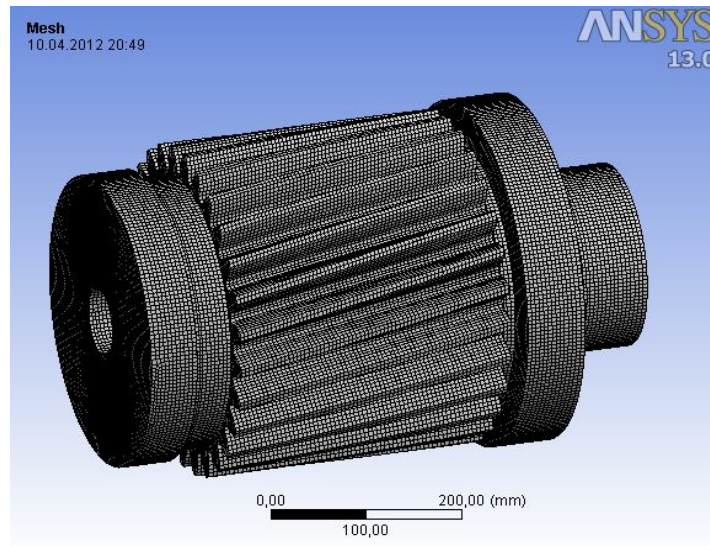
Support uygulanmıştır ve ikinci kademenin planet taşıyıcısına bağlı olan dişli milinin B bölgesi sabitlenmiştir (Fix Support).

Elastisite modülü, akma-kopma dayanımı, poisson oranı gibi Çizelge 3.1' deki malzeme özellikleri programa girilmiştir.

Daha sonra dişliye Şekil 3.3' de gösterildiği gibi eleman genişliği 4,5 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, dişli gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 1840602 düğüm noktası ve 496660 eleman bulunmaktadır.

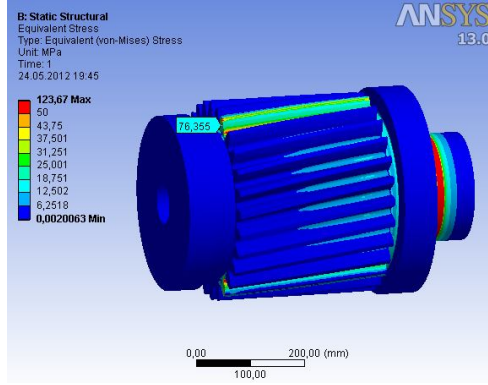


Şekil 3.2 1. Kademe Güneş Dişliye Uygulanan Yayılı Yükler ve Sınır Şartları

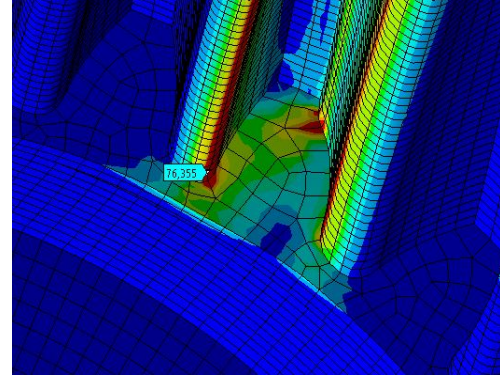


Şekil 3.3 Güneş Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

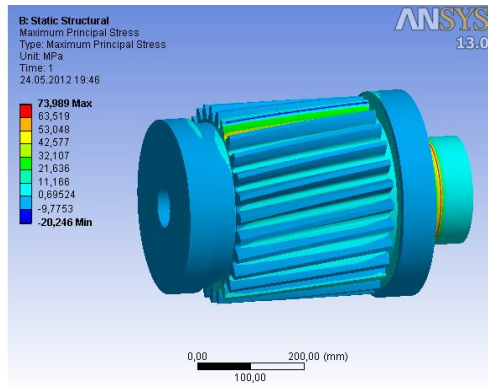
3.1.1 Birinci Kademe Güneş Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar



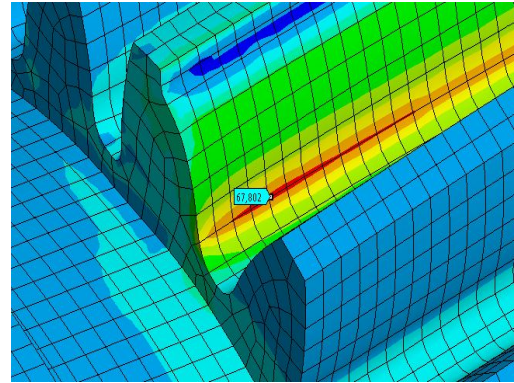
Şekil 3.4 Eşdeğer Gerilme



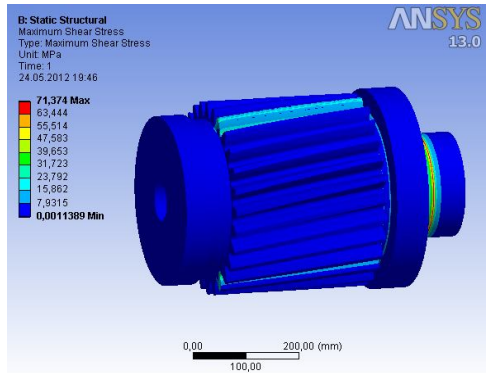
Şekil 3.5 Max Eşdeğer Gerilme = 76,35 MPa



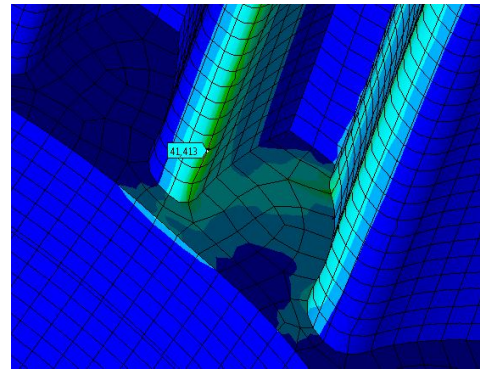
Şekil 3.6 Max Asal Gerilme



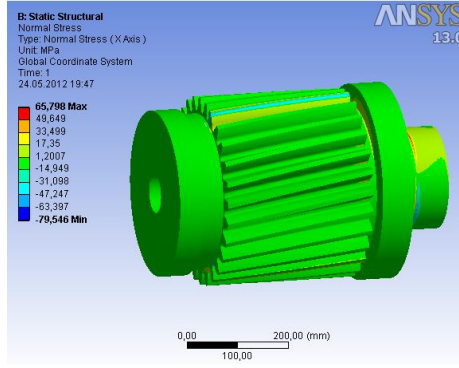
Şekil 3.7 Max Asal Gerilme = 67,80 MPa



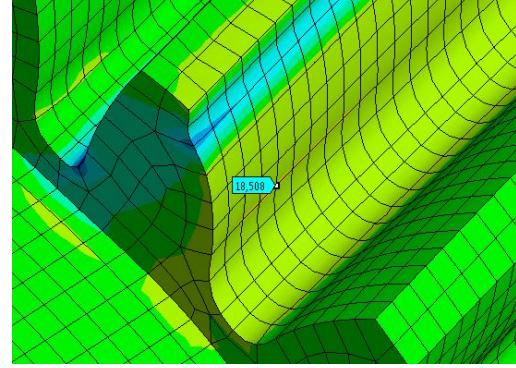
Şekil 3.8 Max Kayma Gerilmesi



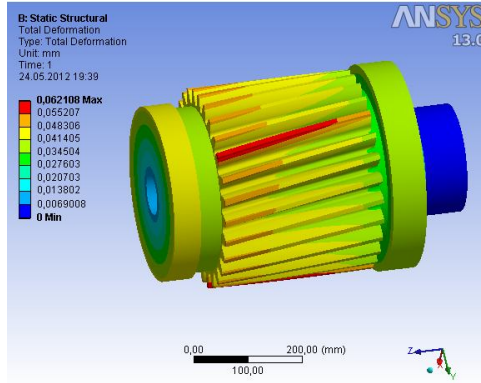
Şekil 3.9 Max Kayma Gerilmesi = 41,41 MPa



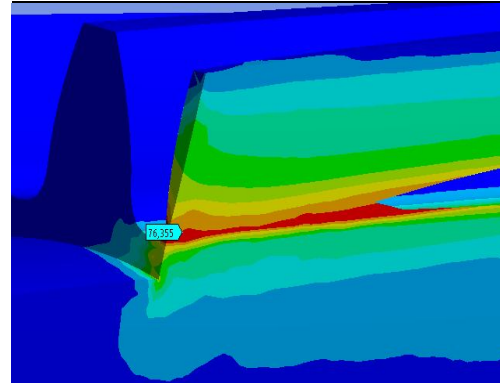
Şekil 3.10 Normal Gerilme



Şekil 3.11 Max Normal Gerilme = 18,50 MPa



Şekil 3.12 Toplam Yerdeğiştirme



Şekil 3.13 Eşdeğer Gerilmenin Diş İçinde Dağılımı

Çizelge 3.1 Bütün Dişlilerde Kullanılan Malzemenin Özellikleri

Malzeme Cinsi	AISI 4340 Islah Çeliği
Yoğunluk	7850 kg / m ³
Akma Gerilmesi	972 MPa
Kopma Gerilmesi	1448 MPa
Diş Dibi Gerilmesi	200 MPa
Diş Yüzeyi Gerilmesi	1000 MPa
Elastisite Modülü	210 GPa
Poisson Oranı	0,29

Şekil 3.4, Şekil 3.6, Şekil 3.8 ve Şekil 3.10' da gerilmeler ve Şekil 3.5, Şekil 3.7, Şekil 3.9 ve Şekil 3.11' de de bunların yakın çekimde maksimum gerilmeleri gösterilmiştir. Şekil 3.12' de diş ucunda meydana gelen toplam yer değiştirme miktarı gösterilmiştir.

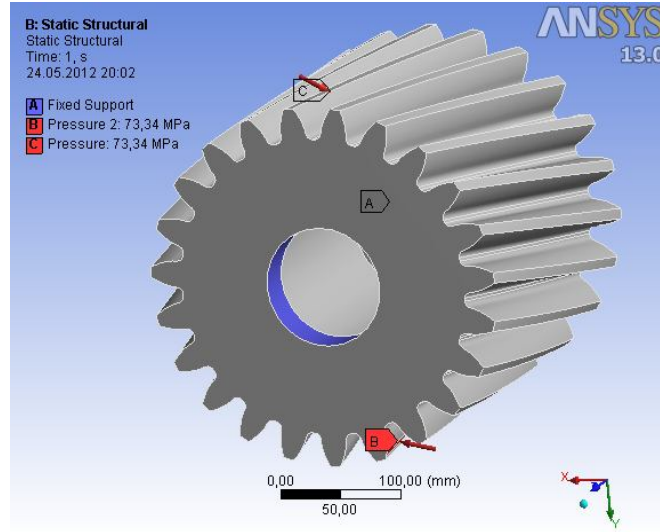
Şekil 3.13' de de diş profilinin kesiti alındığında, eşdeğer gerilmenin diş içindeki dağılımı görülmektedir.

3.2 Birinci Kademe Planet Dişli

Denklem (3.1)' den diş üzerine uygulanan yayılı yük = 73,34 MPa

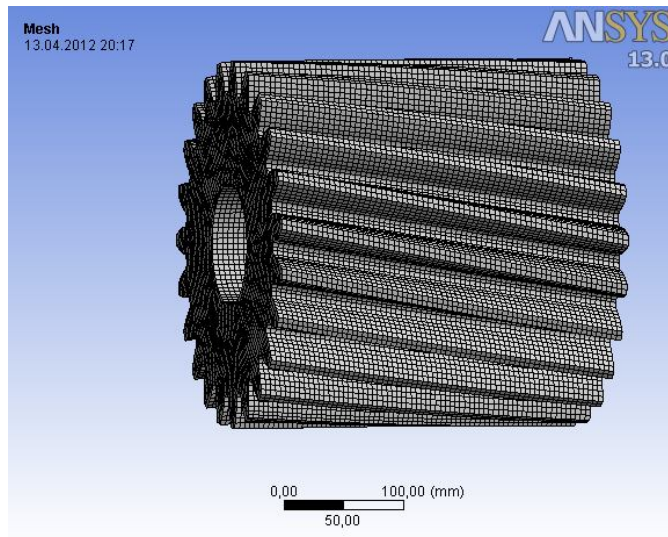
Dişliye ait sınır şartları Şekil 3.14' de gösterilmiştir. Burada iki farklı yerden yayılı yük uygulanmıştır çünkü bir güneş dişliye bir de çember dişliye temas söz konusudur ve dişli A ile gösterilen yataklardan sabitlenmiştir.

Çizelge 3.1' den malzeme özellikleri programa girilmiştir.



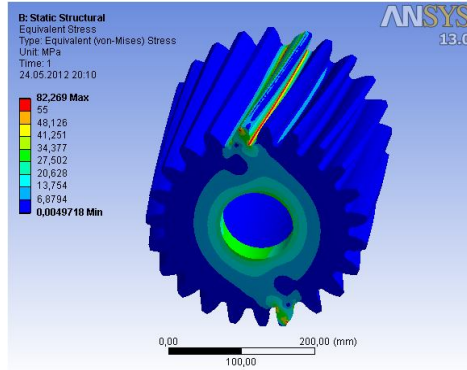
Şekil 3.14 1. Kademe Planet Dişliye Ait Sınır Şartları

Şekil 3.15' de gösterildiği gibi eleman genişliği 4,5 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, dişli gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 647739 düğüm noktası ve 172259 eleman bulunmaktadır.

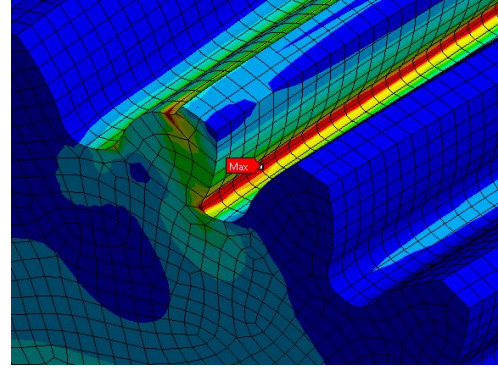


Şekil 3.15 1. Kademe Planet Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

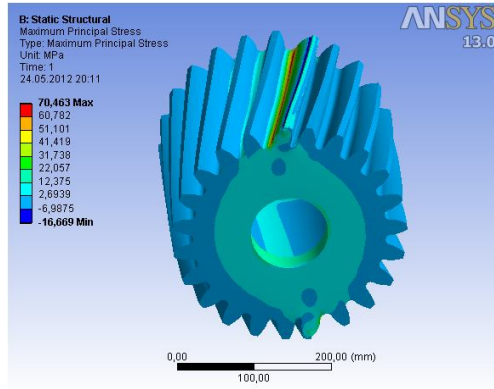
3.2.1 Birinci Kademe Planet Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar



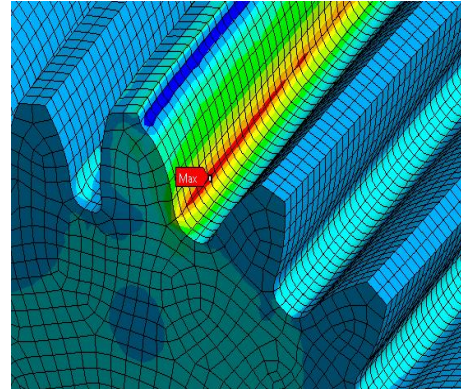
Şekil 3.16 Eşdeğer Gerilme



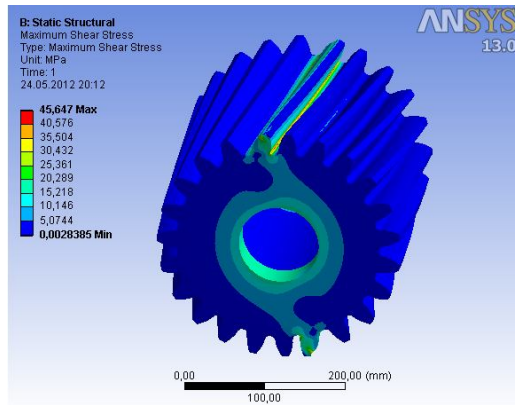
Şekil 3.17 Max Eşdeğer Gerilme = 82,269 MPa



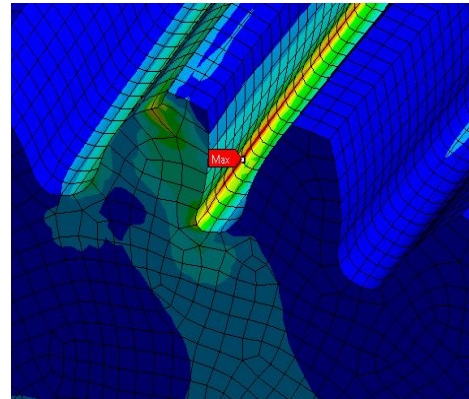
Şekil 3.18 Max Asal Gerilme



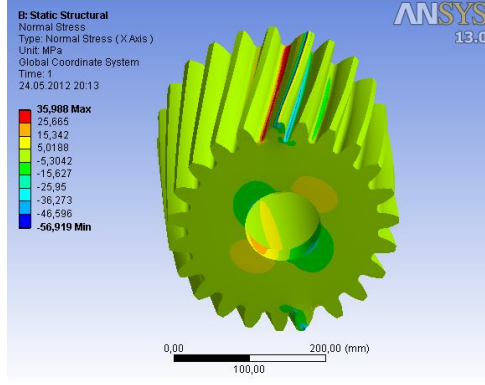
Şekil 3.19 Max Asal Gerilme = 70,46 MPa



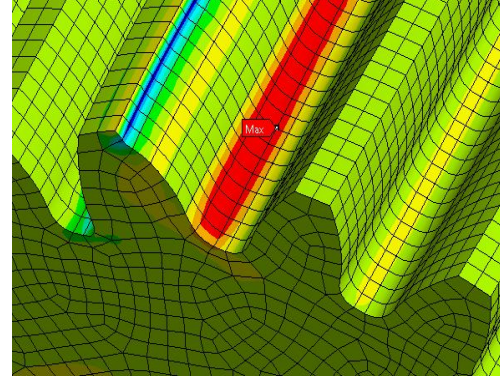
Şekil 3.20 Max Kayma Gerilmesi



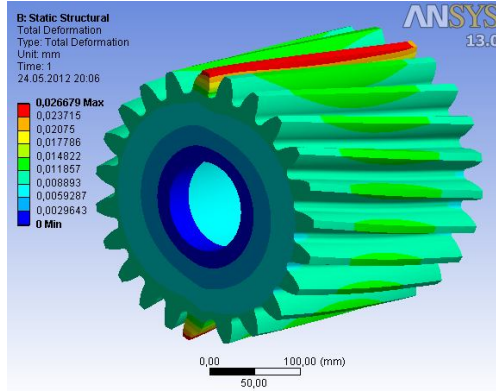
Şekil 3.21 Max Kayma Gerilmesi = 45,64 MPa



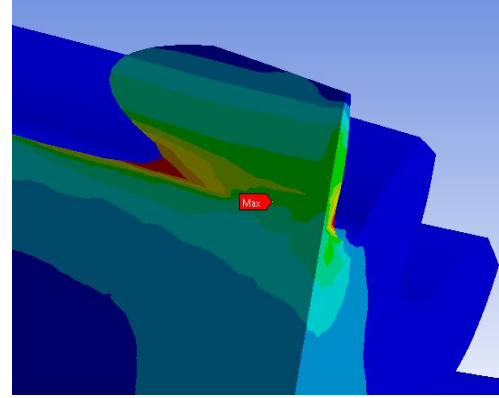
Şekil 3.22 Normal Gerilme



Şekil 3.23 Max Normal Gerilme = 35,98 MPa

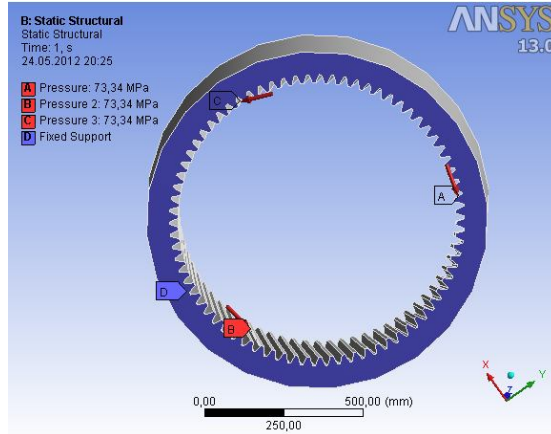


Şekil 3.24 Toplam Yer Değiştirme

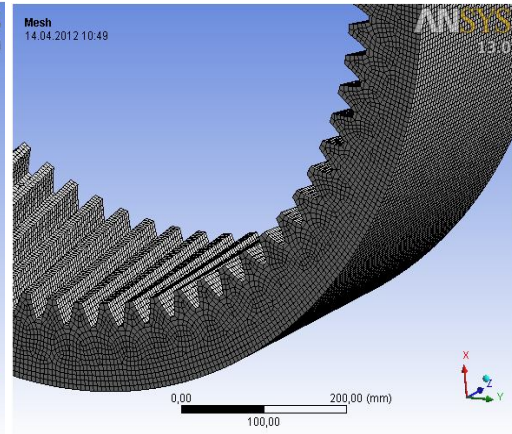


Şekil 3.25 Eşdeğer Gerilmenin Diş İçinde Dağılımı

3.3 Birinci Kademe Çember Dişli



Şekil 3.26 1. Kademe Çember Dişliye Ait Sınır Şartları

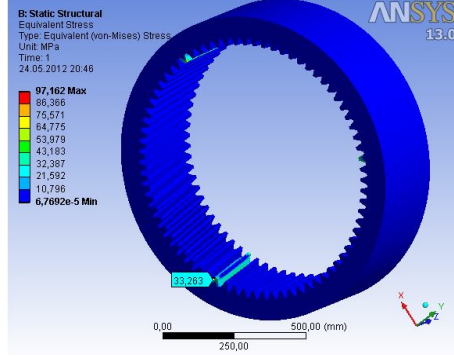


Şekil 3.27 Sonlu Elemanlar Ağ Modeli (Yakın)

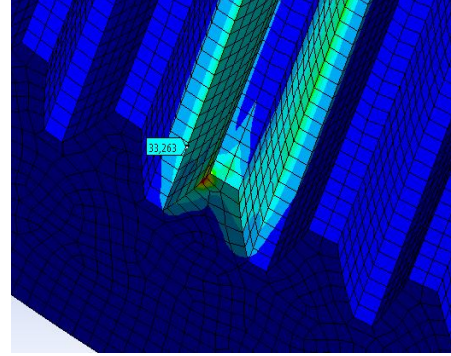
Dişliye ait sınır şartları Şekil 3.26’ da gösterilmiştir. Burada üç farklı yerden yayılı yük uygulanmıştır çünkü üç tane planet dişli teması söz konusudur. Dişli D ile gösterilen, dişlinin iki yan yüzeyinden sabitlenmiştir.

Şekil 3.27’ de gösterildiği gibi eleman genişliği 6 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, dişli gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 1684546 düğüm noktası ve 469583 eleman bulunmaktadır.

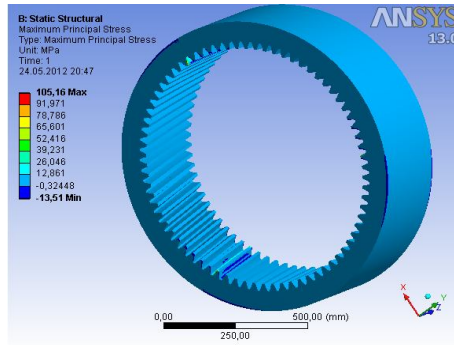
3.3.1 Birinci Kademe Çember Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar



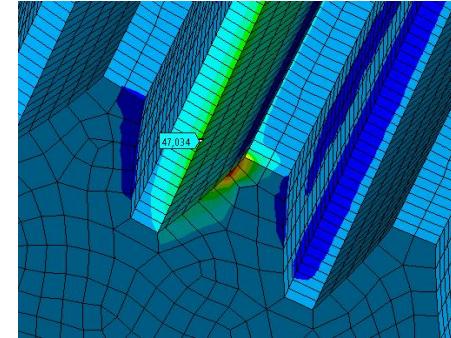
Şekil 3.28 Eşdeğer Gerilme



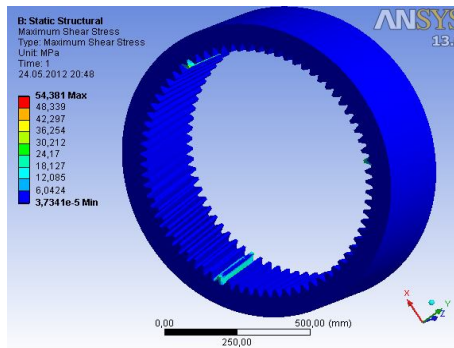
Şekil 3.29 Max Eşdeğer Gerilme = 33,26 MPa



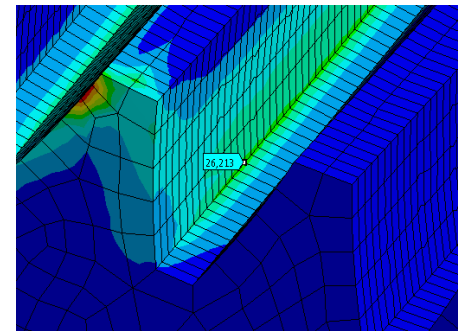
Şekil 3.30 Max Asal Gerilme



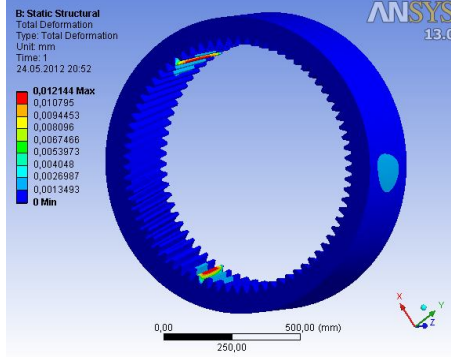
Şekil 3.31 Max Asal Gerilme = 47,03 MPa



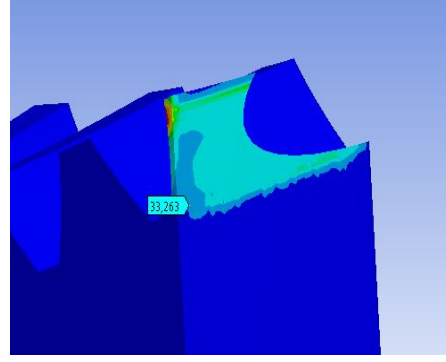
Şekil 3.32 Max Kayma Gerilmesi



Şekil 3.33 Max Kayma Gerilmesi = 26,21 MPa



Şekil 3.34 Toplam Yer Değiştirme



Şekil 3.35 Eşdeğer Gerilmenin Diş İçinde Dağılımı

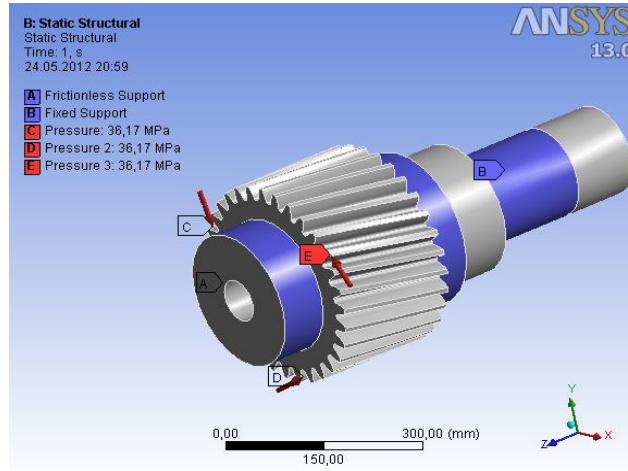
3.4 İkinci Kademe Güneş Dişli

Denklem (2.31)'den diş üzerine gelen bileşke kuvvet : $F_N = 33,82 \text{ kN} = 33820 \text{ N}$

Alan = $467,4 \text{ mm}^2$ (Dişlerin temas ettiği yüzey alanı model üzerinden alınmıştır)

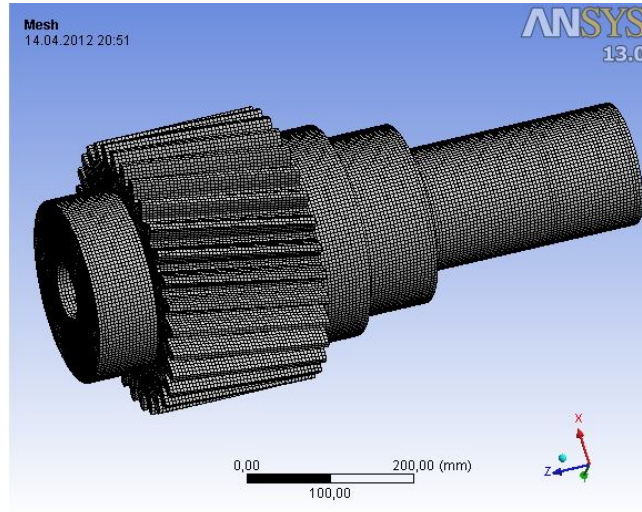
$$F = \frac{33820}{2} = 16910 \text{ N} \rightarrow \text{Uygulanan yayılı yük} = \frac{F}{A} = \frac{16910}{467,4} = 36,17 \text{ MPa} \quad (3.2)$$

Dişliye ait sınır şartları Şekil 3.36' da gösterilmiştir. Dişliye A ile gösterilen yataklardan Frictionless Support uygulanmıştır ve dişli B ile gösterilen 3. Kademe helisel dişlinin olduğu bölgeden sabitlenmiştir.



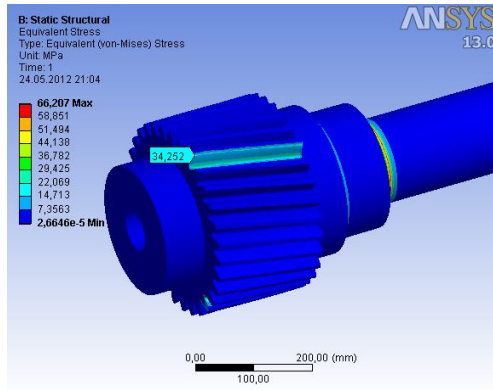
Şekil 3.36 İkinci Kademe Güneş Dişliye Ait Sınır Şartları

Şekil 3.37' de gösterildiği gibi eleman genişliği 4,5 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, dişli gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 1171652 düğüm noktası ve 321531 eleman bulunmaktadır.

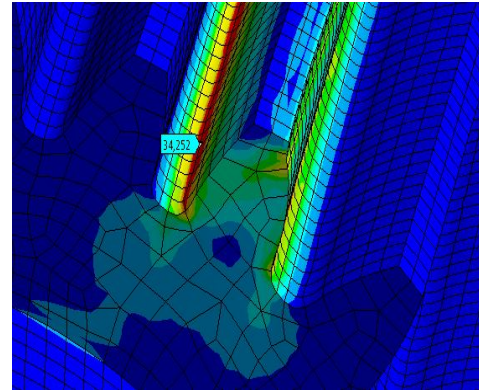


Şekil 3.37 2. Kademe Güneş Dişliye Ait Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

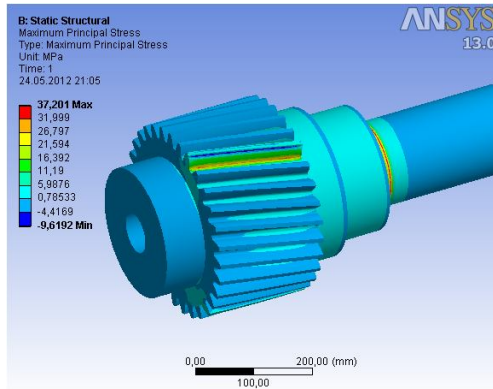
3.4.1 İkinci Kademe Güneş Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar



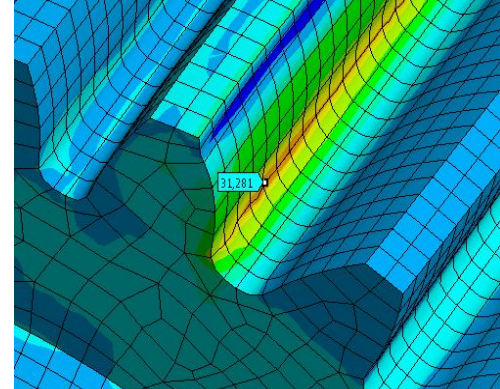
Şekil 3.38 Eşdeğer Gerilme



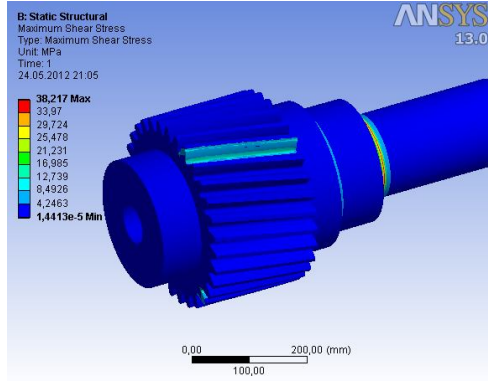
Şekil 3.39 Max Eşdeğer Gerilme = 34,25 MPa



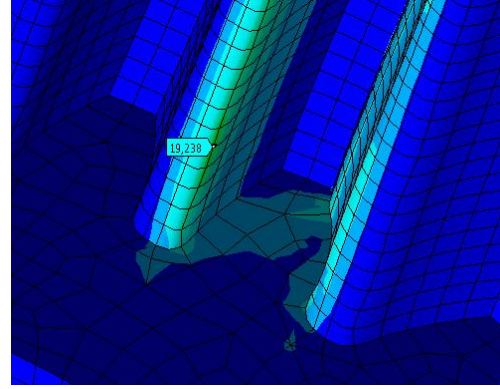
Şekil 3.40 Max Asal Gerilme



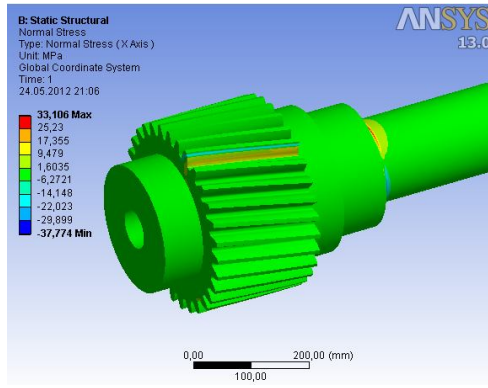
Şekil 3.41 Max Asal Gerilme = 31,28 MPa



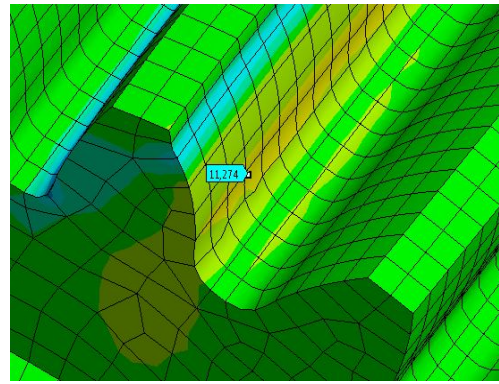
Şekil 3.42 Max Kayma Gerilmesi



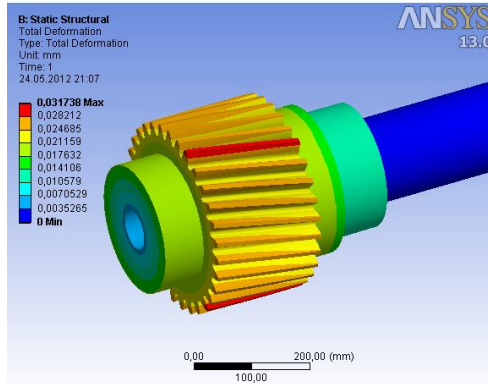
Şekil 3.43 Max Kayma Gerilmesi = 19,23 MPa



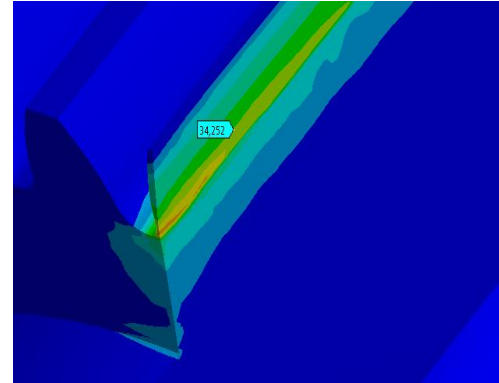
Şekil 3.44 Normal Gerilme



Şekil 3.45 Max Normal Gerilme = 11,27 MPa



Şekil 3.46 Toplam Yer Değiştirme



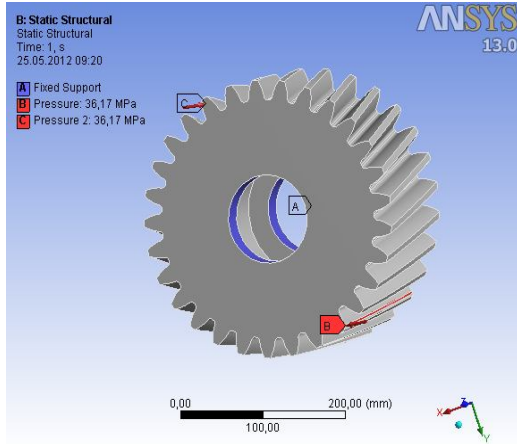
Şekil 3.47 Eşdeğer Gerilmenin Diş İçinde Dağılımı

3.5 İkinci Kademe Planet Dişli

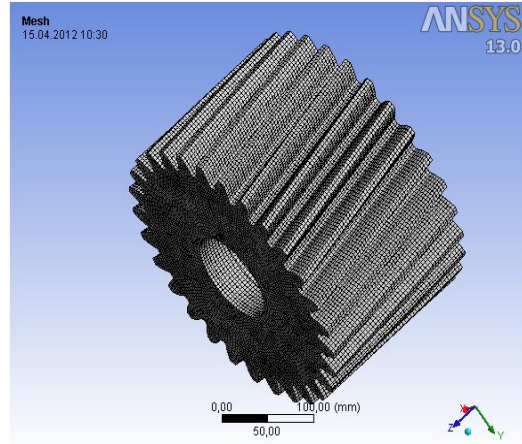
Denklem (3.2)' den uygulanan yayılı yük = 36,17 MPa

Dişliye ait sınır şartları Şekil 3.48' de gösterilmiştir. Dişli A ile gösterilen yataklardan sabitlenmiştir. Güneş ve planet dişlilere temas bölgelerinden yayılı yük uygulanmıştır.

Şekil 3.49' da gösterildiği gibi eleman genişliği 4 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, dişli gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 739607 düğüm noktası ve 201329 eleman bulunmaktadır.

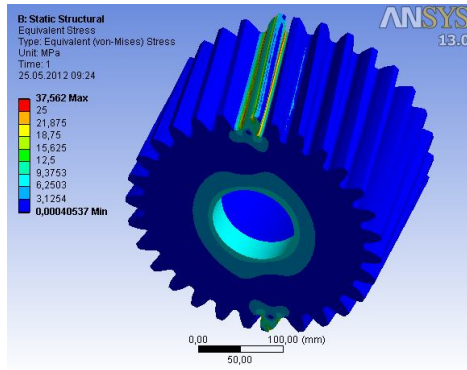


Şekil 3.48 2. Kademe Planet Dişliye Ait Sınır Şartları

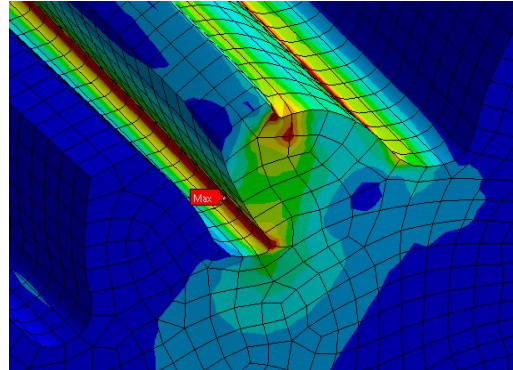


Şekil 3.49 Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

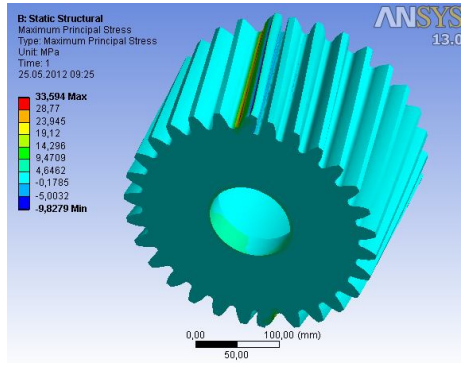
3.5.1 İkinci Kademe Planet Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar



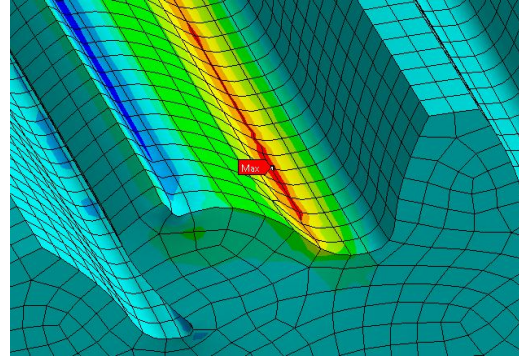
Şekil 3.50 Eşdeğer Gerilme



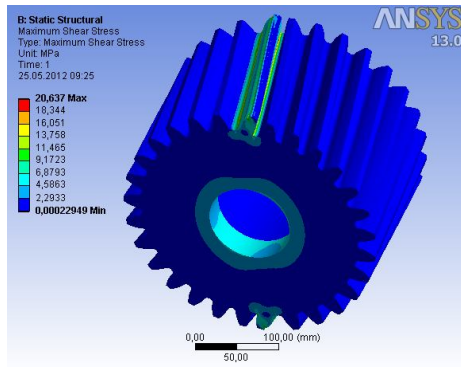
Şekil 3.51 Max Eşdeğer Gerilmesi = 37,56 MPa



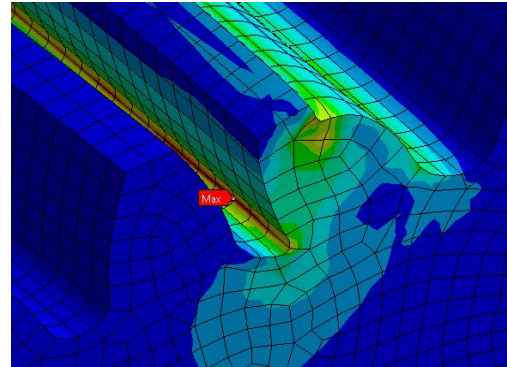
Şekil 3.52 Max Asal Gerilme



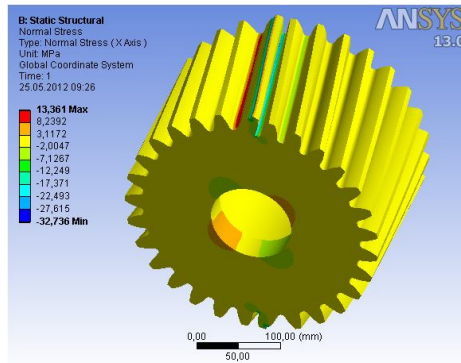
Şekil 3.53 Max Asal Gerilme = 33,59 MPa



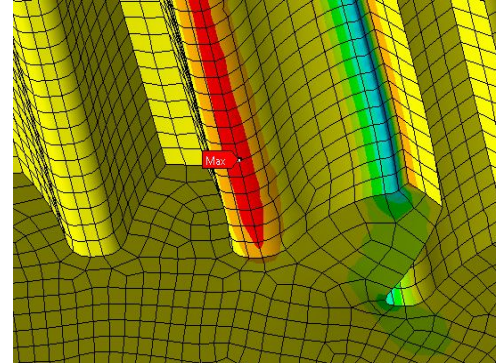
Şekil 3.54 Max Kayma Gerilmesi



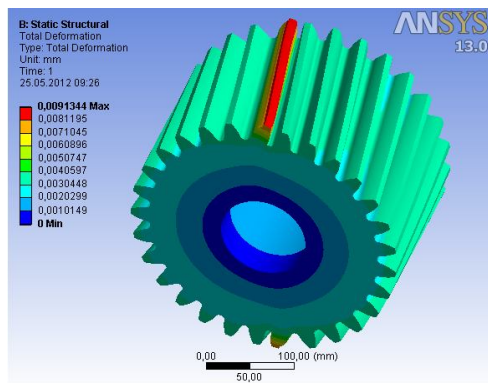
Şekil 3.55 Max Kayma Gerilmesi = 20,63 MPa



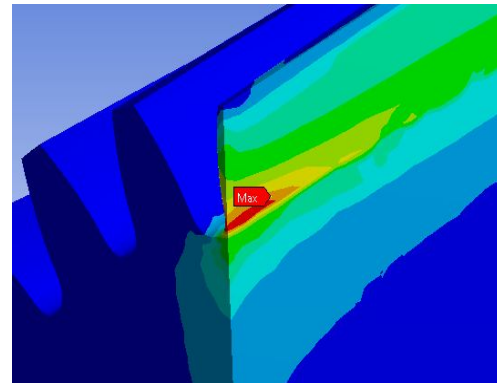
Şekil 3.56 Normal Gerilme



Şekil 3.57 Max Normal Gerilme = 13,36 MPa



Şekil 3.58 Toplam Yer Değiştirme



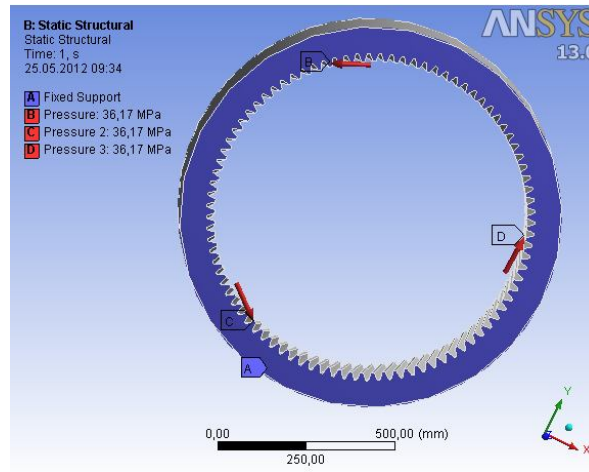
Şekil 3.59 Eşdeğer Gerilmesinin Diş İçinde Dağılımı

3.6 İkinci Kademe Çember Dişli

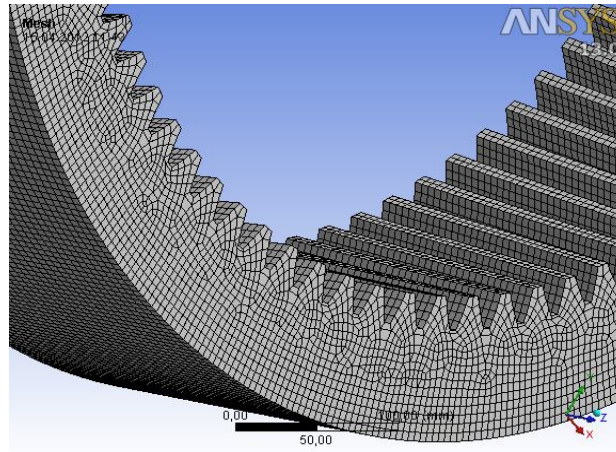
Denklem (3.2)' den uygulanan yayılı yük = 36,17 MPa

Dişliye ait sınır şartları Şekil 3.60' da gösterilmiştir. Burada üç farklı yerden yayılı yük uygulanmıştır çünkü üç tane planet dişli teması söz konusudur. Dişli A ile gösterilen, dişlinin iki yan yüzeyinden sabitlenmiştir.

Şekil 3.61' de gösterildiği gibi eleman genişliği 6 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, dişli gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 1144322 düğüm noktası ve 306579 eleman bulunmaktadır.

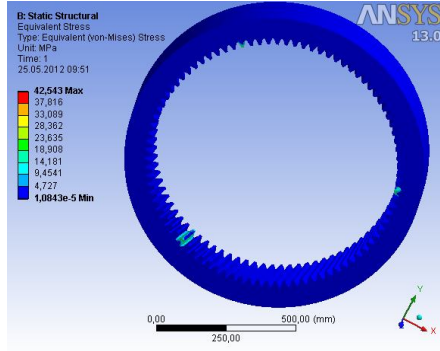


Şekil 3.60 İkinci Kademe Çember Dişliye Ait Sınır Şartları

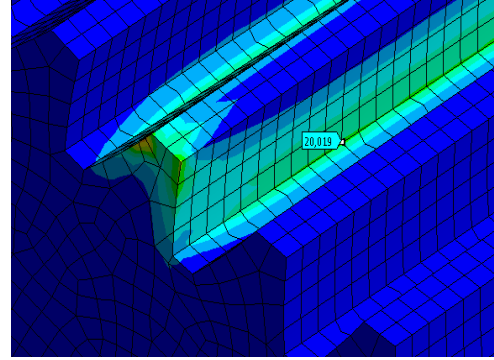


Şekil 3.61 Sonlu Elemanlar Ağ Modeli (Yakın Gösterim)

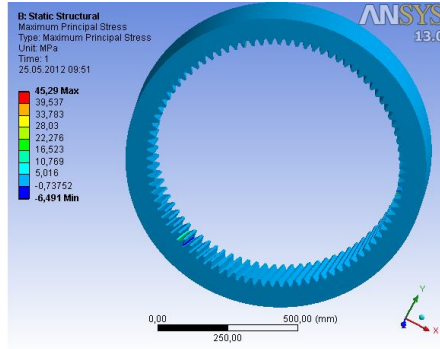
3.6.1 İkinci Kademe Çember Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar



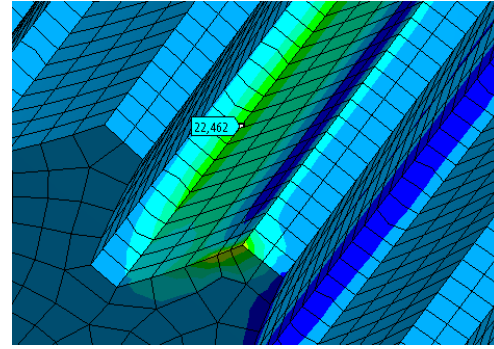
Şekil 3.62 Eşdeğer Gerilme



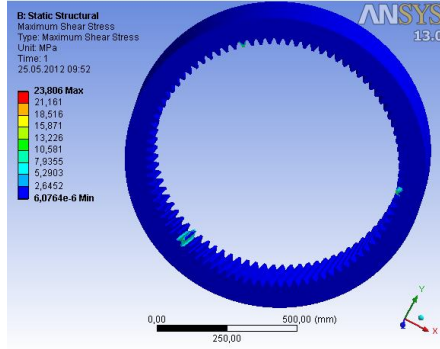
Şekil 3.63 Max Eşdeğer Gerilmesi = 20,01 MPa



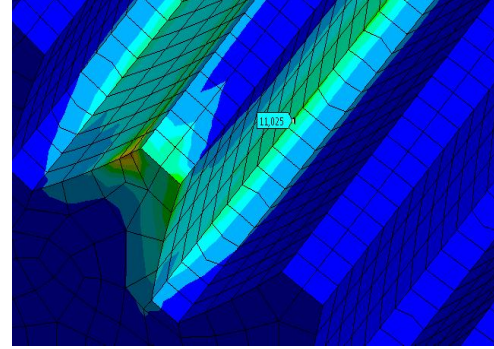
Şekil 3.64 Max Asal Gerilme



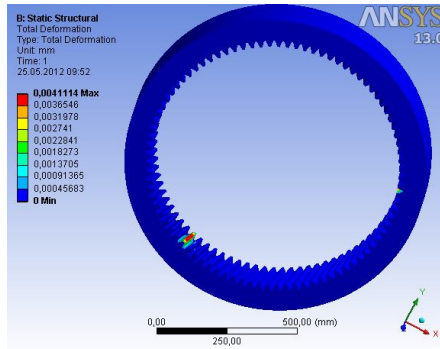
Şekil 3.65 Max Asal Gerilmesi = 22,46 MPa



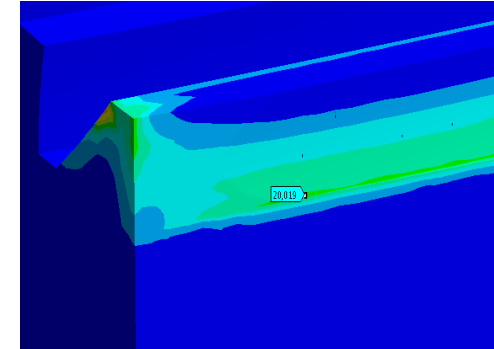
Şekil 3.66 Max Kayma Gerilmesi



Şekil 3.67 Max Kayma Gerilmesi = 11,02 MPa



Şekil 3.68 Toplam Yer Değiştirme



Şekil 3.69 Eşdeğer Gerilmesinin Diş İçinde Dağılımı

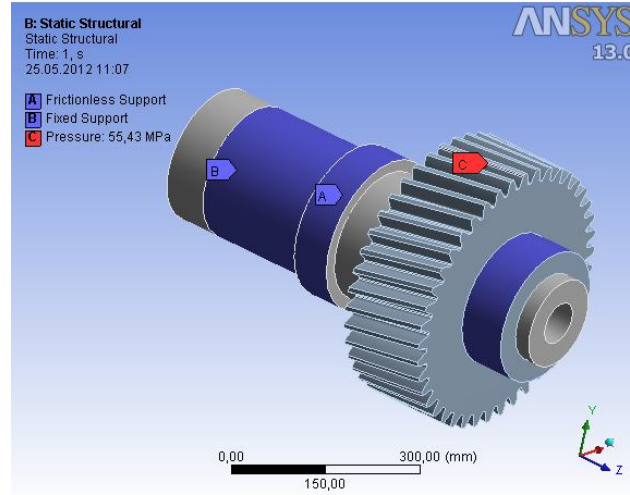
3.7 Üçüncü Kademe Helisel Dişli

Dişli üzerine gelen bileşke kuvvet : Denklem (2.32)' den $F_N = 38,47 \text{ kN} = 38470 \text{ N}$

Alan = $A = 347 \text{ mm}^2$ (Dişlerin temas ettiği yüzey alanı model üzerinden alınmıştır)

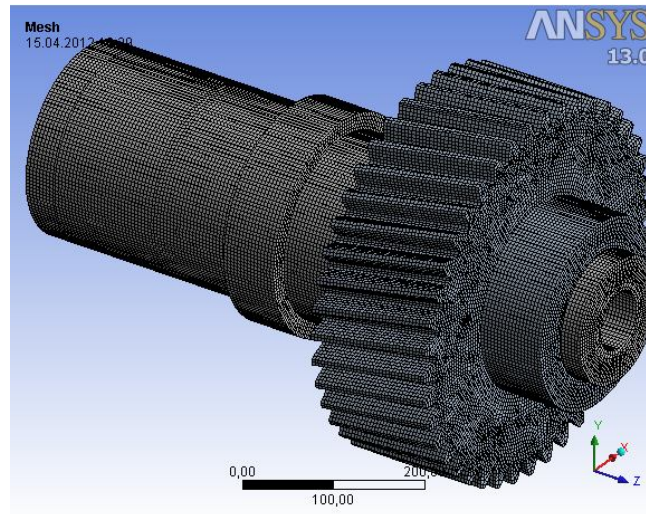
$$F = \frac{38470}{2} = 19235 \text{ N} \rightarrow \text{Uygulanan yayılı yük} = \frac{F}{A} = \frac{19235}{347} = 55,43 \text{ MPa} \quad (3.3)$$

Dişliye ait sınır şartları Şekil 3.70' de gösterilmiştir. Dişliye A ile gösterilen yataklardan Frictionless Support uygulanmıştır ve dişli B ile gösterilen 2. kademe güneş dişlisinin olduğu bölgeden sabitlenmiştir. Yayılı yük, çıkış dişlisi ile temas alanına uygulanmıştır.



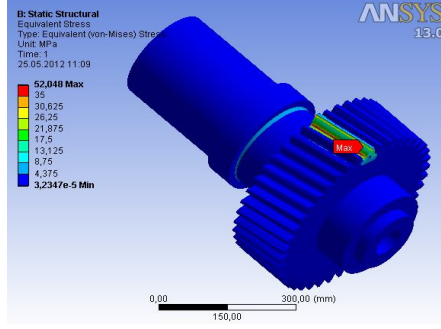
Şekil 3.70 3. Kademe Helisel Dişliye Ait Sınır Şartları

Şekil 3.71' de gösterildiği gibi eleman genişliği 4,4 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, dişli gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 2024883 düğüm noktası ve 547057 eleman bulunmaktadır.

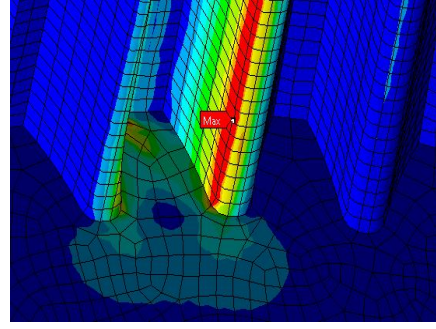


Şekil 3.71 Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

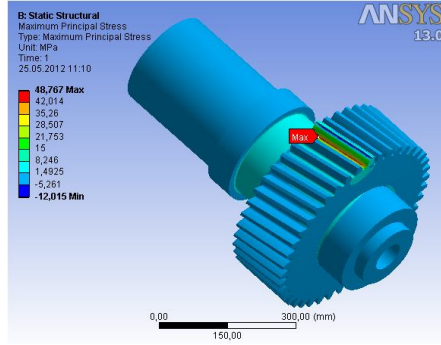
3.7.1 Üçüncü Kademe Helisel Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar



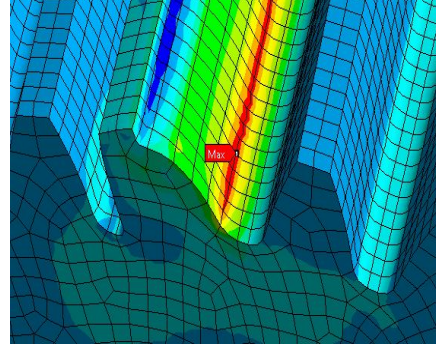
Şekil 3.72 Eşdeğer Gerilme



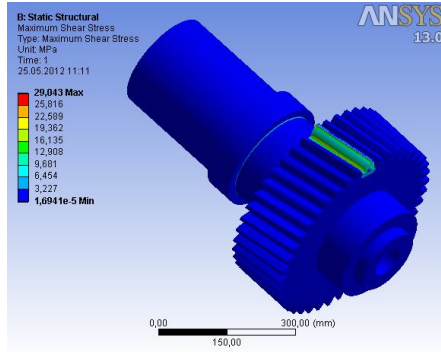
Şekil 3.73 Max Eşdeğer Gerilmesi = 52,04 MPa



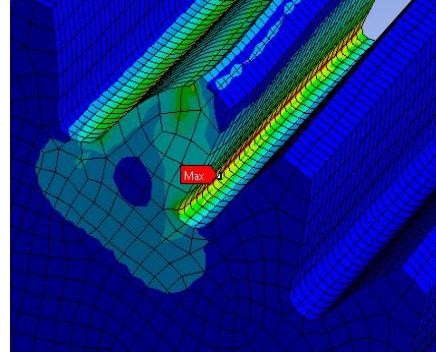
Şekil 3.74 Max Asal Gerilme



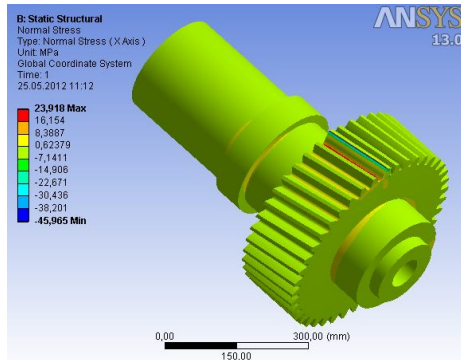
Şekil 3.75 Max Asal Gerilmesi = 48,76 MPa



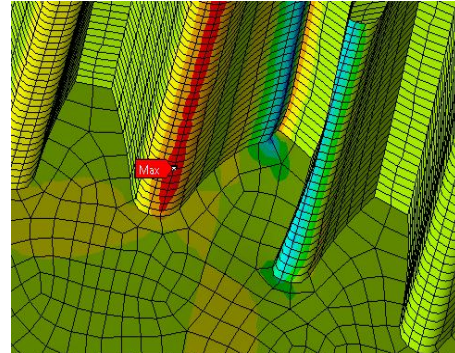
Şekil 3.76 Max Kayma Gerilmesi



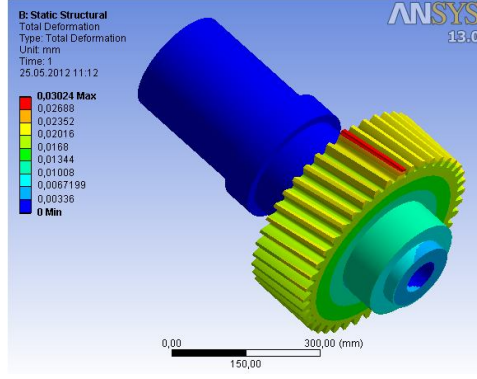
Şekil 3.77 Max Kayma Gerilmesi = 29,04 MPa



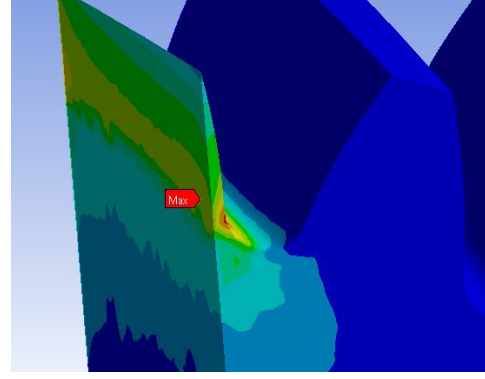
Şekil 3.78 Normal Gerilme



Şekil 3.79 Max Normal Gerilme = 23,91 MPa



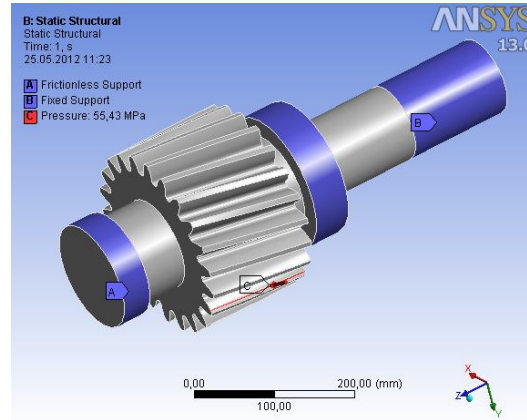
Şekil 3.80 Toplam Yer Değiştirme



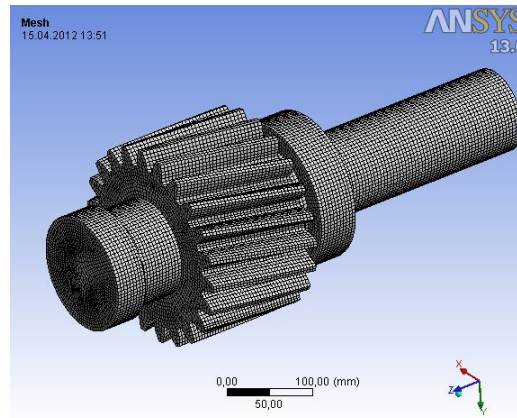
Şekil 3.81 Eşdeğer Gerilmesinin Diş İçinde Dağılımı

3.8 Üçüncü Kademe Pinyon Dişli (Çıkış Dişlisi)

Dişliye ait sınır şartları Şekil 3.82’ de gösterilmiştir. Dişliye A ile gösterilen yataklardan Frictionless Support uygulanmıştır ve dişli jeneratöre bağlanacak olan B bölgesinden sabitlenmiştir.



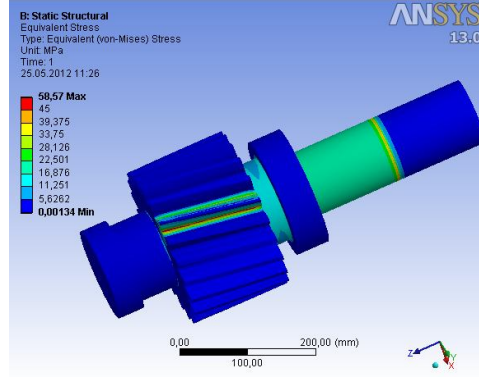
Şekil 3.82 3. Kademe Pinyon Dişliye Ait Sınır Şartları



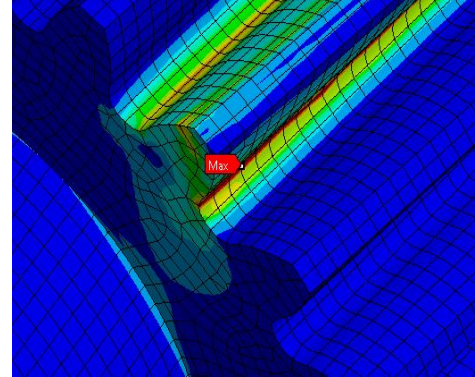
Şekil 3.83 Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

Şekil 3.83’ de gösterildiği gibi eleman genişliği 4,5 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, dişli gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 585457 düğüm noktası ve 168826 eleman bulunmaktadır.

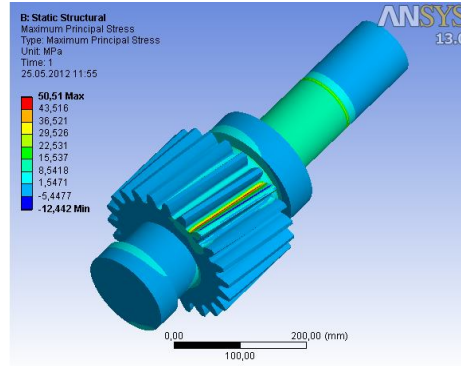
3.8.1 Üçüncü Kademe Pinyon Dişliye Ait Sayısal Sonuçlar



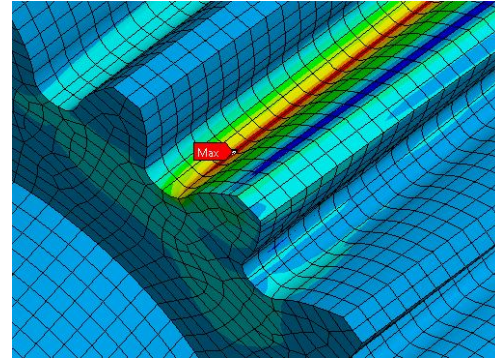
Şekil 3.84 Eşdeğer Gerilme



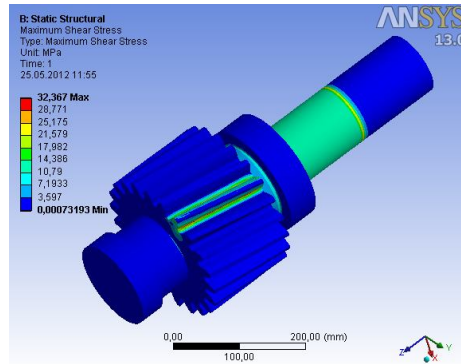
Şekil 3.85 Max Eşdeğer Gerilmesi = 58,57 MPa



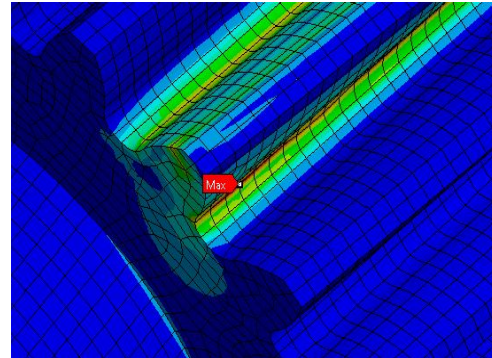
Şekil 3.86 Max Asal Gerilme



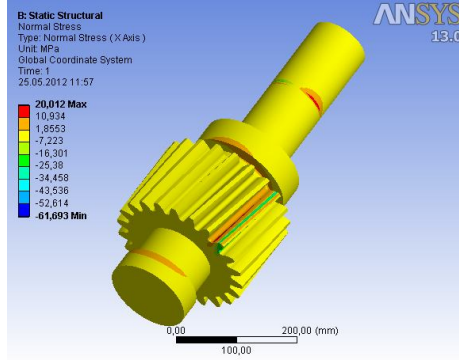
Şekil 3.87 Max Asal Gerilme = 50,51 MPa



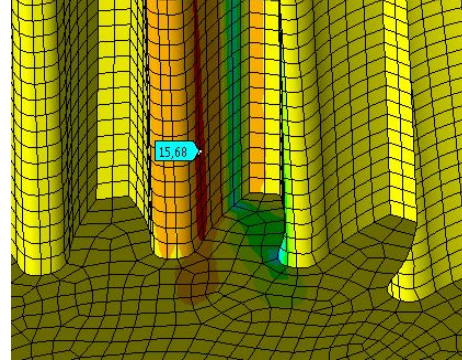
Şekil 3.88 Max Kayma Gerilmesi



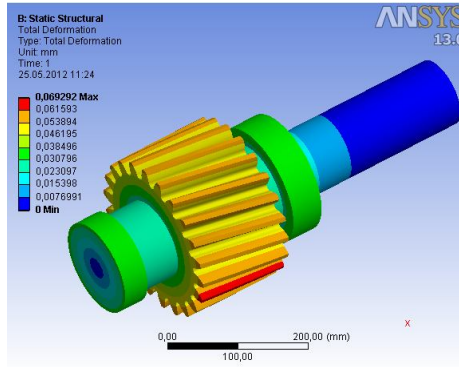
Şekil 3.89 Max Kayma Gerilmesi = 32,36 MPa



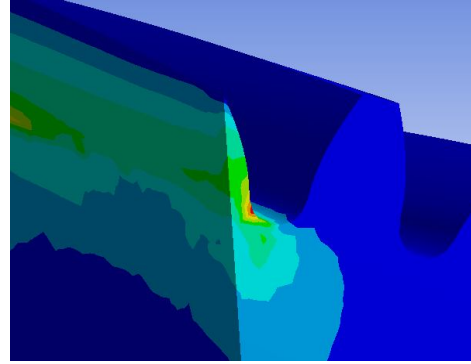
Şekil 3.90 Normal Gerilme



Şekil 3.91 Max Normal Gerilme = 20,01 MPa



Şekil 3.92 Toplam .Yer Değiştirme



Şekil 3.93 Eşdeğer Gerilmesinin Dış İçinde Dağılımı

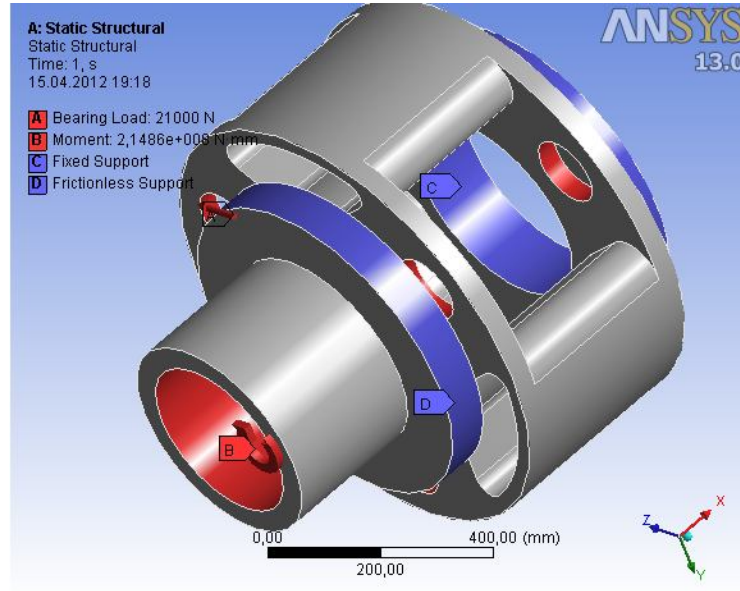
3.9 Birinci Kademe Planet Taşıyıcı

Dişliye ait sınır şartları Şekil 3.94' de gösterilmiştir. Dişliye A ile gösterilen yataklara Yatak Yüğü (Bearing Load) uygulanmıştır ve bu kuvvet planet dişliden dolayı oluşan radyal kuvvettir. B bölgesinden giriş momenti uygulanmıştır. D ile gösterilen ve gövdeyle bağlantı yerleri olan yataklardan Frictionless Support uygulanmıştır. Son olarak da C ile gösterilen çıkış kısmından sabitlenmiştir.

Malzemesi yapı çeliğidir ve özellikleri Çizelge 3.2' de gösterilmiştir.

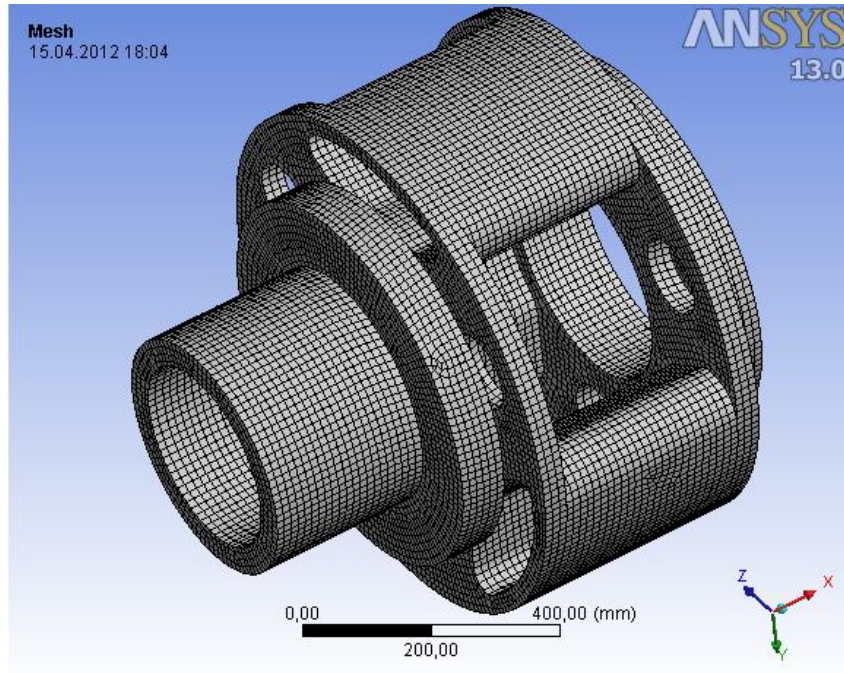
Çizelge 3.2 Planet Taşıyıcıların Malzemesinin Özellikleri

Malzeme Cinsi	St46 Yapı Çeliği
Yoğunluk	7850 kg / m ³
Akma Gerilmesi	250 MPa
Kopma Gerilmesi	460 MPa
Elastisite Modülü	200 GPa
Poisson Oranı	0,3



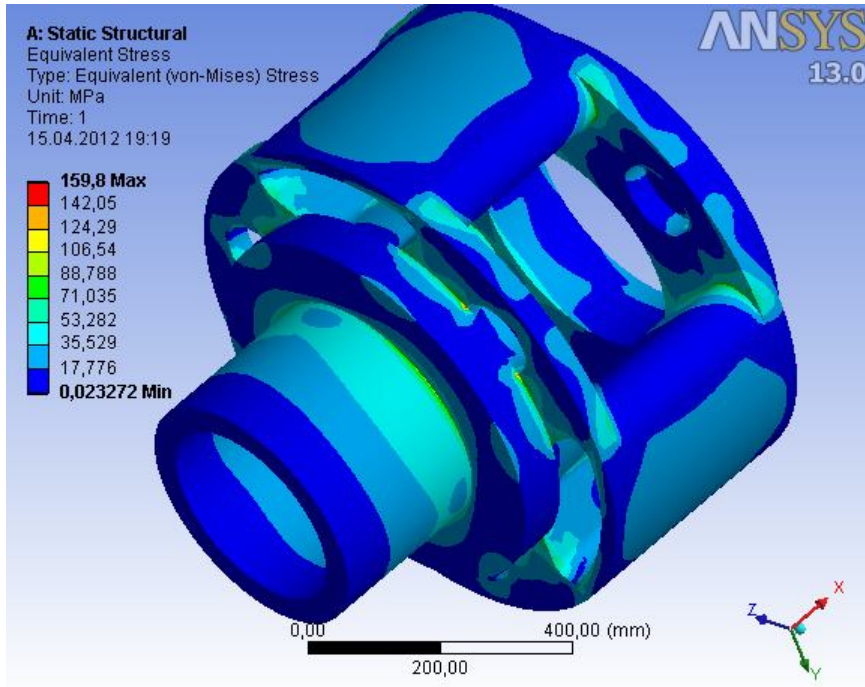
Şekil 3.94 Birinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sınır Şartları

Şekil 3.95’ de gösterildiği gibi eleman genişliği 13 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, taşıyıcı gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 313457 düğüm noktası ve 80103 eleman bulunmaktadır.

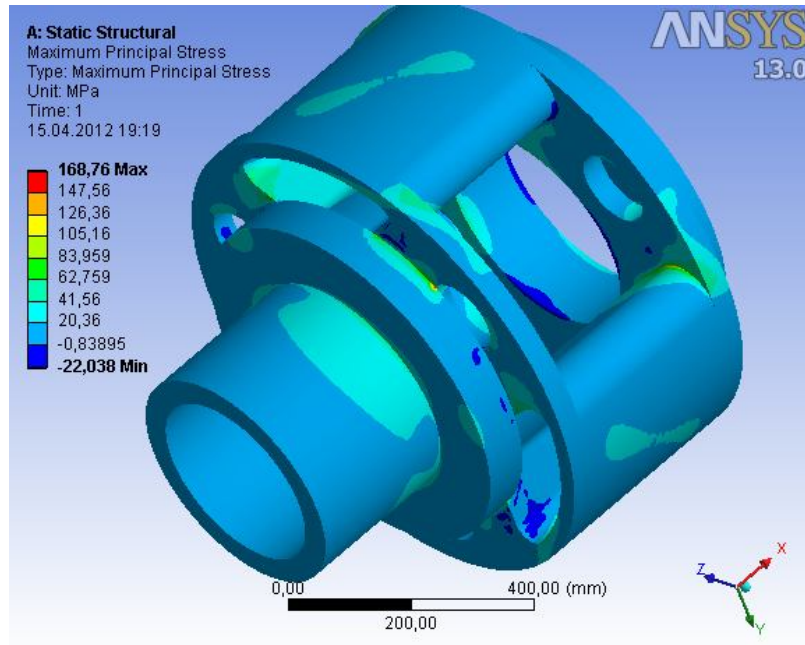


Şekil 3.95 Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

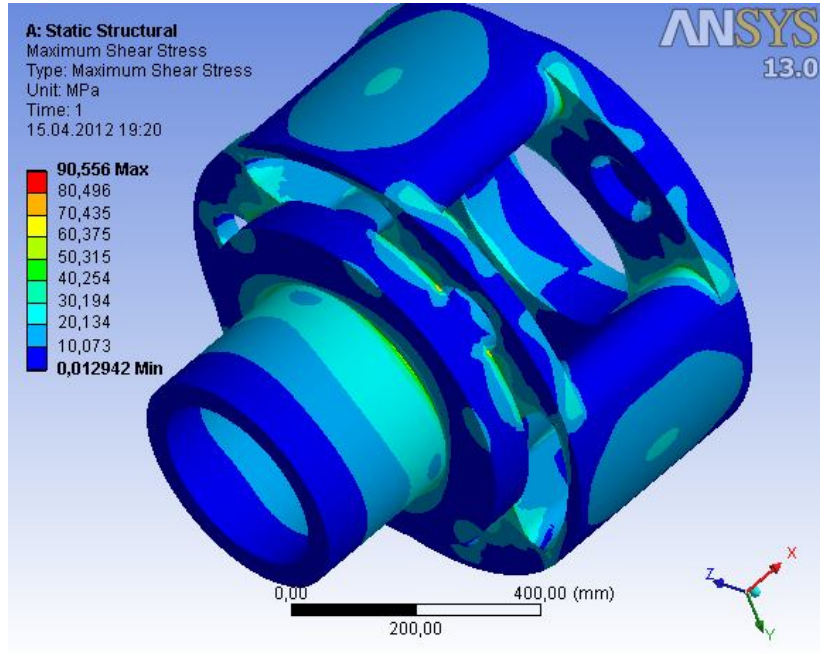
3.9.1 Birinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sayısal Sonuçlar



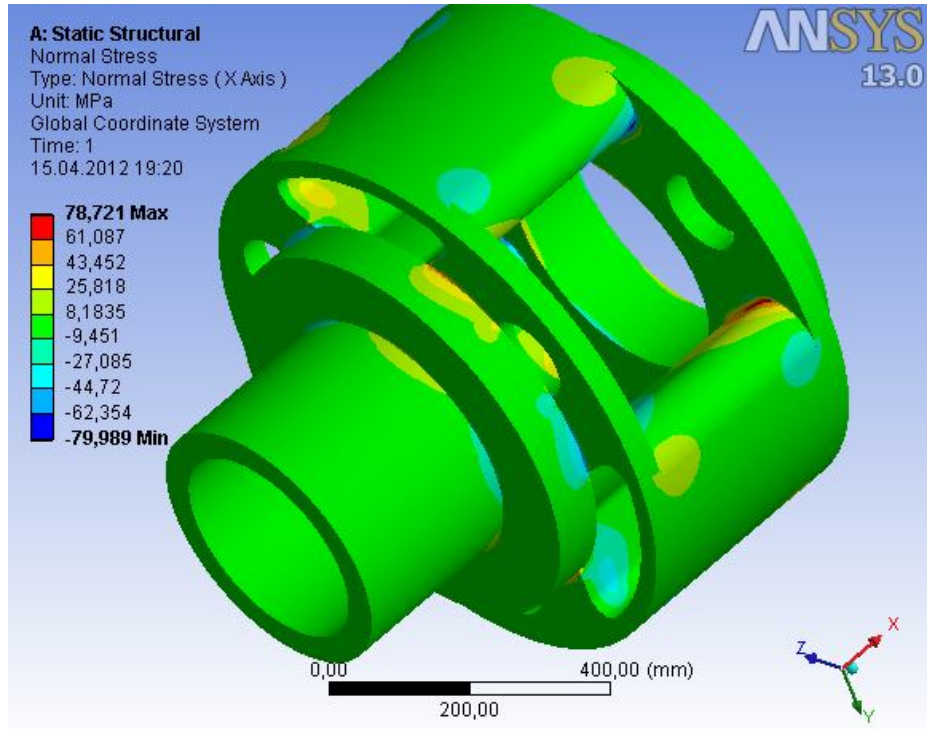
Şekil 3.96 Eşdeğer Gerilme



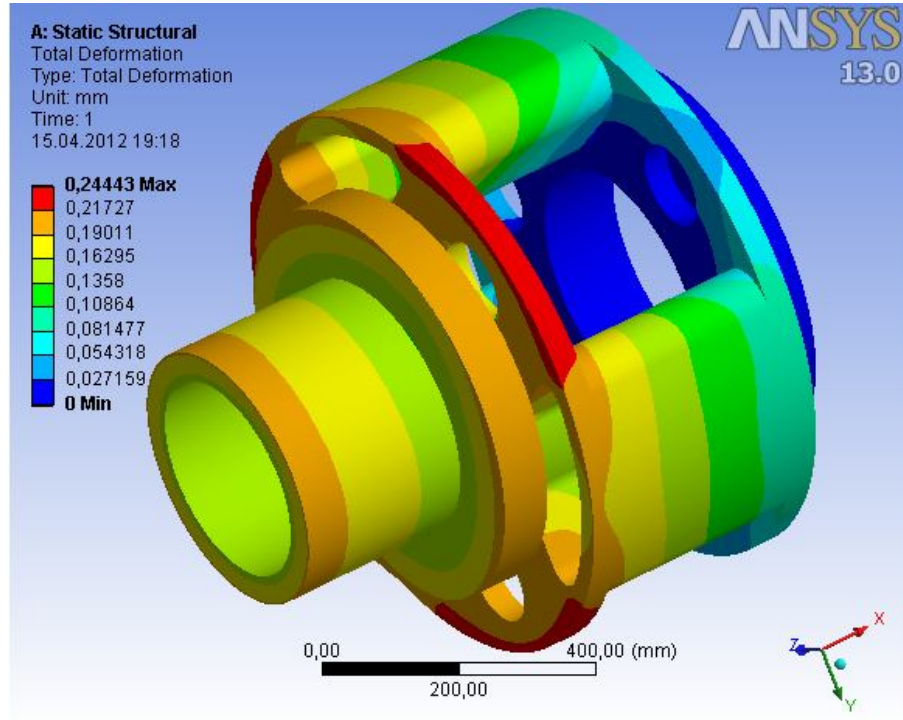
Şekil 3.97 Max Asal Gerilme



Şekil 3.98 Max Kayma Gerilmesi



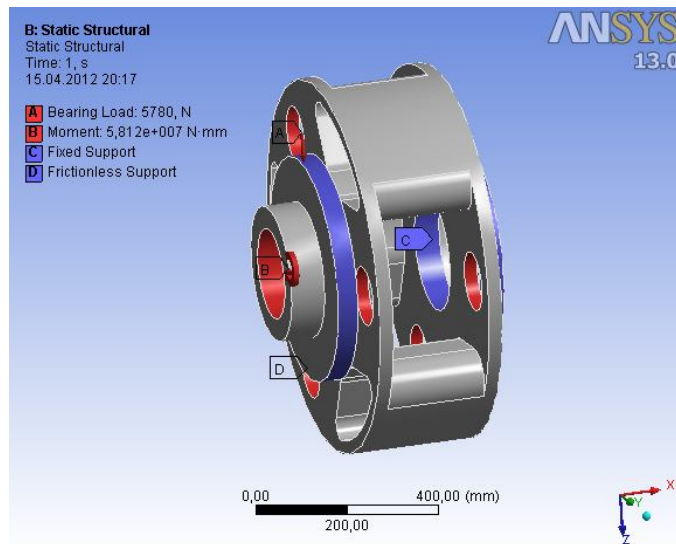
Şekil 3.99 Normal Gerilme



Şekil 3.100 Toplam Yer Değiştirme

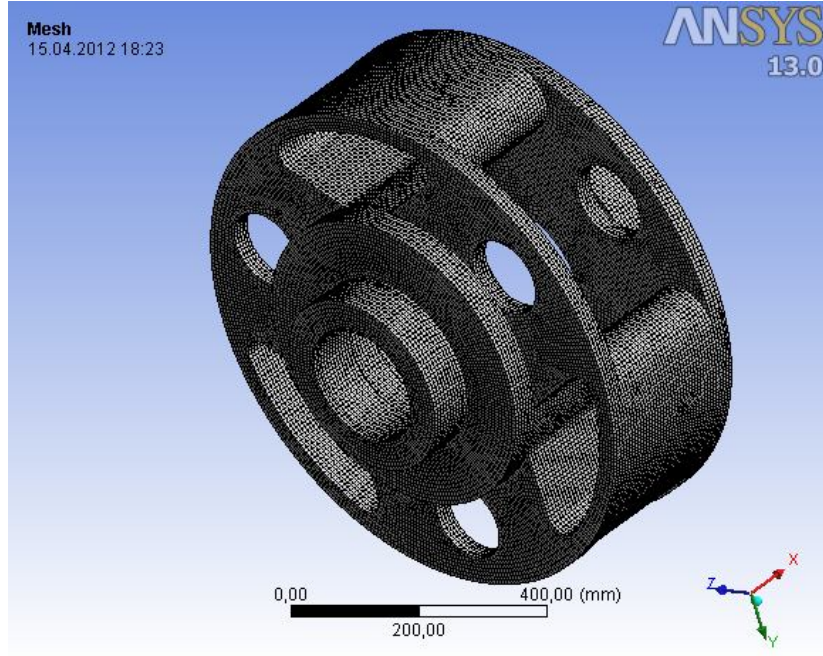
3.10 İkinci Kademe Planet Taşıyıcı

Dışliye ait sınır şartları Şekil 3.101’ de gösterilmiştir. Dışliye A ile gösterilen yataklara Yatak Yüğü (Bearing Load) uygulanmıştır ve bu kuvvet planet dişliden dolayı oluşan radyal kuvvettir. B bölgesinden giriş momenti uygulanmıştır. D ile gösterilen ve gövdeyle bağlantı yerleri olan yataklardan Frictionless Support uygulanmıştır. Son olarak da C ile gösterilen çıkış kısmından sabitlenmiştir.



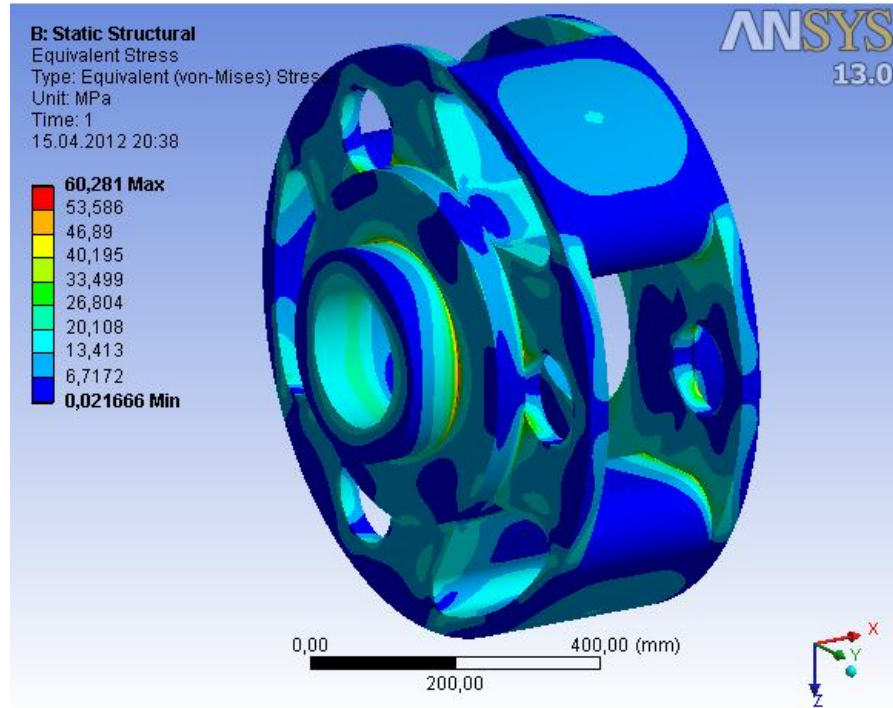
Şekil 3.101 İkinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sınır Şartları

Şekil 3.102’ de gösterildiği gibi eleman genişliği 7 mm olan Hexahedral ağ yapısı uygulanarak, taşıyıcı gerilme analizine hazır hale getirilmiştir. Oluşturulan bu sonlu eleman modelinde toplam 924512 düğüm noktası ve 239364 eleman bulunmaktadır.

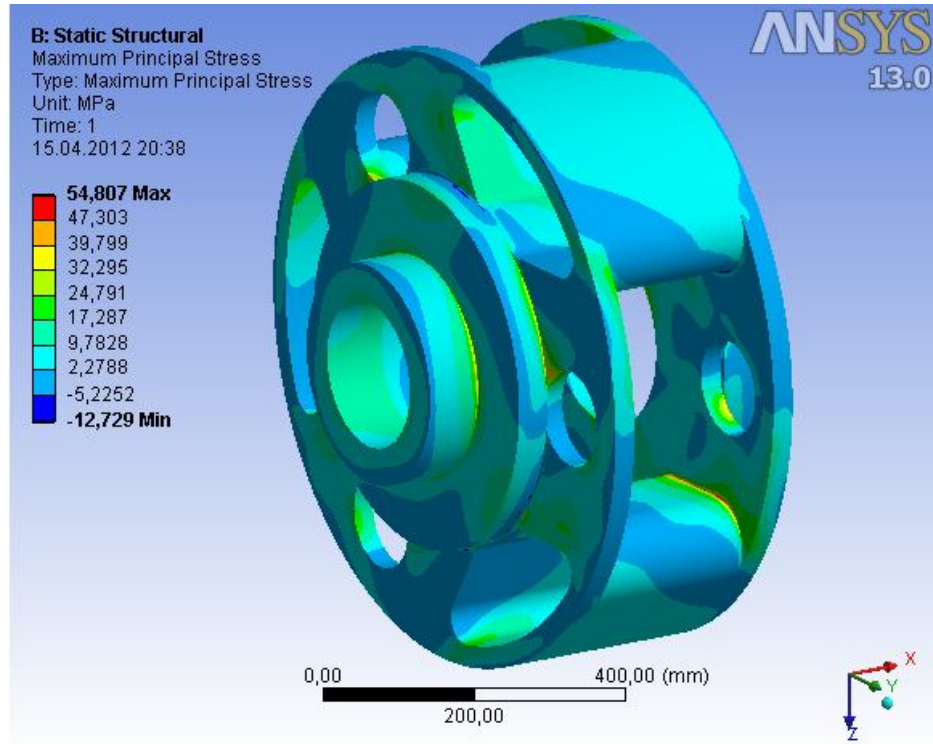


Şekil 3.102 Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

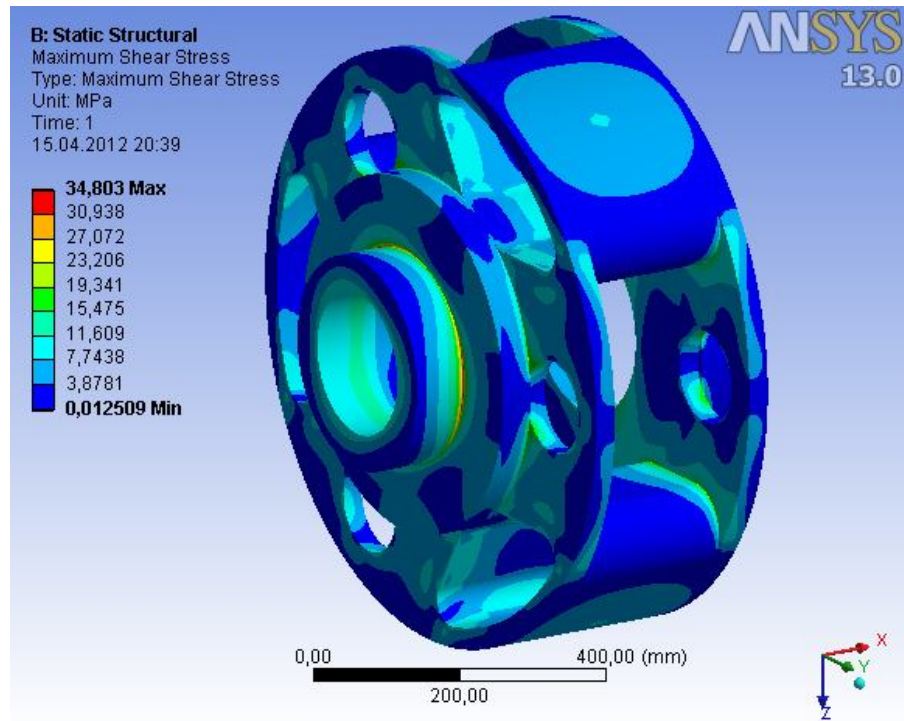
3.10.1 İkinci Kademe Planet Taşıyıcıya Ait Sayısal Sonuçlar



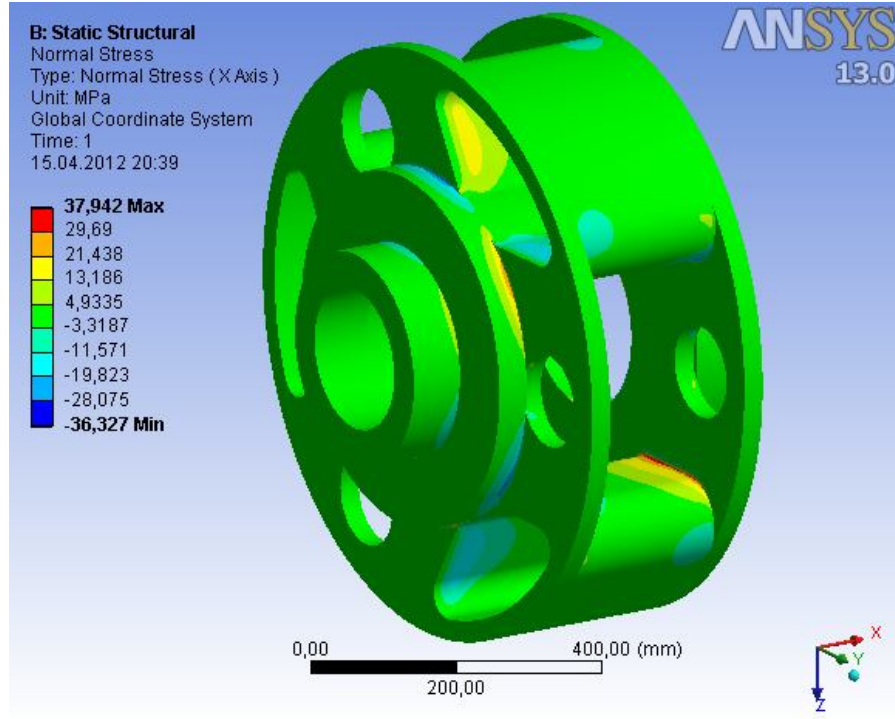
Şekil 3.103 Eşdeğer Gerilme



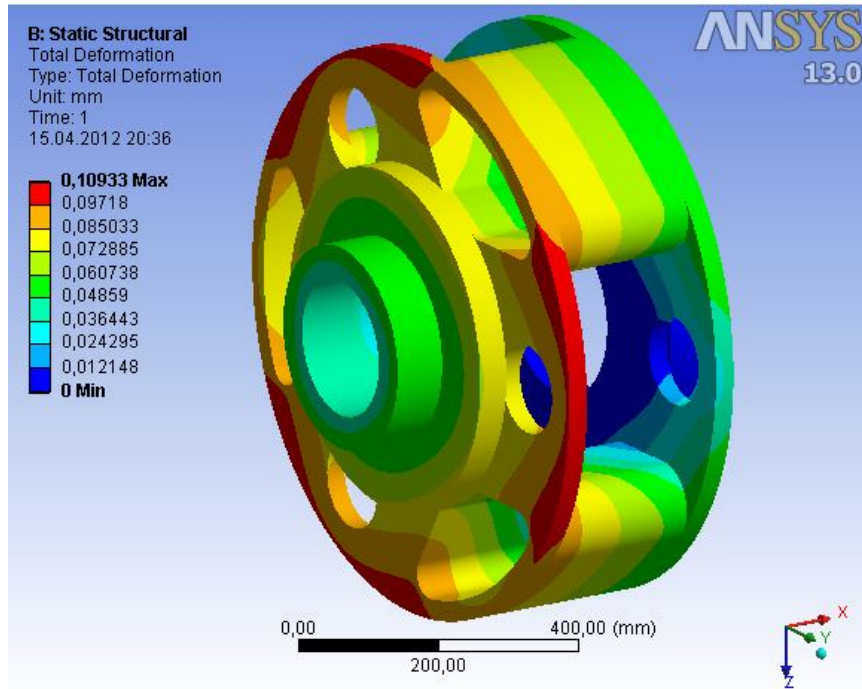
Şekil 3.104 Max Asal Gerilme



Şekil 3.105 Max Kayma Gerilmesi



Şekil 3.106 Normal Gerilme



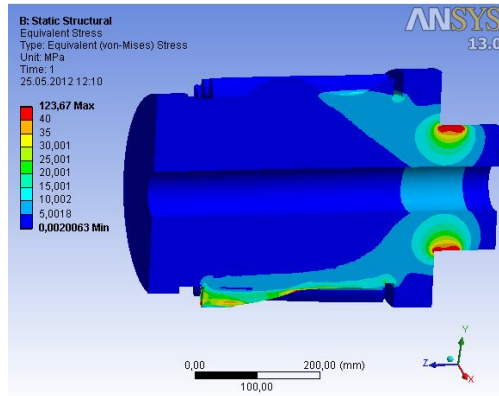
Şekil 3.107 Toplam Yer Değiştirme

3.11 Taşıyıcı Miller

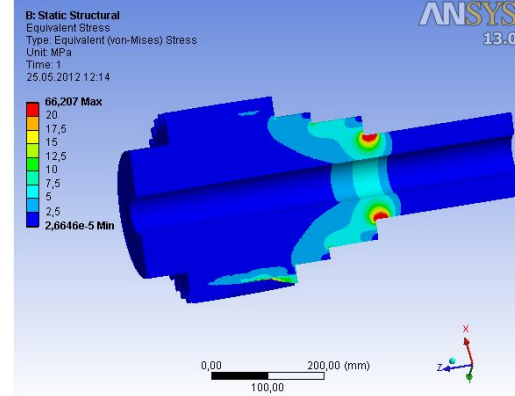
Sadece güneş dişlilerdeki taşıyıcı millerin gerilme değerlerine bakılmıştır. Planet dişlilere ait miller göz ardı edilmiştir. Millerin malzemesi, özellikleri Çizelge 3.3’ te verilen St 37 Yapı çeliğidir. Miller üzerindeki gerilmeler sabitlenen bölgeye doğru artış göstermektedir. Şekil 3.108 ve Şekil 3.109’ da taşıyıcı millere ait eşdeğer gerilmeler gösterilmiştir. Çizelge 3.4’ te gösterilen her iki güneş dişliye ait taşıyıcı millerde oluşan maksimum eşdeğer gerilmeler, Çizelge 3.3’ te gösterilen akma gerilmesi değerinin altında olduğundan miller emniyetlidir.

Çizelge 3.3 Taşıyıcı Millerin Malzemesinin Özellikleri

Malzeme Cinsi	St 37 Yapı Çeliği
Yoğunluk	7850 kg / m ³
Akma Gerilmesi	240 MPa
Kopma Gerilmesi	370 MPa
Elastisite Modülü	210 GPa
Poisson Oranı	0,3



Şekil 3.108 Birinci Kademe Güneş Dişli Mili

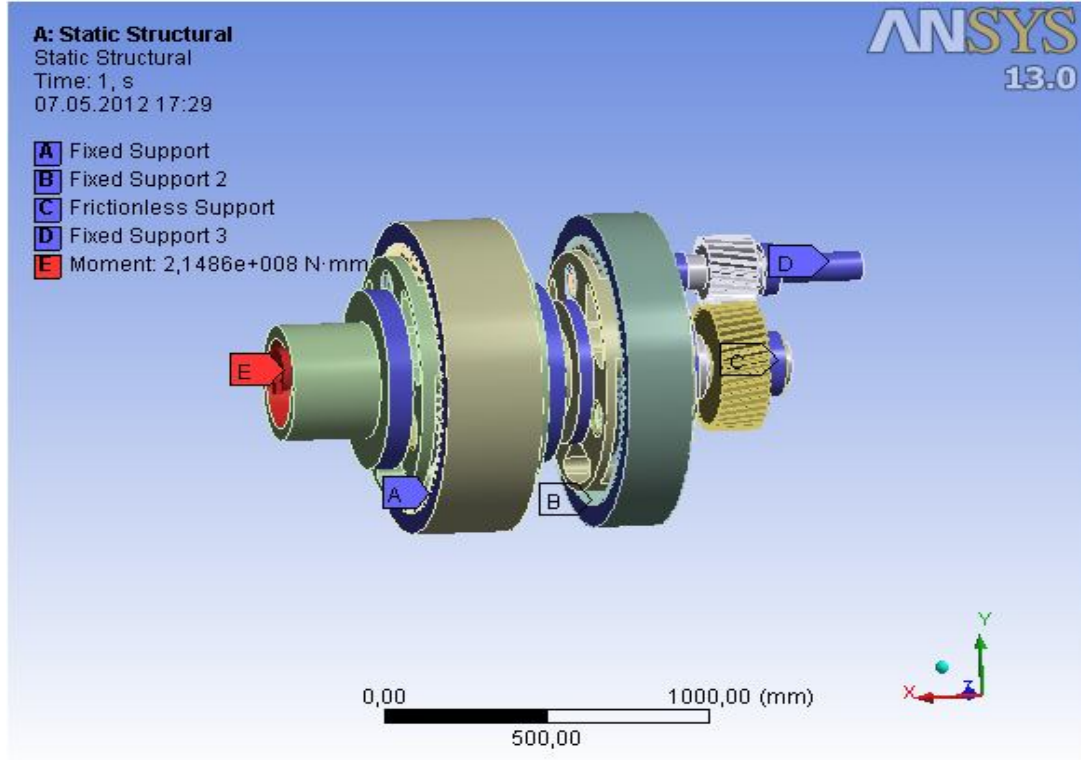


Şekil 3.109 İkinci Kademe Güneş Dişli Mili

Çizelge 3.4 Taşıyıcı Millere Ait Sayısal Sonuçlar Tablosu

	Eşdeğer Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı (S) $\left(\frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{es\ deger}} \right)$
Birinci Kademe Güneş Dişli Mili	123,67	1,94
İkinci Kademe Güneş Dişli Mili	66,20	3,62

3.12 Redüktör Grubunun Gerilme Analizi

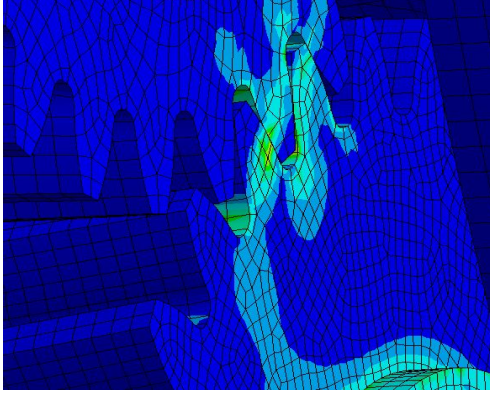


Şekil 3.110 Redüktör Grubuna Ait Sınır Şartları

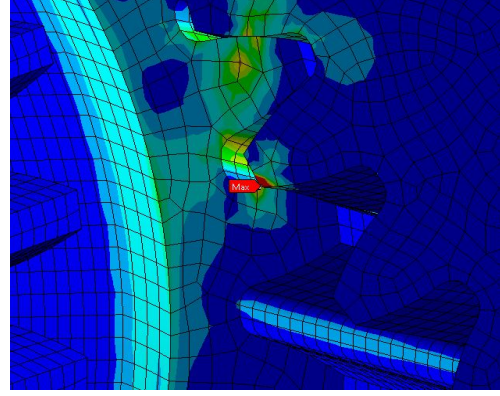
Modelde bütün parçaların arasına temas yüzeyleri (contact) tanımlanmıştır. Yataklara ve dişli çiftlerinin arasına Frictionless Support uygulanmıştır. Giriş momenti olarak 214860000 N.mm girilmiştir, çember dişlinin gövdeye bağlanacak olan A - B bölgelerinden ve sistemin jeneratöre bağlanacak olan çıkış milinden sabitlenmiştir. Aşağıda Model 1 ve Model 2 diye iki kısım vardır. Bunların arasındaki tek fark Model 2'nin daha ince yapıları bir ağ modeline sahip olmasıdır. Her iki modelde de emniyet katsayısı 1 ve 2 olmak üzere ($S=1 \rightarrow$ Emniyet Gerilmesi= 972 MPa, $S=2 \rightarrow$ Emniyet Gerilmesi= 486 MPa) iki farklı değerde görüntüler alınmış, dişler üzerinde oluşan gerilmelerin renk dağılımları aşağıda gösterilmiştir.

Model 1

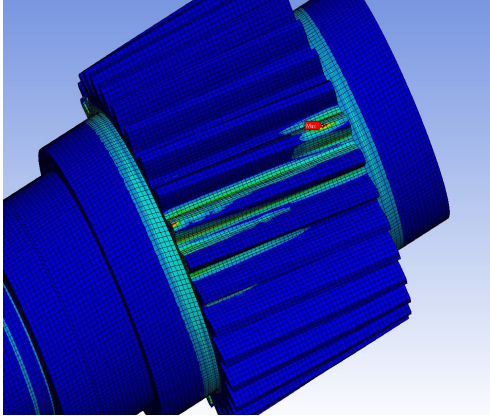
S=1 için



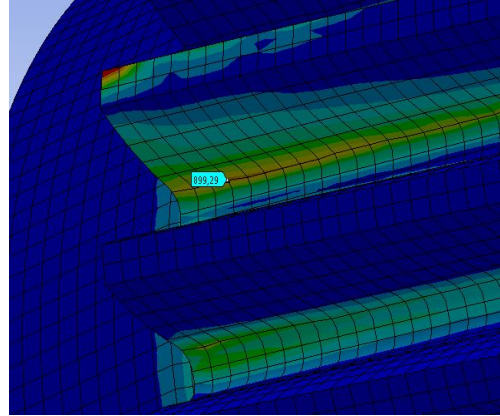
Şekil 3.111 Güneş-Planet Dişli-1



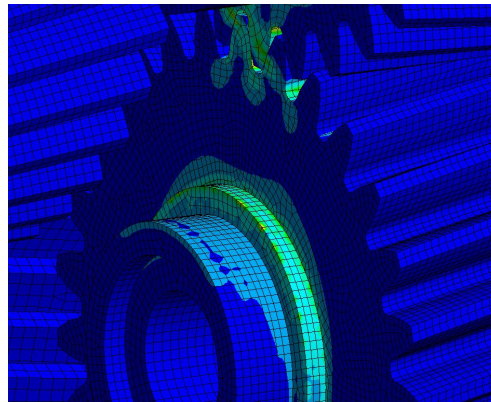
Şekil 3.112 Güneş-Planet Dişli-2



Şekil 3.113 Güneş Dişli Gerilmelerin Dağılımı

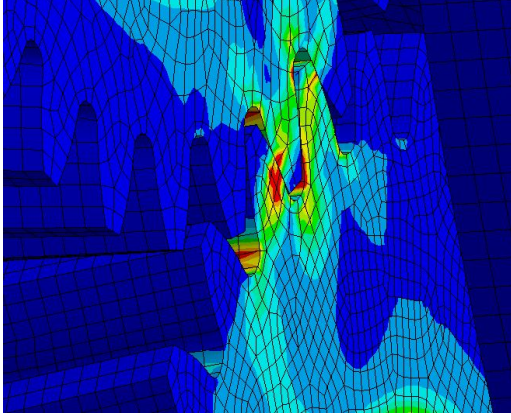


Şekil 3.114 Diş yüzeyindeki Max Gerilme (899 MPa)

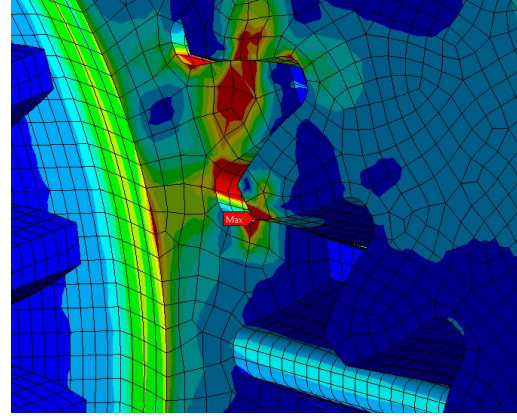


Şekil 3.115 Yatakta ve planet dişlerdeki gerilme (Planette gerilme= 831 MPa)

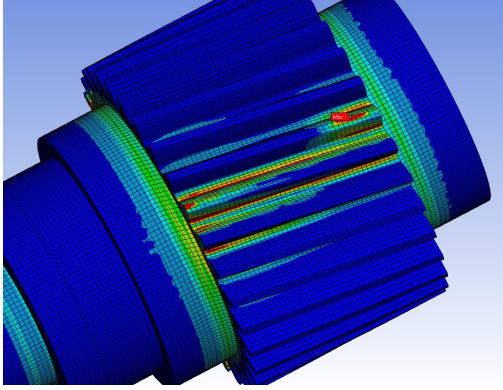
S=2 için



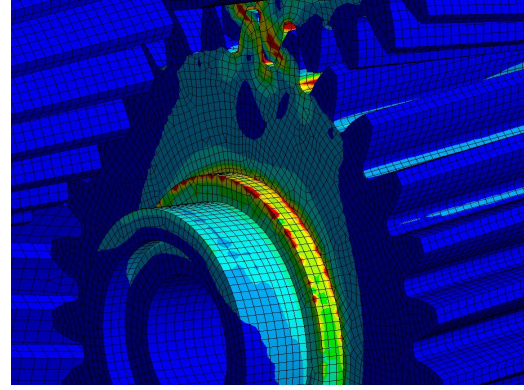
Şekil 3.116 Güneş-Planet Dişli-1



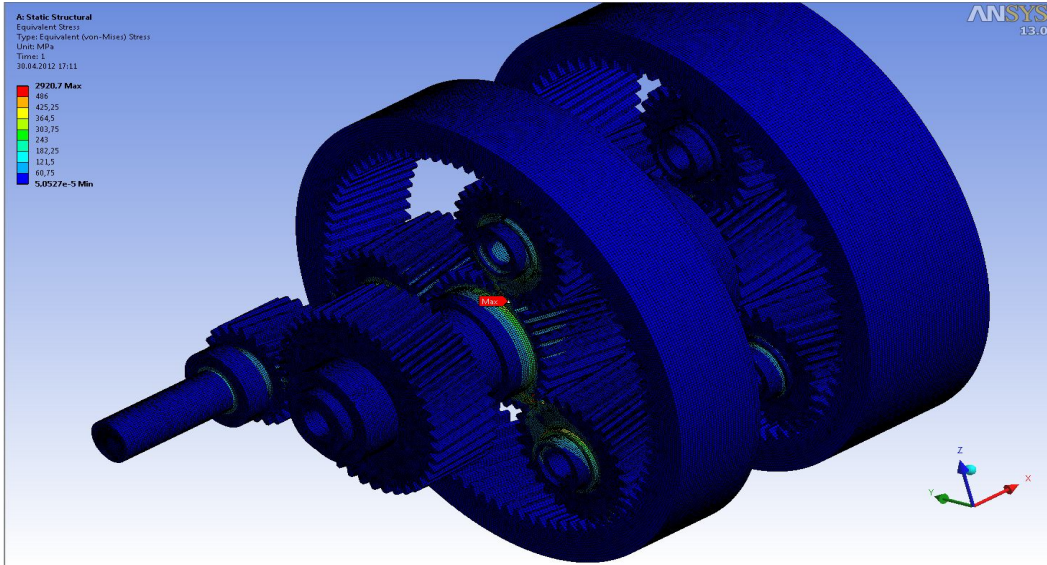
Şekil 3.117 Güneş-Planet Dişli-2



Şekil 3.118 Güneş Dişli Gerilmelerin Dağılımı



Şekil 3.119 Diş dibindeki Max Gerilme

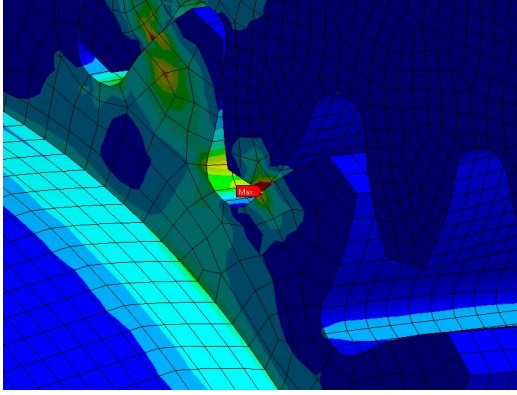


Şekil 3.120 Dişli Grubu Genel Görünüş

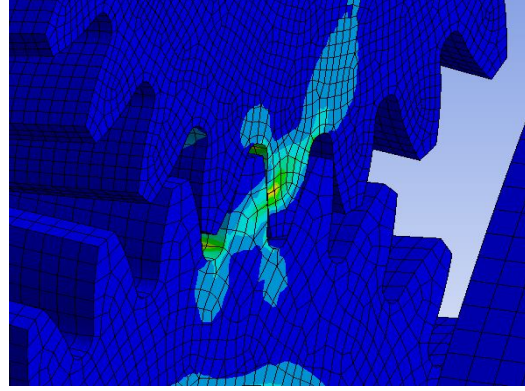
Bu modelde 3773689 eleman ve 13950515 düğüm noktası vardır.

Model 2

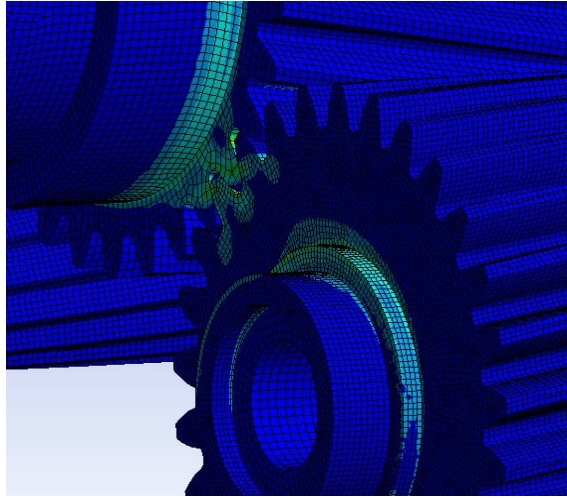
S=1 için



Şekil 3.121 Güneş-Planet Dişli-1

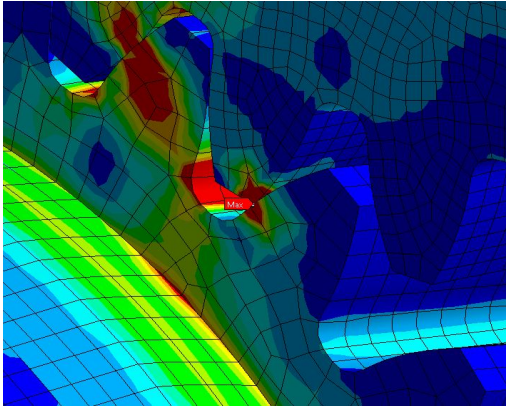


Şekil 3.122 Güneş-Planet Dişli-2

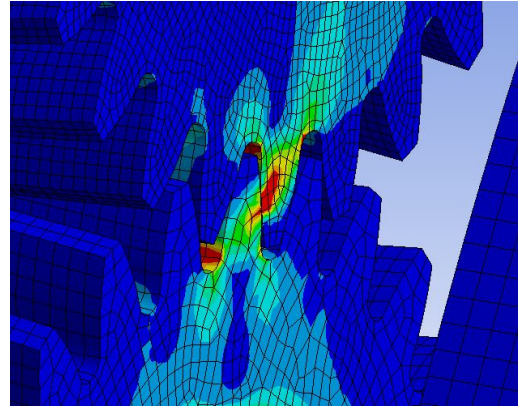


Şekil 3.123 Yatakta ve dişlerdeki gerilme

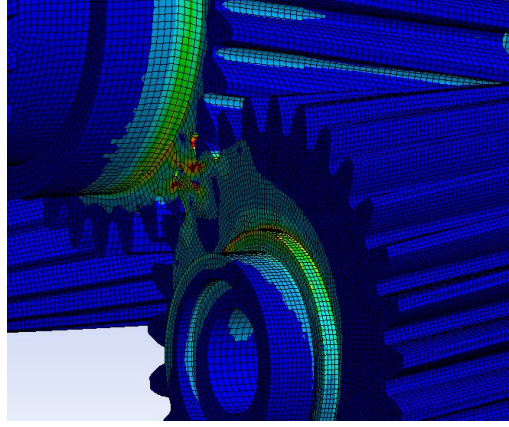
S=2 için



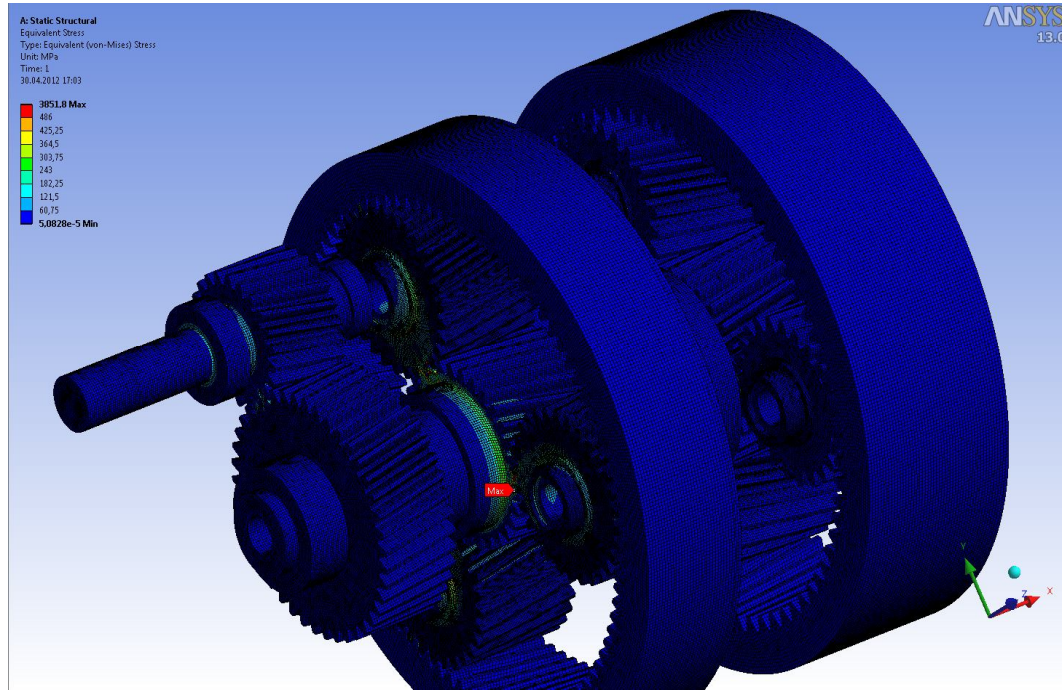
Şekil 3.124 Güneş-Planet Dişli-1



Şekil 3.125 Güneş-Planet Dişli-2



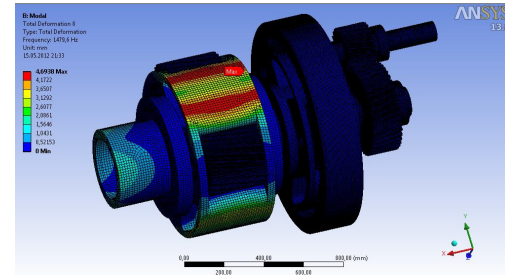
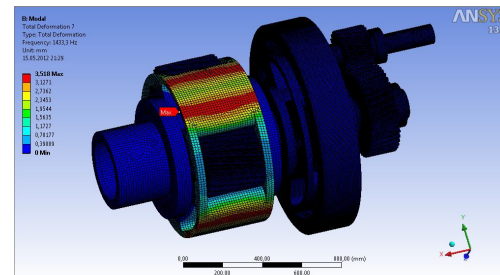
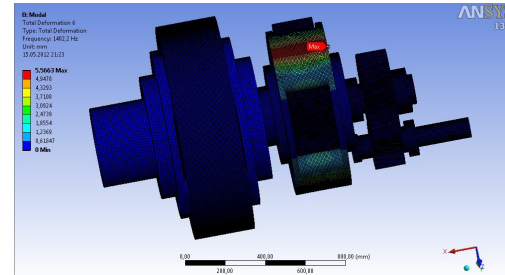
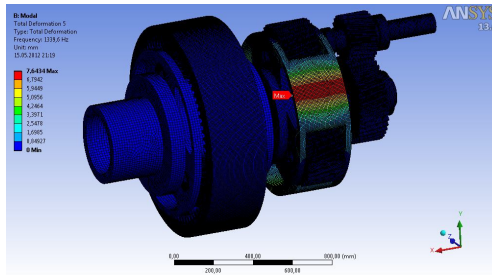
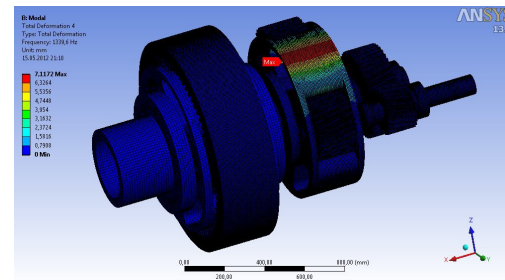
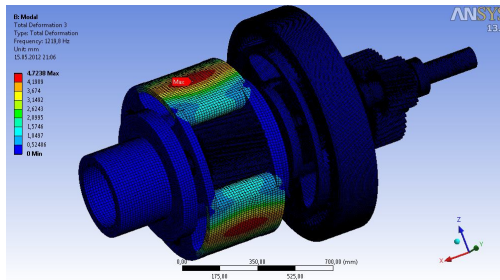
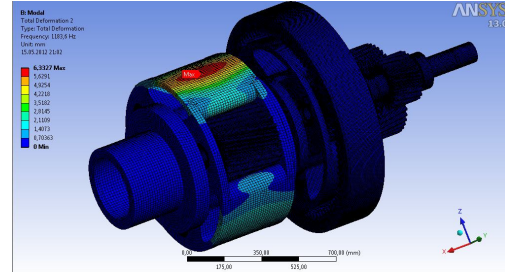
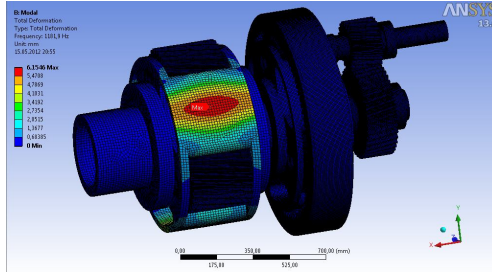
Şekil 3.126 Yatakta ve dişlerdeki gerilme

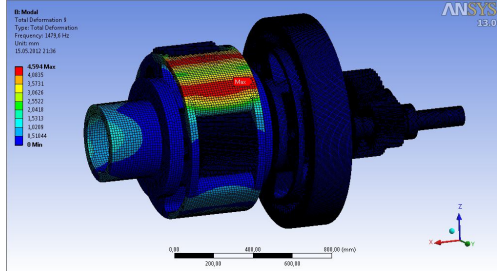


Şekil 3.127 Dişli Grubu Genel Görünüş

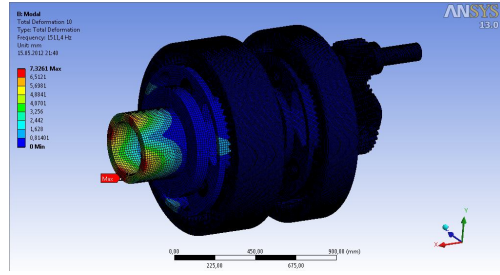
Bu modelde toplam 4609665 eleman ve 16890694 düğüm sayısı vardır.

3.13 Doğal Frekans Analizi

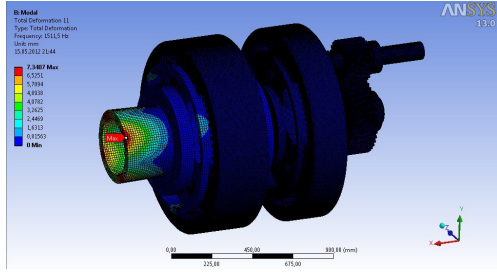




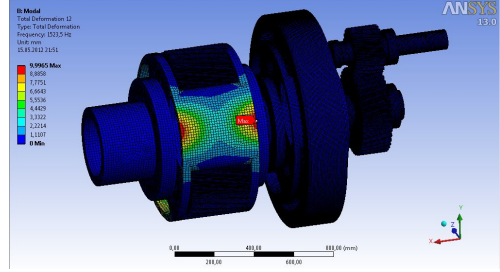
Şekil 3.136 Mod 9



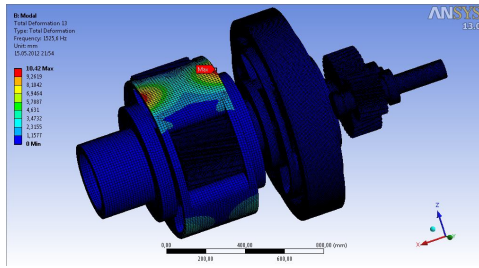
Şekil 3.137 Mod 10



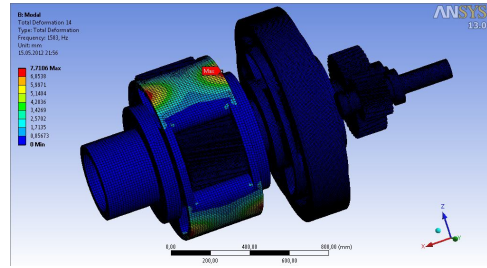
Şekil 3.138 Mod 11



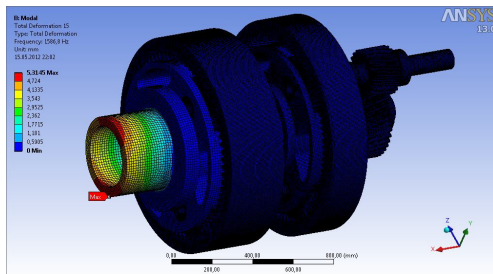
Şekil 3.139 Mod 12



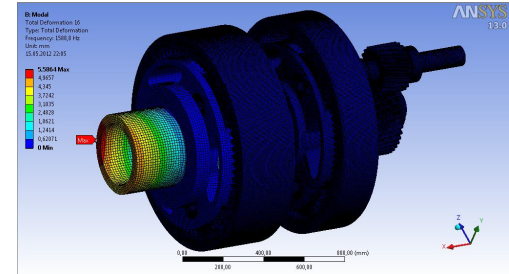
Şekil 3.140 Mod 13



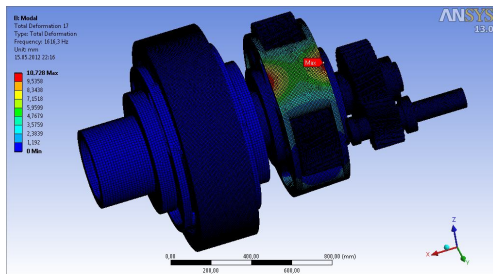
Şekil 3.141 Mod 14



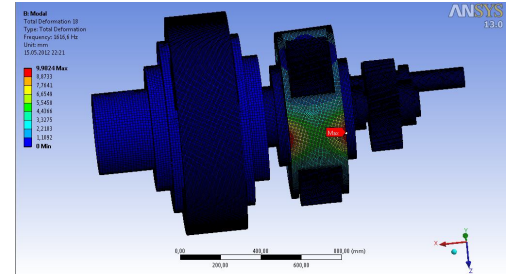
Şekil 3.142 Mod 15



Şekil 3.143 Mod 16



Şekil 3.144 Mod 17



Şekil 3.145 Mod 18

Çizelge 3.5 Doğal Frekans Tablosu (Hertz)

Mod 1	1181,9	Mod 7	1433,3	Mod 13	1525,6
Mod 2	1183,6	Mod 8	1479,6	Mod 14	1583
Mod 3	1219,8	Mod 9	1479,6	Mod 15	1586,8
Mod 4	1339,6	Mod 10	1511,4	Mod 16	1588,8
Mod 5	1339,6	Mod 11	1511,5	Mod 17	1616,3
Mod 6	1402,2	Mod 12	1523,5	Mod 18	1616,6

Frekans, saniyedeki devir sayısıdır.

$$f = \frac{n}{60} \text{ (Hertz)}$$

• Çalışma Frekansları

1. Kademe Planet Taşıyıcı $\rightarrow n_{pt1} = 28 \text{ dev/dk}$ $f = \frac{28}{60} = 0,46 \text{ Hertz}$

1. Kademe Güneş Dişli $\rightarrow n_{g1} = n_{pt1} / \dot{I}_I = \frac{28}{0.2747} = 102 \text{ dev/dk}$ $f = \frac{102}{60} = 1,7 \text{ Hertz}$

1. Kademe Planet Dişli $\rightarrow n_{p1} = \frac{z_{cember}}{z_{planet}} \times n_{pt1} = \frac{74}{23} \times 28 = 90 \text{ d/d}$ $f = \frac{90}{60} = 1,5 \text{ Hertz}$

2. Kademe Planet Taşıyıcı $\rightarrow n_{pt2} = 102 \text{ dev/dk}$ $f = \frac{102}{60} = 1,7 \text{ Hertz}$

2. Kademe Güneş Dişli $\rightarrow n_{g2} = n_{pt2} / \dot{I}_{II} = \frac{102}{0.2583} = 395 \text{ d/d}$ $f = \frac{395}{60} = 6,5 \text{ Hertz}$

2. Kademe Planet Dişli $\rightarrow n_{p2} = \frac{89}{29} \times 102 = 313 \text{ dev/dk}$ $f = \frac{313}{60} = 5,2 \text{ Hertz}$

3. Kademe Helisel Dişli $\rightarrow n_{hd} = 395 \text{ dev/dk}$ $f = \frac{395}{60} = 6,5 \text{ Hertz}$

3. Kademe Çıkış Dişlisi $\rightarrow n_{\dot{c}} = n_{hd} / \dot{I}_{III} = \frac{395}{0.5263} = 750 \text{ d/d}$ $f = \frac{750}{60} = 12,5 \text{ Hertz}$

Çizelge 3.6 Devir Sayısı ve Çalışma Frekansları Tablosu

	Devir Sayısı (dev/dk)	Çalışma Frekansı (Hertz)
1. Kademe Planet Taşıyıcı	28	0,46
1. Kademe Güneş Dişli	102	1,7
1. Kademe Planet Dişli	90	1,5
2. Kademe Planet Taşıyıcı	102	1,7
2. Kademe Güneş Dişli	395	6,5
2. Kademe Planet Dişli	313	5,2
3. Kademe Helisel Dişli	395	6,5
3. Kademe Çıkış Dişlisi	750	12,5

Çizelge 3.6'da gösterilen çalışma frekansları, Çizelge 3.5'te gösterilen doğal frekanslardan düşük olduğundan sistemde herhangi bir rezonans durumu söz konusu değildir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, rüzgar türbini redüktörüne ait yüksek diş dibi mukavemeti dolayısıyla yüksek yük taşıma kabiliyetine sahip ve daha az gürültü ile çalışan helisel açılı planet dişli çarkların hesap ve analizleri yapılmıştır.

Planet dişli grubuna ait veriler kullanılarak analitik yöntemle çevrim oranları, modülleri ve dişli çarkların boyut hesapları yapılmış, dişli üzerine ve yataklara gelen kuvvetler bulunmuş, mukavemet hesapları yapılmıştır. SOLİDWORKS programı ile katı modeli çizilen bütün dişli sistemine ve dişli sisteme ait her bir dişlinin temas ettikleri yüzey alanı esas alınarak, ANSYS programı ile redüktör kademe ve dişli elemanlarının ayrı olarak statik analizleri yapılmıştır. Bu şekilde dişliler üzerindeki gerilmeler hesaplanmış ve bu hesapların sonuçları Çizelge 4.1’de gösterildiği gibi karşılaştırılmıştır. Gerilme yönünden emniyet durumu incelenmiştir.

Diş modelinin tamamına gerilme analizi uygulanabileceği gibi sadece birkaç diş de model olarak kullanılabilir. Daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için diş modelinin tamamına gerilme analizi uygulandı. Burada gerilme analiz sonuçlarını etkileyen en önemli faktör eleman sayısıdır. Eleman ve düğüm sayısı arttıkça daha hassas sonuçlar elde edilir.

Dişlilerde bulunan gerilme sonuçları, Çizelge 3.1’ de gösterildiği gibi malzemenin akma gerilmesinin altında değerler olduğu için Şekil 3.12, 3.24, 3.34, 3.46, 3.58, 3.68, 3.80 ve 3.92’ de gösterildiği gibi oluşan şekil değiştirmeleri Hook kanunundaki lineer bölgededir ve bu bölgede plastik deformasyon olmadığından oluşan şekil değişiklikleri geçici şekil değişiklikleridir.

Çizelge 4.1 Sayısal Sonuçlar Tablosu

	Max Toplam Yer Değiştirme (mm)	Eşdeğer Gerilmesi (MPa)	Asal Gerilme (MPa)	Kayma Gerilmesi (MPa)	Normal Gerilme (MPa)	Yüzey Gerilmesi (MPa)	Yüzey Basıncı Emniyet Katsayısı (S) $(\frac{\sigma_{H\lim}}{\sigma_{yuzey}})$	Diş Dibi Gerilme Emniyet Katsayısı (S) $(\frac{\sigma_{F\lim}}{\sigma_{es\deg er}})$
1. Kademe Güneş Dişli	0,062	76,35	67,80	41,41	18,50	899	1,11	2,61
1. Kademe Planet Dişli	0,026	82,26	70,46	45,64	35,98	831	1,20	2,43
1. Kademe Çember Dişli	0,012	33,26	47,03	26,21	14,48	144,5	6,92	6,01
2. Kademe Güneş Dişli	0,031	34,25	31,28	19,23	11,27	596,12	1,36	5,83
2. Kademe Planet Dişli	0,009	37,56	33,59	20,63	13,36	574,66	1,40	5,32
2. Kademe Çember Dişli	0,004	20,01	22,46	11,02	8,58	148,76	6,72	9,99
3. Kademe Helisel Dişli	0,030	52,04	48,76	29,04	23,91	165,5	6,04	3,84
3. Kademe Pinyon Dişli	0,069	58,57	50,51	32,36	20,01	185,15	5,40	3,41
1. Kademe Planet Taşıyıcı	0,24	159,8	168,76	90,556	78,721	219,15	4,56	1,56
2. Kademe Planet Taşıyıcı	0,10	60,281	54,807	34,803	37,942	140,39	7,12	4,14

Çizelge 4.2 Analizlerin Sonucunda Bulunan Maksimum Gerilme Değerleri

	Diş Dibi Gerilmesi (MPa)		Diş Yüzey Gerilmesi (MPa)	
	Analitik Yöntem	Sonlu Elem.Y.	Analitik Yöntem	Sonlu Elem.Y.
1. Kademe Güneş Dişli	78,4	76,35	812,4	899
1. Kademe Planet Dişli	78,4	82,26	812,4	831
1. Kademe Çember Dişli	78,4	33,26	812,4	144,5
2. Kademe Güneş Dişli	37,31	34,25	524,82	596,12
2. Kademe Planet Dişli	37,31	37,56	524,82	574,66
2. Kademe Çember Dişli	37,31	20,01	524,82	148,76
3. Kademe Helisel Dişli	53,32	52,04	600,30	685,4
3. Kademe Pinyon Dişli	53,32	58,57	600,30	645,3

Çizelge 4.2’de görüldüğü gibi analitik yöntem ve sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanan sonuçlar birbirine yakın bulunmuştur. Sadece çember dişlilerde büyük farklılık söz konusudur, bu da sonlu elemanlar yöntemini uygularken sınır şartı olarak dişlileri yan yüzeylerinden sabitlenmesinden kaynaklanmaktadır. Güneş ve planet

dişlilerde oluşan gerilmelerde ufak ta olsa oluşan farklılıkların sebebi ise analitik yöntemde yaptığımız modelleme yaklaşımı ve sonlu elemanlar yönteminde uyguladığımız sınır şartlarından kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

Analiz sırasında, gövde-gövde temas yüzeyleri (contact), nonlinear faktörleri ortadan kaldırmak için modellemede mümkün olduğunca dışarıda bırakılmaya çalışılmıştır. Bu nedenle yataklar ve gövde parçaları bir gövde olarak alındı. Bu modelleme yaklaşımında “planet taşıyıcılar” daki gerilmeler yatak üzerinde maksimum gözükse de bu durum sınır şartlarından ve yukarıda bahsettiğimiz nedenden kaynaklandığı tahmin edilmektedir..

Redüktör grubu gerilme analizinde dişli ucundaki tek bir eleman üzerinde gerilme yığılması oluşmaktadır. Bu durumun kontrolü için o dişli grubuna ait eleman boyutu %50 küçültülmüştür. İlk eleman boyutunda gerilme 2920,7 MPa (Şekil 3.120), daha sonraki eleman boyutunda gerilme 3851,8 MPa (Şekil 3.127) olarak görülmektedir. Oluşan gerilmeler sadece bir eleman üzerinde meydana gelmektedir. Tekillik (singularity) olarak adlandırabileceğimiz bu durumda, bulunan çok yüksek değerler göz önüne alınmaz. Bu doğrultuda, elemandaki maksimum gerilme miktarı yaklaşık olarak 900 MPa’dır.

Bu tez çalışması sonucunda, analitik yöntem ve sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanan sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür. Dolayısıyla, gerilme analizi hesaplarında sonlu elemanlar yönteminin uygulanmasının da güvenilir sonuçlar verdiği söylenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Wilcox,L. ve Coleman,W., (1973). “Application of Finite Elements to the Analysis of Gear Tooth Stresses”, ASME Journal of Engineering for Industry, 95: 1139-1147.
- [2] Chabert, G., Tran, T.D. ve Mathis, R., (1974). “An Evaluation of Stresses and Deflection of Spur Gear Teeth Under Strain”, ASME Journal of Engineering for Industry, 96: 85-93.
- [3] Tobe, T., Kato, M. ve Inoue,K., (1979). “True Stress and Stiffness of Spur Gear Teeth”, ASME Proceedings of the 5th World Congress on Theory of Machines and Mechanisms, 1105-1108.
- [4] Chung-Blau, T. ve Fong, Z. H., (1991). Computer Simulation and Stress Analysis of Helical Gears With Pinion Circular Arc Teeth and Gear Involute Teeth, Theory of Machines and Mechanisms, 26: 145-154.
- [5] Litvin, F.L., Chen, J.-S. ve Handschuh , R.F., (1996). “Application of Finite Element Analysis of Determination of Load Shear, Real Contact Ratio”, Precision of Motion and Stress Analysis, Journal of Mechanical Design, 118- 567.
- [6] Wei, Z., (2004). Stress and Deformations in Involute Spur Gears by Finite Element Method, Master of Science Thesis, University of Saskatchewan, Canada.
- [7] Yong-Tao, T., Cong-Xin, Li., Wei Wu, T. ve Chang-Hua, (2003). “A Finite-Element-Based Study of the Load Distribution of a Heavily Loaded Spur Gear System With Effects of Transmission Shafts and Gear Blanks”, Journal of Mechanical Design, 125- 625.
- [8] Xin, T. ve Dingfang, C., (2011). Virtual Prototype Modeling and Dynamics Analyses of a Wind Turbine’s Epicyclic Gearbox, Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA), 2011 Third International Conference, China.
- [9] Hassan, A.R., (2009). “Transient Stress Analysis on Medium Modules Spur Gear by Using Mode Super Position Technique”, World Academy of Science, Engineering and Technology.
- [10] Karpas, F., (2005). Asimetrik Evolvent Diş Sahip Düz Dişli Çarkların Analizi, Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.

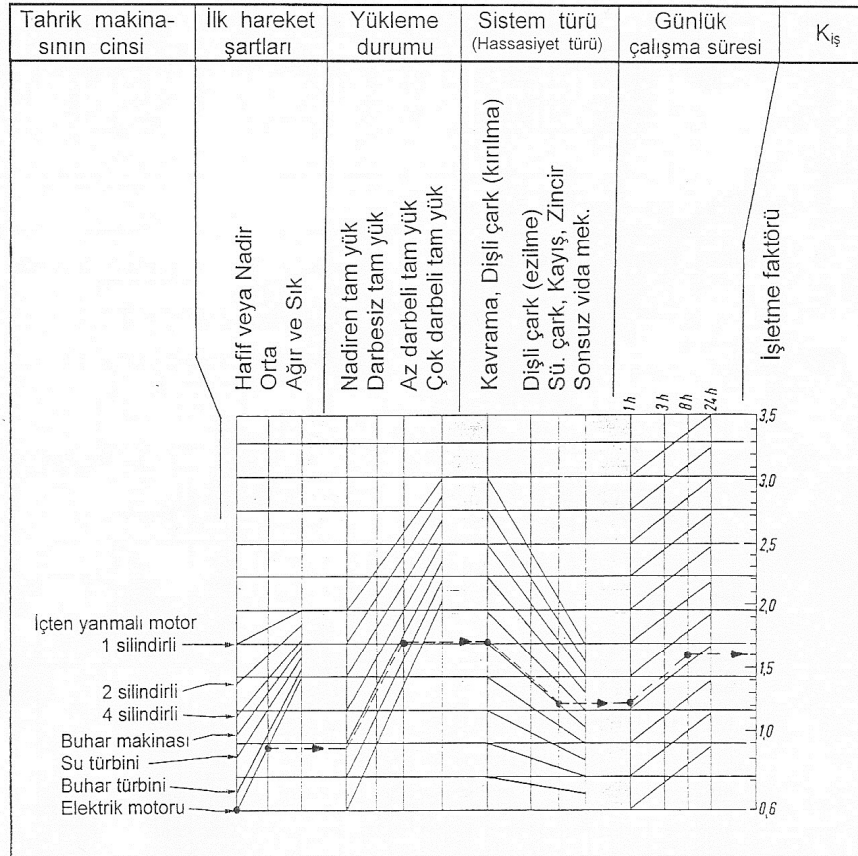
- [11] Yıldız, S., (2005). Dişli Çarkların Bilgisayar Destekli Gerilme Analizleri, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [12] Fetvacı, M.C. ve İmrak, C.E., (2004). “Düz Disli Çarkların Sonlu Elemanlar Metodu ile Modellenmesi”, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü ,İstanbul.
- [13] Habil, H. L., (2005). “Analysis of the Stress of Toothings on Planetary Gears”, Dipl.-Ing. U. Trempler, Dipl.-Ing. F. Baumann TU Dresden, IMM, Germany.
- [14] Özek, H., (2007). Optimum Ağırlıklı Düz Dişli Çark Tasarımı ve Gerilme Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [15] Avcı, M., (2009). Helis Açılı Dişli Çarklarda Statik Gerilme Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Zonguldak.
- [16] Türkoğlu, A., (2008). Temel Planet Dişli Mekanizmalarının Yapay Sinir Ağları İle Web Tabanlı Kinematik Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [17] Yalçın, T., (2007). Genel Algoritmaların Planet Dişli Tasarımına Uyarlanması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [18] Özen, M., (2002). Temel Planet Dişli Mekanizmalarının Bilgisayar Destekli Kinematik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [19] Kahraman, A., Kharazi, A. A. ve Umrani, M., (2003). “A Deformable Body Dynamic Analysis of Planetary Gears With Thin Rims”, Journal of Sound and Vibration, 262: 752-768.
- [20] Dikmen, F., (2010). Makine Elemanları Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [21] Dikmen, F., (2012). Planet Dişli Çark Mekanizmaları Yüksek Lisans Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Tablo-1

İŞLETME FAKTÖRÜ ($K_{i\bar{s}}$)

Makina Türü	Çalışma Tarzı	Darbe Durumu	$K_{i\bar{s}}$
Elektrik mak., Türbinler, Taşlama tezgahları, vb.	Aynı yönde çevresel hareket	Hafif	1,0.....1,1
İçten yanmalı motorlar, Pistonlu kompr., Planya tezg.	Git - gel hareketi	Orta	1,2.....1,5
Presler, Profil makasları, Testere tezgahları	Darbeli git - gel hareketi	Kuvvetli	1,6.....2,0
Çekiçler, Taş kırıcılar, Hadde tesisleri	Darbeli hareket	Çok kuvvetli	2,0.....3,0

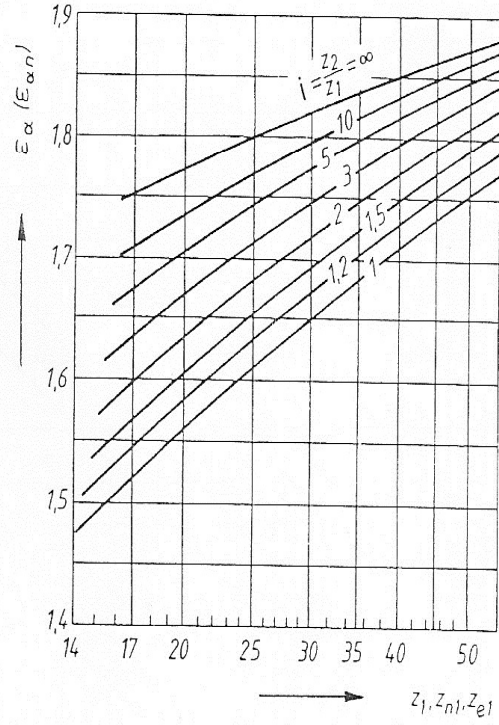
2 - Kavramalar ve Mekanizmalar İçin :



Tablo-2

Kavrama Oranı : (ϵ_α)

Sıfır ve V - Sıfır Mekanizmalarında ($\alpha_0 = 20^\circ$ ve Evolvent profil için)



Tablo-3

– Tavsiye Edilen “ z_1 ” Değerleri :

Çevrim Oranı : $i \rightarrow$		1	2	3	4
Mal- zeme	Dökme Demir (Küre. Graf.)	26...45	23...40	21...35	18...30
	İslah Çeliği (< 230 HB)	32...60	29...55	25...50	22...45
	İslah Çeliği (> 300 HB)	30...50	27...45	23...40	20...35
	Semente Çeliği	21...32	19...29	16...25	14...22

Not : İlk değerler, $n < 1000$ d/d ; son değerler, $n > 3000$ d/d içindir.

– Form (Geometri) Faktörü : (Y_F) ($h = 2,25$ m , $p_t = 0,25$ m , $\alpha_0 = 20^\circ$ için)

z, z_n, z_e	10	12	14	17	20	25	30	40	50	100	200	≥ 400
$x = 0$	4,10	3,70	3,40	3,10	2,92	2,72	2,60	2,45	2,36	2,21	2,11	2,07
$x = +0,5$	2,52	2,42	2,34	2,27	2,23	2,18	2,15	2,12	2,11	2,09	2,08	2,07
$x = -0,5$	7,00	6,00	5,50	5,00	4,40	3,70	3,35	3,00	2,80	2,40	2,25	2,07

– Genişlik Faktörü : (ψ_m) + Yük Dağılım Faktörü : (K_{yd})

Diş Profili İşleme Durumu	Kalite	Yataklama	$\psi_m = b/m$	K_{yd}
Temiz Döküm	11...12	Normal	8...10	1,1
Talaşlı İşleme (Normal)	8...10	Normal	10...15	1,2
Talaşlı İşleme (İyi)	6...7	İyi	15...30	1,3
Talaşlı İşleme (Çok iyi)	4...6	Çok iyi	> 30	1,5

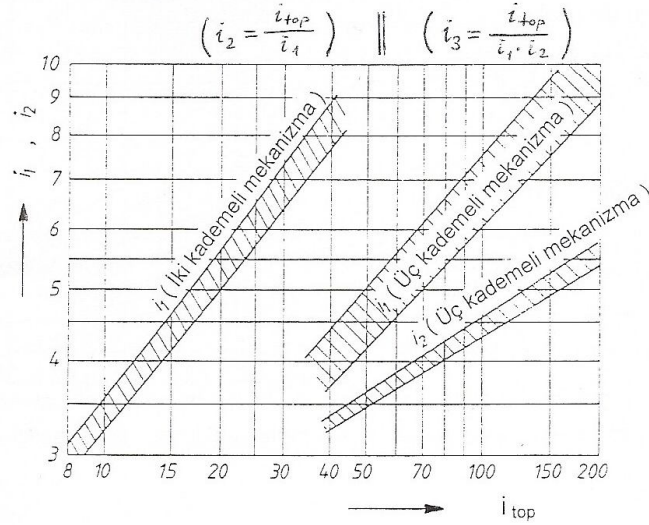
– Standart Modüller : (m ; m_n)

1. seri (Öncelikle tercih edilir.)	1 – 1,25 – 1,5 – 2 – 2,5 – 3 – 4 – 5 – 6 – 8 – 10 – 12 – 16 – 20 – 25 – 32 – 40 – 50 – 60 [mm]
2. seri (Nadiren tercih edilir.)	1,125 – 1,375 – 1,75 – 2,25 – 2,75 – 3,5 – 4,5 – 5,5 – 7 – 9 – 11 – 14 – 18 – 22 – 28 – 36 – 45 – 55 – 70 [mm]

Not : Sonsuz vida mekanizmalarındaki standart modüller, “R 10” serisine göre dir.

Tablo-4

Sıra No.	Malzeme Cinsi	Sembol	E [kN/mm ²]	Diş yanağı Sertliği	σ_{em} [N/mm ²]	ρ_{Hem} [N/mm ²]
1	Lamel Grafitli	GG 20	105	180 HB	40	300
2	Dökme Demirler	GG 25	115	220 HB	55	330
3	Siyah Temper	GTS 35	170	150 HB	130	350
4	Dökme Demirler	GTS 65	175	220 HB	155	440
5	Küresel Grafitli	GGG 40	165	180 HB	140...190	390...470
6	Dökme Demirler	GGG 60	175	250 HB	165...220	490...570
7		GGG 100	180	350 HB	260	700
8	Dökme	GS 52-1	210	160 HB	110	280
9	Çelikler	GS 60-1		180 HB	120	310
10	Genel Konstrüksiyon Çelikleri	St 37	210	120 HB	125	320
11		St 50		160 HB	140	360
12		St 60		190 HB	150	380
13		St 70		210 HB	200	450
14	İslah Çelikleri	Ck 45 N	210	190 HB	155...200	470...530
15		34 CrMo 4 V		270 HB	220...290	630...710
16		42 CrMo 4 V		300 HB	225...310	680...760
17		34 CrNiMo6V		310 HB	225...315	680...770
18		30 CrNiMo8V		320 HB	230...320	700...780
19		34 NiCrMo12.8V		350 HB	240...325	750...830
20	Sementasyon Çelikleri	16 MnCr 5	210	58...62 HRC	315...500	1300...1500
21		15 CrNi 6				
22		17 CrNiMo 6				

7 – Çevrim Oranının Bölünmesi (Redüktörler)

Tablo-5



Tapered roller bearings, single row
Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

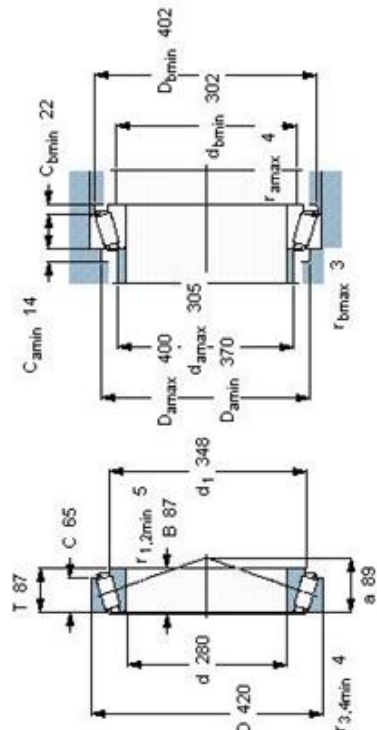
Principal dimensions				Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	dynamic	static					
mm			kN	kN	C ₀	P ₀	r/min		kg	-
196,85	241,3	23,812	154	315	29	1700	2600	2,00	LL 639249/210	
196,85	257,175	39,688	275	655	58,5	1600	2400	5,30	LM 739749/710/VE174	
200	270	37	330	600	57	1600	2400	5,45	T4DB 200	
200	280	51	473	960	86	1500	2200	9,50	32940	
200	310	70	748	1370	127	1400	1900	19,5	32040 X	
200	360	64	792	1120	106	1300	1700	25,0	30240 J2	
200	360	104	1210	2000	180	1300	1700	42,5	32240 J2	
200,025	276,225	42,862	391	780	72	1500	2200	7,70	LM 241147/110/VQ051	
203,987	276,225	42,862	391	780	72	1500	2200	7,25	LM 241148/110/VQ051	
206,375	282,575	46,038	360	830	76,5	1500	2200	8,60	67965/67920/HA3VQ117	
216,408	285,75	46,038	380	850	76,5	1500	2200	7,85	LM 742747/710	
216,713	285,75	46,038	380	850	76,5	1500	2200	7,85	LM 742747 A/710	
220	285	41	396	830	75	1500	2200	6,45	T2DC 220/VE141	
220	300	51	484	1000	91,5	1400	2000	10,0	32944	
220	340	76	897	1660	150	1300	1700	25,5	32044 X	
220	400	72	990	1400	129	1200	1600	40,0	30244 J2	
220	400	114	1610	2700	232	1100	1500	60,0	32244 J2	
230,188	317,5	47,625	523	980	90	1300	2000	10,5	LM 245846/810	
231,775	300,038	33,338	216	425	39	1400	2000	5,30	544091/2B/118 A/2B	
231,775	317,5	47,625	523	980	90	1300	2000	10,5	LM 245848/810	
240	320	42	429	815	73,5	1300	1900	8,45	T4EB 240/VE174	
240	320	51	512	1080	96,5	1300	1900	11,0	32948	
240	320	57	616	1320	120	1300	1900	12,5	T2EE 240/VB406	
240	360	76	935	1800	160	1200	1600	27,5	32048 X	
240	440	127	1940	3350	275	1000	1400	81,5	32248 J2/HA1	

Tablo-6



Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Tapered roller bearings, single row, metric bearings									
Product information									
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	T	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN	Co	P ₀	r/min		kg	
280	420	87	1210	2360	200	1000	1300		-
									40.5



Calculation Factors
e 0,46
Y 1,3
Yo 0,7
X 0,67

Tablo-7 Islah Çeliğinin Özellikleri

A	B	C	D
AlSI 4340 Steel, normalized, 13 mm (0.5 in.) round			
Categories:	Metal; Ferrous Metal; Alloy Steel; AISI 4000 Series Steel; Low Alloy Steel; Carbon Steel; Medium Carbon Steel		
Material Notes:	Normalized: heated to 870Â°C, air cooled.		
Key Words:	AISI 4340 has a favorable response to heat treatment (usually oil quenching followed by tempering) and exhibits a good combination of ductility and strength when treated thusly. Uses include piston pins, bearings, ordnance, gears, dies, and pressure vessels. alloy steels, UNS G43400, AMS 6331, AMS 6359, AMS 6414, AMS 6415, ASTM A322, ASTM A331, ASTM A506, ASTM A519, ASTM A547, ASTM A548, MIL SPEC MIL-S-16974, B.S. 817 M 40 (UK), SAE J404, SAE J412, SAE J770, DIN 1.6585, JIS SNCM 8, IS 1570 40Ni2Cr1Mo28, IS 1570 40NiCr1Mo15		
Vendors:	No vendors are listed for this material. Please click here if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.		
Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in. ³	
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	388	388	Converted from Brinell hardness
Hardness, Knoop	418	418	Converted from Brinell hardness
Hardness, Rockwell B	101	101	Converted from Brinell hardness
Hardness, Rockwell C	43	43	Converted from Brinell hardness
Hardness, Vickers	411	411	Converted from Brinell hardness
Tensile Strength, Ultimate	2448 MPa	210000 psi	
Tensile Strength, Yield	972 MPa	141000 psi	
Elongation at Break	12.1 %	12.1 %	Typical for steel
Reduction of Area	35.3 %	35.3 %	Typical for steel
Modulus of Elasticity	210 GPa	29700 ksi	Calculated
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	annealed and cold drawn. Based on 100% machinability for AISI 1212
Poissons Ratio	0.29	0.29	
Machinability	50%	50%	Typical for steel
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	
Electrical Properties	Metric	English	Comments

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Hüseyin AYDIN
Doğum Tarihi ve Yeri : 07.07.1985 / Eyüp
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : hsynydn44@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Selçuk Üniversitesi	2009
Lise	Sayısal	Sağmalcılar Lisesi	2003