

**T.C.  
İSTANBUL AYDIN ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**HİBRİT DİŞLİLERİN TASARIM ÇALIŞMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MOHAMMAD LOUIE OYOUN**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı  
Makine Mühendisliği Programı**

**Eylül, 2021**



T.C.  
İSTANBUL AYDIN ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



**HİBRİT DİŞLİLERİN TASARIM ÇALIŞMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MOHAMMAD LOUIE OYOUN**  
**(Y1913.080002)**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı**  
**Makine Mühendisliği Programı**

**Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Lutfiye DAHİL**

**Eylül, 2021**



## ONAY FORMU



## **YEMİN METNİ**

Yüksek Lisans tezi olarak sunduğum “ HİBRİT DİŞLİLERİN TASARIM ÇALIŞMASI ” adlı çalışmanın, tezin proje safhasından sonuçlanmasına kadarki bütün süreçlerde bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurulmaksızın yazıldığını ve yararlandığım eserlerin Kaynakça ’da gösterilenlerden oluştuğunu, bunlara atıf yapılarak yararlanılmış olduğunu belirtir ve onurumla beyan ederim. (02/09/2021)

**MOHAMMAD LOUIE OYOUN**





## **ÖNSÖZ**

Araştırmamın tamamlanması ve yazılması için çok fazla destek ve yardım aldım. Öncelikle araştırmamın sorularını ve metodolojisini formüle etmede uzmanlığı çok değerli olan danışmanım "Dr. Lütfiye Dahil"e teşekkür ederim. Hocamın içten geri bildirimleri sayesinde düşüncelerim netleşti ve çalışmamı bir üst seviyeye çıkardı.

Ayrıca çalışmalarım boyunca değerli rehberliklerinden dolayı hocam özellikle Dr. Kenan Kaya'ya da teşekkür ederim. Çünkü doğru yönü seçmem ve tezimi başarıyla tamamlamam için gerekli araçları sağladı.

Meslektaşlarıma harika iş birlikleri için teşekkür etmek istiyorum. Özellikle Mühendis Khaled Alnimer'e teşekkür etmek istiyorum.

Bu araştırma sırasında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme teşekkür ederim. Özellikle babam Mühendis Bassam Oyouun ve annem Bayan Amal'a tavsiyeleri ve sürekli destekleri için teşekkür ederim, her zaman yanımda oldular.

Bu araştırmayı yürütmek için teşvik edici tartışmalar ve psikolojik destek sağlayan Hussam ve Rasha'nın desteği olmasaydı bu tezi tamamlayamazdım.

**Eylül, 2021**

**MOHAMMAD LOUIE OYOUN**



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER .....	v
KISALTMALAR .....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xv
ABSTRACT .....	xvii
1. GİRİŞ .....	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ.....	5
3. TEORİK DİŞLİ HESAPLAMALARI .....	9
3.1 Giriş.....	9
3.2 Hibrit Dişli Çark.....	10
3.2.1 Metal dişlilerin avantajları ve dezavantajları .....	13
3.2.2 Hibrit dişlilerin avantajları ve dezavantajları.....	13
3.2.3 Seçilen malzemeler avantajları ve dezavantajları .....	16
3.3 Teorik Hesaplamaları .....	18
3.3.1 Dişli tasarım denklemleri ve formülü (Spur Gear) .....	18
3.3.2 Seçilen model için tasarım hesaplaması.....	20
4. SAYISAL ÇALIŞMALAR .....	29
4.1 Doğrulama Çalışmaları.....	29
4.1.1 Malzeme seçimi .....	29
4.1.2 Sonuçlar ve karşılaştırma .....	31
4.1.3 Tartışma .....	37
4.2 Hibrit Dişli Sayısal Analizleri .....	38
4.2.1 Geometri.....	38
4.2.2 Malzeme.....	41
4.2.3 Mesh.....	43
4.2.4 Sınır şartları.....	43
4.2.5 Sonuçlar .....	44
5. DEĞERLENDİRMELER .....	107
KAYNAKLAR .....	109
ÖZGEÇMİŞ.....	113



## KISALTMALAR

<b>P</b>	: Pinyon
<b>g</b>	: Dişli
<b>D</b>	: Dairesel adım
<b>m</b>	: Modül
<b>Z</b>	: Dişler numarası
<b>D0</b>	: Diş üstü çapı
<b>DR</b>	: Diş Dipi çapı
<b>Db</b>	: Taban Dairesi
<b>Pb</b>	: Taban Adım
<b>Tstd</b>	: Standart adımı Çapında Diş Kalınlığı
<b>a</b>	: Eksenler Arası Mesafe
<b>bl</b>	: Merkez Mesafesinde Boşluk (doğrusal) Değişim
<b>bl</b>	: Diş Kalınlığında Boşluk (doğrusal) Değişim
<b>Zc</b>	: Alttan Kesme Olmadan Minimum Diş Sayısı
<b>P</b>	: Çap adımı
<b>V</b>	: Hız
<b>C</b>	: Hız Faktörü
<b>Kv</b>	: Dinamik faktör
<b>Y</b>	: Lewis form faktörü poionu
<b>Yg</b>	: Lewis form faktörü Dişli
<b>Cmc</b>	: Yük düzeltme faktörü
<b>Cpm</b>	: Pinyon oranı değiştiricisi
<b>Ce</b>	: Mesh hizalama düzeltme faktörü
<b>CH</b>	: Sertlik-Oran Faktörü
<b>KR</b>	: Güvenilirlik faktörü
<b>Kt</b>	: Sıcaklık Faktörü
<b>Cf</b>	: Yüzey durumu faktörü
<b>(YN )P</b>	: Poinonun eğilme mukavemeti için stres döngüsü faktörü
<b>(YN )G</b>	: Dişlinin eğilme mukavemeti için stres döngüsü faktörü
<b>I</b>	: Çukurlaşma direncinin geometri faktörü
<b>St</b>	: İzin verilen eğilme gerilimi
<b>Sc</b>	: İzin verilen temas gerilimi
<b>(ZN )P</b>	: Ponyonun stres döngüsü yaşam faktörü
<b>(ZN )G</b>	: Dişlinin stres çevrim ömrü faktörü
<b>Jp</b>	: Ponionun Eğilme Dayanımı Geometri Faktörü
<b>Jg</b>	: Dişlinin Eğilme Dayanımı Geometri Faktörü
<b>C</b>	: Karbon
<b>S</b>	: Çelik
<b>CFRP</b>	: Karbon Fiber Reçine Polimerleri
<b>GFRP</b>	: Cam Elyaf Reçine Polimerleri
<b>SCFRP</b>	: Çelik Elyaf Karbon Reçine Polimerleri



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 3.1: Dişliye uygulanan güç .....	21
Çizelge 3.2: Motorunu bilgileri katalogdan .....	22
Çizelge 3.3: Ana Parametreler .....	23
Çizelge 3.4: Pinyon Parametreler .....	23
Çizelge 3.5: Ana Dişli Parametreler .....	24
Çizelge 3.6: Tüm Dişlisinin Parametreleri ve Faktörleri .....	27
Çizelge 3.7: Tork ve dişli kalınlık ile ilişkisi olan güvenlik faktörleri parametreleri .....	28
Çizelge 4.1: Young modülü ve Shear modülü üç yönde .....	29
Çizelge 4.2: Poisson oranı üç yönde .....	29
Çizelge 4.3: Young modülü ve üç yönde Çekme mukavemeti .....	30
Çizelge 4.4: Sayısal ve deneysel çekme testlerine ait Stress ve Strain değerleri .....	32
Çizelge 4.5: Sayısal ve deneysel çekme testlerine ait Stress ve Strain değerleri .....	33
Çizelge 4.6: Sayısal ve deneysel çekme testlerine ait Stress ve Strain değerleri .....	34
Çizelge 4.7: Sayısal ve deneysel basma testlerine ait Stress ve Strain değerleri .....	35
Çizelge 4.8: Sayısal ve deneysel basma testlerine ait Stress ve Strain değerleri .....	36
Çizelge 4.9: Çeliğin Mekanik Özellikleri .....	42
Çizelge 4.10: Karbon Fiber Epoxy Mekanik Özellikleri .....	42
Çizelge 4.11: Çelik Karbon Fiber Epoksi (SCFRP) Mekanik Özellikleri .....	43
Çizelge 4.12: Mesh Özellikleri .....	43
Çizelge 4.13: Tork değerler .....	44
Çizelge 4.14: Sonuçlar Radyal Konfigürasyon Dişli (von-Mises) Gerilme .....	47
Çizelge 4.15: Sonuçlar Radyal Konfigürasyon Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme .....	49
Çizelge 4.16: Sonuçlar Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli .....	50
Çizelge 4.17: Sonuçlar Pinyonun güvenlik faktörü (bending safety factor) .....	54
Çizelge 4.18: Sonuçlar Emniyet Faktörü Pinyon (Contact safety factor) .....	55
Çizelge 4.19: Sonuçlar Dişlinin güvenlik faktörü (Bending safety factor) .....	57
Çizelge 4.20: Sonuçlar Emniyet Faktörü (Contact safety factor) .....	59
Çizelge 4.21: Sonuçlar SCCS Dişli (Von-Mises) Gerilme .....	60
Çizelge 4.22: Sonuçlar SCCS Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme .....	61
Çizelge 4.23: Sonuçlar Toplam Deformasyon SCCS Dişli .....	63
Çizelge 4.24: Sonuçlar SCSC Dişli (Von-Mises) Gerilme .....	67
Çizelge 4.25: Sonuçlar SCSC Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme .....	68
Çizelge 4.26: Sonuçlar Toplam Deformasyon SCSC Dişli .....	70
Çizelge 4.27: Sonuçlar CSCS Dişli (Von-Mises) Gerilme .....	73
Çizelge 4.28: Sonuçlar CSCS Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme .....	75
Çizelge 4.29: Toplam Deformasyon CSCS Dişli .....	77
Çizelge 4.30: Sonuçlar CSSC Dişli (Von-Mises) Gerilme .....	80
Çizelge 4.31: Sonuçlar CSSC Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme .....	82
Çizelge 4.32: Sonuçlar Toplam Deformasyon CSSC Dişli .....	83
Çizelge 4.33: Sonuçlar SCFRP Dişli (Von-Mises) Gerilme .....	87

<b>Çizelge 4.34:</b> Sonuçlar SCFRP Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme .....	88
<b>Çizelge 4.35:</b> Sonuçlar Toplam Deformasyon SCFRP Dişli .....	90
<b>Çizelge 4.36:</b> Sonuçlar CFRP Dişli (Von-Mises) Gerilme .....	93
<b>Çizelge 4.37:</b> Sonuçlar CFRP Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme .....	95
<b>Çizelge 4.38:</b> Sonuçlar Toplam Deformasyon CFRP Dişli .....	97
<b>Çizelge 4.39:</b> Sonuçlar Çelik Dişli (Von-Mises) Gerilme .....	100
<b>Çizelge 4.40:</b> Sonuçlar Çelik Dişli Elastik Gerilme .....	101
<b>Çizelge 4.41:</b> Sonuçlar Toplam Deformasyon Çelik Dişli .....	103



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 3.1: Dişlilerin hibrit dişliye dönüştürülmesi .....	12
Şekil 3.2: Dişli Tasarım Elemanları .....	20
Şekil 4.1: E-Cam Fiber Epoksi Kompozit Malzeme İçin Kompozit Malzeme İçin Çekme Sonuçları Karşılaştırma .....	32
Şekil 4.2: Karbon Fiber Epoxy Kompozit Malzeme İçin Çekme Sounuçlarının Karşılaştırılması.....	33
Şekil 4.3: Hibrit ve Kompozit Malzemeler İçin Çekme Sounuçları Karşılaştırma ..	34
Şekil 4.4: E-Cam Fiber Epoksi Kompozit Malzeme İçin Basma Sounuçları Karşılaştırma.....	35
Şekil 4.5: Karbon Fiber Epoxy Kompozit Malzeme İçin Basma Sounuçları Karşılaştırma.....	36
Şekil 4.6: Hibrit Olmayan Dişli .....	38
Şekil 4.7: Radyal Konfigürasyon Hibrit Dişli .....	39
Şekil 4.8: Hibrit dişliler için radyal konfigürasyon şeması.....	40
Şekil 4.9: Aksiyel Konfigürasyon Hibrit Dişli .....	41
Şekil 4.10: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi .....	46
Şekil 4.11: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi .....	46
Şekil 4.12: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi .....	46
Şekil 4.13: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi .....	47
Şekil 4.14: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme.....	47
Şekil 4.15: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme.....	48
Şekil 4.16: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme.....	48
Şekil 4.17: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme.....	48
Şekil 4.18: Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 5 mm .....	49
Şekil 4.19: Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 10 mm ..	49
Şekil 4.20: Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 20mm .....	50
Şekil 4.21: Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 30mm .....	50
Şekil 4.22: Radyal Konfigürasyon Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm	51
Şekil 4.23: Radyal Konfigürasyon Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm .....	51
Şekil 4.24: Radyal Konfigürasyon Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm.	51
Şekil 4.25: Radyal Konfigürasyon Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 .....	52
Şekil 4.26: Pinyonun Kalınlık 5 mm Güvenlik Faktörü .....	52
Şekil 4.27: Pinyonun Kalınlık 10 mm Güvenlik Faktörü .....	53
Şekil 4.28: Pinyonun Kalınlık 20 mm Güvenlik Faktörü .....	53
Şekil 4.29: Pinyonun Kalınlık 30 mm Güvenlik Faktörü .....	53
Şekil 4.30: Emniyet Faktörü Pinyo Kalınlık 5 mm .....	54
Şekil 4.31: Emniyet Faktörü Pinyon Kalınlık 10 mm .....	54
Şekil 4.32: Emniyet Faktörü Pinyon Kalınlık 20 mm .....	55
Şekil 4.33: Emniyet Faktörü Pinyon Kalınlık 30 mm .....	55

Şekil 4.34: Dişlinin Kalınlık 5mm Güvenlik Faktörü.....	56
Şekil 4.35: Dişlinin Kalınlık 10 mm Güvenlik Faktörü.....	56
Şekil 4.36: Dişlinin Kalınlık 20 mm Güvenlik Faktörü.....	56
Şekil 4.37: Dişlinin Kalınlık 30 mm Güvenlik Faktörü.....	57
Şekil 4.38: Emniyet Faktörü Dişli Kalınlık 5 mm .....	57
Şekil 4.39: Emniyet Faktörü Dişli Kalınlık 10 mm .....	58
Şekil 4.40: Emniyet Faktörü Dişli Kalınlık 20 mm .....	58
Şekil 4.41: Emniyet Faktörü Dişli Kalınlık 30 mm .....	58
Şekil 4.42: SCCS Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi .....	59
Şekil 4.43: SCCS Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi .....	59
Şekil 4.44: SCCS Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi .....	60
Şekil 4.45: SCCS Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi .....	60
Şekil 4.46: SCCS Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme .....	61
Şekil 4.47: SCCS Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme .....	61
Şekil 4.48: SCCS Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme .....	61
Şekil 4.50: Toplam Deformasyon SCCS Dişli Kalınlık 5mm.....	62
Şekil 4.51: Toplam Deformasyon SCCS Dişli Kalınlık 10mm.....	62
Şekil 4.52: Toplam Deformasyon SCCS Dişli Kalınlık 20mm.....	63
Şekil 4.53: Toplam Deformasyon SCCS Dişli Kalınlık 30mm.....	63
Şekil 4.54: SCCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm .....	64
Şekil 4.55: SCCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm .....	64
Şekil 4.56: SCCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20 mm .....	64
Şekil 4.57: SCCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm .....	65
Şekil 4.58: SCSC Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi .....	65
Şekil 4.59: SCSC Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi .....	66
Şekil 4.60: SCSC Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi .....	66
Şekil 4.61: SCSC Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi .....	66
Şekil 4.62: SCSC Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme .....	67
Şekil 4.63: SCSC Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme .....	67
Şekil 4.64: SCSC Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme .....	68
Şekil 4.65: SCSC Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme .....	68
Şekil 4.66: Toplam Deformasyon SCSC Dişli Kalınlık 5mm.....	69
Şekil 4.67: Toplam Deformasyon SCSC Dişli Kalınlık 10mm.....	69
Şekil 4.68: Toplam Deformasyon SCSC Dişli Kalınlık 20mm.....	69
Şekil 4.69: Toplam Deformasyon SCSC Dişli Kalınlık 30mm.....	70
Şekil 4.70: SCSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm .....	70
Şekil 4.71: SCSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm .....	71
Şekil 4.72: SCSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm .....	71
Şekil 4.73: SCSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm .....	71
Şekil 4.74: CSCS Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi .....	72
Şekil 4.75: CSCS Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi .....	72
Şekil 4.76: CSCS Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi .....	73
Şekil 4.77: CSCS Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi .....	73
Şekil 4.78: CSCS Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme .....	74
Şekil 4.79: CSCS Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme .....	74
Şekil 4.80: CSCS Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme .....	74
Şekil 4.81: CSCS Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme .....	75
Şekil 4.82: Toplam Deformasyon CSCS Dişli Kalınlık 5 mm.....	75
Şekil 4.83: Toplam Deformasyon CSCS Dişli Kalınlık 10 mm.....	76
Şekil 4.84: Toplam Deformasyon CSCS Dişli Kalınlık 20 mm.....	76

<b>Şekil 4.85:</b> Toplam Deformasyon CSCS Dişli Kalınlık 30 mm.....	76
<b>Şekil 4.86:</b> CSCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm .....	77
<b>Şekil 4.87:</b> CSCS Dişlisinin Strain-Stress Grafiği Kalınlık 10 mm .....	77
<b>Şekil 4.88:</b> CSCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm .....	78
<b>Şekil 4.89:</b> CSCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm .....	78
<b>Şekil 4.90:</b> CSSC Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi.....	79
<b>Şekil 4.91:</b> CSSC Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi.....	79
<b>Şekil 4.92:</b> CSSC Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi.....	79
<b>Şekil 4.93:</b> CSSC Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi.....	80
<b>Şekil 4.94:</b> CSSC Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme .....	80
<b>Şekil 4.95:</b> CSSC Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme .....	81
<b>Şekil 4.96:</b> CSSC Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme .....	81
<b>Şekil 4.97:</b> CSSC Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme .....	81
<b>Şekil 4.98:</b> Toplam Deformasyon CSSC Dişli Kalınlık 5mm.....	82
<b>Şekil 4.99:</b> Toplam Deformasyon CSSC Dişli Kalınlık 10mm.....	82
<b>Şekil 4.100:</b> Toplam Deformasyon CSSC Dişli Kalınlık 20mm.....	83
<b>Şekil 4.101:</b> Toplam Deformasyon CSSC Dişli Kalınlık 30mm.....	83
<b>Şekil 4.102:</b> CSSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm .....	84
<b>Şekil 4.103:</b> CSSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm .....	84
<b>Şekil 4.104:</b> CSSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm .....	84
<b>Şekil 4.105:</b> CSSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm .....	85
<b>Şekil 4.106:</b> SCFRP Dişli Kalınlık 5 mm Von Mises Stresi .....	85
<b>Şekil 4.107:</b> SCFRP Dişli Kalınlık 10mm Von Mises Stresi .....	86
<b>Şekil 4.108:</b> SCFRP Dişli Kalınlık 20mm Von Mises Stresi .....	86
<b>Şekil 4.109:</b> SCFRP Dişli Kalınlık 30mm Von Mises Stresi .....	86
<b>Şekil 4.110:</b> SCFRP Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme .....	87
<b>Şekil 4.111:</b> SCFRP Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme .....	87
<b>Şekil 4.112:</b> SCFRP Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme .....	88
<b>Şekil 4.113:</b> SCFRP Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme .....	88
<b>Şekil 4.114:</b> Toplam Deformasyon SCFRP Dişli Kalınlık 5mm.....	89
<b>Şekil 4.115:</b> Toplam Deformasyon SCFRP Dişli Kalınlık 10mm.....	89
<b>Şekil 4.116:</b> Toplam Deformasyon SCFRP Dişli Kalınlık 20mm.....	89
<b>Şekil 4.117:</b> Toplam Deformasyon SCFRP Dişli Kalınlık 30mm.....	90
<b>Şekil 4.118:</b> SCFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm .....	90
<b>Şekil 4.119:</b> SCFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm .....	91
<b>Şekil 4.120:</b> SCFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm .....	91
<b>Şekil 4.121:</b> SCFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm .....	91
<b>Şekil 4.122:</b> CFRP Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi.....	92
<b>Şekil 4.123:</b> CFRP Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi.....	92
<b>Şekil 4.124:</b> CFRP Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi.....	93
<b>Şekil 4.125:</b> CFRP Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi.....	93
<b>Şekil 4.126:</b> CFRP Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme .....	94
<b>Şekil 4.127:</b> CFRP Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme .....	94
<b>Şekil 4.128:</b> CFRP Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme .....	94
<b>Şekil 4.129:</b> CFRP Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme .....	95
<b>Şekil 4.130:</b> Toplam Deformasyon CFRP Dişli Kalınlık 5 mm.....	95
<b>Şekil 4.131:</b> Toplam Deformasyon CFRP Dişli Kalınlık 10 mm.....	96
<b>Şekil 4.132:</b> Toplam Deformasyon CFRP Dişli Kalınlık 20 mm.....	96
<b>Şekil 4.133:</b> Toplam Deformasyon CFRP Dişli Kalınlık 30 mm.....	96
<b>Şekil 4.134:</b> CFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm .....	97

Şekil 4.135: CFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm .....	97
Şekil 4.136: CFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20 mm .....	98
Şekil 4.137: CFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm .....	98
Şekil 4.138: Çelik Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi .....	99
Şekil 4.139: Çelik Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi .....	99
Şekil 4.140: Çelik Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi .....	99
Şekil 4.141: Çelik Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi .....	100
Şekil 4.142: Çelik Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme .....	100
Şekil 4.143: Çelik Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme .....	101
Şekil 4.144: Çelik Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme .....	101
Şekil 4.145: Çelik Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme .....	101
Şekil 4.146: Toplam Deformasyon Çelik Dişli Kalınlık 5mm .....	102
Şekil 4.147: Toplam Deformasyon Çelik Dişli Kalınlık 10 mm .....	102
Şekil 4.148: Toplam Deformasyon Çelik Dişli Kalınlık 20 mm .....	103
Şekil 4.149: Toplam Deformasyon Çelik Dişli Kalınlık 30 mm .....	103
Şekil 4.152: Çelik Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20 mm.....	104
Şekil 4.153: Çelik Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm.....	104
Şekil 4.150: Çelik Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm.....	104
Şekil 4.151: Çelik Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm.....	105

## HİBRİT DİŞLİLERİN TASARIM ÇALIŞMASI

### ÖZET

Son araştırmalar, mekanik bileşenlerin ağırlığının azaltılması gerektiğini doğrulamıştır. Yüksek güvenilirliğin korunması ve buna ek olarak daha yüksek bir işlev entegrasyonu amaçlanmış böylece hibrit dişli fikri ortaya çıkmıştır.

Hibrit dişli, Sertlik kaynaklı dişlinin gürültüsünü/titreşimini azaltır ve bu nedenle daha hafif dişli bileşenleri yapmak, Tamamen metalik konfigürasyona göre önemli bir avantaj olacaktır.

Bu çalışmada metalik dişlilerle ve kompozit dişlilerin tasarımı Inverntor ve Ansys Programlarla yapıldı Tasarım gerçekleştirilen dişlilerin simüleye programında çekme ve basma testler yapıldı. Bu testlerde elde edilen sonuçlar teorik hesaplamada bulunan değerlerle karşılaştırıldı. Elde edilen sonuçlar göre Mukavemet açısından hibrit dişliler normal dişlilere göre daha mukavemettir ve tüm mühendislik alanlarında normal dişlilerin yerine hibrit dişliler alabilir.

Araştırmamızda normal metal dişliler yerine hibrit dişlilerin ve kompozit dişlilerin değiştirilebileceğini kanıtladık. Buradan hareketle her türden hibrit dişliler, Kompozit dişliler ve dişli kalınlıkları farklı olan metal dişliler arasında bir karşılaştırma yapılmıştır.

2021 , XVIII +114 Sayfa

**Anahtar Kelimeler:** *Hibrit - Hibrit Dişli - Kompozite Dişli - Pinyon Dişlisi- SCFRP - CFRP*



## DESIGN STUDY OF HYBRID GEARS

### ABSTRACT

Recent research has confirmed that the weight of mechanical components should be reduced. It was aimed to maintain high reliability and in addition to a higher integration of functions, Thus the idea of hybrid gearing was found.

The hybrid gear reduces the noise/vibration of the hardness-induced gear and therefore making lighter gear components would be a significant advantage over the all-metallic configuration.

In this study, the design of metallic gears, Composite and hybrid gears were done with Inverntor and Ansys Programs. Tensile and compression tests were carried out in the simulated program of the designed gears. The results obtained in these tests were compared with the values found in the theoretical calculations. According to the results obtained, hybrid gears are more durable than normal gears in terms of strength and hybrid gears can replace normal gears in all engineering fields.

In our research, we proved that hybrid gears and composite gears can be replaced instead of normal metal gears. From this point of view, a comparison was made between hybrid gears of all types, Composite gears and metal gears with different gear thicknesses.

2021, XVIII +114 Pages

**Keywords:** *Hybrid - Hybrid Gear - Composite Gear - Pinion Gear- SCFRP - CFRP*





## 1. GİRİŞ

Dişliler, bir güç aktarım sistemindeki en önemli bileşendir. Son yıllarda mühendislik teknolojisindeki gelişmeler, giderek artan yük kapasiteleri ve farklı hızlarda çalışabilen dişli dişlerine yönelik talepleri beraberinde getirmiştir. Dişliler genellikle diş gerilimi güvenli sınırı aştığında başarısız olur. Bu nedenle, alternatif dişli malzemesini keşfetmek önemlidir. Bir dişli malzemesi seçerken göz önünde bulundurulması gereken önemli husus, dişli malzemesinin yüksek sürtünme sıcaklığına ve daha az aşındırıcı aşınmaya dayanma yeteneğidir. Ağırlık, üretilebilirlik ve maliyet de tasarım aşamasında dikkate alınması gereken önemli faktörlerdir. Dahası, ısının artmasına kadar ısıl gerilmeden kaynaklanan bozulma veya çatlamayı önlemek için dişli yeterli ısıl dirence ve yorulmaya karşı dayanıklı olmalıdır. Yani etkililiği sürekli uzun süreli uygulama ile azalmamalı ve iyi aşınma önleyici özelliklere sahip olmalıdır. Son birkaç yılda mekanik parçaların güç tasarrufu ve verimliliği konusundaki yaklaşan gereksinim, kompozit malzemelerin kullanımını artırmıştır. Ayrıca, yeterli mukavemete sahip ağırlık azaltma özelliği, yüksek özgül sertlik, korozyona uğramama, karmaşık şekiller üretme yeteneği, yüksek özgül mukavemet, yüksek darbe enerjisi emilimi ve daha bunun gibi özelliklerinden dolayı kompozit malzemelerin kullanımı da artmıştır. Ürün geliştirme, geleneksel seri tasarım sürecinden sonra prototip testi ve üretimi ile değişmiş. CAE (Bilgisayar Destekli Mühendislik), bir ürünün ilk tasarımı ile nihainin gerçekleştirilmesi arasındaki süreç zincirini büyük ölçüde etkilemiştir. CAE yazılımı, ürün tasarımı, 3 boyutlu görselleştirme, analiz, simülasyona yardımcı olmuş, sektöre zaman ve maliyet tasarrufu konusunda çok katkı sağlamıştır.

Her makinedeki dişli kutusu, kullanılan iletim sisteminin önemli mekanik bileşenlerinden biridir. Diferansiyel Dişli kutusu, aracın etkin ağırlığını artırır ve bu da aracın performansını ve verimliliğini doğrudan etkiler. Bu nedenle hafif ve etkili dişliler yapma zorunluluğu vardır.

Geleceğin tahrik sistemlerinin daha az bakım, gürültü ve maliyete ek olarak artırılmış güç-ağırlık oranlarına sahip olması gerekeceği ön görülmektedir. Bu gereksinimler, son yıllarda iyileştirmelerle sonuçlanan sürekli bir gelişim altındadır. Malzemeler, üretim, işleme, yağlayıcılar ve gelişmiş tahrik sistemi analizi, sürücü sistemi tasarımcılarının teknolojiyi zorlamasına ve sürekli iyileştirmeler yapmasına yol açtı. Çünkü endüstriyel işler için oldukça önemlidir. Dişliler, mekanik güç aktarım sistemi ve endüstriyel döner makinelerde çok kullanışlı bileşenlerdir. Bir düz dişli genellikle başka bir dişe geçme sırasında dişlerin bozulmasına neden olan eğilme gerilmeleri ve temas gerilmeleri gibi iki tür gerilime maruz kalır.

Dişliler genellikle metalik malzemelerden yapılır, ancak son zamanlarda yeterli mukavemete ve metalik malzemelere benzer özelliklere sahip olan polimerler geliştirilmiştir. Böylece biraz dikkatli olunursa metal dişlileri kolayca değiştirebilirler. Naylon, polikarbonat, asetlas ve delrin, iyi işlevselliğe sahip baskı ve robotik mekanizmasında kullanılan yapı polimer malzemelerdir. Özellikle polimer dişli, metalik dişlilere göre daha az gürültü-titreşim, düşük bakım-yağlama gereksinimi, düşük maliyet ve kolay üretim gibi ekstra faydalar sağlar.

Bu nedenle, bu tür bir görevi verimli bir şekilde yerine getirmek ve hafif dişliler yapmak için kompozit malzemeler kullanılması tasarlanmıştır. Yaptığımız çalışmada düz dişlisinin tasarımını ve analizini açıkladık. Dişli kutusu makinasının metalik dişlisinin hibrit veya kompozit dişli ile değiştirilmesi önerilmiştir ve tasarım optimizasyon metodolojisini statik bir sonlu eleman yöntemi kullanarak adım adım sunmaktadır. Bileşenleri, güvenilirlik veya güvenlikden ödün vermeden minimum ağırlığa ulaşılacak şekilde tasarlanmıştır. Tahrik sistemi, toplam rotorlu taşıt araç ağırlığının (%10) önemli bir yüzdesi olduğundan, bu bileşenlerin güç / ağırlık oranını iyileştirmek için en kritik performans ölçütü olarak ağırlık oranına yönelik birçok yaklaşım uygulanmış. Akıllı tasarım değişiklikleri, konfigürasyon düzenlemeleri ve gelişmiş malzemeler sayesinde büyük ilerlemeler kaydedilmiş. Kompozitlerin malzeme özellikleri onları çok çekici kılmaktadır. Çok düşük yoğunluğa ve yüksek mukavemete sahip olmak, güç / ağırlık oranını doğrudan etkileyen iki önemli özelliktir. Bu nedenle, bu malzemelerin transmisyon statik ve dinamik

bileşenlerinin uygulanması, toplam tahrik sistemi ağırlığı üzerinde ciddi bir etkiye sahip olabilir. Kompozitlerin kullanımı, tahrik sistemlerinde çoğunlukla muhafazalar ve şaftlarla sınırlandırılmıştır. Bu uygulamalarda bir dizi kritik sorun belirlenmiş ve ele alınmıştır.

Bu sorunlar arasında metal-kompozit bağlantı, korozyon, mukavemet vb. yer almaktadır. Bu araştırmanın amacı, kompozit malzemelerin kullanımını dişlilere genişletmektir. Bu teknolojinin rotorlu araç tahrik sistemlerine uygun olmasını sağlamak için ele alınması gereken sorunları belirlemek için kompozit dişliler üzerinde birkaç test gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle ağırlığı azaltmak için kompozit bir iç ağ ile birleştirilmiş yüksek temas gerilimini desteklemek için bir metalik dış halkadan oluşan bir hibrit düz dişli için geliştirilmiştir. Tasarımlar daha sonra dişli içindeki basınç dağılımlarını belirlemek için daha ayrıntılı olarak analiz edilmiştir. Öncelikle dişlilerin yapılacağı hibrit malzemeler seçildi. Hibrit ve kompozit dişlilerin tasarlandığı (Radyal Konfigürasyon - Aksiyel Konfigürasyon - SCFRP-SCSC-SCCS-CSSC-CSCS).

Burada: C: karbon Fiber tabakası, S: Çelik Fiber tabakası. Hibrit dişlilerin tasarımı CAD (Computer Aided Design) ile yapılmış olup dişlilere etki eden kuvvetler ve kuvvet testleri CAE (Computer Aided Engineering) ile analiz edilmiştir. Daha sonra çelik dişlilerle karşılaştırılmış ve hibrit dişliler karşılaştırılarak avantajları ve dezavantajlarından bahsedilmiştir. Ardından, çelik dişliler yerine hibrit dişlilerin kullanılıp kullanılmayacağına değinilmiştir. Hibrit dişliler ve kompozit dişli, metal dişli dişleri ve kompozit ağ ile bağlanan şaftlardan oluşan yapıda test edilmiştir. Statik Test bu hibrit dişlileri çelik ve muadilleriyle karşılaştırılmıştır. ANSYS çalışma tezgahı v19.2 kullanılarak bir ağırlık hesaplaması yapılmıştır.



## 2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

Dişli, dönen miller arasında güç ve hareket aktarımı ile ilgili olarak makine mühendisliği alanının özel bölümüdür. Bu çalışmada, diş açma amacıyla kullanılan bir torna makinesi tambur dişli mekanizması alınmış ve her bir metalik düz dişliye sonlu eleman analizi metodolojisi uygulanmıştır. Bu çalışmanın temel amacı metalik düz dişlilerin FEA streslerini AGMA standart stresiyle karşılaştırmaktır. Dişlilerin modellenmesi PRO-ENGINEERING programında, analizleri ise ANSYS workbench v11 kullanılarak yapılmıştır [1].

Kompozit düz dişlilerin imalatı ve testi NASA Glenn Araştırma Merkezi'nde yapılmış; torkun uygulandığı şafta monte etmek için kompozit malzeme, dişli dişleri ve metal bir göbek arasında dişli ağı görevi görmüştür [2].

Bu makalede, düz dişli tasarım ve analizi; Polimer ile meyve suyu makinesinin metalik dişlilerinin alt başlıklandırılması önerilmiştir. Ağırlığı ve gürültüyü azaltmak için dişliler kullanılmıştır. Bu makalenin temel amacı, naylon, polikarbonat gibi farklı polimer dişlileri analiz etmektir. FEA metodolojisini kullanarak, kompozit dişlilerin iyi tasarlanmış ve analiz edildiklerinde vereceği sonucuna varmışlardır. Düşük maliyet, gürültü, ağırlık titreşimi gibi kullanışlı özellikler ve metal dişlilere benzer şekilde çalışmasını gerçekleştirir [3].

Yapılan bir başka çalışmada plastik düz dişlilerde diş bükme etkileri incelenmiştir. Yük paylaşımında önemli bir değişimde temas yolu uzunluğundaki artışa bağlı olarak plastik dişli dişlerinin rijitliğinin ve bükülmesinin etkisi için sonlu elemanlar metodolojisi kullanılarak analiz yapılmıştır [4].

Polimerler, naylon ve % 20 cam dolgulu naylondan yapılmış enjeksiyon kalıplı dişliler üzerinde yapılan iletim takibi için güç absorpsiyon test

halkası, titreşim ve gürültü analizi kullanılarak, sertleştirilmiş düz dişlilerde dişliler diş arızalarının erken tespitinin imkanı bulundu. Ayrıca, dişli diş yüzey sıcaklığının arttığı ve dişlilerin belirli dönüş hızında titreşim ürettiği bulunmuştur [5].

Bilgisayar sistemi yardımıyla enjeksiyon kalıplı plastik düz dişli ve helisel dişliler geliştirmeye yönelik karmaşık tasarım süreci için sistematik metodoloji uygulanmıştır. Sistematik tasarım süreci, yük taşıma kapasitesi, yeterli temas, dengeli diş kalınlığı ve dişliler için uygun boşluk değeri için tasarım parametrelerini sağlamıştır. Böylece aşırı çalışma koşullarında herhangi bir bükülme etkisi oluşmayacaktır [6].

Bu makalede, diş kanadı optimizasyonunun geometrisine odaklanmaktadır. Optimum değeri belirlemek için dişli diş geometrisi değiştirildi ve bilgisayar yazılımında dişli katı modeli hazırlandı. Ayrıca bu katı model, statik bir sonlu eleman analizi kullanarak yüklemenin dişli diş üzerindeki etkisini kontrol etmek için analiz yazılımına aktarılmıştır. Burada, dişliyi optimize etmek için standart olmayan plastik dişli de tartışılmıştır [7].

Bir diğer çalışma, plastik dişlilerin nasıl değerlendirileceğine ve tasarım verilerinin dişli tasarımı ve analizi için nasıl kullanılacağına dair bazı yönergeler sağlamaktadır, ayrıca arzu edilen uygulamalara uygun hale getirmek için malzeme özelliklerinin ölçümü hakkında yararlı bilgiler vermektedir [8].

Çalışma, iki dişin birbirine geçmesi sırasında dişlide üretilen çeşitli arıza türlerini sunar. Dişli diş profilindeki gerilme yoğunluğuna bağlı olarak gerilmeye bağlı arızayı önermektedir. Detaylı metalurjik analiz ayrıca dişli modelinde de yapılmış ve bunu servis durumundaki yeni bir dişli ile karşılaştırmıştır. Çalışma, vites olasılığını azaltmak için otomobil ve makine gibi endüstriyel dişlilerin özelliklerine ve sınırlamalarına odaklanmıştır. Tez ayrıca, dişli malzemesinin belirli koşullardaki sertliğini, farklı ısıl işlem sürecine bağlı olarak değişen sertlik özelliklerini belirlemek için dişli üzerindeki tüm deneysel çalışmaları açıklamaktadır. Tez, arızanın dişlide üretildiği sonucuna varmıştır. Çünkü Dişli, üretim şartnamesinde verilen basınçtan daha yüksek çalışma basıncında kullanılabilir ve dişlide stres,

emniyet veya tasarım sınırından daha yüksek olabilir. Genel olarak, yüksek stres, düşük devir yorulma arızası, aşınma ve plastik deformasyon nedeniyle dişlide üretilen arızaların çoğundan söz edilmektedir [9].

İç içe geçme durumundaki dişlilerin temas gerilmeleri, eğilme gerilmeleri ve iletim hatalarını içeren kapalı dişli sisteminin özelliklerini inceler. Gücü bir şafttan diğerine iletmek için iki dişli birbirine geçtiğinde bu durum ortaya çıkar. Bu iç içe geçme sırasında dişliler gürültü ve titreşim üretir ve bunun nedeni şanzıman hatasıdır. Agear sistemde iletim hatası tahmini, involüt düz dişlilerin özellikleri sonlu elemanlar metodolojisi kullanılarak analiz edilmiştir [10].

Hibrid düz dişli sonlu eleman analizini sunar. Hibrit malzeme, bir düz dişlinin ağırlığının azaltılması amacıyla kompozit ve metalik malzemenin farklı parçalarının bir araya getirilmesidir. Tüm metalik parçalar, statik sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edilir ve sonucu geleneksel bir gerilim formülü ile karşılaştırılır. Ayrıca, bir ağırlığın azaltılması için dişli yüzeyinde delikler bulunan bir düz dişlinin gerilme analizini de araştırmaktadır. Bu çalışma, hibrit malzemenin, geleneksel metalik düz dişliye kıyasla ağırlıkça% 20 daha hafif olduğu sonucuna varmıştır [11].

Bu çalışmada PC/ABS karışımlarından yapılan dişlilerin yük taşıma kapasitesi ve meydana gelen hasarları araştırılmıştır. PC sert malzemedir ve ABS yumuşak malzemedir. Malzemelerin kullanımı bu sakıncaları sınırlar. PC ve ABS polimerleri birbirini birleştirirken, PC / ABS karışımları endüstriyel alanlarda dişli uygulamaları için uygun mekanik özelliklere sahiptir. Bu çalışmada, PC / ABS kompozit plastik malzemelerin düz dişli olarak kullanılabilirliği araştırılmıştır. PC / ABS dişlileri, FZG deney setinde iki farklı devir sayısında üç farklı yükleme uygulanarak test edilmiştir [12].

Bu çalışmada, Lewis Faktörünü belirlemek için bir prosedürün teorik bir analizini yaptılar ve ayrıca dişli dişi arasındaki gerilim dağılımını bulmak için düz dişlilerin temas analizini yaptılar [13].

Getro pompasında kullanılan plastik dişli FEA kullanılarak analiz edildi. Katı dişli takımı modeli geliştirilmiş ve sonlu elemanlar analizi ile modelin

mukavemet analizi kontrol edilmiştir. Bu çalışmaya göre ağda iki parça vardır, biri iç ve diğeri dış dişlinin dişleri arasında dişler arası kuvvetlerin indüklendiği aktif kısımlar, ikincisi ise dişler arası kuvvetlerin oluşmadığı pasif kısımdır. Çalışma, dişli deformasyonunun önce daha yüksek mukavemetli bir plastik uygulayarak ve ikinci olarak sikloid dişli seti tasarımını değiştirerek iki şekilde azaltılabileceği sonucuna varmıştır [14].

Burada ki çalışmada cam takviye polimidli sonsuz dişli çarkının dayanıklılık analizinden söz edilmektedir. Plastik sonsuz çarkın karakteristiğinin tahmini için hem analitik hem de deneysel yöntemler gerçekleştirilmiştir. Polimid reçine takviye cam elyafı ile bilgisayar destekli mühendislik analizi yapılmıştır. Bu çalışmanın sonucuna göre, sonsuz dişli çarkının çalışması üzerinde büyük çaba sarf eden deformasyon açısından %50 cam elyaf takviye içeriğine sahip sonsuz çark avantajlı olmuştur. Cam elyaf takviye içeriği arttığında, mukavemet ve sertlik potansiyel olarak iyileşir, ancak kırılma da arttıkça dalgalanan dış kuvvetlerden kaynaklanan şoktan hasar meydana gelebilir. Ayrıca, cam elyaf takviyesinin dağılımının eşit olmadığı, sonsuz dişli diş profilinin mukavemetinin ve sertliğinin değişebileceği ve bunun da dişli dişinin özelliklerini değiştirebileceği sonucuna varılmıştır [15].

Dişli dişi genellikle iki tür döngüsel gerilmeye maruz kalır; birincisi bükülme yorgunluğuna neden olan eğilme gerilmeleri ikincisi ise temas yorgunluğuna neden olan temas gerilmeleridir. Bu tip göçme analizi yapılmış ve bükülme arızasına dayanacak şekilde düz dişli diş profili tasarlanmaya çalışılmıştır. Böylece bu sonlu elemanlar modeli için eğilme gerilmelerini hesaplamak için çalışılan yöntem uygulanmıştır. Farklı diş profillerinin karşılaştırmalı analizi için iki sonuç analitik ve bilgisayar yazılımı - ANSYS karşılaştırılmıştır [16].



### 3. TEORİK DİŞLİ HESAPLAMALARI

#### 3.1 Giriş

Dişliler, güç aktarım sisteminin kritik bileşenleridir ve boyutları küçük kol saati dişlilerinden büyük dönen makine dişlilerine kadar değişir. Dişliler, sabit hız oranı ve şaftın hızını artırmak veya azaltmak için basit ataşman gibi faydalı özellikleri nedeniyle çok kullanışlıdır, bu nedenle çoğu güç iletim sisteminde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Mil ekseninin konumuna göre dişliler şu şekilde sınıflandırılır:

- Paralel mil ekseni
  - Düz dişli
  - Helis dişli
  - Kremayer ve pinyon
  - Kesişen şaft ekseni
  - Konik dişli
  - Paralel olmayan kesişmeyen şaft ekseni
  - Sonsuz dişliler
  - Spiral dişliler
  - Hipoid dişliler

Dişliler, uygulamaya göre aşağıdaki malzeme türlerinden yapılır.

- Metalik malzemeler
  - Dövülebilir
- Dövme çelik
  - Karbon çeliği

- Karbon krom çeliği
- Karbon manganez

a) Hibrit Dişli

Hibrit dişli, 5 bileşenli metal dişli halka ve metalik göbek, altıgen ağ ve iki dış kompozitten oluşur. Diş halkası ve göbek geleneksel metalik döküm demirden, altıgen ağ ve dış kompozitler üç eksenli örgülü malzemedendir yapılmıştır.

b) Kompozit dişli

Kompozit dişliler, matrix ve en az iki takviyeden yapılmış dişlilerdir.

### 3.2 Hibrit Dişli Çark

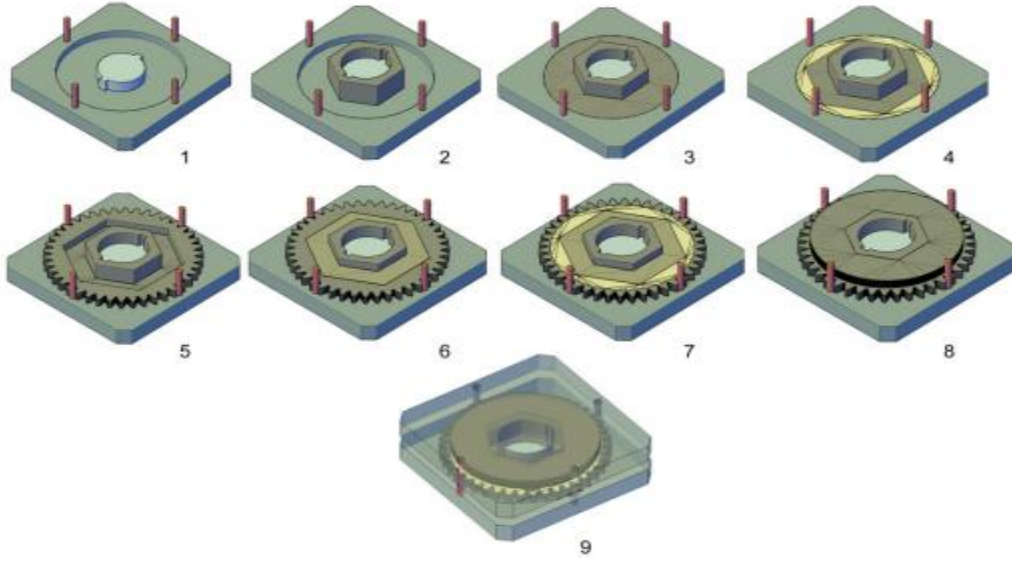
Bu dişliler geçmişte yağlama kaybı testi ve NASA'daki diğer deneysel çalışmalar için kullanılmıştır. Dişlilerin hibrit bir konfigürasyona dönüştürülmesi, ağırlık bir kısmının işlenmesiyle başlamıştır. Metalik dişler ve bağlanma bölgeleri korunmuştur. Altıgen bir bölge çıkarılmıştır. Bu düzenleme, modifiye edilecek dişli üzerindeki diş sayısı nedeniyle seçilmiştir. Altı kenarlı bir özellik kullanılarak en yüksek eğilme gerilimine ulaşılan bir diş dolgusu-kök bölgesi yakınında keskin bir kenar bulunmamıştır [29].

Bu konfigürasyon için iki benzersiz kat yığını kullanılmıştır. İlk kat yığını, makineyle işlenen ve dairesel bir dış geometriye sahip olan metalik kısımdan daha büyüktür. Bu, dış kenarın yüzeyinde bir örtüşme yaratmıştır. Bu örtüşme, uygun kompozitin metale yapışması için kritik olan bir bağlanma yüzeyini yaratmıştır. İkinci kat yığını konfigürasyonu, metal dişliden uzakta işlenen altıgen bölgeye uyacak şekilde kesilmiştir. Bu sıkı geçme, dış kenardan metalik iç göbeğe bir yük yolu sağlamış, kompozit malzeme olarak yarı izotropik örgülü bir kumaşla birlikte bir epoksi ön emprenyesi seçilmiştir. Kumaş, metalik özelliklere benzer şekilde tepki veren neredeyse izotropik özellikler sağlar. Kalıplamadan önce, kompozit ile temas edecek olan metalik özelliklerin herhangi bir kısmı kumlanmış ve iyi yapışmayı teşvik etmek ve bağ hattı mukavemetini artırmak için yüzey astarlanmıştır[2].

Daha sonra, kompozit malzeme yerleştirmeden önce dişli çemberini ve dişli göbeğini yerleştirmek için özel bir fikstür tasarlanmış ve üretilmiştir. Dişli

dişleri dış jant, “measurement over pins” kullanılarak; iç metalik göbek, iç deliği aracılığıyla yerleştirilmiştir. Yerleştirme işlemindeki ilk adım, iç metalik göbeği kalıp merkezindeki unsurun etrafına yerleştirmektir. Montaj işlemi sırasında, daha büyük kat yığını, prepreg'in 12 katmanı tarafından oluşturulmuştur. En iyi izotropik davranışı teşvik etmek için her katman bir yönde 60° döndürülmüştür. Birinci kat yığını konumlandırılmış ve havası alınmış durumdayken, bir film yapıştırıcı eklenmiş ve dış metalik halka üste yerleştirilmiştir. İkinci kat yığını, iki metal unsur arasındaki boşlukta oluşturulmuş ve bu katlara da aynı işlem uygulanmıştır. Başka bir film yapıştırıcı tabakası ilave edilmiş ve son kat istifi, ilkiyle aynı şekilde ilave edilmiştir[11].

Kompozit malzeme yerleştirme süreci gösterilmektedir. Bu şekil, bitmiş parçanın sertleştirilmesinden önce kullanılan montaj prosedürünü göstermektedir. Dişli kalıp tertibatı bir pres içine yerleştirilmiş ve 100 psi'lik bir yüke tabi tutulmuştur. Pres daha sonra dakikada 4 °F'lik bir eğimli hızında 250 °F'lik bir sıcaklığa ısıtılmıştır. Metal ve kompozitin tutarlı bir sıcaklığa ulaşması için zaman tanımak için 250 °F'de 1 saatlik bir bekleme yapılmıştır. Sıcaklık daha sonra aynı eğim oranı kullanılarak 350 °F'ye yükseltilmiş, kompozit prepreg'i tamamen sertleştirmek için sıcaklık 350 °F'de tutulmuştur. Sertleştirme döngüsü tamamlandıktan sonra parça kalıptan çıkarılıp fazla reçine parlaması giderilmiş. Böylece hibrit dişli bitmiştir. Bu noktada düzenlemenin optimizasyonu bulunmamaktadır. Ancak üretilen dişli, tamamen metal olandan yüzde 20 daha hafif olarak tespit edilmiştir[33].



**Şekil 3.1:** Dişlilerin hibrit dişliye dönüştürülmesi

Tamamen metalik bir geleneksel dişli bileşeniyle aynı seviyede tork aktarabilen bir hibrit dişli geliştirilmiştir. Hafif ve yüksek yük kapasitesi arzu edilen özelliklerdir. Hibrit dişli, metal bir şafta ve dış dişli çemberine, şaft arayüzü ile dişli çemberi arasında kompozit yerleşim ile bağlanır. Kompozit yerleşimi iki amaca hizmet eder:

- (1) Benzer tork taşıma kapasitesine sahipken dişli elemanını hafifletmek
- (2) Dişli sistemlerinde tipik olan darbe yüklemesi kaynaklı gürültü/titreşimi değiştirmek.

Kompozit dişlinin üç ana özelliği vardır: dış dişli jant, kompozit ağ ve bir mile bağlanan veya dişlinin mili olarak görev yapan dişlidir. Kompozit malzeme içerisinde dış ve iç katlar bulunmaktadır. Dişli bir bölge ve kompozitin dişli kuvvetlerini ve torku geçeceği dahili bir çokgen sürücü vardır. Hibrit dişliler, minimum ağırlık için minimum jant kalınlığı ile üretilir. Hibrit dişli, dönme ekseninde dişli için uygun hizalamayı sağlayan bir düzeneğe monte edilmiştir. Bir malzeme/tasarım yaklaşımı, üretim için yarı izotropik karbon fiber/epoksi matris kompozit malzeme ve bir sıkıştırma kalıplama işlemi kullanılır. Düzlemsel bir dişli için alternatif düzenlemeler, diğer fiber tiplerini, fiber mimarilerini ve matris malzemelerini kullanabilir. Ayrıca daha karmaşık şekillerdeki dişlileri de içerebilirler[33].

### **3.2.1 Metal dişlilerin avantajları ve dezavantajları**

#### **Avantajları:**

- Yüksek tork ve güç iletme yeteneği.
- Gerektiğinde sabit bir aktarım oranını koruyabilme yeteneği.
- Yüksek verim transferi.
- Tasarım ve ölçüleri kontrol etme becerisi.
- Yüksek çevresel hızların taşınması.
- Küçük boyutu.
- Özellikle yüksek hızlarda gürültü yok.
- Bakımı kolay.
- Hassas iletim.

#### **Dezavantajları:**

- Üretim zorluğu.
- Kurulumunda yüksek beceriye ihtiyaç duyması.
- İmalatlarında uzman değillerse veya kurulumlarında ustalık eksikliği varsa, bu titreşim veya gürültünün ortaya çıkmasına neden olması.
- Görece uzak akslar arasında güç aktaramamak.
- Sürekli yağlama gerektirmesi.

### **3.2.2 Hibrit dişlilerin avantajları ve dezavantajları**

#### **Avantajları:**

- Yüksek güç.
- Yüksek sertlik.
- Hafif olması.
- Daha az gürültü.
- Daha az titreşim.
- Düşük bakım-yağlama gereksinimi.

- İyi yorulma direnci.
- Azaltılmış yorgunluk ve sürünme oranları.
- Korozyona karşı daha yüksek kimyasal direnç.
- Daha düşük maliyetler.
- Daha az enerji tüketimi (elektrik alanında).
- Radarı görmek zor (askeri alanda).

#### Dezavantajları:

- Delaminasyon riski: İki veya daha fazla malzemenin bağlandığı yerlerde, potansiyel hava cepleri ve yetersiz sıkıştırma veya sıcaklık nedeniyle delaminasyon riski vardır. Delaminasyon meydana geldiğinde, kompozit daha fazla zayıflama ve uygulama için uygunsuz hale gelme riski altındadır. Matris dikey veya paralel çatlaklar, en yaygın olarak matris mukavemetini aşan aşırı gerilmeden kaynaklanır. Matris olarak uygun olmayan malzemeler kullanıldığında da delaminasyon meydana gelebilir. Bu, matrisi değiştirerek veya onu alternatif bir yüksek mukavemetli takviye malzemesi ile güçlendirerek aşılabılır.
- Karmaşık imalat: Bazı kompozitler amaçları için son derece basit ve etkili olabilir, ancak kompozit çeşitleri o kadar geniştir ki diğerleri son derece karmaşık olabilir ve imalat süreci saatlerce geliştirme, araştırma ve üretim içerebilir. Bu, uzmanlık, zaman ve para gerektirir. Herhangi bir yeni üründe olduğu gibi, testin yeni kompozit ürün, dayanıklılığı ve kullanım ömrü boyunca performansı hakkında ne kadar tam olarak anlaşıldığına dair sınırlamaları olabilir.
- Yüksek hammadde maliyeti: Söz konusu kompozit türüne bağlı olarak, hammaddelerin maliyetini etkileyen birçok faktör vardır. Bunlara reçine, elyaf, sarf malzemeleri, işçilik ve makineler dahildir. Elbette, uygulama yönetmelikleri, araştırma, kalite kontrol ve diğer hususlar gibi dikkate alınması gereken başka maliyetler de vardır.
- Onarım masrafları: Kompozitlerin üretiminde onarım ihtiyacının çok az olması için tüm çaba sarf edilirken, onarım gerektiğinde pahalı olabilir.

Bazen kompozitlerin zayıflıklarını ve hasarlarını bir kez yerinde tespit etmek zor olabilir, ancak çıplak gözle görülemeyen hasarı veya ulaşılması zor alanları tanımlayan Tahribatsız Muayene (NDT) adı verilen bir yöntem vardır.

Kompozitin uygulamasına bağlı olarak, aşağıdakileri içeren birçok NDT yöntemi vardır:

- Görsel Test (VT).
- Ultrasonik Test (UT).
- Termografi Radyografik Test (RT).
- Elektromanyetik Test (ET).
- Akustik Emisyonlar (AE).
- Shearografi Testi.

Onarım ve bakım riskinin yalnızca kompozit malzemelerle ilişkili olmadığını belirtmek gerekir. Aslında kompozit olmayan malzemelerin kullanıldığı yerlerde çok daha yaygındır. Bu kadar çok endüstride parçalar için kompozit malzemeler oluşturmanın asıl amacı, bunların tam amaçları akılda tutularak tasarlanabilmeleridir. Bu, tasarımcıya her bir parçaya yerleştirilen talep ve beklentilerin her faktörünü dikkate alma özgürlüğü verir. Kompozitler, sıcaklık ve neme maruz kalma gibi çevresel faktörlerde daha güçlü, daha dayanıklı, çok daha hafif ve aşırılıklara daha uygun olabilir.

- **İşgücü yoğun:** Üretilen kompozit malzemelerin doğası gereği, üretime giden birçok aşamada belirli miktarda iş saati ve uzman makine gerektirirler. Bu maliyetli olabilir. Bununla birlikte, kompozitler, yaygın olarak kullanıldıkları tüm endüstrilerde temel ürünler haline geldikçe, bu maliyetler azalmaktadır. Geliştirme ve araştırma aşaması, yapılabilecek tüm iyileştirmelerin dışında büyük ölçüde tamamlanır ve zamanla kompozitler, uygulamalarına uygun olduklarını kanıtlar. Üretim aşaması en verimli kısım haline gelir ve oluşturulan her yeni kompozit ile bilgi önceki araştırmalardan alınır.

### 3.2.3 Seçilen malzemeler avantajları ve dezavantajları

- Karbon fiber kompozitlerin avantajları

Karbon fiber takviyeli kompozitler, fiberglas veya aramid fiberler gibi geleneksel fiberleri kullanan diğer FRP kompozitlerinin aksine, CFRP kompozitlerinin mükemmel özellikleri şunları içerir:

- Hafif ağırlık

Geleneksel cam elyaf takviyeli kompozitler, % 70 (ağırlıkça cam / toplam ağırlık) ve tipik olarak inç küp başına 0,065 poundluk bir miktarda sürekli cam elyaf kullanır.

- Yüksek güç

CFRP kompozitleri, hafif olmalarına rağmen, cam elyaf kompozitlere göre CFRP kompozitin birim ağırlığı başına daha yüksek mukavemete ve daha yüksek sertliğe sahiptir.

Bu avantaj, metalik malzemelerle karşılaştırıldığında daha da belirgindir.

Örneğin, deneyimler bize CFRP malzemelerinin çeliğe kıyasla eşit mukavemet koşulları altında çeliğin yalnızca 1 / 5'i ağırlığında olduğunu söylüyor.

CFRP kompozitler, en hafif metallerden biri olan alüminyum ile karşılaştırıldığında, temel varsayıma göre alüminyum malzemenin mukavemeti, karbon fiber gövdenin ağırlığının yaklaşık 1,5 katı kadardır.

- Karbon fiber kompozitlerin dezavantajları
- Gevreklik.
- Pahalılık.
- Tamirinde zorluk.

Bu malzeme hâlâ her durumda çeliğin yerini alamaz. Tartışılan nedenlerle, tam ikame ya ekonomik olmayacak ya da teknik olarak kabul edilemez olacaktır.

- Eglass Fiber Kompozitlerin Avantajları

Avantajları:

- Düşük maliyet ve yüksek üretim oranları.



- Nispeten düşük yoğunluk.
- Çok çeşitli koşullarda mukavemet özelliklerini koruyabilir.
- Nispeten neme karşı duyarsız.
- Kimyasala dayanıklı.
- Yanmaz ve ısıya dayanıklı.

#### **Dezavantajları:**

- Karbon ve organik elyaflara kıyasla daha yüksek yoğunluk.
- Düşük çekme modülü.
- Muamele edilmezse kendiliğinden aşındırıcıdır ve aşındığında gerilme modülü azalır.
- Nispeten düşük yorulma direnci.
- Klorür ütüler E-cam yüzeyine saldırır ve bunları çözer.
- **Çelik Karbon fiber kompozitlerin avantajları**

#### **Avantajlar:**

- Yüksek taşıma kapasitesi.
- Güçlü korozyon direnci.
- Azaltılmış ağırlık.
- Süneklik ve yanal direnç.
- Kabul edilebilir yoğunluk.
- Optimize edilmiş arıza.
- Sıkıştırma yükü altında iyi enerji emilimi.
- Çekme yükü altında iyi enerji emilimi.
- Yeterli elektriksel iletkenlik.
- Kazada iyi yapısal bütünlük.
- Kabul edilebilir maliyet.

### 3.3 Teorik Hesaplamaları

#### 3.3.1 Dişli tasarım denklemleri ve formülü (Spur Gear)

Aşağıda diş yapısını oluşturan ve birbirleriyle ilişkilerini tanımlayan unsurlardan bahsedeceğiz.

- a. **Dairesel adım** :Bu, bir diş üzerindeki bir noktadan bitişik diş üzerindeki karşılık gelen noktaya, perde dairesi boyunca ölçülen mesafedir.

$$P = \pi \cdot m = \frac{\pi d}{Z} \quad (3-1)$$

burada p dairesel aralıktır (mm), m modüldür, d adım çapıdır (mm) ve Z diş sayısıdır.

- b. **Modül**: Adım çapının diş sayısına oranıdır. Modülün birimi milimetre (mm) cinsinden olmalıdır. Modül, adım çapı ve diş sayısı oranı ile tanımlanır. Tipik olarak bir dişin yüksekliği modülün yaklaşık 2.25 katıdır.

$$m = \frac{d}{Z} \quad (3-2)$$

- c. **Diş üstü(Addendum a)** :

Bu, Bölüm dairesi çapından dişli tepesine kadar olan radyal uzunluk. Tam boy evolvent dişli için [a=M veya a=1/Pd]

Stub-Evolvent dişli için [a=0.8\*M veya a=1.25/Pd]

- d. **Diş dibi (Dedendum) yüksekliği**:

Bölüm dairesi çapından diş dibi çapına kadar olan radyal uzunluk.

Tam boy evolvent dişli için [d=1.157\*M veya d=1.157/Pd]

Stub-Evolvent dişli için [d=M veya d=1 / Pd]

- e. **Çapsal adım**: dişlideki diş sayısının adım çapına oranıdır.

$$Dp = m \cdot Zp \quad (3-3)$$

$$Dg = m \cdot Zg \quad (3-4)$$

- f. **Basınç Açısı ( $\phi$ ):** Ortaya çıkan kuvvetlerin bu çizgi boyunca hareket ettiği üretim hattı veya hareket hattıdır.  $\alpha_p=20^\circ$ .
- g. **Adım (t):** Dişlinin yuvarlanma dairesi üzerinde ölçülen iki diş merkezi veya bir boş, bir dolu diş arasındaki uzaklıktır ve (t) harfiyle gösterilir. Adım, modülün  $\pi$  sayısı ile çarpımından ( $t = \pi \cdot m$ ) elde edilir.
- h. İki dişli arasındaki merkezi mesafe (Merkezi boyut C):

Dış bağlaması

$$C = \frac{d_p + D_g}{2} = \frac{m}{2} (Z_g + Z_p) \quad (3-4)$$

İç bağlaması :

$$C = \frac{D_g - d_p}{2} = \frac{m}{2} (Z_g - Z_p) \quad (3-5)$$

- i. Tepe boşluğu (Tip clearance) faktörü:

Ön dişlinin dış çapı ile tahrik edilen dişlinin iç çapı arasındaki mesafedir veya tam tersidir..

$$C' = 0.167m \quad (3-6)$$

- j. Diş üstü çapı (DA)

1. Dişlerin uç (üst) kısmından geçen dairenin çapıdır ve (DA) harfleri ile gösterilir. Düz dişlide bölüm dairesi ile modülün iki katının toplamından elde edilir. (3-7)

$$2. DA = D_p + 2m \quad \text{Yada} \quad DA = D_g + 2m$$

- k. Diş Dipi çapı (DB)

3. Dişlerin dip (alt) kısmından geçen dairenin çapıdır ve (DB) harfleri ile gösterilir. Her dişli için ayrı, ayrı formüllerle hesaplanır.

$$4. DB = D_p - 2m \quad \text{Yada} \quad DB = D_g - 2m \quad (3-8)$$

- l. Transfer oranı ( $i_r$ ):

Transfer oranı giriş dişlisinin torku çıkış dişlisinin torku oranıdır.

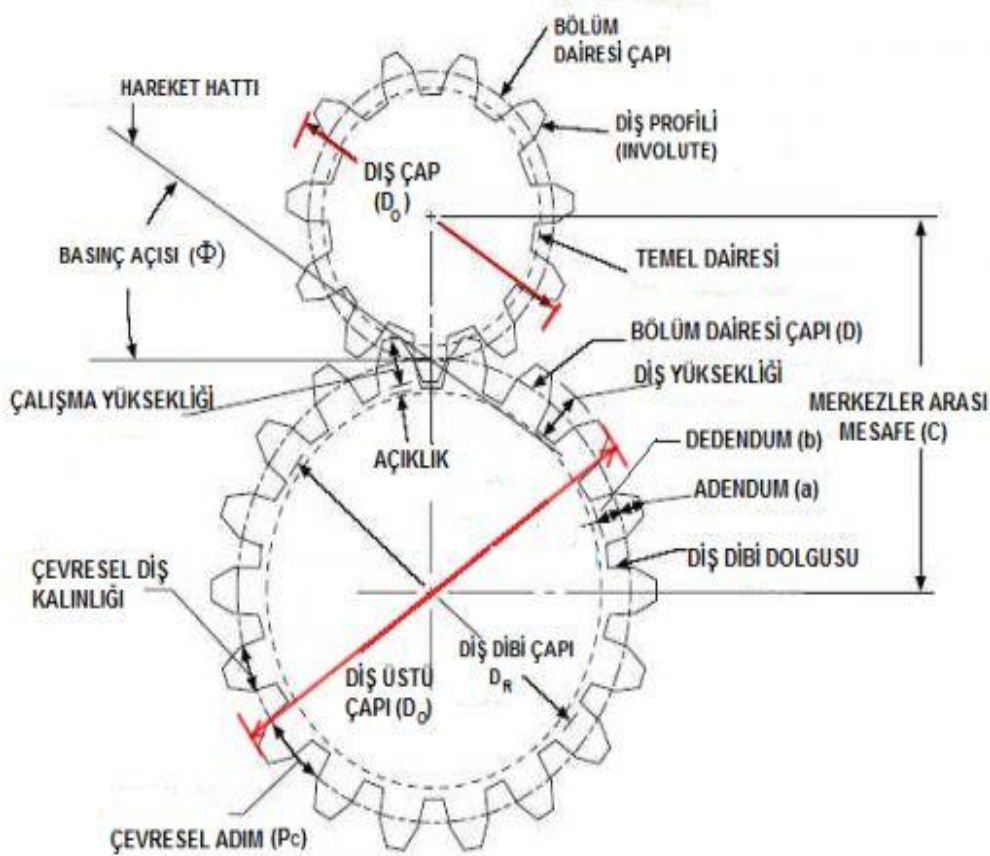
$$i_r = \frac{n_p}{n_g} = \frac{M_{tp}}{M_{tg}} = \frac{D_g}{D_p} = \frac{z_g}{z_p} \quad \text{M:Tork} \quad (3-9)$$

m. Verme:

Mekanik verimlilik, mekanik bir sistemin gerçekleştirdiği etkinliğin ölçüsü. Genellikle mekanik bir sistem tarafından sağlanan gücün, kendisine sağlanan güce oranıdır ve sürtünme nedeniyle bu verimlilik her zaman birden azdır.

Çıkan güç girdi gücüne oranı demekti..

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \text{ güç} \quad (3-10)$$



Şekil 3.2: Dişli Tasarım Elemanları.

### 3.3.2 Seçilen model için tasarım hesaplaması

Bu çalışma için jeneratör veya sabit yoğunluklu karıştırıcıların çalışma koşullarına uygun çalışan bir motor seçilmiştir. Bir dişli kutusu tipik olarak jeneratörlerde veya sabit yoğunluklu karıştırıcılarda, düzgün ve kararlı tork aktarımı için dönme hızını dengelemek için kullanılır.

- Seçili Şanzıman:

Tasarım için AGMA ve ISO'nun dişli yorulma standartları kullanıldı. Bunlar yalnızca bileşenlerin olası arıza modlarının bir alt kümesini yakalar. Örneğin, ISO 6336 dişli standardı, yüzey altı temas hatasına ve diş kökü kırılmasına karşı direnci hesaplamak için yerleşik bir yöntem sağlar. Standartlar işlerini yapar, ancak bunlar dişli kutularında gözlemlenen en yaygın arıza modları değildir. Arızanın daha yaygın nedenleri, Taşlama sertliği veya malzeme kaplamaları gibi üretim hataları, sürtünme veya mikro oyuklaşma gibi yüzeye ilgili sorunlar ve bir makine park edildiğinde meydana gelebilecek küçük titreşimli hareketlerden kaynaklanan aşınma sorunlarıdır ya da sürtünmedir.

Sürtünme, adeziv aşınması ve ardından birbirine geçen dişlerin birinden veya her ikisinden parçacıkların ayrılması ve aktarılmasıdır (ref ISO13989-1). Hızlı bir şekilde gerçekleşebilir ve genellikle yüksek yükler altında yağlayıcı filmin yokluğu veya bozulması ile ilişkili olduğu düşünülür (ISO 13989-2). Mikro çukurlaşma, oluşum veya çok sayıda yüzey çatlaklarından kaynaklanan bir yüzey yorgunluğudur ve yetersiz film kalınlığı ile ilişkilidir (ISO 15144-1). Film kalınlığı, kayma hızı, yük, sıcaklık, yüzey pürüzlülüğü ve yağlayıcının kimyasal bileşiminden etkilenir.

Dört takım dişli tasarladığımız için bu dişliler alın genişliği (5 mm - 10 mm - 20 mm -30 mm) farklıdır ve Elektrik motor gücü çap olarak değişmektedir (1.5-2.5-3.5-4.2) Kw. Çünkü alın genişliği bu güvenlik faktörü üzerinden bu güçten daha fazlasını aktaramaz.

**Çizelge 3.1:** Dişliye uygulanan güç

Güç Kw	1,5	2,5	3,5	4,2
Kanlık mm	5	10	20	30

Dişli tek kademeli redüktör motorunu seçilmiş ve bilgiler katalogdan alınmıştır. Ancak bazı parametreler dişli tasarım denklemlerinden hesaplanmıştır.

### Çizelge 3.2: Motorunu bilgileri katalogdan

Parametre	Teorik Değer	birim
Motor dönüş hızı /Nm/	1465	RPM
Kayış tahrik oranı /Ub/	1,7	-
Dişli oranı /Ug/	3,95	-
Dişli girişi çalışma koşulları	uniform	-
Dişli çıkışı çalışma koşulları	moderate shock	-
Redüktörün çalışma süresi /t/	3	Saat/Gün
Uygulama faktörü /Ka/	1,25	-
Görev faktörü /Kt/	0,85	-
Pinyon diş numarası /Zp/	24	Diş
Dişli eksenleri arasındaki merkez mesafesi (ideal)	175	mm

- Parameter hesaplaması
  - Servis Faktörü Ks

Servis Faktörü, nominal servis koşullarında taşıyabileceği yükü belirtmek için motorun normal güç oranına uygulanan bir çarpan olarak tanımlanır.

$$K_s = k_a \cdot k_t \quad (3-11)$$

Ka : Bir uygulama faktörüdür ve parametremize göre, dişli giriş çalışma koşulları tekdüze ve çıkış çalışma koşulları orta şok olarak 1,25'e eşittir.

Kt: Bir görev faktörüdür ve redüktörün 2 saat/gün çalışma süresi için 0.85'e eşittir.

- Çıkış torku

Bu, dişli kutusu tarafından üretilen kuvvet momentidir.

$$M = \frac{30 \cdot P \cdot K_s \cdot U_b \cdot U_g}{\pi \cdot N_m} \quad (3-12)$$

- Pinyonun dönüş hızı

Dönme hızı (hız veya dönme hızı olarak da adlandırılır), belirli bir süre içinde dönen bir sistemin yaptığı devir sayısı olarak ölçülebilir.

$$n_p = \frac{N_m}{U_b} \quad (3-13)$$

- Dişli dişli numarası

Dişli diş sayısını Pinyon diş sayısı ve şanzıman oranı ile hesaplayabiliriz.

$$Z_g = Z_p \cdot U_g \quad (3-14)$$

- Modül Mn

Bu, adım çapının diş sayısına oranıdır. Modülün birimi milimetre (mm) cinsinden olmalıdır. Modül, adım çapı ve diş sayısı oranı ile tanımlanır.

$$Mn = \frac{2 * di}{Zp * Zg} \quad (3-15)$$

- Dişli eksenleri arasındaki merkez mesafesi (Gerçek)

Modül ve dişli dişlerine göre düz dişlilere sahip tek kademeli bir dişli redüktörünün dişli eksenleri arasındaki merkez mesafesini tahmin etmek.

$$dr = \frac{Mn}{\left(\frac{Zp + Zg}{2}\right)} \quad (3-16)$$

**Çizelge 3.3: Ana Parametreler**

Parametre	Teorik Değer	Birim
Servis faktörü	1,0625	-
Pinyonun dönüş hızı	860	RPM
Pinyon dişler numarası	24	Diş
Gear dişler numarası	94,8 $\cong$ 95	Diş
Dişli eksenleri arasındaki merkez mesafesi (ideal)	175	mm
Modül Mn	2,94 $\cong$ 3	mm
Dişli eksenleri arasındaki merkez mesafesi (Gerçek)	178,5	mm

- **Poinon ve dişli parameter hesaplaması::**

Düz Dişliler en basit dişli türüdür. Düz dişliler için hesaplamalar da basittir ve diğer dişli türleri için hesaplamalar için temel olarak kullanılır. Bu bölümde standart düz dişliler, profil kaydırmalı düz dişliler ve lineer kremayerlerin hesaplama yöntemleri tanıtılmaktadır. İki dişliden oluşan dişli takımı, birincisi pinyon, ikincisi dişlidir. Daha önce seçilen tüm dişli boyutlarının pinyon parametrelerinin hesaplama sonuçları şöyledir.

**Çizelge 3.4: Pinyon Parametreler**

Pinyon (p) Parametre	Simgeler	Teorik Değer
Dairesel adım [mm]	D	72
Modül [mm]	m	3
Dişler numarası [teeth]	Z	24
Diş üstü çapı [mm]	D0	78
Diş Dipi çapı [mm]	DR	64,5
Taban Dairesi [mm]	Db	62,35382907
Taban Adım [mm]	Pb	8,157959304
Standart adımı Çapında Diş Kalınlığı [mm]	Tstd	4,71
Eksenler Arası Mesafe [mm]	a	178,5
Merkez Mesafesinde Boşluk (doğrusal) Değişim [um]	bl	14840,2044
Diş Kalınlığında Boşluk (doğrusal) Değişim [um]	bl	339,12
Altta Kesme Olmadan Minimum Diş Sayısı [mm]	Zc	4
Çap adımı [in]	P	8,5

**Çizelge 3.5: Ana Dişli Parametreler**

<b>Dişli (g) Parametre</b>	<b>Simgeler</b>	<b>Teorik Değer</b>
Dairesel adım [mm]	D	285
Modül [mm]	m	3
Dişler numarası [teeth]	Z	95
Diş üstü çapı [mm]	D0	291
Diş Dipi çapı [mm]	DR	277,5
Taban Dairesi [mm]	Db	246,8172
Taban Adım [mm]	Pb	8,157959
Standart adımı Çapında Diş Kalınlığı [mm]	Tstd	4,71
Eksenler Arası Mesafe [mm]	a	178,5
Merkez Mesafesinde Boşluk (doğrusal) Değişim [um]	bl	58742,48
Diş Kalınlığında Boşluk (doğrusal) Değişim [um]	bl	1342,35
Alttan Kesme Olmadan Minimum Diş Sayısı [mm]	Zc	4
Çap adımı [in]	P	8,5

### **Dişlilerin Güvenlik Faktörü**

Güvenlik faktörü mühendislik tasarımında çok önemli bir terimdir. Herhangi bir Mühendislik ürünü veya bileşeni tasarlarken güvenlik son derece önemlidir. Bu öğelerin güvenliğini sağlamak için her bileşen, fiili çalışma yüklerinden daha fazla yük taşıyacak şekilde tasarlanmıştır. Bu, uygun bir güvenlik faktörü göz önünde bulundurularak tasarım aşamasında sağlanır. Güvenlik faktörü, bileşen malzemesinin nihai geriliminin çalışma gerilimine oranı olarak tanımlanır. Bileşenin gerekli güçten daha fazla ek gücünü belirtir.

Adım Çizgisi Hızı:

Dişli verileri genellikle, hatve dairesinin yarıçapındaki dişli üzerindeki bir noktanın lineer hızı olan hatve çizgisi hızı kullanılarak tablo haline getirilir; böylece  $V = (d/2)\omega$ . Bunu alışılmış birimlere dönüştürmek şöyle olabilir:

$$V = \frac{\pi dn}{12} \quad (3 - 17)$$

V: eğim çizgisi hızı, ft/dak

d : dişli çapı

n : dişli hızı, dev/dak

Düz ve Helisel Dişlilerin Nominal Yüğü:

Dişliler tarafından aktarılan yükür ve aşağıdaki ilişkidenden hesaplanır.

$$F^t = \frac{33000 H}{V} \quad (3 - 18)$$



H: Güç (hp)

$F^t$ : Yük(N)

Dinamik Faktör ( $K_v$ ):

Daha önce belirtildiği gibi, dinamik faktörler, hareket halindeki dişli dişlerinin imalatında ve birbirine geçmesindeki hataları hesaba katmak için kullanılır. İletim hatası, dişli çiftinin düzgün açısal hızından sapma olarak tanımlanır.

$$K_v = \begin{cases} \left(\frac{A+\sqrt{V}}{A}\right)^B \\ \left(\frac{A+\sqrt{200V}}{A}\right)^B \end{cases} \quad A = 50 + 56(1 - B), B = 0,25(12 - Qv)^{\frac{2}{3}} \quad (3 - 19)$$

A ve B : Ampirik sabitler.

Yüzey Mukavemeti Geometri Faktörü I :

Faktör I, AGMA tarafından çukurlaşma direnci geometri faktörü olarak da adlandırılır. ve hesaplanan faktör şöyledir:

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \phi \sin \phi}{2mN} \frac{mG}{mG+1} & \text{external gears} \\ \frac{\cos \phi \sin \phi}{2mN} \frac{mG}{mG-1} & \text{internal gears} \end{cases}$$

mG: Dişli oranı.

(3 – 20)

mN: Yük paylaşım oranı.

Eğilme Dayanımı Geometri Faktörü (J) :

AGMA faktörü J, yine Y ile gösterilen Lewis form faktörünün değiştirilmiş bir değerini kullanır; bir yorulma gerilimi-konsantrasyon faktörü  $K_f$  ve bir diş yük paylaşım oranı mN'dir.

Düz ve helisel dişliler için J için elde edilen denklem

$$J = \frac{Y}{K_F m_N} \quad (3 - 21)$$

Boyut Faktörü ( $K_s$ ) :

Boyut faktörü, boyut nedeniyle malzeme özelliklerinin düzensizliğini yansıtır.

Bu faktör şunlara bağlıdır:

- Diş boyutu

- Parçanın çapı
- Diş boyutunun parça çapına oranı
- Yüz genişliği
- Gerilim deseni alanı
- Vaka derinliğinin diş boyutuna oranı
- Sertleşebilirlik ve ısıl işlem

$$K_S = 1.192 \left( \frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0.0535}$$

F: Kalınlık.

P: Çap Adımı.

Y: Lewis faktörünün.

(3 – 22)

Yük Dağıtım Faktörü (Km):

Yük dağıtım faktörü, temas hattı boyunca yükün düzgün olmayan dağılımını yansıtmak için stres denklemlerini değiştiriyor. İdeal olan, yük uygulandığında sıfır eğimli yerde iki yatak arasındaki dişliyi "orta açıklığa" yerleştirmektir. Ancak, bu her zaman mümkün olamamaktadır..

Sıcaklık Faktörü (KT):

250°F'ye (120°C) kadar yağ veya boş dişli sıcaklıkları için  $KT = Y\theta = 1.0$  kullanımı uygundur. Daha yüksek sıcaklıklar için faktör 1' den büyük olmalıdır. Çalışma sıcaklıklarının, yağlayıcı için arzu edildiği gibi, bu değer oldukça altında olmasını sağlamak için ısı eşanjörleri kullanılabilir.

Kenar-Kalınlık Faktörü (KB):

Kenar kalınlığı diş kökü için tam destek sağlamak için yeterli olmadığında, eğilme yorulma hatasının yeri diş dolgusu yerine dişli çemberi olabilir. Bu gibi durumlarda, bir stres değiştirici faktör KB veya (tR) kullanılması önerilir. Bu faktör, kenar kalınlığı faktörü KB, ince çerçevesiz dişli için tahmini eğilme stresini ayarlar.

Gerilme Denklemleri:

AGMA metodolojisinde, biri eğilme gerilimi ve diğeri temas gerilimi için olmak üzere iki temel gerilim denklemi kullanılır. AGMA terminolojisinde, uygulanan gerçek gerilmelerin aksine bunlara gerilme sayıları denir. Temel denklemler şöyledir:

$$\sigma = \frac{W^t K_O K_V K_S K_M K_B P_d}{FJ} \quad (3)$$

Güvenlik Faktörleri (SF ve SH):

ANSI/AGMA standartları 2001-D04 ve 2101-D04, eğilme yorulma hatasına karşı koruma sağlayan bir güvenlik faktörü SF (Diş dibi kırılma emniyet faktörü) ve çukurlaşma hatasına karşı koruma sağlayan güvenlik faktörü SH (Diş yanağı emniyet faktörü) içerir.

(3 – 24)

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma}$$

$$S_H = \frac{S_C C_H Z_N / (K_T K_R)}{\sigma_C}$$

(3 – 25)

$S_t$  : izin verilen eğilme gerilmesidir.

$S_C$  : izin verilen temas gerilimi.

$$S_t = 77.3 \text{ HB} + 12\,800 \text{ psi} \quad (3 – 26)$$

$$S_C = 322 \text{ HB} + 29\,100 \text{ psi} \quad (3 – 27)$$

Tablodaki parametreler tüm dişliler içindir (5 mm - 10 mm - 20 mm -30 mm), çünkü bu parametre tork ve dişli kalınlığı ile ilişkilidir değil. yani bu parametreler tüm dişliler için aynıdır.

**Çizelge 3.6:** Tüm Dişlisinin Parametreleri ve Faktörleri

Parametre	Teorik Değer
Hız , V [m/s]	3,247129
Hız Faktörü , C	2,06463259
Dinamik faktör sabiti , B	0,8255
Dinamik faktör sabiti , A	59,77
Dinamik faktör, K <sub>v</sub>	1,33824621
Lewis form faktörü poionu , Y	0,337
Lewis form faktörü Dişli , Y <sub>g</sub>	0,444
Yük düzeltme faktörü , C <sub>mc</sub>	1
Pinyon oranı değiştiricisi , C <sub>pm</sub>	1
Ampirik sabitler , A	0,127
Ampirik sabitler , B	0,0158
Ampirik sabitler , C	-0,000093
Mesh hizalama düzeltme faktörü , C <sub>e</sub>	1

**Çizelge 3.6:** (devamı) Tüm Dişlisinin Parametreleri ve Faktörleri

Parametre	Teorik Değer
Sertlik-Oran Faktörü , CH	1
Güvenilirlik faktörü , KR	0,85
Sıcaklık Faktörü , Kt	1
Kenar Kalınlığı Faktörü, KB	1
Yüzey durumu faktörü , Cf	1
Poinonun eğilme mukavemeti için stres döngüsü faktörü , (YN )P	0,97677746
Dişlinin eğilme mukavemeti için stres döngüsü faktörü , (YN )G	1,00095616
Çukurlaşma direncinin geometri faktörü , I	0,12807576
İzin verilen eğilme gerilimi , St [MPa]	195
İzin verilen temas gerilimi , Sc [MPa]	734
Ponyonun stres döngüsü yaşam faktörü , (ZN )P	0,94848926
Dişlinin stres çevrim ömrü faktörü , (ZN )G	0,97888161
Ponionun Eğilme Dayanımı Geometri Faktörü , Jp	0,46513212
Dişlinin Eğilme Dayanımı Geometri Faktörü , Jg	0,47664579

Tork ve dişli kalınlık ile ilişkisi olan güvenlik faktörleri parametrelerinin altındaki bu tablolarda yer almaktadır. Bu nedenle, seçtiğimiz her dişli kalınlığı için kendi parametrelerinin bir tablosu bulunmaktadır.

**Çizelge 3.7:** Tork ve dişli kalınlık ile ilişkisi olan güvenlik faktörleri parametreleri

Parametre	Kalınlık			
	30 mm	20 mm	10 mm	5 mm
Çıkış torku , M [N.M]	195,4241	162,8535	116,3239	69,79434
Dişli diş kuvvetinin/iletilem yükün teğetliği , Ft [N]	1293,45	1078	769,9108	461,9465
Dişli diş kuvvetinin radyal , Fr [N]	470,777	393	280,2244	168,1347
Boyut faktörü Pinon , Ks	1,041799	1,019443	0,94657	0,982331
Boyut faktörü Dişli , Ks	1,049512	1,02699	0,953578	0,989604
Pinyon oran faktörü , Cpf	0,01893	0,002778	0,018056	0,011389
Kafes hizalama faktörü , Cma	0,145532	0,139383	0,130107	0,133206
Yük Dağıtım Faktörü , Km	1,164462	1,142161	1,112051	1,122095
Pinyon diş eğilme gerilimi,(σ)P [MPa]	63	77	117	104
Pinyon dibi kırılma emniyet faktörü , (SF )P	3,562839	2,93318	2,179061	2,164344
Dişli diş bükme stresi , (σ)G [MPa]	62	75	115	102
Diş dibi kırılma emniyet faktörü , (SF )G	3,713913	3,057554	2,271459	2,256117
Elastik katsayısı , Cp	2300	2300	2300	2300
Çukurlaşma direnci (temas gerilimi) Pinon , (σc)P [MPa]	588	648	800	755
Diş yanağı emniyet faktörü, (SH )P	2,367897	2,231885	2,047974	2,044
Çukurlaşma direnci (temas gerilimi) dişlisi , (σc)G [MPa]	590	650	803	757
Diş yanağı emniyet faktörü, (SH )G	2,362493	2,226982	2,043748	2,0398

## 4. SAYISAL ÇALIŞMALAR

### 4.1 Doğrulama Çalışmaları

Çalışmamızda kullanacağımız modellerin parametrelerini elde etmek için çeşitli referanslar benimsenmiştir. Bu referanslar, karbon fiber epoksi ve glass fiber epoksinin çekme ve basıncının deneysel bir çalışmasını yapmıştır. Sonuçları doğrulamak için ANSYS programı üzerinde bir deney yapılmış ve sonuçların çok yakın olduğu görülmüştür.

İkinci referansta ise, Çelik Karbon Fiber epoxy için çekme deneyi yapılmıştır. Ansys programı kullanılmış, numuneler referanstaki aynı malzemeler için gerilim simülasyonları yapılmıştır ve sonuçların çok yakın olduğu tespit edilmiştir.

#### 4.1.1 Malzeme seçimi

- Malzeme:
  - Karbon (TORAY) T620SC-24K-50C.
  - E-glass (CPIC) ECT469L-2400 .
  - Epoxy resin.
  - Çelik.

**Çizelge 4.1:** Young modülü ve Shear modülü üç yönde

	E1 (GPa)	E2 (GPa)	E3 (GPa)	G12 (GPa)	G13 (GPa)	G23 (GPa)
Carbon (TORAY) T620SC-24K-50C	111	9.4	9.4	4.5	4.5	2.98
E-glass (CPIC) ECT469L-2400	46	16.2	16.2	5.83	5.83	11.34

**Çizelge 4.2:** Poisson oranı üç yönde

	N12	N13	N23
Carbon (TORAY) T620SC-24K-50C	0.0209	0.0209	0.33
E-glass (CPIC) ECT469L-2400	0.0278	0.0278	0.40

**Çizelge 4.3:** Young modülü ve üç yönde Çekme mukavemeti

	E1 (GPa)	E2 (GPa)	E3 (GPa)	T1 (MPa)	T2 (MPa)	T3 (MPa)
Steel Carbon Fiber Epoxy	4,540	2,291	1,436	46,1	29,1	10,6

- Numune Ölçüleri:

ISO 527-4, MTS numunesi, çekme testi için kullanıldı ve bu numune, nominal kalınlığı 2 mm veya daha fazla olan kompozite malzemeleri test etmek için kullanıldı.

Ama basma testi için ASTM Standardı D 3410 numunesi kullanıldı.

Çekme ve basınç deneyi için referanslardaki numunenin ölçümü aşağıdaki gibidir.

- ✓ Çekme testi

Ölçü : 250 X 20 X2 (mm).

Ölçü : 250 X 20 X3,2 (mm) (Çelik Karbon Fiber epoxy için sadece).

- ✓ Basınç testi

Ölçü : 110 X 10 X2 (mm).

- Mesh:

Ağ oluşturma, karmaşık geometrilerin daha büyük alanın ayrı yerel yaklaşımları olarak kullanılabilen basit öğelere bölündüğü mühendislik simülasyon sürecinin ayrılmaz bir parçasıdır. Ağ, simülasyonun doğruluğunu, yakınsamasını ve hızını etkiler. Dahası, ağ oluşturma tipik olarak simülasyon sonuçlarını almak için gereken sürenin önemli bir bölümünü tükettiğinden, ağ oluşturma araçları ne kadar iyi ve daha otomatik hale gelirse, çözüm o kadar hızlı ve daha doğru olur.

- Hız:

ANSYS, giriş parametresi olarak hız alınmıştır. Hem çekme hem de sıkıştırmada, modeller bir uçta sabitlenir ve diğer uçta farklı gerinim oranına karşılık gelen hız uygulanır. Çözüm sekmesinde deformasyon, gerilme, gerinim gibi gerekli çıkış parametreleri seçilir.

Deney sırasında numuneyi çekme veya basma hızı “0.0334 mm/s”dir.

#### 4.1.2 Sonuçlar ve karşılaştırma

Bu bölümde çalışmanın sonuçları belirtilen seçilmiş referanslarla karşılaştırılmıştır.

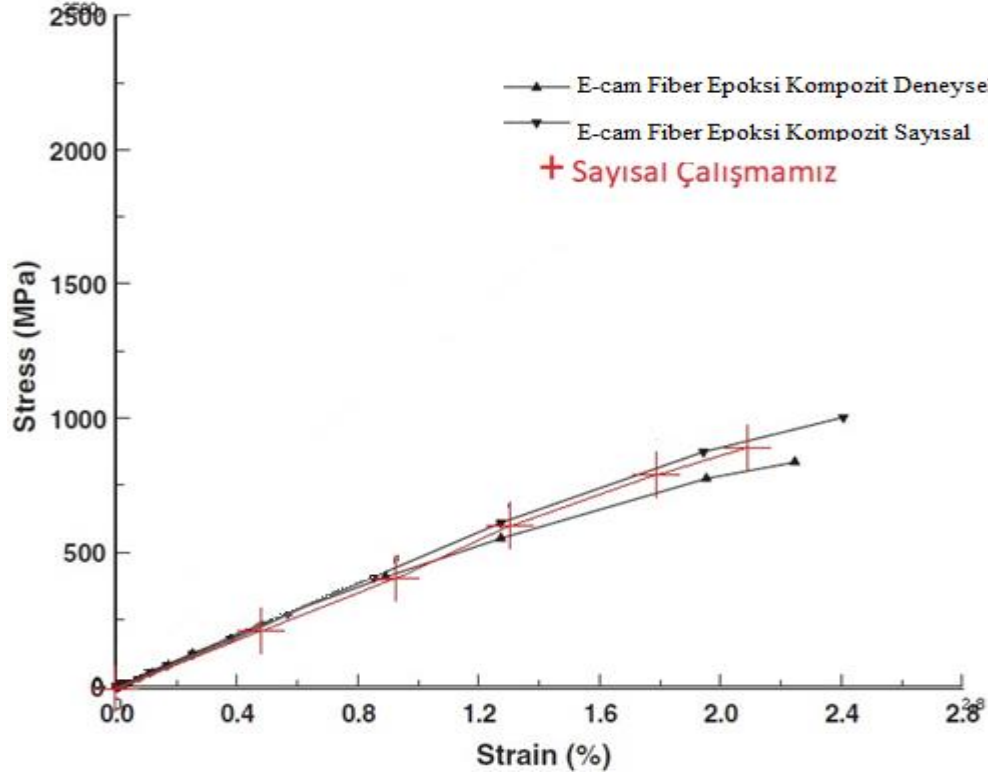
Materyali incelerken kullanılan referanslar:

- Md. Hasan İkbāl, Azzam Ahmed, Wang Qingtao, Zeng Shuai and Li Wei , Hybrid composites made of unidirectional T600S carbon and E-glass fabrics under quasi-static loading , 2017, Vol. 46(7) 1511–1535
- B. Hannemann , S. Backe , S. Schmeer , F. Balle , U.P. Breuer, J. Schuster ,Hybridisation of CFRP by the use of continuous metal fibres (MCFRP) for damage tolerant and electrically conductive lightweight structures, Volume 172, 15 July 2017, Pages 374-382”

Bu çalışmalarda, sonlu elemanlar yöntemi ile çekme ve basma analizleri ANSYS programı kullanılarak yapılmıştır. Analiz sonucunda numunelerde meydana gelen gerilme ve deformasyonlar elde edilmiştir. Teorik ve ANSYS Static Structural zmleri aşağıdaki Tablolarda sunulmuştur.

- **Çekme Testi Sonuçları**
  - **E cam fiber epoksi Kompozit**

E cam epoksinin sonlu elemanlar yöntemiyle ekme Testi Analizi bilgisayar kullanılarak Ansys/CAE adlı programında yapılmıştır. Gerilme-gerinim grafiğinden sonuçlar alınmıştır.



**Şekil 4.1:** E-Cam Fiber Epoksi Kompozit Malzeme İçin Kompozit Malzeme İçin Çekme Sonuçları Karşılaştırma

Sayısal çözüm ile önceki deneysel çalışmadan elde edilmiş Stress ve Strain değerleri aşağıdaki Tablolar'da sunulmuştur.

**Çizelge 4.4:** Sayısal ve deneysel çekme testlerine ait Stress ve Strain değerleri

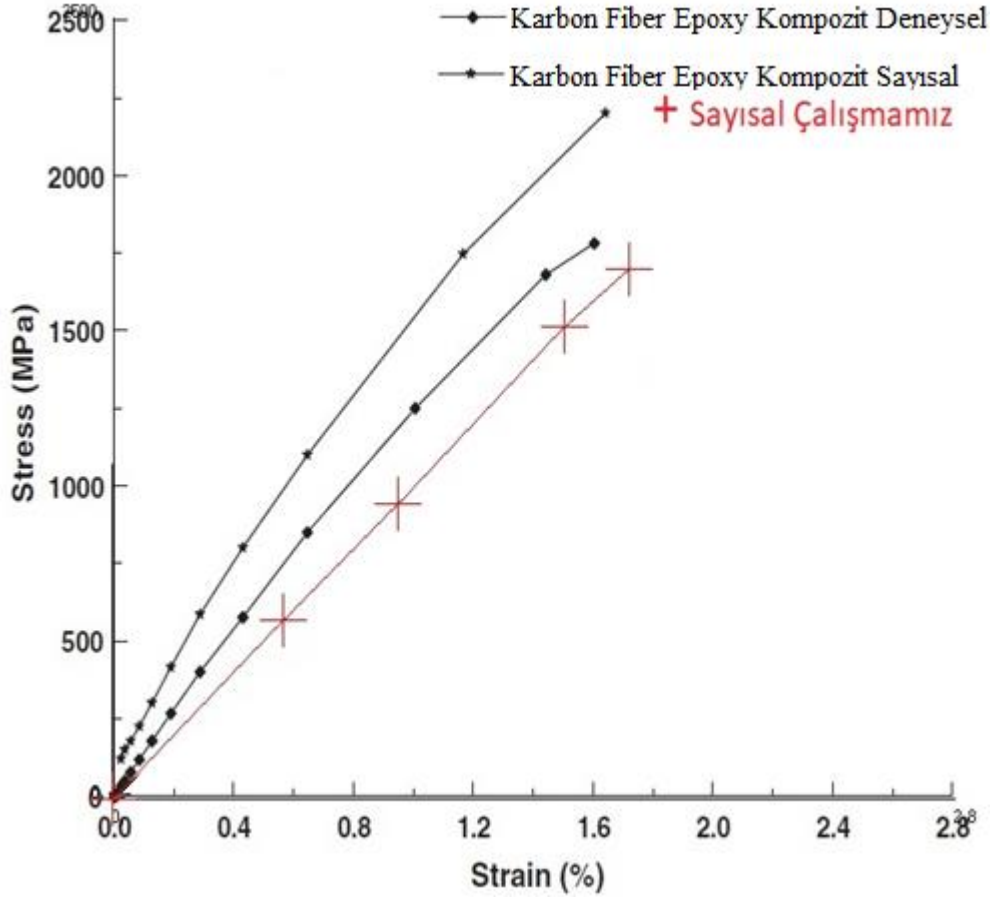
Çözüm	Stress [MPa]	Strain (Sayısal) [%]	Strain (Deneysel) [%] [49]	Hata [%]
Ç1	250	0,57	0,5	0,07
Ç2	500	1,11	1,03	0,08
Ç3	800	1,84	1,76	0,08

Çekme testinde 38kN' luk kuvvet uygulandı. Sonuçları Tablo 4.4' de görüldüğü gibi FEA gerçekleştirme adımlarının sonuçları birbirine çok yakındır. Bu nedenle yaptığımız simülasyon doğrudur diyebiliriz.

- Karbon Fiber Epoxy Kompozit

Geometrik gerilme-gerinim eğrisi Şekil 4.2 de görülmektedir. Uygulanan kuvvet 76kN dur. Elastik bölgede stres, gerinim ile doğrusal orantılıdır. Yük, akma dayanımına karşılık gelen değeri aştığında, numune, yük sıfıra gevşetildiğinde bile içinde kalan kalıcı bir deformasyon olan plastik deformasyona uğrar. Sürekli bir plastik deformasyon oluşturan gerilme, plastik gerinim arttıkça artar.





Şekil 4.2: Karbon Fiber Epoxy Kompozit Malzeme İçin Çekme Sounuçlarının Karşılaştırılması

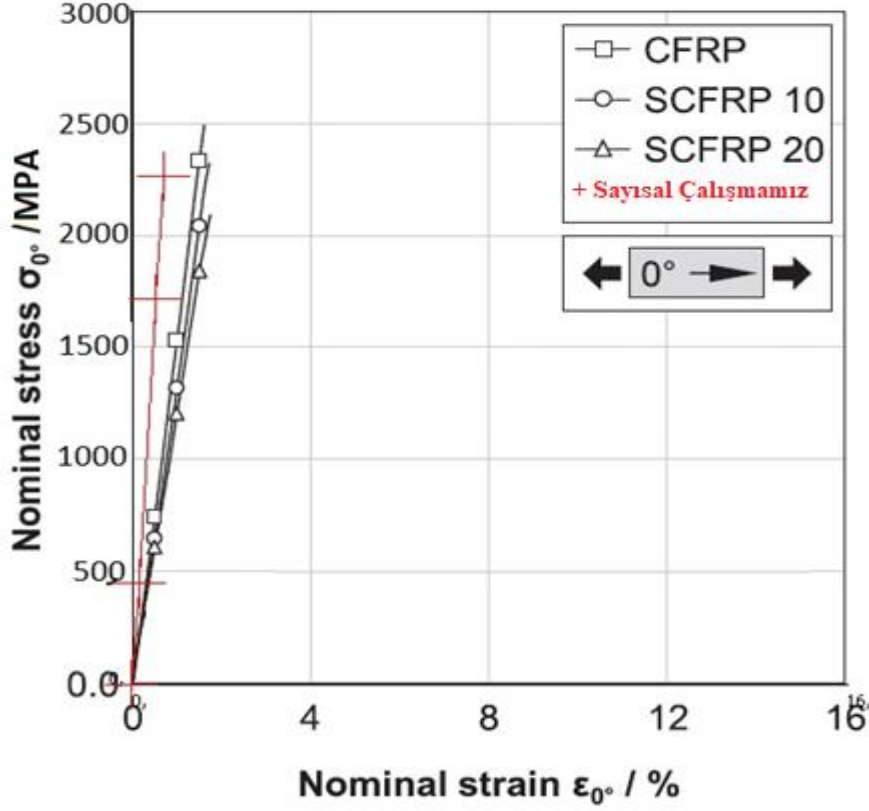
Çizelge 4.5: Sayısal ve deneysel çekme testlerine ait Stress ve Strain değerleri

Çözüm	Stress [MPa]	Strain (Sayısal) [%]	Strain (Deneysel) [%] [49]	Hata [%]
Ç1	500	0,48	0,36	0,12
Ç2	1000	0,97	0,77	0,2
Ç3	1500	1,4	1,2	0,2

Bu, çekme simülasyonunun değerlerinin çekme deneyinden çok yakın olduğu anlamına gelmektedir.

- **Çelik Fiber Karbon Fiber Epoksi Hibrit (SCFRP):**

Çekme testi için uygulanan kuvvet 100kN ve hazırlanan numuneler, çelik liflerle takviye öncesi karbon lifli epoksi malzemenin, çelik liflerle desteklenen karbon lifli epoksi malzemeye göre zayıf bir direnç gösterdiği fark edilmiştir. Şekil 3-4'te gösterildiği gibi, çelik liflerin kompozit malzemeye uygulanan dış stresin büyük kısmını taşıması için, çelik lifleri karakterize eden yüksek direnç ve esneklik özelliklerinin nedeni budur.



Şekil 4.3: Hibrit ve Kompozit Malzemeler İçin Çekme Sonuçları Karşılaştırma.

**CFRP:** Karbon fiber takviyeli plastik.

**SCFRP 10:** Çelik Fiber Karbon Fiber Epoksi (%10 Fiber hacim oranı kompozit).

**SCFRP 20:** Çelik Fiber Karbon Fiber Epoksi (20 % Fiber hacim oranı kompozit).

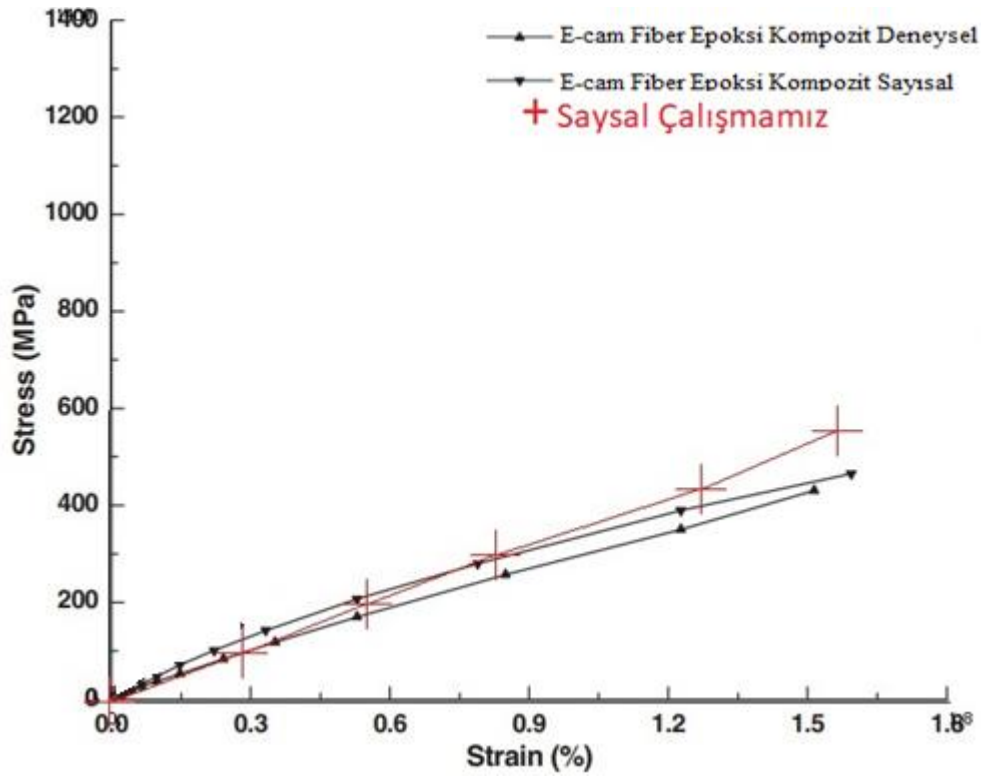
Çizelge 4.6: Sayısal ve deneysel çekme testlerine ait Stress ve Strain değerleri

Çözüm	Stress [MPa]	Strain (Sayısal) [%]	Strain (Deneysel) [%] [50]	Hata [%]
Ç1	500	0,15	0,35	0,2
Ç2	1500	0,5	1,1	0,6
Ç3	2270	0,8	1,6	0,8

Bu, çekme simülasyonunun değerlerinin çekme deneyinden çok yakın olduğu anlamına gelmektedir

- Basma Testi Sonuçları
  - E-Cam Epoksi Kompozit

Genel olarak herhangi bir deformasyon biçimindeki gerilim ve gerinim arasındaki ilişkiyi temsil eden eğriler, gerilim-gerinim eğrileri olarak kabul edilebilir. Gerilme ve gerinim normal, kesme veya karışım olabilir. Ayrıca tek eksenli, çift eksenli veya çok eksenli olabilir, hatta zamanla değişebilir. Deformasyon şekli sıkıştırma, germe, burulma, döndürme vb. olabilir. Aksi belirtilmediği takdirde, gerilim-gerinim eğrisi, bir gerilim testinde ölçülen malzemelerin eksenel normal gerilimi ile eksenel normal gerilimi arasındaki ilişkiyi ifade eder. E Glass fiber epoksinin Ansys programı üzerinde bir basınç testi gerçekleştirdik. Basma kuvveti; 470Mpa dır.



Şekil 4.4: E-Cam Fiber Epoksi Kompozit Malzeme İçin Basma Sonuçları Karşılaştırma

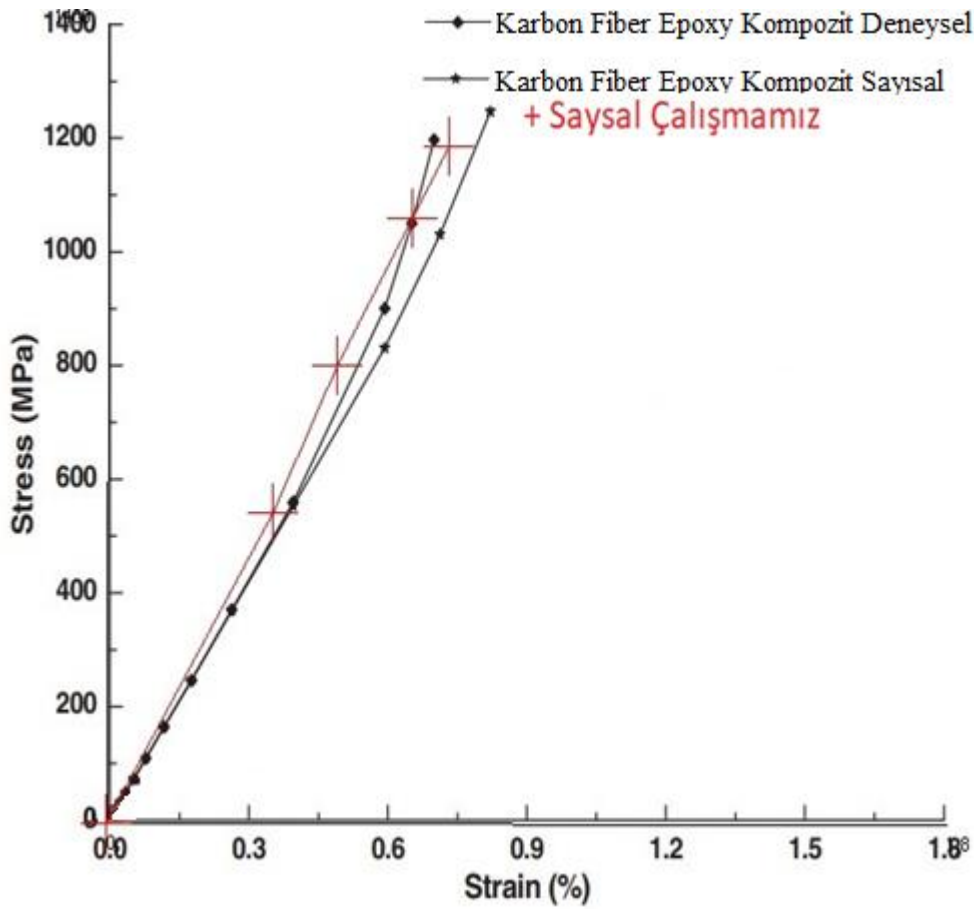
Çizelge 4.7: Sayısal ve deneysel basma testlerine ait Stress ve Strain değerleri

Çözüm	Stress [MPa]	Strain (Sayısal) [%]	Strain (Deneysel) [%] [49]	Hata [%]
B1	100	0,27	0,21	0,06
B2	200	0,55	0,50	0,05
B3	400	1,16	1,28	0,12

Tablo 4.7' de görüldüğü gibi FEA gerçekleştirme adımları doğrudur. Bu, çekme simülasyonunun değerlerinin çekme deneyine çok yakın olduğu anlamına gelmektedir.

- Karbon Fiber Epoxy Kompozit

Mühendislik çekme testi, bir malzemenin mukavemeti hakkında temel tasarım bilgilerini sağlamak için yaygın olarak kullanılır ve malzemelerin bir spesifikasyon standartlarını karşıladığını doğrulamak için kullanılan bir test olduğu için. Basınç testinde, test numunesi sürekli artan tek eksenli bir sıkıştırma kuvvetine tabi tutulur ve aynı zamanda numunenin uzaması, sıkıştırma kuvvetinin (yükünün) bir fonksiyonu olarak izlenir. Aşağıdaki şekilde yük ve uzama ölçümlerinden geometrik bir gerilme-gerilme eğrisi çizilir. Ortaya çıkan kuvvet 40 kN idi,



**Şekil 4.5:** Karbon Fiber Epoxy Kompozit Malzeme İçin Basma Sonuçları Karşılaştırma

**Çizelge 4.8:** Sayısal ve deneysel basma testlerine ait Stress ve Strain değerleri

Çözüm	Gerilme [MPa]	Gerinim (Sayısal) [%]	Gerinim (Deneysel) [%] [49]	Hata [%]
B1	400	0,26	0,28	0,02
B2	800	0,49	0,53	0,04
B3	1100	0,67	0,66	0,01

Tablo 4.8' de görüldüğü gibi FEA gerçekleştirme adımları doğrudur. Bu, çekme simülasyonunun değerlerinin çekme deneyine çok yakın olduğu anlamına gelmektedir.

#### 4.1.3 Tartışma

Mikromekanik simülasyonların çabaları, bir yandan zaman ve maliyet tüketen deneylerin azaltılması ve diğer yandan malzemenin bir deneyin sağlayamayacağı mikromekaniği hakkında bilgi edinilmesidir.

Simülasyon çekme testi ve sıkıştırma, karbon/epoksi Eglass/epoksi kompozit ve Çelik karbon fiber epoksi hibritin mekanik performansını belirlemek için kullanılmıştır.

Test edilen numuneler, doğrusal bir gerilim-gerilme eğrisi davranışı göstermiştir. Gerilme-şekil değiştirme eğrilerinin doğrusal olmamasının nedeni matris çatlamasından kaynaklanmaktadır. Sonlu eleman modelleri iyi bir uyum göstermiş ve deneysel verilerle karşılaştırıldığında yeterince doğru olduğu görülmüştür.

Bu çalışmada, bir epoksi reçine içine gömülü sürekli çelik ve karbon fiberlerden oluşan yeni bir hibrit kompozit analiz edilmektedir. Sünek çelik liflerin CFRP' ye dahil edilmesi, kompozitin hem elektriksel hem de mekanik performansını iyileştirmeyi amaçlar. Bu bağlamda, numuneler arasındaki mikromekanik etkileşimi anlamak için tek yönlü ve çok eksenli laminatlar üzerinde yük durumuna bağlı olarak bu tür hibrit malzemenin bileşenlerine yönelik analitik ve sayısal araştırmalar yapılmaktadır. Deneylerin yanı sıra mikromekanik simülasyonlar, özellikle arıza sonrası davranış ve elektriksel iletkenlik açısından malzeme performansının arttığını göstermektedir. Hem mekanik hem de iletken simülasyon, test sonuçlarıyla çok iyi bir uyum gösterir ve malzeme performansının sürekli iyileştirilmesi için bu yeni hibrit malzemenin mikromekaniğinin daha fazla araştırılması için kullanılabilir.

Bu, yaptığımız çekme ve basma deneylerinin yüksek doğruluğunu gösterir ve ayrıca bu programın sonuçları gerçeğe yakın olduğu için Ansys programının doğruluğunu gösterir. Görüldüğü üzere, kaynakta Abaqus programı teorik çalışmalarda kullanılmıştır. Ama aynı çalışmayı Ansys programında yapıldığında da sonuçların pratik sonuçlara çok yakın olduğu görülmüştür.

## 4.2 Hibrit Dişli Sayısal Analizleri

### 4.2.1 Geometri

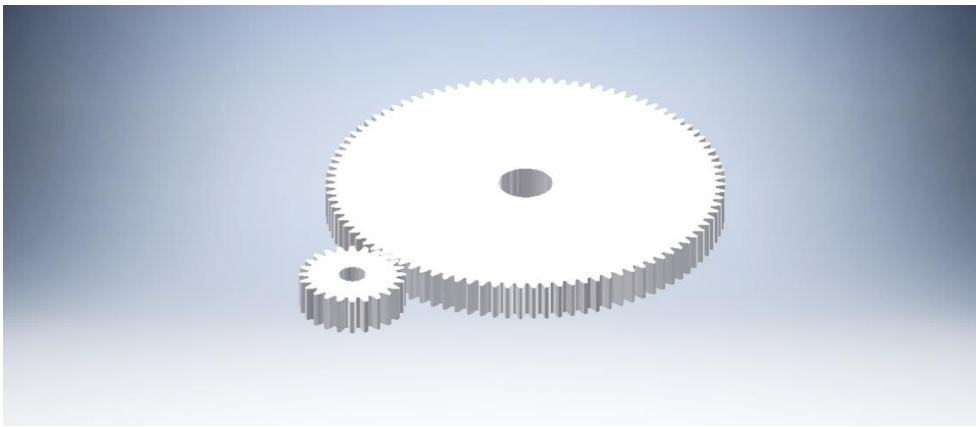
Dişli çizimi, makineler tasarlanırken gerekli olan önemli bir teknik referans türüdür. Bir makine tasarımcısı yeni bir makine tasarlarken bir dişliye ihtiyaç duyduğunda, iki olasılık vardır. Yeni dişlinin kendisini tasarlamak ve önceden tasarlanmış standart bir dişliyi kullanmak. Her iki durumda da, dişli çizimi vazgeçilmezdir.

Bu genel olarak makine elemanları için geçerli olsa da, dişli çizimleri diş sayısı, modüller gibi hatve, adımı daire çapı (PCD), helisel dişlerin helis açısı, diş profili kaydırma değeri, hassasiyet gibi temel dişli özelliklerinin doğru tanımlarını içermelidir. DIN ve AGMA stander sistem göre kalite, geometrik tolerans ve yüzey pürüzlülüğü. Ayrıca, dişliler aracılığıyla gücü iletmek için gereken torka izin verecek güç gerekli olduğundan. Dişli malzemesi, tavlama ve tavlama yöntemi, HRC veya HB cinsinden ölçülen dişli sertliğinin de doğru bir şekilde listelenmesi gerekir , vb.

Dişli çizimleri genellikle 2D CAD, 3D CAD ve basılı medya formatlarında sağlanır,

- Hibrit Olmayan Dişli

Dişlilerin tasarımı için CAD programlarından biri olan Autodesk Inventor kullanılmıştır. Daha önce hesaplanan parametreler sayesinde bir çift normal dişli tasarlanmıştır.



Şekil 4.6: Hibrit Olmayan Dişli

- Hibrit Dişli

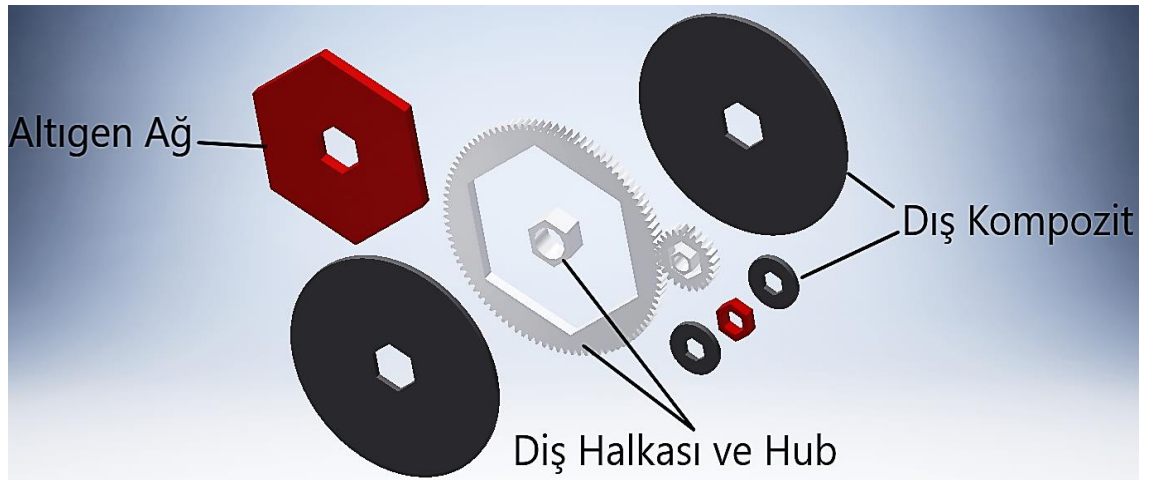
İki Tip hibrit dişli vardır.

I. Metali kompozit malzemelerle birleştirerek hibrit dişliler

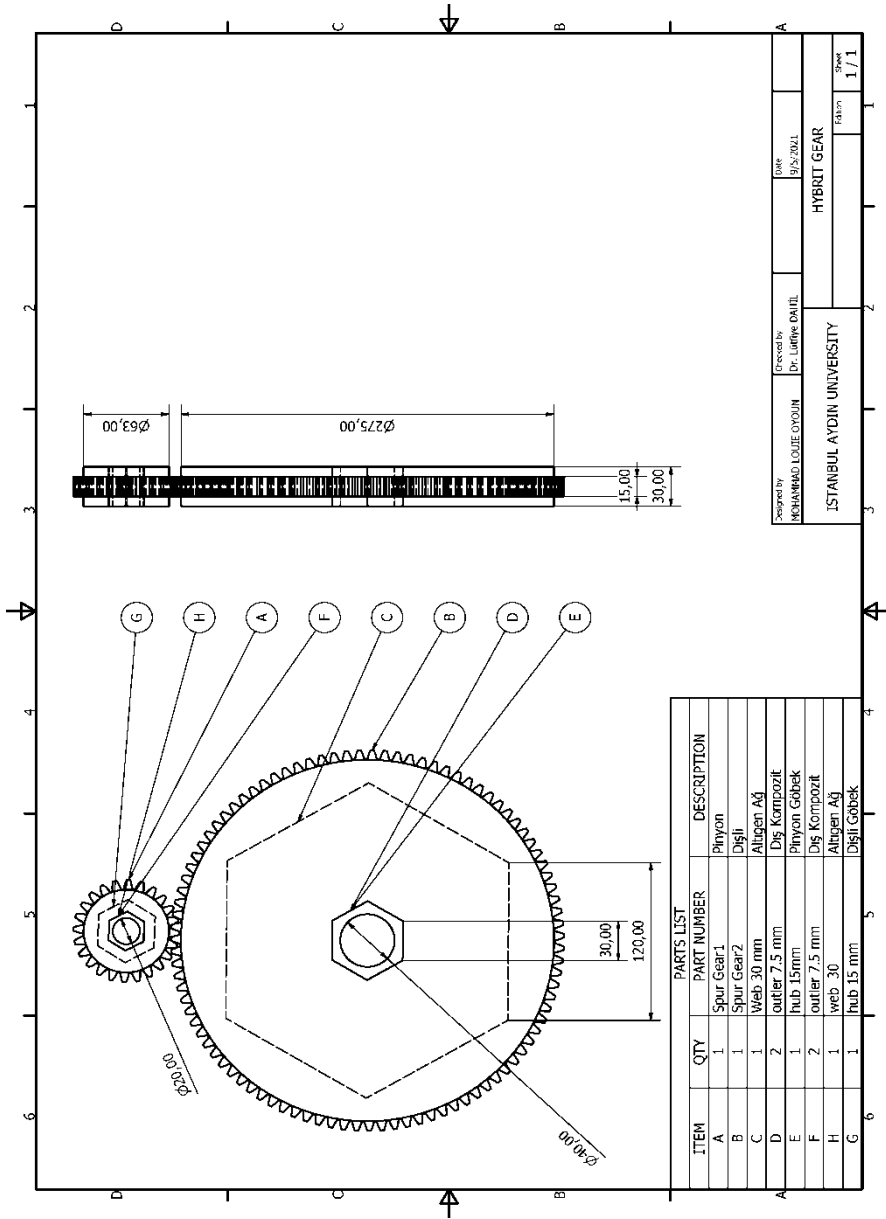
• Radyal Konfigürasyon:

Şekil 4-7’de gösterildiği gibi 5 bileşen metalik diş halkası ve metalik göbek, altıgen ağ ve iki dış kompozitin bulunduğu hibrit dişliyi göstermektedir. Diş halkası ve göbek, geleneksel metalik malzeme çelikten, altıgen ağ ve üç eksenli örgülü malzemedendir. Yüz genişliği için dört farklı kalınlıkta (30 mm-20 mm-10 mm-5 mm) dişli tasarladık. Hibrit dişliler için bazı boyutlar varsayılmıştır ve resimde

Dişliyi monte etmek için, temas halindeki farklı parça yüzeylerinin temas halinde kalmasını sağlamak için etkileşimler tanımlandı. Göbek, ana yüzey olarak görev yapmış ve varsayılan bağlantı seçenekleriyle bağlantı kısıtlamaları kullanılarak boşluk ve dış kompozitlere bağlanmıştır. Bu, yüzeylerin, küçük deformasyonlar sırasında arayüz bir arada kalacak şekilde bağlanmasına izin verir. Boş kompozit daha sonra diş halkasına; montajı tamamlamak için, dış kompozit yapıştırıcının "üst" yüzeyine bağlanırken boşluk kompozit ve diş halkasının her ikisi de yapıştırıcının "alt" yüzeyine bağlanmıştır.



Şekil 4.7: Radyal Konfigürasyon Hibrit Dişli

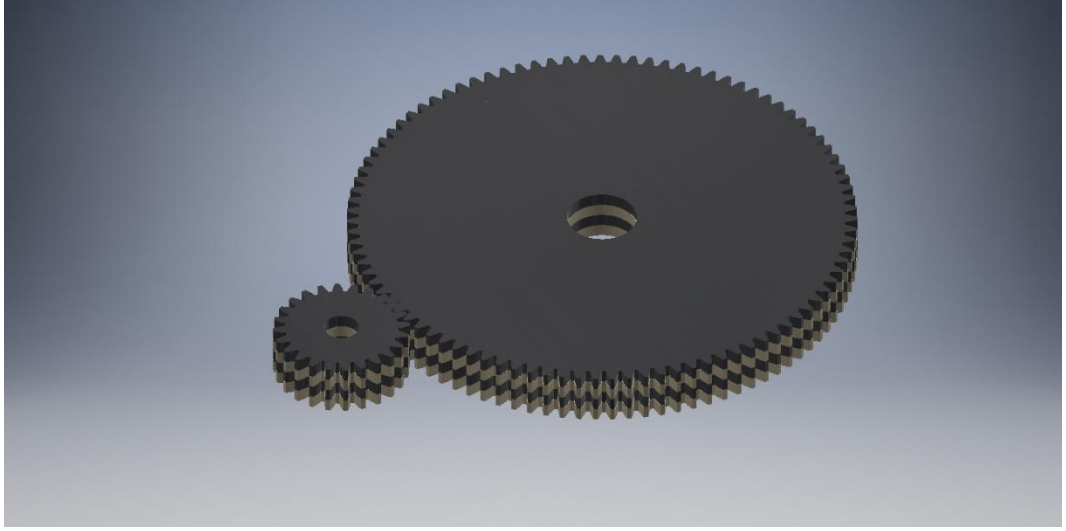


Şekil 4.8: Hibrit dişliler için radyal konfigürasyon şeması.

- **Aksiyel Konfigürasyon**

Bu dişli, birkaç katmanı üst üste koyarak farklı malzemelerden birkaç katmandan yapılmıştır. Aşağıdaki resimde gösterildiği gibi, dişli aksiyel olarak birbiri üzerine bindirilmiş birkaç katmandan tasarlanmıştır.





**Şekil 4.9:** Aksiyel Konfigürasyon Hibrit Dişli

## **II. Matris ve En Az İki Takviye Malzemesinden Oluşan Hibrit Dişliler**

Bu çalışmada hibrit malzeme üzerine yerleştirilen çelik karbon epoksi elyaf tercih edilmiştir (SCFRP). İki adet takviye malzemesi ve bir adet matris yerleştirilmiş; ve bu dişliler sadece şekil açısından normal dişlilere benzer, ancak yapılan malzeme türündeki büyük farklılık nedeniyle üretim yönteminde farklıdırlar.

### **4.2.2 Malzeme**

#### **a. Hibrit Dişli**

- Metal ile kompozit malzemeleri birleştirerek hibrit dişliler oluşturuldu. Bu dişliler yapısal çelik malzeme ile karbon fiber epoksinin (kompozite) birleştirilmesiyle üretildi.

Radyal Konfigürasyon:

Tasarımı oluşturan dört ayrı bileşen vardır: bir ağ kompoziti, iki dış kompozit bileşen metalik diş halkası ve metalik göbek. Kompozitin dişli kuvvetlerini ve torku geçeceği bir dişli göbekten vardır. Dişli halkası ve göbek için yapısal çelik kullanıldı. Ağ ve dış yüzey için yapısal karbon fiber epoksi kullanıldı.

**Çizelge 4.9:** Çeliğin Mekanik Özellikleri

<b>Çelik</b>		
<b>Yoğunluk</b>	7850	Kg.m <sup>-3</sup>
<b>Elastik Modülü</b>	2E+05	Mpa
<b>Poisson Oranı</b>	0,3	-
<b>Toplu Modül</b>	1,6E+05	pa
<b>Kayma modülü</b>	7,6E+04	pa

**Çizelge 4.10:** Karbon Fiber Epoxy Mekanik Özellikleri

<b>Karbon Fiber Epoxy</b>					
<b>Malzeme</b>	<b>Gerilme direnci (MPa)</b>	<b>Çekme modülü (GPa)</b>	<b>Failure (%)</b>	<b>strain</b>	<b>Yoğunluk (g/cc)</b>
<b>Karbon Fiber</b>	4400	235	1.7		1.77
<b>Epoxy Reçine</b>	75	3.10	5.26		1.13

- Aksiyel Konfigürasyon

Bu dişli, birkaç katman Yapısal Çelik ve dönüşümlü olarak birkaç katman koyduğumuz karbon fiber epoksiden yapılmıştır (homojen değil).

S:Çelik sembolize edilir ve C:Karbon fiber epoksi sembolize edilir.

Bu dişlilerden dört tip tasarlanmıştır:

- SCCS:

Birinci katman yapısal çelikten, ikinci ve üçüncü katman Karbon fiber epoksiden ve dördüncü katman yapısal çelikten

- SCSC:

Yapısal çelikten birinci ve üçüncü katman, Karbon fiber epoksiden ikinci ve dördüncü katman.

- CSCS:

Karbon fiber epoksiden birinci ve üçüncü katman, Yapısal Çelikten ikinci ve dördüncü katman.

- CSSC:

Karbondan ilk katman, Yapısal Çelikten ikinci ve üçüncü katman, Yapısal Çelikten dördüncü katman.

I. Matris Malzemedden ve En Az İki Takviyeden Oluşan Hibrit Dişliler

Tamamen hibrit kompozitten üretilen homojen dişli için Çelik Karbon Fiber Epoksi (SCFRP) kullanılmıştır.

Hibrit kompozitler (SCFRP), şerit biriktirme ve filament sarma teknolojisinin bir kombinasyonu kullanılarak üretildi. Cycom 977-2-35-12KHTS-134 tipi önceden emprenye edilmiş karbon fiberlerin tek yönlü katmanları, düz bir çelik sargı göbeği üzerine istiflenir ve kuru çelik fiber demetlerine sarılır. Çelik elyaf emdirme için gerekli reçine, sırasıyla Cycom 977-2-40 tipi prepreg katmanlarının reçine fazlalığından ve/veya ek reçine filmlerinden kaynaklanır.

**Çizelge 4.11: Çelik Karbon Fiber Epoksi (SCFRP) Mekanik Özellikleri.**

<b>Çelik Karbon Fiber Epoksi (SCFRP)</b>						
<b>Malzeme</b>	<b>E1 ( Gpa)</b>	<b>E2 ( Gpa)</b>	<b>E3 ( Gpa)</b>	<b>G12 ( Gpa)</b>	<b>v12</b>	<b>v23</b>
<b>Karbon fiber</b>	240	24	24	50	0,23	0,10
<b>Çelik fiber</b>	176	176	176	-	0,30	0,30
<b>Epoksi reçine</b>	3,52	3,52	3,52	-	0,35	0,35

b. Kompozite Dişli

Sadece Karbon fiber Epoksi malzemeden yapılmış tüm dişli.

c. Çelik

Sadece çelik malzemeden yapılmış tüm dişli.

### 4.2.3 Mesh

En uygun ağı oluşturmak, mühendislik simülasyonlarının temelidir. Ansys Meshing, projede kullanılacak çözümlerin türüne uygun şekilde uyum sağlar ve en uygun ağı oluşturmak için ilgili kriterleri belirler. Hızlı bir analiz için birkaç kısa adım kullanılarak bir ağ oluşturulabilir. Mümkün olduğunda, Ansys Meshing paralel işlemeyi kullanmak için bilgisayardaki mevcut çekirdeklerden otomatik olarak yararlanarak bir ağ oluşturmak için gereken süreyi önemli ölçüde azaltır. Mesh ağını aşağıdaki verilere göre oluşturduk.

**Çizelge 4.12: Mesh Özellikleri**

<b>Mesh Özellikleri</b>	
<b>Hata Sınırları</b>	Standart Mekanik
<b>Hedef Kalite</b>	Varsayılan (0.050000)
<b>yumuşatma</b>	Orta

### 4.2.4 Sınır şartları

Düz dişliler, paralel miller arasındaki hareketi aktarmak için kullanılan dişlilerin en yaygın şeklidir. Bir sarmal düz dişli tasarlarken temel problem, sarmal dişli üretimini içerir.

Daha önceki günlerde bir sarmal düz dişli tasarlamak için yaklaşık bir sarmal çizmek için birçok teorik prosedür vardı. Analiz için mükemmel bir sarmalı çizmek hiçbir prosedür mevcut değildi. Günümüzde 3 boyutlu modelleme yazılımları ile involüt (involüt :Bir dairenin kıvrımı, kendisini taban dairesi olarak adlandırılan sabit daireden çözen hayali bir gergin ipin sonu tarafından izlenen sarmal eğridir) düz dişliyi üretmek kolaydır. Mevcut proje için, involute düz dişli, Solid Works'ten üretilir ve Ansys Workbench'e aktarılır.

Mevcut analiz için, sabit destek (Fixed Support) ve atalet moment özellikleri Statik yapısal tip kullanılmıştır. Çözücü tipi özellikleri program kontrollü olarak ayarlanır ve tüm lineer olmayan kontroller kullanılır. Dişli sabit destek aracı ile merkeze sabitlenir. Grafik penceresinden kenar seçilerek dişliye kuvvetler uygulanabilir ve kuvvetler bileşen formunda tanımlanır.

Alt dişlinin iç jantına sabit destek uygulanır. Teğet dönüşüne izin vermek, ancak radyal ötelemeyi sınırlamak için üst dişlinin iç kenarına sürtünmesiz destek uygulanır. Aşağıdaki tablodaki tork, bir tahrik torku olarak saat yönünde üst dişlinin iç çemberine uygulanır.

**Çizelge 4.13:** Tork değerler

Çıkış Torku				
Kalınlık mm	5	10	20	30
Tork N.m	70	117	163	196

#### 4.2.5 Sonuçlar

Tüm tasarımlarımız için Eşdeğer Elastik Gerinme ve Toplam Deformasyon analizini Von Mises sonuçlarıyla karşılaştırılarak gösterilmiştir. Daha sonra tasarımlar arasından en iyi tasarım seçilip ANSYS programı kullanarak bunların güvenlik faktörleri hesaplanmıştır.

##### A. Hibrit Dişli

Sonlu elemanlar yöntemi, en geniş anlamda, Hibrit dişlilerin birleşimindeki stres araştırmasını kullanan dişli takımının gerçek bir modelini bulmak içindir. Hibrit dişli takımının sonlu eleman araştırma modelinin, temas gerilmesi hesaplamasını ve eğilme gerilmesi hesaplamasını yeniden üretmek için geliştirilmesi, dişli planında daha kritik bir yer almaktadır. Daha önce iki tür hibrit Dişli olduğunu,

## I. Birinci Tipi

Ayrıca malzeme yerleşimi açısından birinci tip hibrit dişlinin iki tipi olduğu da belirtilmişti.

- Radyal Konfigürasyon
  - Von Mises

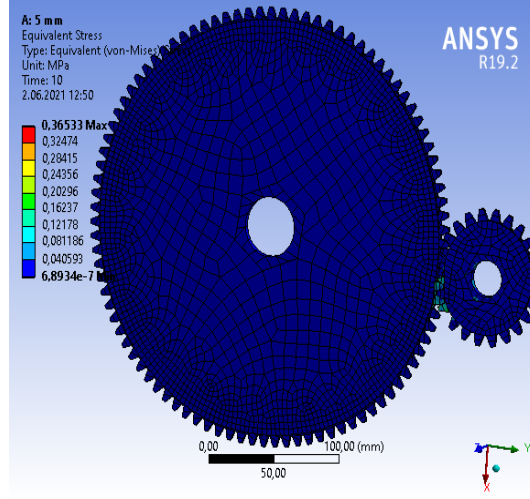
Başarısızlık oluşmadan önce parçanın daha uzun ömürlü olması için dişlinin temas ettiği dişlerin köşesi etrafındaki alanda dişlerde oluşan stres konsantrasyonları azaltılmaya çalışılmıştır. Asal gerilme ve Von Mises gerilmesi için iki kritik alanda ortaya çıkan maksimum ve minimumu belirlemek için ANSYS APDL ve ANSYS Workbench pencereler kullanılmıştır.

En yüksek von Mises gerilmesi, temas halindeki dişleri başka bir dişli ile çevreleyen bölgede gözlemlenmiştir. Başka bir dişlide temassız dişlerin Von Mises gerilme değerlerinin azalması görülmüştür.

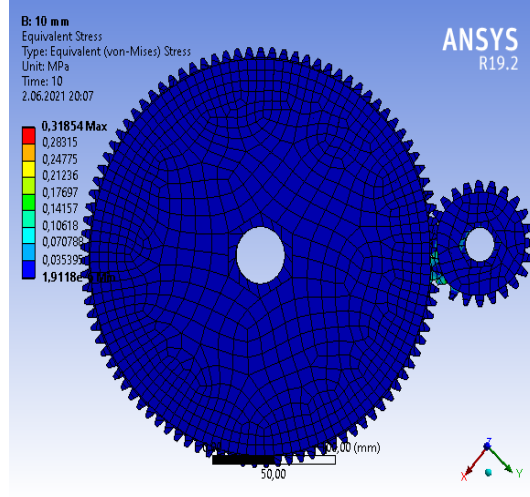
Şimdi Von Mises stresinin uygun akmaya neden olmak için yeterli olduğunu görüyoruz. Dolayısıyla akmanın daha düşük streste meydana geldiği bulunmuştur. Bu da daha fazla yaşam sağlar.

Aşağıdaki Şekil 4.10-4.13 de gösterilmektedir gibi maksimum Von Mises stresi [(5mm İçin 0,36 Mpa) (10 mm İçin 0,318 Mpa ) (20 mm İçin 0,217 Mpa ) ve (30 mm İçin 0,177 Mpa )] dişlerin başka bir dişli ile temasının köşesindedir.

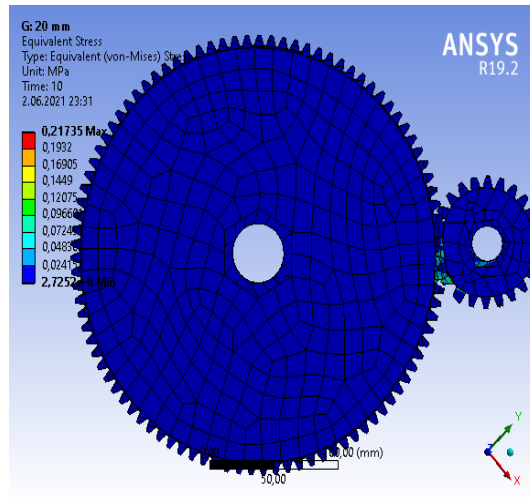
Von Mises Stresi, esneyebilir materyaller için şekil değiştirmenin başlangıcı olarak tanımlanan ve kırılma dayanıklılığının ölçülmesindeki analizlerde kullanılan bir değerdir. Diğer bir deyişle, Von Mises gerilmesi çeşitli matematiksel varsayımların yardımıyla elemanlar üzerindeki gerilmeler ve kesme gerilmelerinin ortalamasıdır. Von Mises stresi, cisim üzerindeki gerilme dağılımları ve yoğunlukları hakkında bilgi almak için kullanılır.



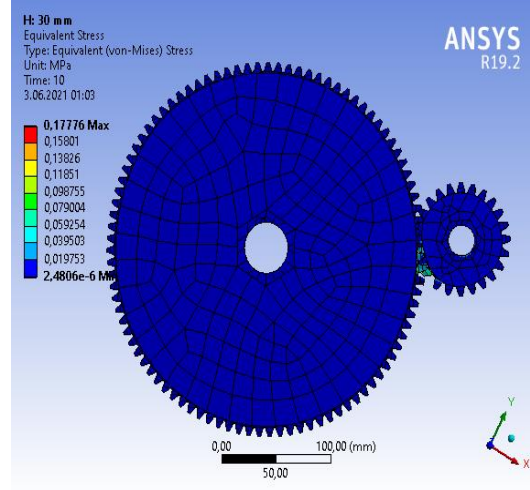
**Şekil 4.10:** Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi



**Şekil 4.11:** Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi



**Şekil 4.12:** Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi



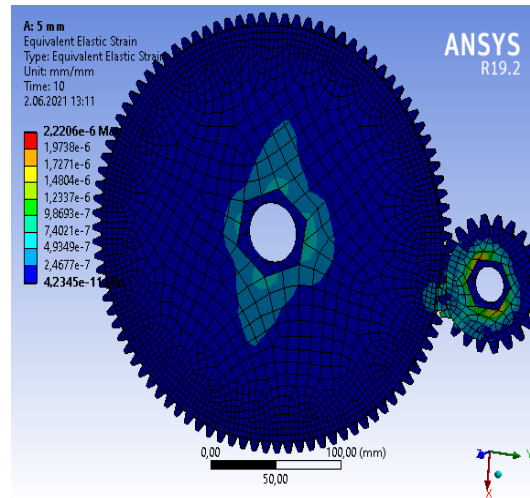
Şekil 4.13: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi

Çizelge 4.14: Sonuçlar Radyal Konfigürasyon Dişli (von-Mises) Gerilme.

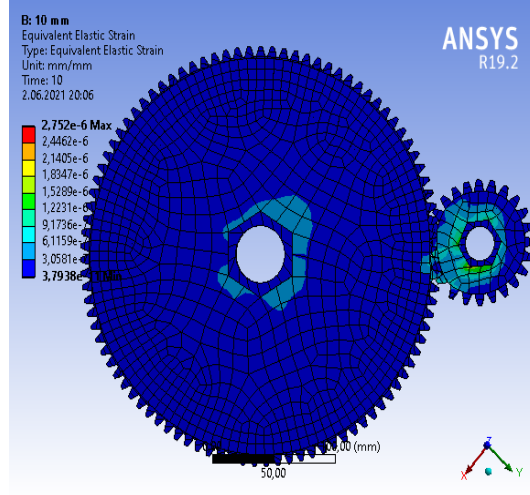
Sonuçlar Radyal Konfigürasyon (von-Mises) Gerilme				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	6,8934e-007 MPa	1,9118e-006 MPa	2,7252e-006 MPa	2,4806e-006 MPa
Maksimum	0,36533 MPa	0,31854 MPa	0,21735 MPa	0,17776 MPa
Ortalama	3,2022e-003 MPa	3,8762e-003 MPa	4,3567e-003 MPa	4,4671e-003 MPa

#### • Eşdeğer Elastik Gerilme

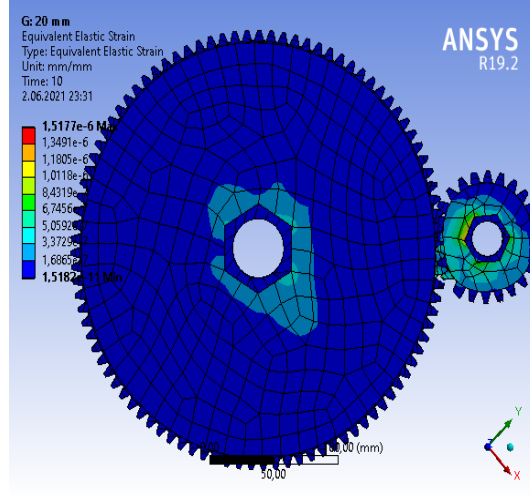
Aşağıdaki Şekil 4.14-4.17 de gösterilmektedir simülasyon, maksimum eşdeğer gerilmenin bu kırmızı bölgelerde ve minimum eşdeğer elastik gerilmenin mavi kısımda meydana geldiğini göstermiştir. Tehlikeli bölümlerin küçük olduğu, bu nedenle güvenlik katsayısının büyük olduğu ve tasarımın iyi olduğu gözlemlenmiştir.



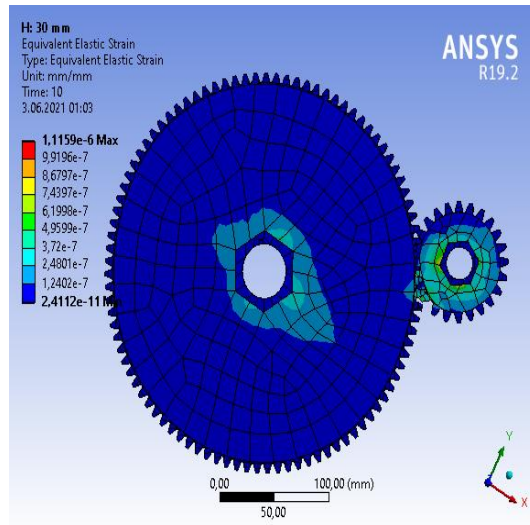
Şekil 4.14: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme



Şekil 4.15: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme



Şekil 4.16: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme



Şekil 4.17: Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme

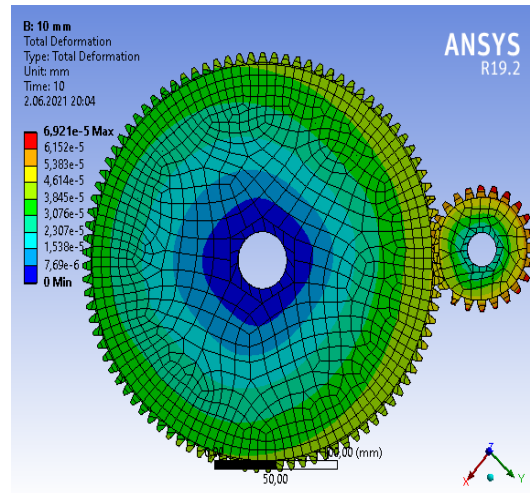


**Çizelge 4.15:** Sonuçlar Radyal Konfigürasyon Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme

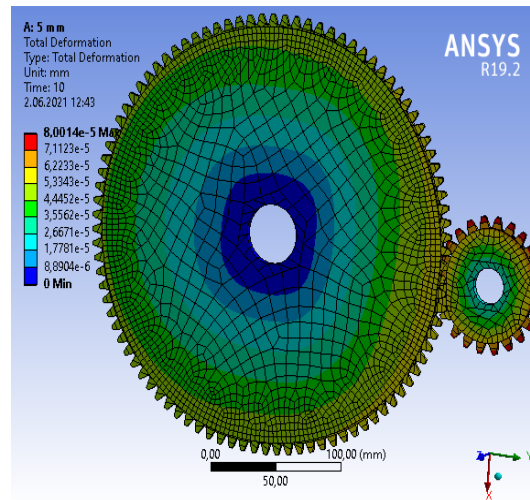
Sonuçlar Radyal Konfigürasyon Eşdeğer Elastik Gerilme				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Asgari</b>	4,2345e-011 mm/mm	3,7938e-011 mm/mm	1,5182e-011 mm/mm	2,4112e-011 mm/mm
<b>Maksimum</b>	2,2206e-006 mm/mm	2,752e-006 mm/mm	1,5177e-006 mm/mm	1,1159e-006 mm/mm
<b>Ortalama</b>	9,2136e-008 mm/mm	8,9293e-008 mm/mm	7,9472e-008 mm/mm	6,4998e-008 mm/mm

• **Toplam Deformasyon**

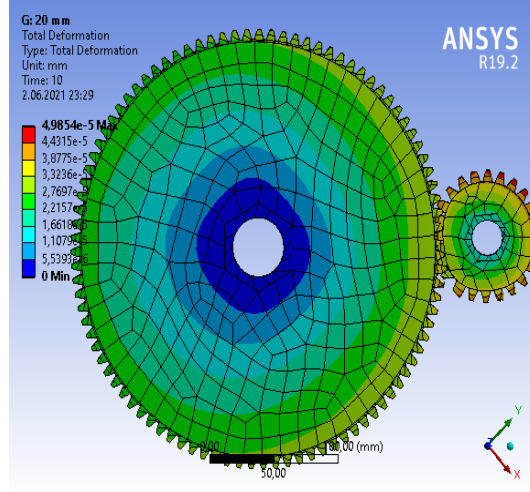
Şekil 4.18-4.21 de görüldüğü gibi statik analizde toplam deformasyon, maksimum asal gerilmeler, maksimum asal elastik gerinim ve eşdeğer elastik gerilme ve yük altında gerinim görülmüştür. Aşağıdaki şekillerde toplam deformasyonu görülmektedir ve değer çok normaldir.



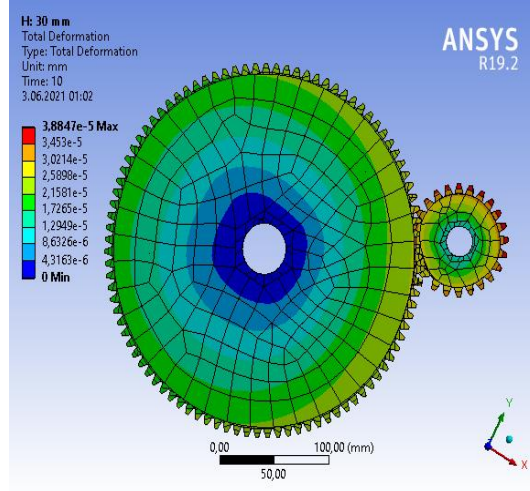
**Şekil 4.18:** Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 5 mm



**Şekil 4.19:** Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 10 mm



Şekil 4.20: Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 20mm



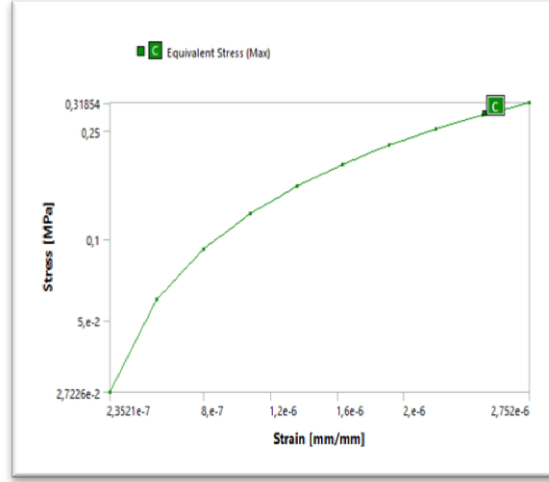
Şekil 4.21: Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli Kalınlık 30mm

Çizelge 4.16: Sonuçlar Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli

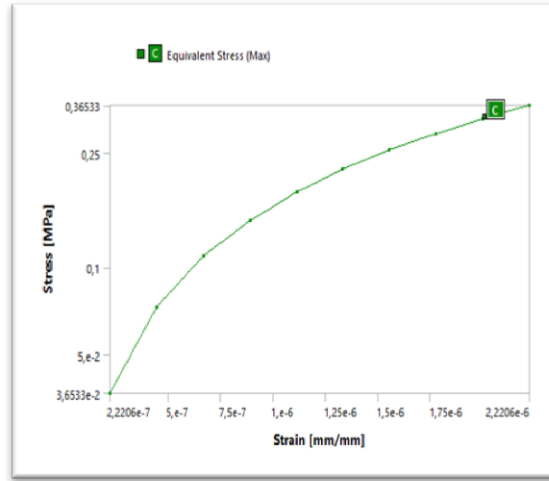
Sonuçlar Toplam Deformasyon Radyal Konfigürasyon Dişli				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	0, mm	0, mm	0, mm	0, mm
Maksimum	8,0014e-005 mm	6,921e-005 mm	4,9854e-005 mm	3,8847e-005 mm
Ortalama	4,4139e-005 mm	3,3855e-005 mm	2,425e-005 mm	1,9779e-005 mm

- Plot

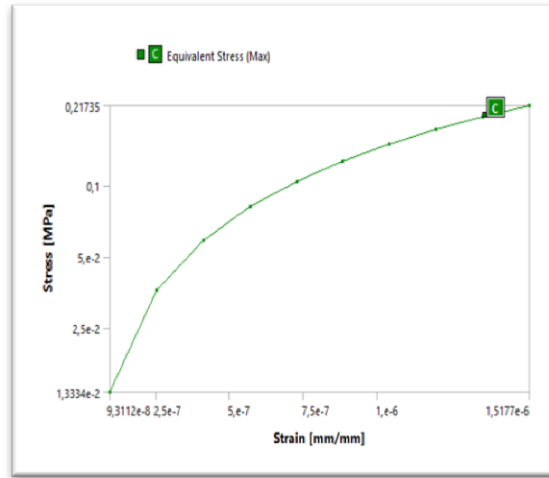
Aşağıdaki Şekil 4.22-4.25 de gösterilmektedir herhangi bir şekilde gerilme hızının artan kalınlıkla kademeli olarak azaldığı sonuçlardan gözlemlenebilir. Kalınlık arttıkça gerilme ve torkun arttırıldığı anlaşılmaktadır.



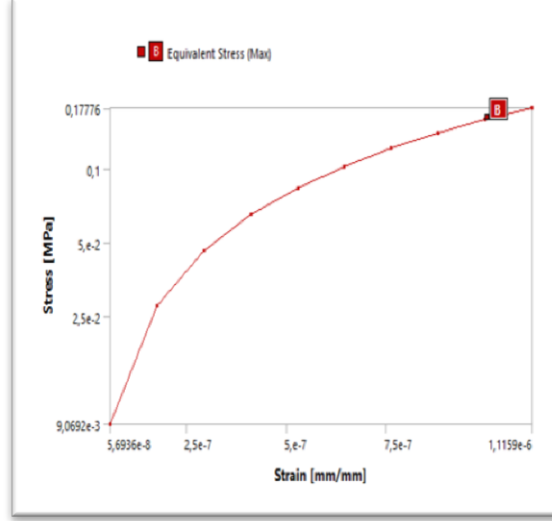
Şekil 4.22: Radyal Konfigürasyon Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm



Şekil 4.23: Radyal Konfigürasyon Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm



Şekil 4.24: Radyal Konfigürasyon Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm



**Şekil 4.25:** Radyal Konfigürasyon Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30

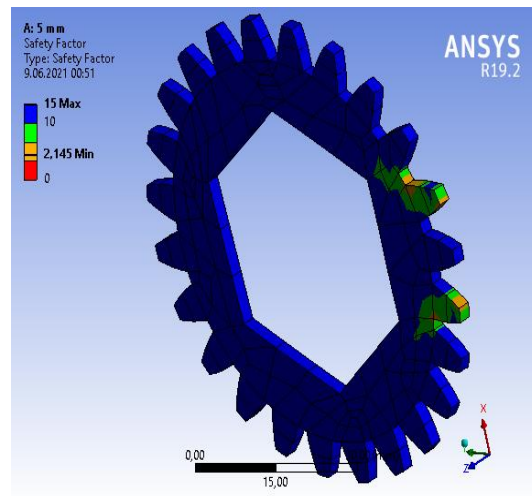
- **Güvenlik Faktörü**

- Birinci Tipi Radyal Konfigürasyon

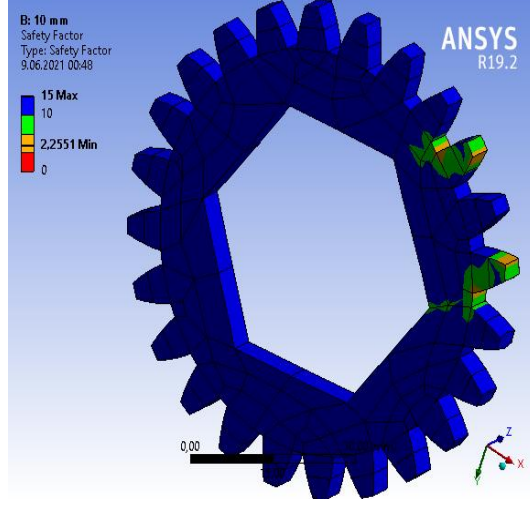
Maksimum kuvvetlerin altında kalan sadece dış halka olduğundan Güvenlik faktörünü o kısım için hesaplandı. Ansys programını kullanarak güvenlik katsayılarını hesapladık ve daha önce yaptığımız teorik çalışma ile karşılaştırdık.

- Pinyonun güvenlik faktörü (Diş Dibi Kırılma Emniyet Faktörü)

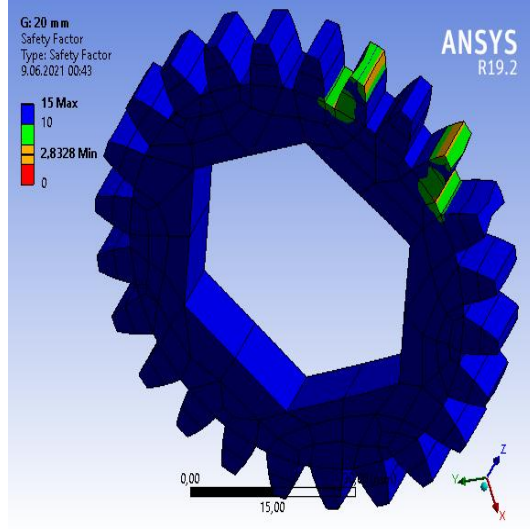
Dişlerin mukavemeti göz önüne alınırsa, Pinyonun kırılmaması için emniyet gerilmesi hesalanabilir,



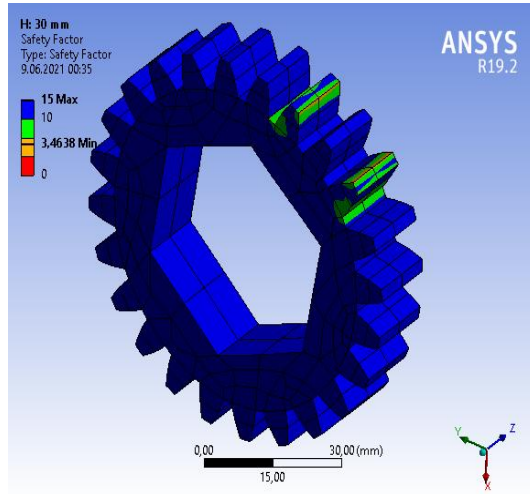
**Şekil 4.26:** Pinyonun Kalınlık 5 mm Güvenlik Faktörü



**Şekil 4.27:** Pinyonun Kalınlık 10 mm Güvenlik Faktörü



**Şekil 4.28:** Pinyonun Kalınlık 20 mm Güvenlik Faktörü

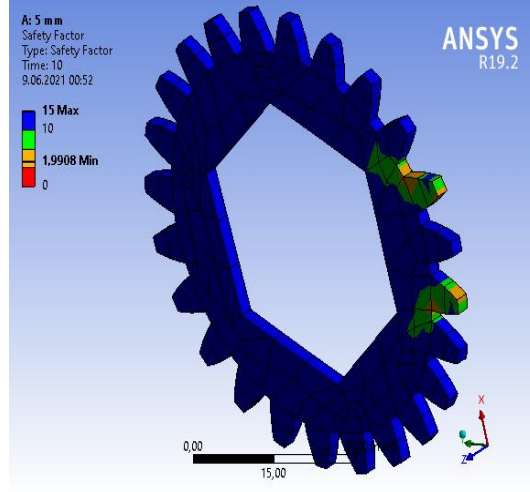


**Şekil 4.29:** Pinyonun Kalınlık 30 mm Güvenlik Faktörü

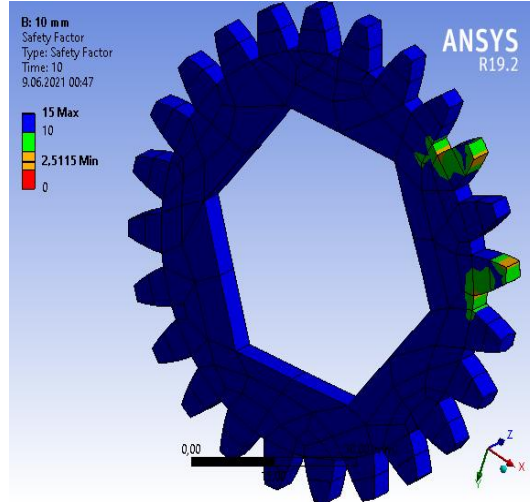
**Çizelge 4.17:** Sonuçlar Pinyonun güvenlik faktörü (bending safety factor)

Sonuçlar Pinyonun güvenlik faktörü (bending safety factor)				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Teori</b>	2,164344	2,1790	2,93318	3,562839
<b>Ansys</b>	2,145	2,2551	2,8328	3,46

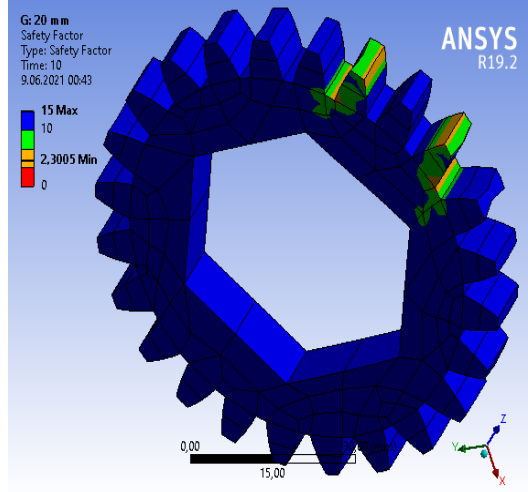
- Emniyet Faktörü pinyon dişlinin güvenlik testi (Diş Yanağı Emniyet Faktörü)



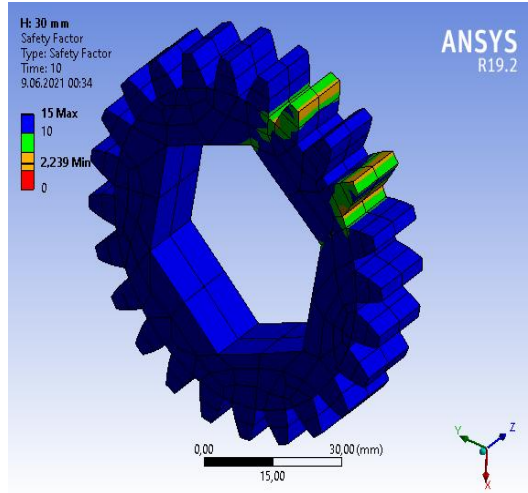
**Şekil 4.30:** Emniyet Faktörü Pinyo Kalınlık 5 mm



**Şekil 4.31:** Emniyet Faktörü Pinyon Kalınlık 10 mm



Şekil 4.32: Emniyet Faktörü Pinyon Kalınlık 20 mm

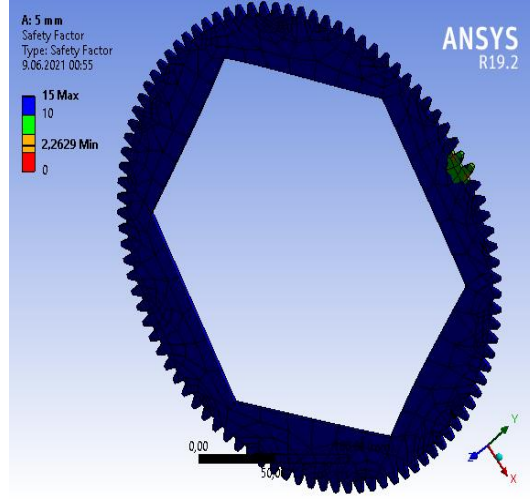


Şekil 4.33: Emniyet Faktörü Pinyon Kalınlık 30 mm

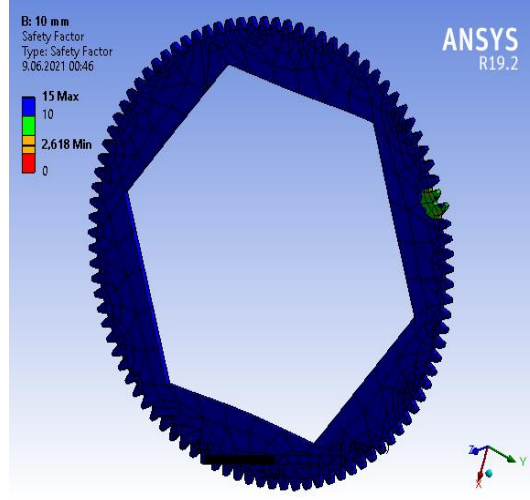
Çizelge 4.18: Sonuçlar Emniyet Faktörü Pinyon (Contact safety factor)

Sonuçlar Emniyet Faktörü Pinyon (Contact safety factor)				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Teori	2,044	2,047	2,231885	2,36789
Ansys	1,99	2, 5115	2,3005	2,239

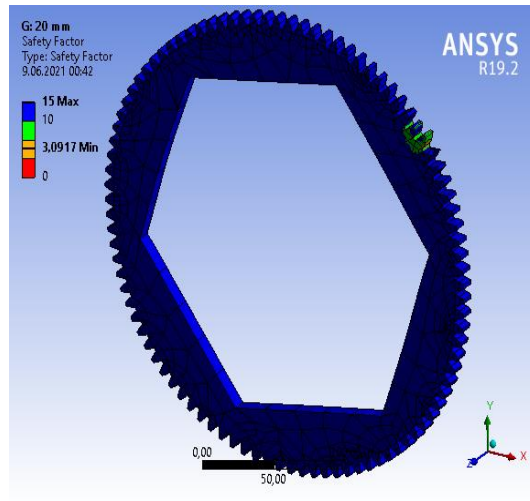
- Dişlinin Güvenlik Faktörü (Diş Dibi Kırılma Emniyet Faktörü) işlerin mukavemeti göz önüne alınırsa, dişlerin kırılmaması için emniyet gerilmesi hesaplanabilir.



Şekil 4.34: Dişlinin Kalınlık 5mm Güvenlik Faktörü

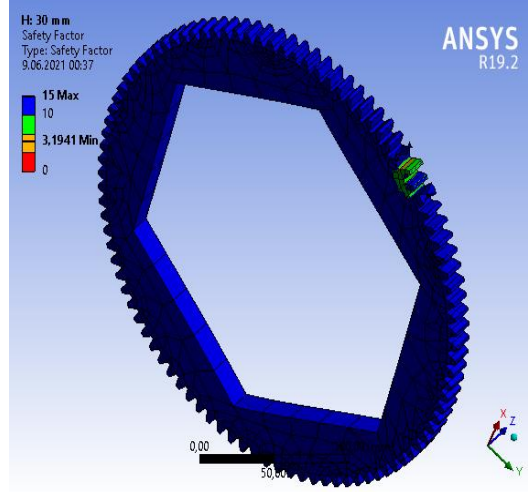


Şekil 4.35: Dişlinin Kalınlık 10 mm Güvenlik Faktörü



Şekil 4.36: Dişlinin Kalınlık 20 mm Güvenlik Faktörü



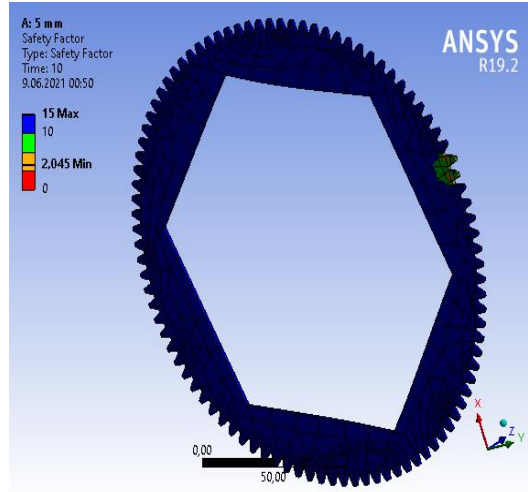


Şekil 4.37: Dişlinin Kalınlık 30 mm Güvenlik Faktörü

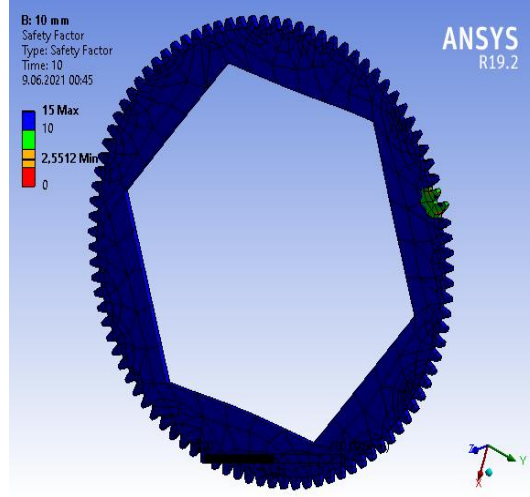
Çizelge 4.19: Sonuçlar Dişlinin güvenlik faktörü (Bending safety factor)

Sonuçlar Dişlinin güvenlik faktörü (Bending safety factor)				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Teori</b>	2,256	2,2714	3,05755	3,713
<b>Ansys</b>	2,262	2,2618	3,0917	3,319

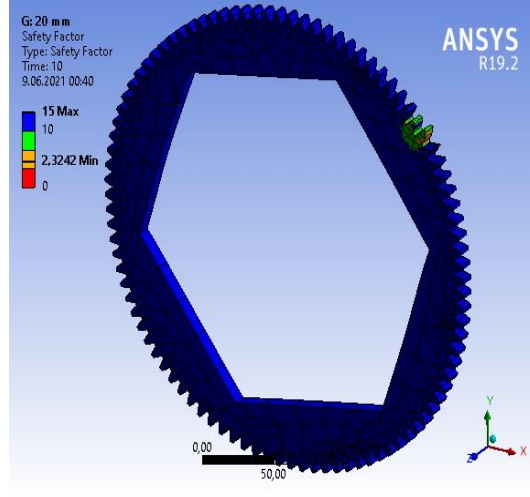
- Emniyet faktörü Dişli (Diş Yanağı Emniyet Faktörü) Elemeye maruz karışı Dişli Dişlinin test Güvenlik Faktörü lazım



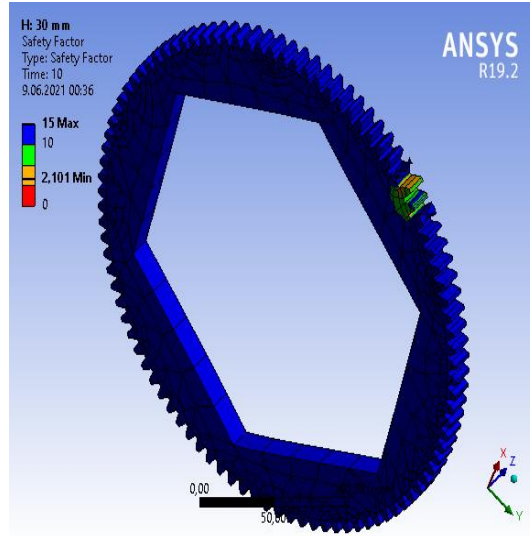
Şekil 4.38: Emniyet Faktörü Dişli Kalınlık 5 mm



Şekil 4.39: Emniyet Faktörü Dişli Kalınlık 10 mm



Şekil 4.40: Emniyet Faktörü Dişli Kalınlık 20 mm



Şekil 4.41: Emniyet Faktörü Dişli Kalınlık 30 mm

**Çizelge 4.20: Sonuçlar Emniyet Faktörü (Contact safety factor)**

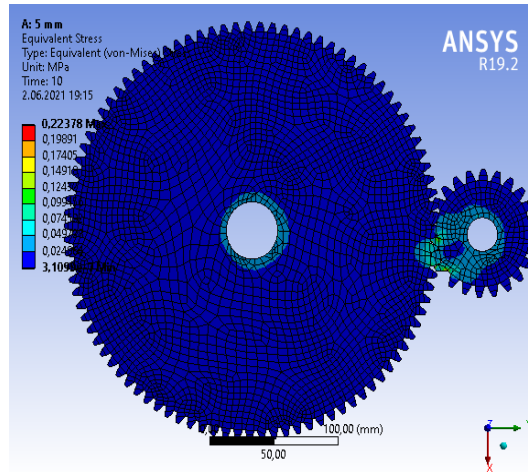
<b>Sonuçlar Emniyet Faktörü Dişli (Contact safety factor)</b>				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Teori</b>	2,039	2,043	2,2269	2,362
<b>Ansys</b>	2,045	2, 5512	2,3242	2,101

- **Aksiyel Konfigürasyon:**

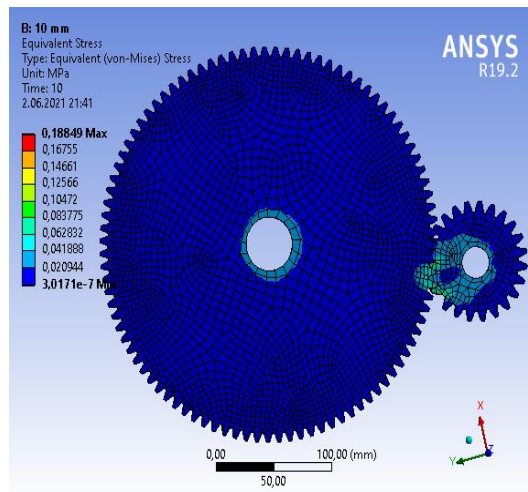
- a) **SCCS**

- **Von Mises**

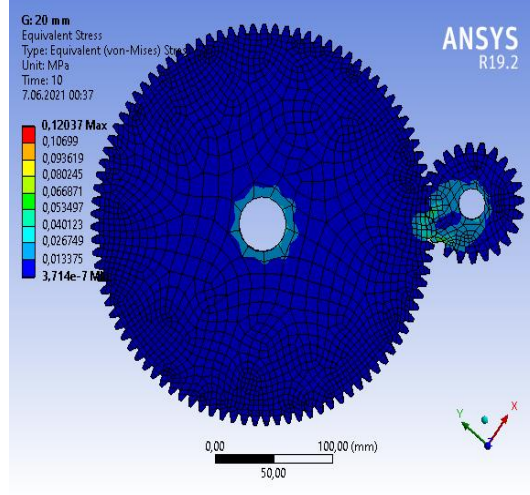
Aşağıdaki Şekil 4.42-4.45 de gösterilmektedir von Mises gerilimi, belirli bir malzemenin akacağı veya kırılacağı belirlemek için kullanılan bir değerdir. Daha çok sünek malzemeler için kullanılır, sonuç radyal Konfigürasyon'dan yakındır. Von Mises stresinin zirvesinin transfer gücü noktasında meydana geldiği analizden ve aşağıdaki şekillerden açıkça görülmüştür.



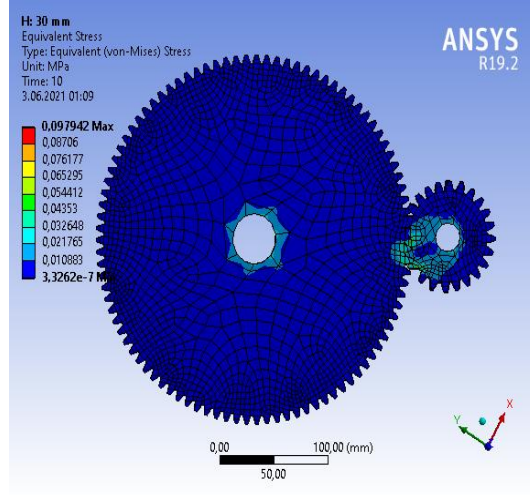
**Şekil 4.42: SCCS Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi**



**Şekil 4.43: SCCS Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi**



Şekil 4.44: SCCS Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi



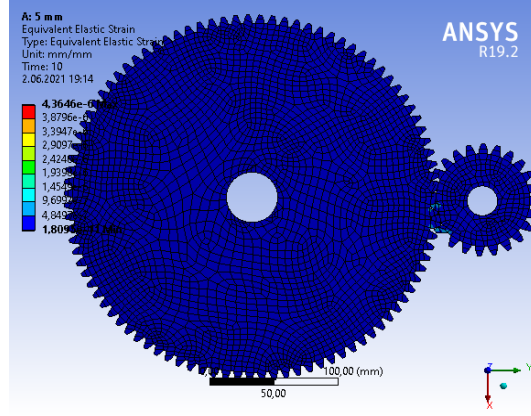
Şekil 4.45: SCCS Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi

Çizelge 4.21: Sonuçlar SCCS Dişli (Von-Mises) Gerilme

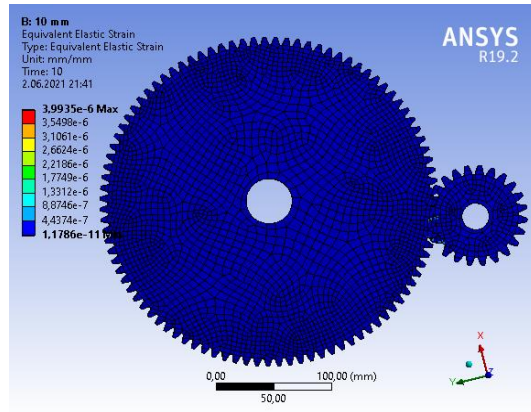
Sonuçlar SCCS Dişli (Von-Mises) Gerilme				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	3,1099e-007 MPa	3,0171e-007 MPa	1,1847e-007 MPa	4,3079e-007 MPa
Maksimum	0,22378 MPa	0,18849 MPa	6,7335e-002 MPa	9,8025e-002 MPa
Ortalama	3,884e-003 MPa	2,8187e-003 MPa	1,7609e-003 MPa	1,586e-003 MPa

- Eşdeğer Elastik Gerilme

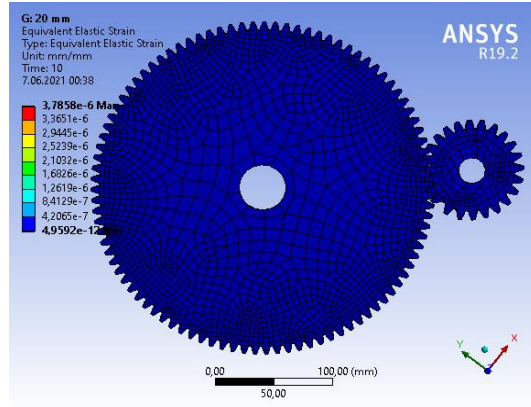
Şekil 4.46-4.49 de görüldüğü gibi buradan eşdeğer gerilmenin dişlinin dış tarafında maksimum, mavi olarak görülen yerde minimum olduğu görülmektedir. Dişli kalınlığının artmasıyla uygulanan basıncın azaldığı ve gerilmenin de minimum olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.46: SCCS Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme



Şekil 4.47: SCCS Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme



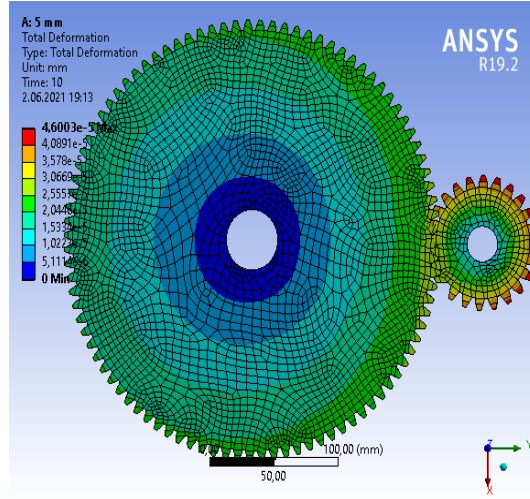
Şekil 4.48: SCCS Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme

Çizelge 4.22: Sonuçlar SCCS Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme

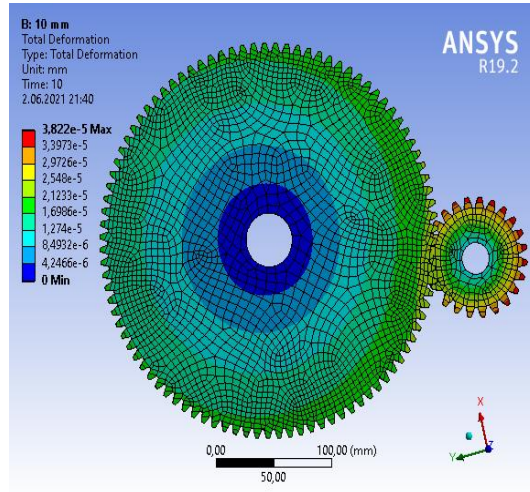
Sonuçlar SCCS Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme				
5 mm	5 mm	5 mm	5 mm	30 mm
1,8095e-011	1,8095e-011	1,8095e-011	1,8095e-011	4,3079e-007 MPa
mm/mm	mm/mm	mm/mm	mm/mm	
4,3646e-006	4,3646e-006	4,3646e-006	4,3646e-006	9,8025e-002 MPa
mm/mm	mm/mm	mm/mm	mm/mm	
4,6106e-008	4,6106e-008	4,6106e-008	4,6106e-008	1,586e-003 MPa
mm/mm	mm/mm	mm/mm	mm/mm	

- Toplam Deformasyon

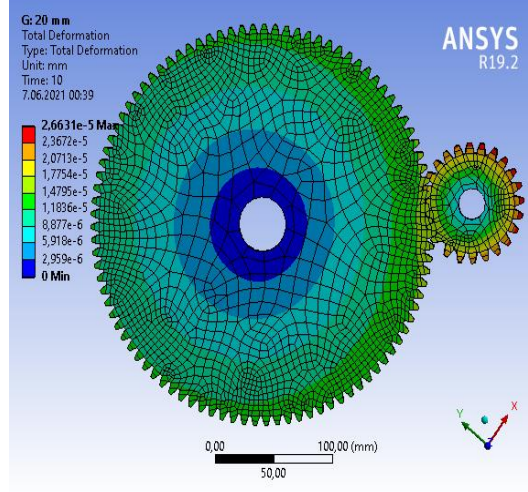
Aşağıdaki Şekil 4.50-4.53 de gösterilmektedir toplam deformasyon uygulanan kuvvete göre ne kadar yükseğe çekileceği görülmektedir. Maksimum yükselmenin olduğu yer kırmızı renkte, minimum yükselmenin olduğu yer mavi renklerle gösterilmiştir. Toplam deformasyonda değişken bir kuvvet uygulandığında (Tablo 4-8'de gibi) yani düzgün artan kuvvet ile dişlinin en çok gerilmeye maruz kaldığı yer görülmektedir.



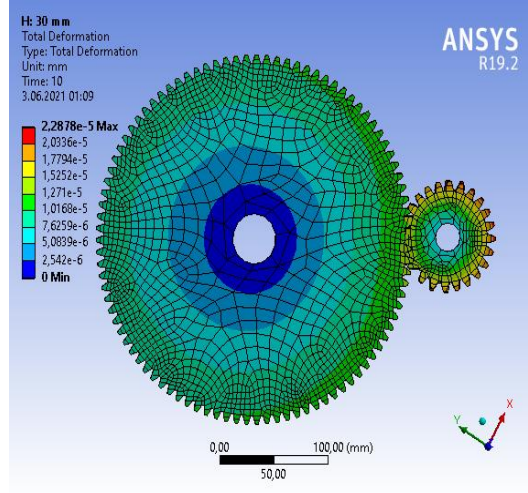
Şekil 4.50: Toplam Deformasyon SCCS Dişli Kalınlık 5mm



Şekil 4.51: Toplam Deformasyon SCCS Dişli Kalınlık 10mm



Şekil 4.52: Toplam Deformasyon SCCS Dişli Kalınlık 20mm



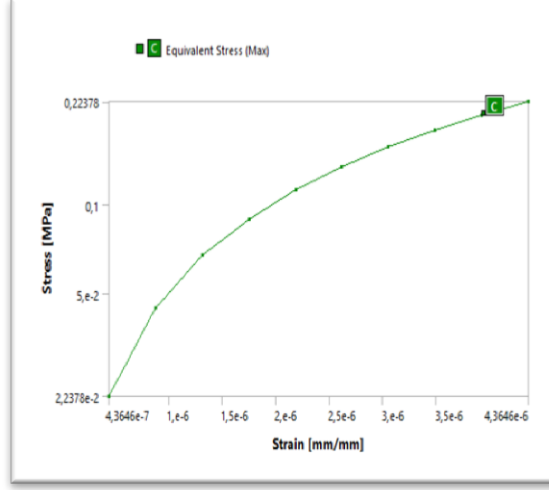
Şekil 4.53: Toplam Deformasyon SCCS Dişli Kalınlık 30mm

Çizelge 4.23: Sonuçlar Toplam Deformasyon SCCS Dişli

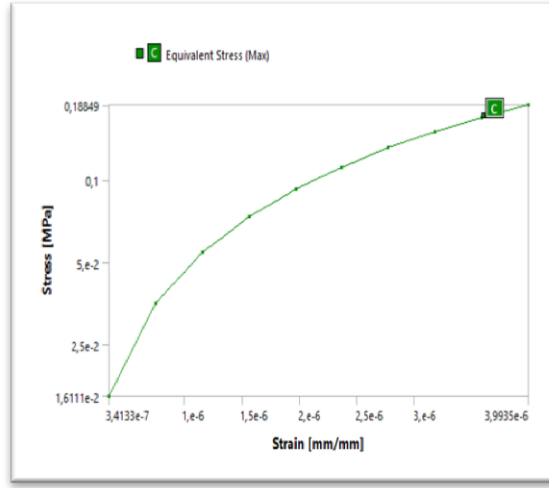
Sonuçlar Toplam Deformasyon SCCS Dişli				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	0, mm	0, mm	0, mm	0, mm
Maksimum	4,6003e-005 mm	3,822e-005 mm	1,4925e-005 mm	2,2878e-005 mm
Ortalama	1,7876e-005 mm	1,5651e-005 mm	6,718e-006 mm	9,7742e-006 mm

- Plot

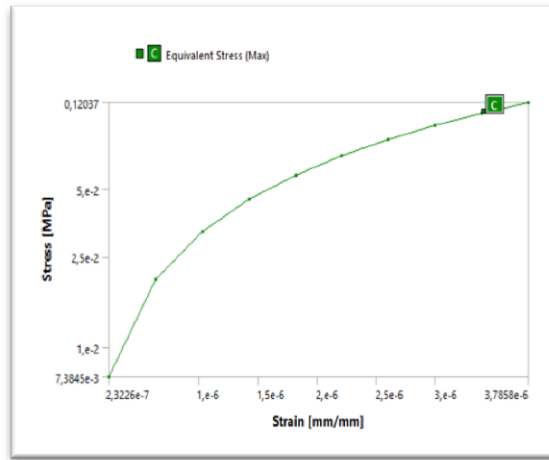
Aşağıdaki Şekil 4.54-4.57 de gösterilmektedir malzemenin gerilme-gerinim eğrisi Aşağıda gösterilmiştir. Yaklaşık lineer kesite dikkat edildiğinde malzemenin akmaya başladığı ve plastik-lineer olmayan ilişkisi görülmektedir.



Şekil 4.54: SCCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm

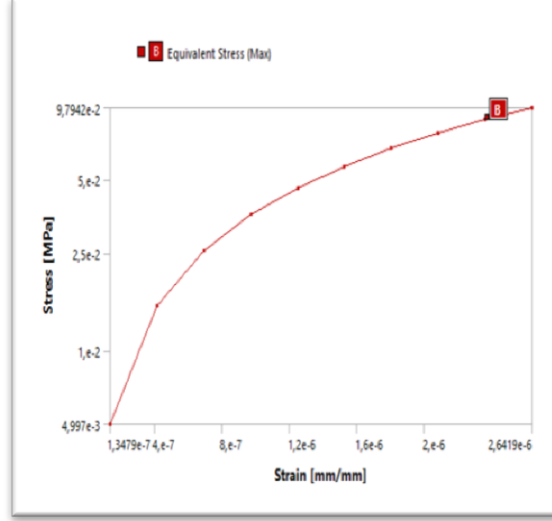


Şekil 4.55: SCCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm



Şekil 4.56: SCCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20 mm



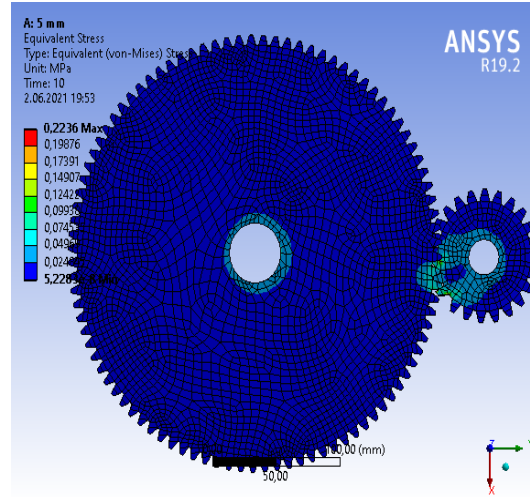


Şekil 4.57: SCCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm

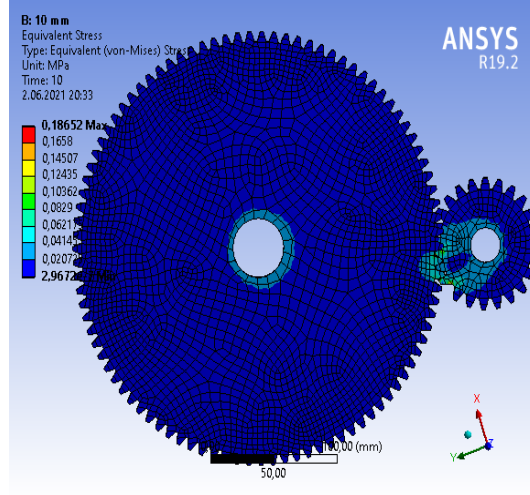
b) SCSC

- Von Mises

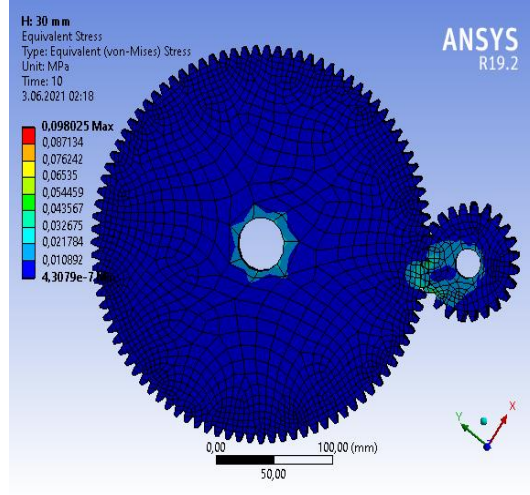
Aşağıdaki Şekil 4.58-4.61 de gösterilmektedir von Mises gerilimi, genellikle izotropik ve sünek bir metalin karmaşık bir yükleme koşuluna maruz kaldığında akıp akmayacağını belirlemede kullanılır.SCSC'nin SCCS'den daha güçlü olduğunu söyleyebiliriz.



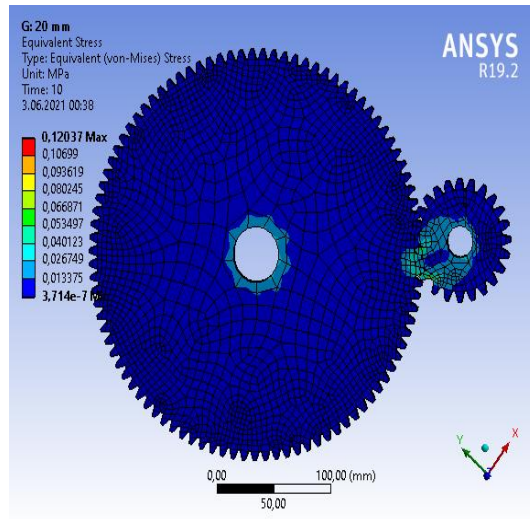
Şekil 4.58: SCSC Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi



Şekil 4.59: SCSC Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi



Şekil 4.60: SCSC Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi



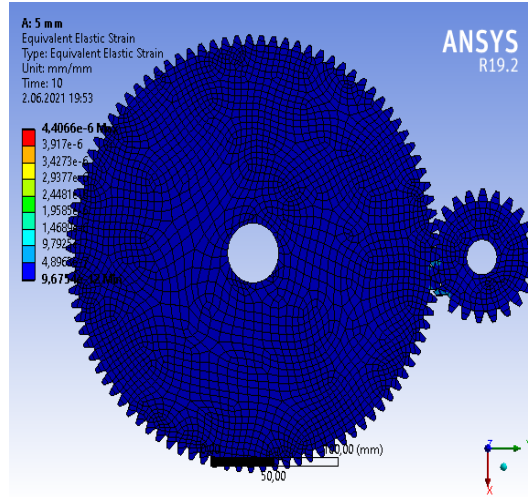
Şekil 4.61: SCSC Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi

**Çizelge 4.24: Sonuçlar SCSC Dişli (Von-Mises) Gerilme**

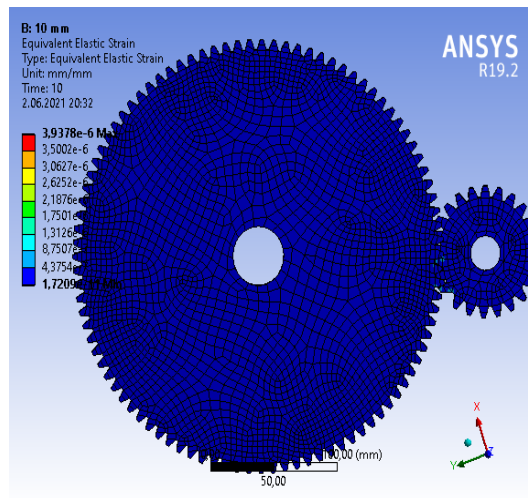
Sonuçlar SCSC Dişli (Von-Mises) Gerilme				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Asgari</b>	5,2283e-008 MPa	2,9672e-007 MPa	3,714e-007 MPa	4,3079e-007 MPa
<b>Maksimum</b>	0,2236 MPa	0,18652 MPa	0,12037 MPa	9,8025e-002 MPa
<b>Ortalama</b>	3,8831e-003 MPa	2,8207e-003 MPa	1,8801e-003 MPa	1,586e-003 MPa

- **Eşdeğer Elastik Gerilme**

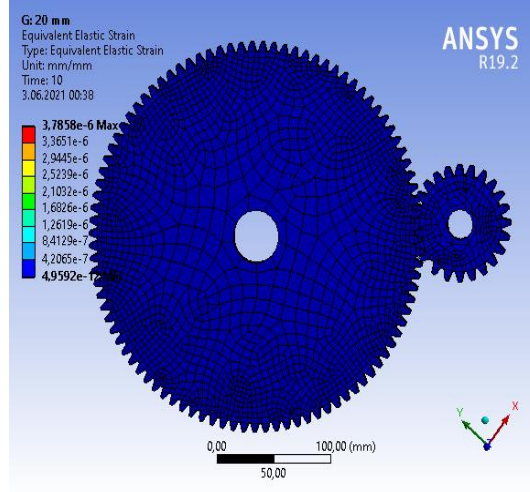
Şekil 4.62-4.65 de görüldüğü gibi eşdeğer Elastik Gerilim, uzunlukta (çekme gerilimi altında) veya hacimde (yığın gerilimi altında) veya geometride (kesme gerilimi altında) kesirli bir değişiklik olarak verilir. Bu nedenle, gerilim birimsiz bir sayıdır. Aşağıdaki sonuçlar, değerlerin SCCS'den çok yakın olduğunu göstermektedir.



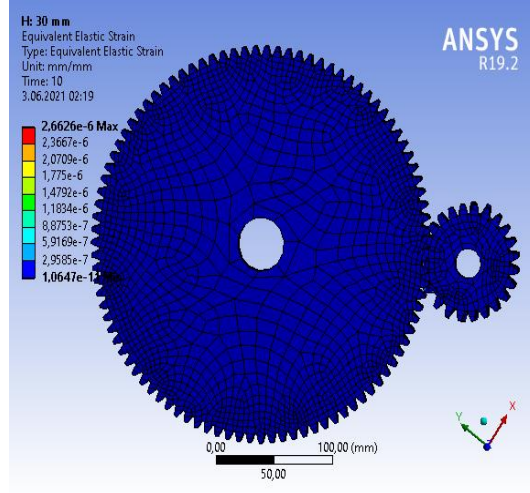
**Şekil 4.62: SCSC Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme**



**Şekil 4.63: SCSC Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme**



Şekil 4.64: SCSC Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme



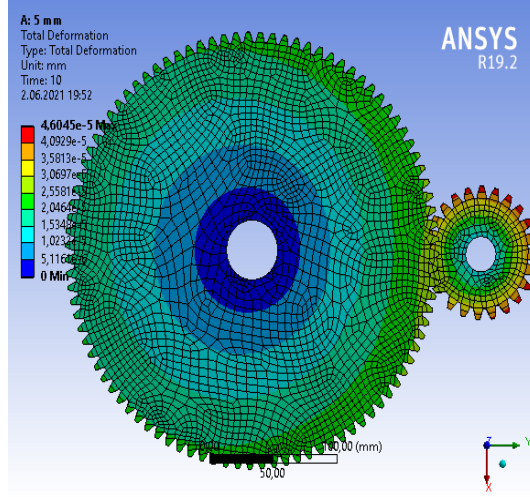
Şekil 4.65: SCSC Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme

Çizelge 4.25: Sonuçlar SCSC Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme

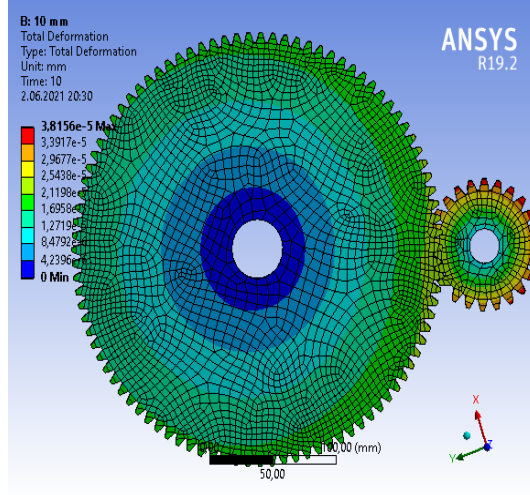
Sonuçlar SCSC Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	9,6754e-012 mm/mm	1,7209e-011 mm/mm	4,9592e-012 mm/mm	1,0647e-011 mm/mm
Maksimum	4,4066e-006 mm/mm	3,9378e-006 mm/mm	3,7858e-006 mm/mm	2,6626e-006 mm/mm
Ortalama	4,5621e-008 mm/mm	3,5783e-008 mm/mm	2,9228e-008 mm/mm	2,7807e-008 mm/mm

- **Toplam Deformasyon**

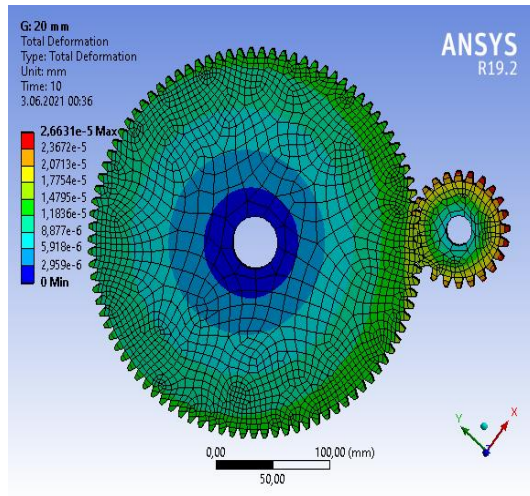
Aşağıdaki Şekil 4.66-4.69 de gösterilmektedir tüm dişlilerin toplam deformasyonunu aşağıdaki şekiller ve bu şekillere bağlı açıklamalarda karşılaştırılmıştır. Toplam deformasyon karşılaştırıldıktan sonra, dişli de kalınlık arttıkça toplam deformasyonun azaldığı gözlemlendi.



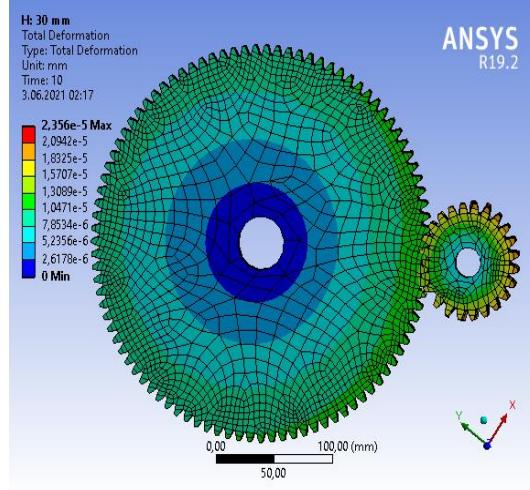
**Şekil 4.66:** Toplam Deformasyon SCSC Dişli Kalınlık 5mm



**Şekil 4.67:** Toplam Deformasyon SCSC Dişli Kalınlık 10mm



**Şekil 4.68:** Toplam Deformasyon SCSC Dişli Kalınlık 20mm



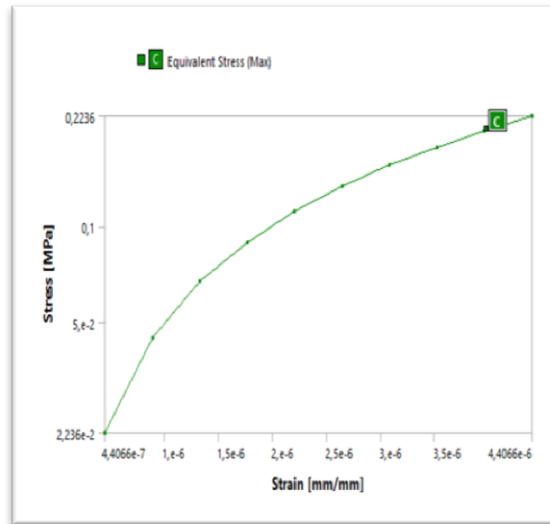
Şekil 4.69: Toplam Deformasyon SCSC Dişli Kalınlık 30mm

Çizelge 4.26: Sonuçlar Toplam Deformasyon SCSC Dişli

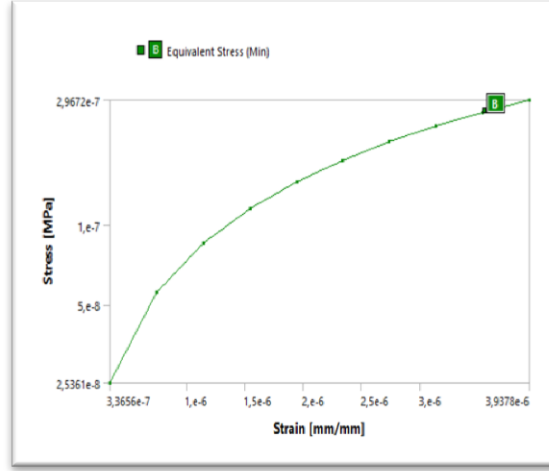
Sonuçlar Toplam Deformasyon SCSC Dişli				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Asgari</b>	0, mm	0, mm	0, mm	0, mm
<b>Maksimum</b>	4,6045e-005 mm	3,8156e-005 mm	2,6631e-005 mm	2,356e-005 mm
<b>Ortalama</b>	1,8002e-005 mm	1,5653e-005 mm	1,1781e-005 mm	9,7232e-006 mm

- **Plot**

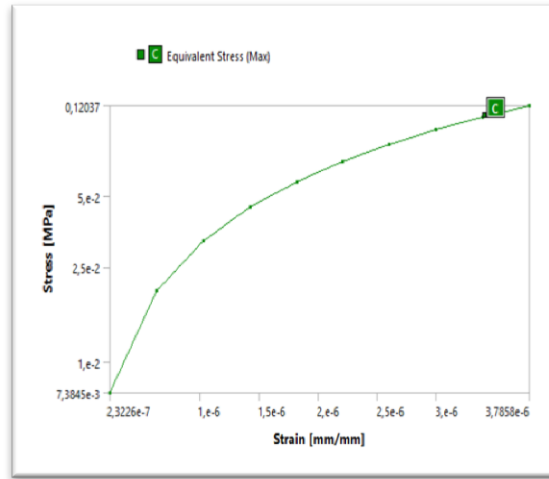
Aşağıdaki Şekil 4.70- 4.73 de ki gerinim gerilme eğrilerinde görüldüğü gibi dişlinin kalınlığı azaldıkça deformasyon artıyor.



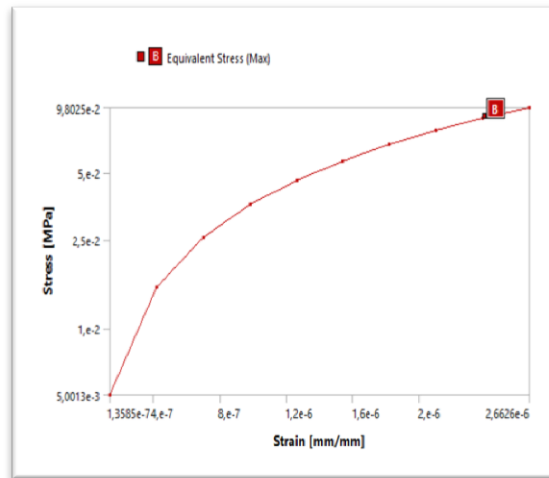
Şekil 4.70: SCSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm



Şekil 4.71: SCSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm



Şekil 4.72: SCSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm

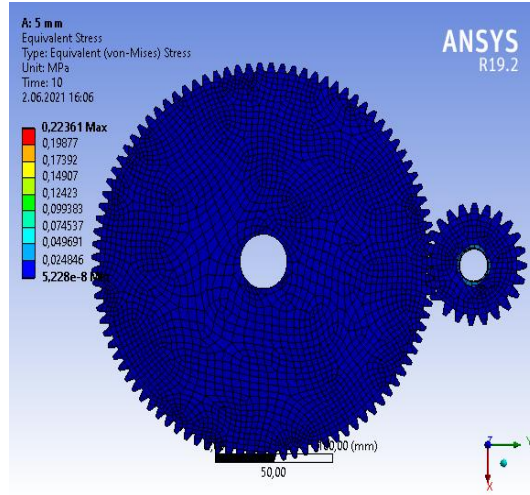


Şekil 4.73: SCSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm

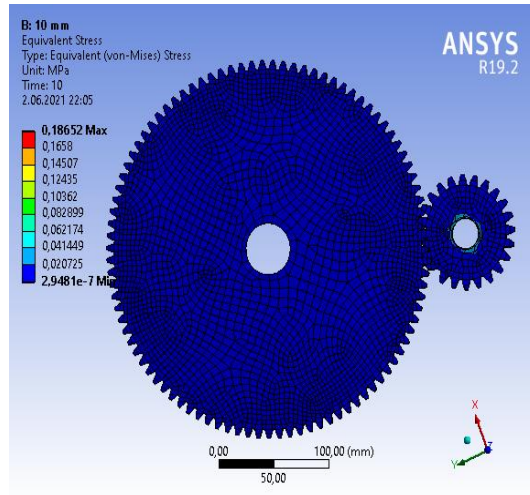
c) CSCS

- Von Mises

Şekil 4.74-4.77 de görüldüğü gibi çalışmada kullanılan tasarım için karbon fiber kompozit ve çeliğin von Mises gerilim dağılımları aşağıdaki Şekil 4.74-4.77 de gösterilmektedir. SCSC'nin gücü çelik dişliden daha büyüktür, birincisinin stres dağılımı ikincisinden daha iyidir.

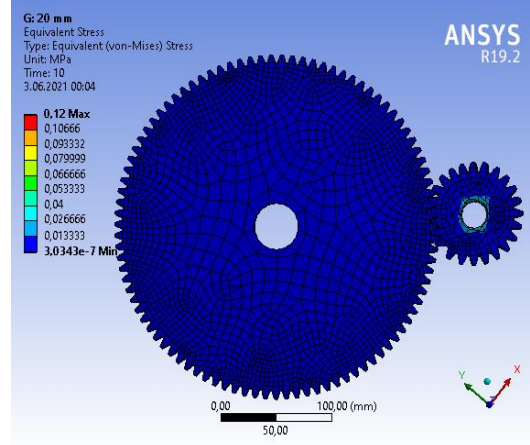


Şekil 4.74: CSCS Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi

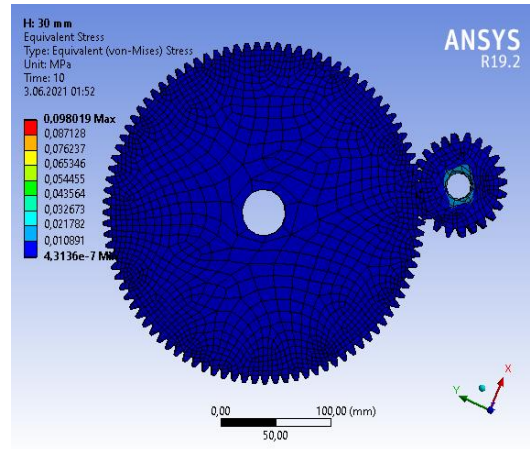


Şekil 4.75: CSCS Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi





Şekil 4.76: CSCS Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi



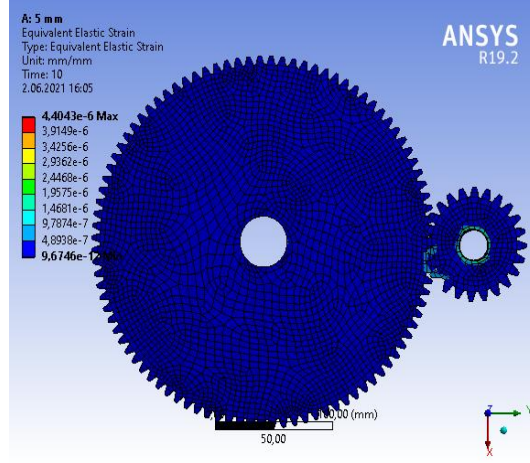
Şekil 4.77: CSCS Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi

Çizelge 4.27: Sonuçlar CSCS Dişli (Von-Mises) Gerilme

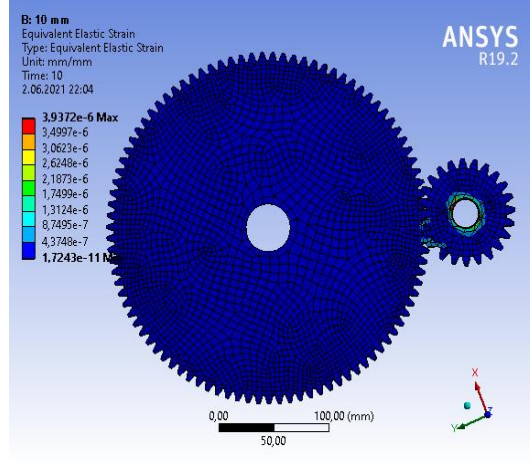
Sonuçlar CSCS Dişli (Von-Mises) Gerilme				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	5,228e-008 MPa	2,9481e-007 MPa	3,0343e-007 MPa	4,3136e-007 MPa
Maksimum	0,22361 MPa	0,18652 MPa	0,12 MPa	9,8019e-002 MPa
Ortalama	3,8831e-003 MPa	2,8207e-003 MPa	1,8811e-003 MPa	1,586e-003 MPa

- Eşdeğer Elastik Gerilme

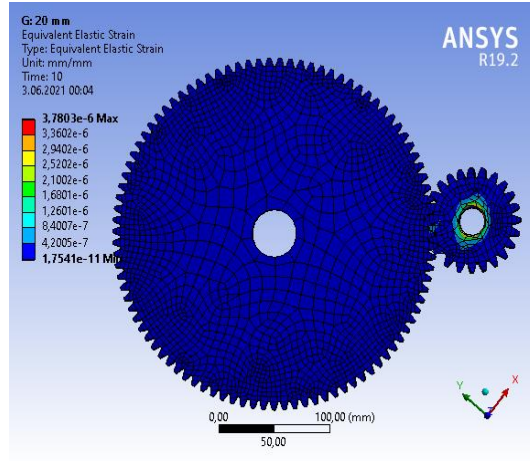
Şekil 4.78-4.81 de görüldüğü gibi CFRP (doğrusal elastik malzeme) ve çelik (ideal elastoplastik malzeme) farklı davranırsa da, Eşdeğer Elastik Gerilme sonucunun çok normal olduğu gözlemlenmiştir.



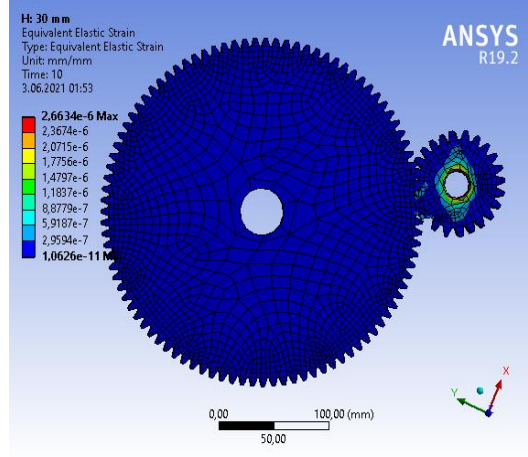
**Şekil 4.78:** CSCS Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme



**Şekil 4.79:** CSCS Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme



**Şekil 4.80:** CSCS Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme



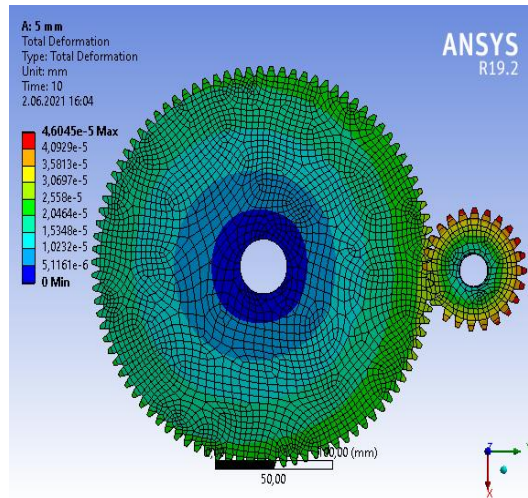
Şekil 4.81: CSCS Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme

Çizelge 4.28: Sonuçlar CSCS Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme

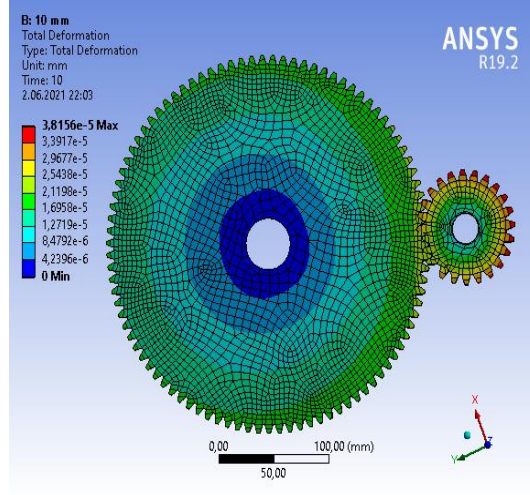
Sonuçlar CSCS Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	9,6746e-012 mm/mm	1,7243e-011 mm/mm	1,7541e-011 mm/mm	1,0626e-011 mm/mm
Maksimum	4,4043e-006 mm/mm	3,9372e-006 mm/mm	3,7803e-006 mm/mm	2,6634e-006 mm/mm
Ortalama	4,5618e-008 mm/mm	3,5783e-008 mm/mm	2,843e-008 mm/mm	2,7807e-008 mm/mm

- **Toplam Deformasyon**

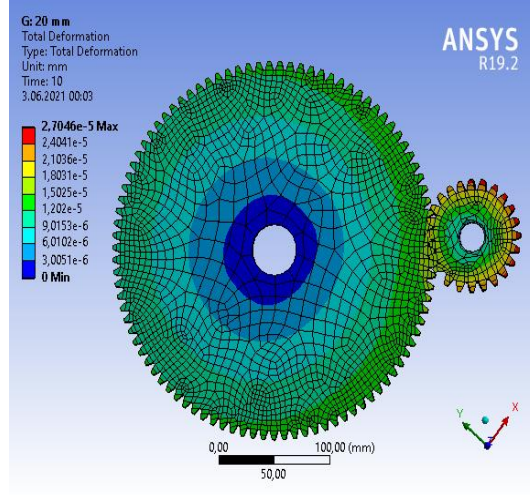
Şekil 4.82-4. 85 de görüldüğü gibi Toplam Deformasyon SCSC için hemen hemen aynıdır ve bu mantıklıdır çünkü katmanların sayısı ve kalınlığı aynıdır, Ancak farklı bir düzenlemededir ve bu, bu düzenlemenin sonucunu önemli ölçüde değiştirmedeği anlamına gelir.



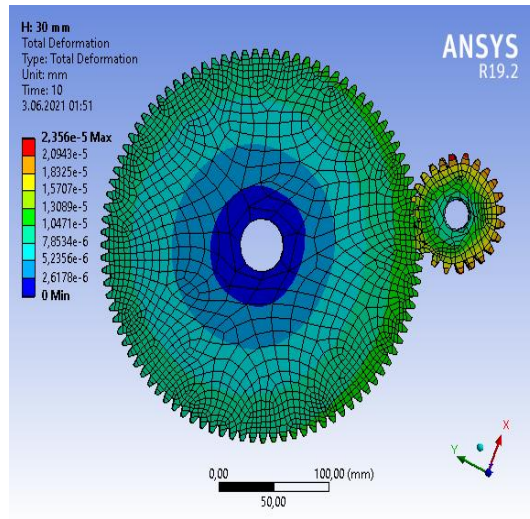
Şekil 4.82: Toplam Deformasyon CSCS Dişli Kalınlık 5 mm



**Şekil 4.83:** Toplam Deformasyon CSCS Dişli Kalınlık 10 mm



**Şekil 4.84:** Toplam Deformasyon CSCS Dişli Kalınlık 20 mm



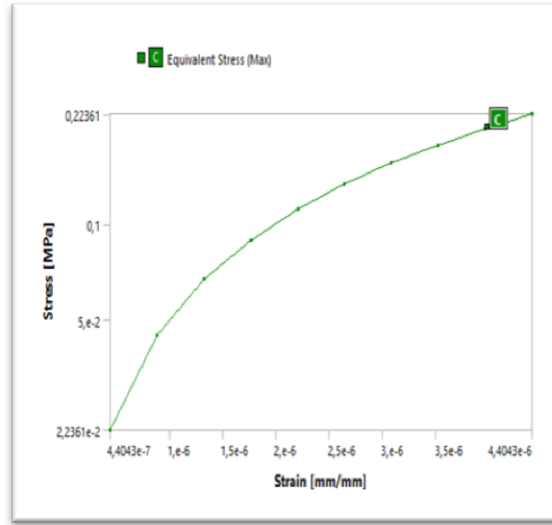
**Şekil 4.85:** Toplam Deformasyon CSCS Dişli Kalınlık 30 mm

**Çizelge 4.29:** Toplam Deformasyon CSCS Dışlı

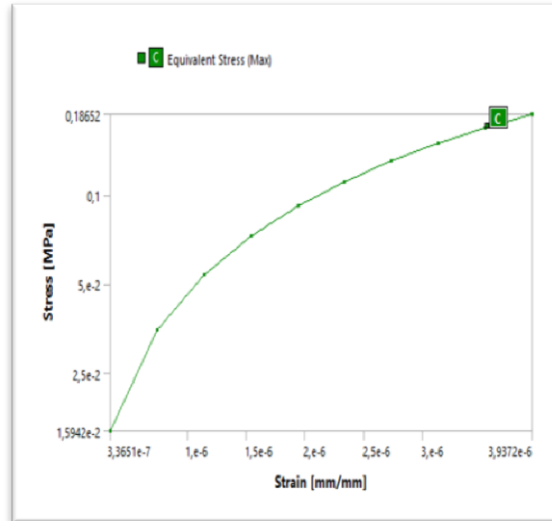
Sonuçlar Toplam Deformasyon CSCS Dışlı				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Asgari</b>	0, mm	0, mm	0, mm	0, mm
<b>Maksimum</b>	4,6045e-005 mm	3,8156e-005 mm	2,7046e-005 mm	2,356e-005 mm
<b>Ortalama</b>	1,8002e-005 mm	1,5653e-005 mm	1,1724e-005 mm	9,7232e-006 mm

- **Plot**

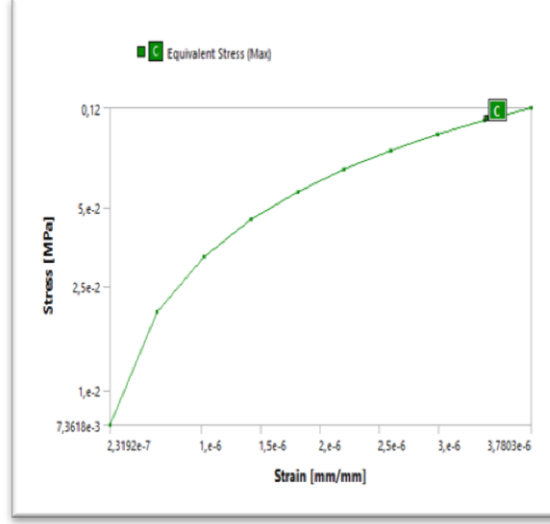
Şekil 4.86-4.89 de görüldüğü gibi gerilme/gerilme eğrisi, bir malzemeye uygulanan stresin büyüklüğü ile CSCS'ye neden olan sonuçtaki gerinim (veya uzama) arasındaki ilişkidir ve sonuç SCSC'ye çok yakındır.



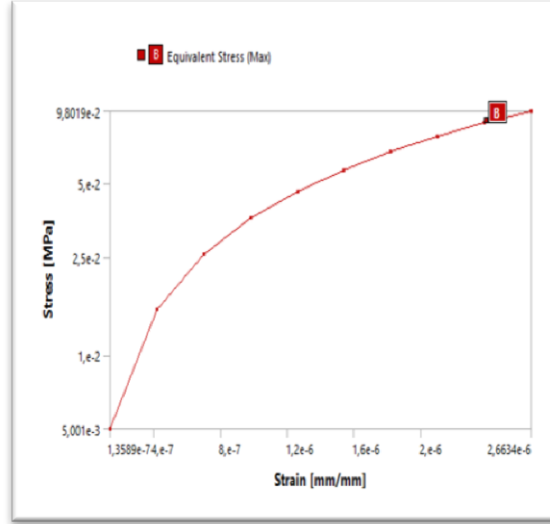
**Şekil 4.86:** CSCS Dışlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm



**Şekil 4.87:** CSCS Dışlisinin Strain-Stress Grafiği Kalınlık 10 mm



Şekil 4.88: CSCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm

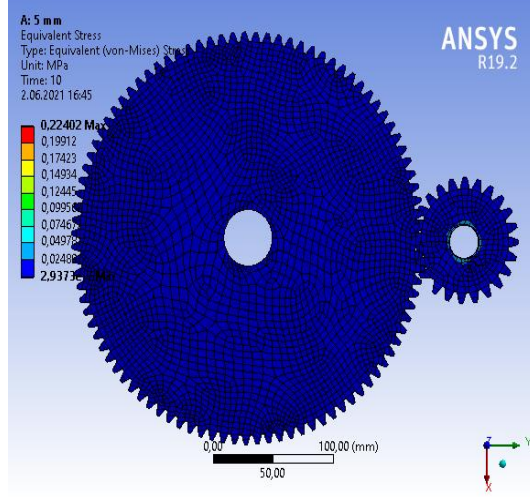


Şekil 4.89: CSCS Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm

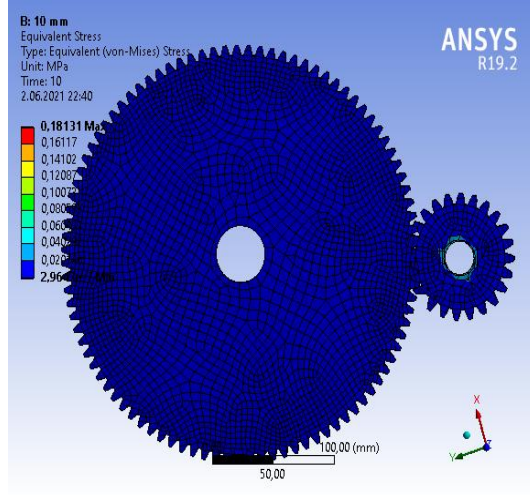
d) CSSC

- Von Mises

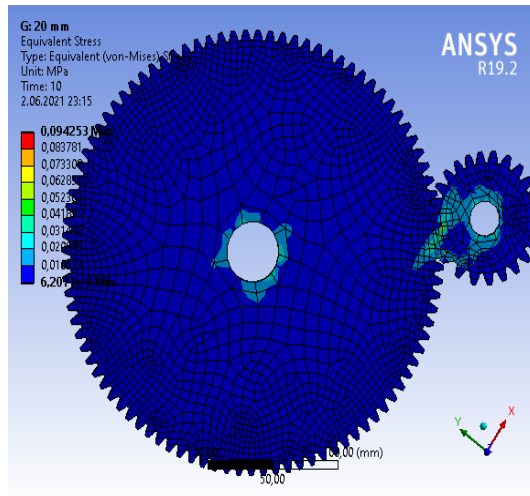
Aşağıdaki Şekil 4.90-4.93 de gösterilmektedir Sonuç, tüm aksiyel Konfigürasyon tipine yakındır. Von Mises stresinin zirvesinin temas noktasında dişlide meydana geldiği analizde ve aşağıdaki şekillerde açıkça görülmüştür.



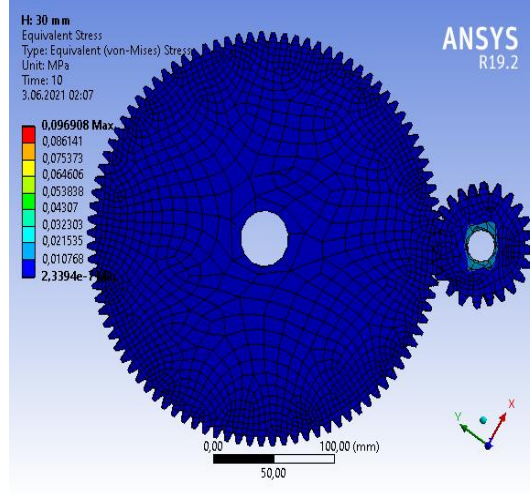
**Şekil 4.90:** CSSC Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi



**Şekil 4.91:** CSSC Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi



**Şekil 4.92:** CSSC Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi



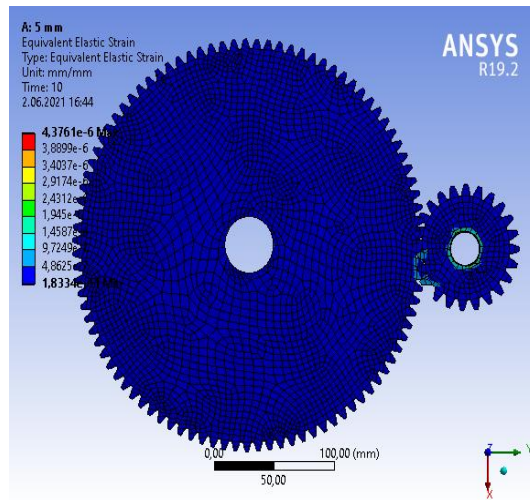
Şekil 4.93: CSSC Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi

Çizelge 4.30: Sonuçlar CSSC Dişli (Von-Mises) Gerilme

Sonuçlar CSSC Dişli (Von-Mises) Gerilme				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	2,9373e-007 MPa	2,9643e-007 MPa	6,2077e-008 MPa	2,3394e-007 MPa
Maksimum	0,22402 MPa	0,18131 MPa	9,4253e-002 MPa	9,6908e-002 MPa
Ortalama	3,8828e-003 MPa	2,8171e-003 MPa	1,9962e-003 MPa	1,5815e-003 MPa

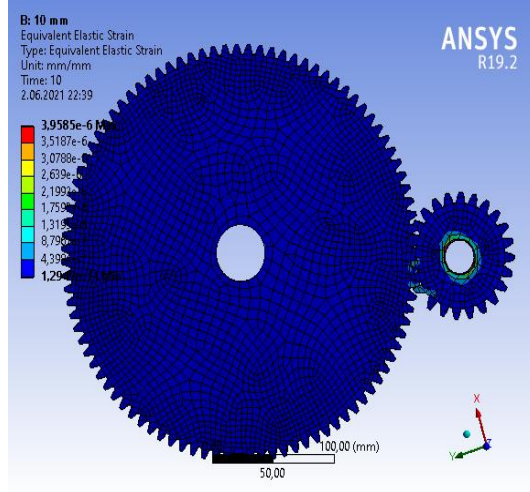
- Eşdeğer Elastik Gerilme

Aşağıdaki Şekil 4.94-4.97 de gösterilmektedir farklı temas koşullarına sahip hibrit dişlinin eşdeğer elastik gerilme dağılımı aşağıdaki şekillerde şematik olarak gösterilmiştir. Simülasyon sonuçlarından, eşdeğer elastik gerilmenin dişler boyunca düzgün bir şekilde dağıldığı tespit edilmiştir.

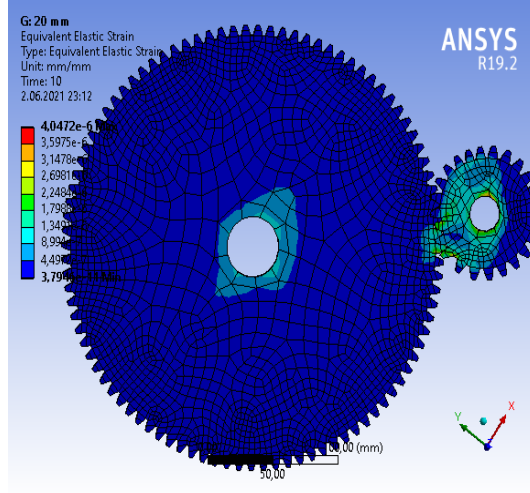


Şekil 4.94: CSSC Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme

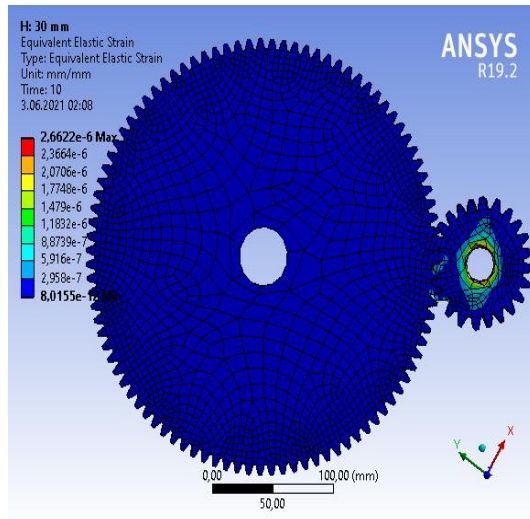




**Şekil 4.95:** CSSC Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme



**Şekil 4.96:** CSSC Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme



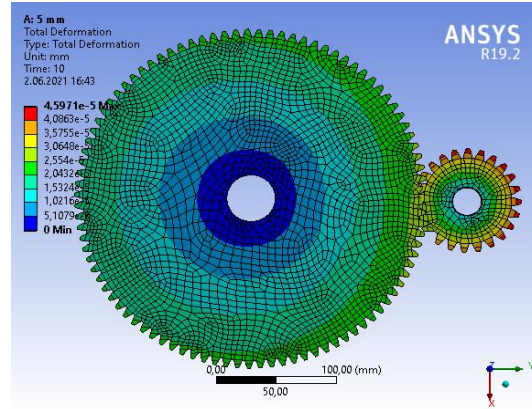
**Şekil 4.97:** CSSC Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme

**Çizelge 4.31:** Sonuçlar CSSC Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme

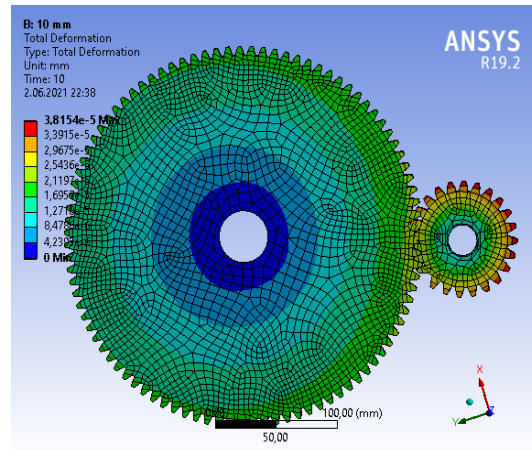
Sonuçlar CSSC Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Asgari</b>	1,8334e-011 mm/mm	1,2949e-011 mm/mm	3,7946e-011 mm/mm	8,0155e-012 mm/mm
<b>Maksimum</b>	4,3761e-006 mm/mm	3,9585e-006 mm/mm	4,0472e-006 mm/mm	2,6622e-006 mm/mm
<b>Ortalama</b>	4,6139e-008 mm/mm	3,61e-008 mm/mm	1,5519e-007 mm/mm	2,8106e-008 mm/mm

- **Toplam Deformasyon**

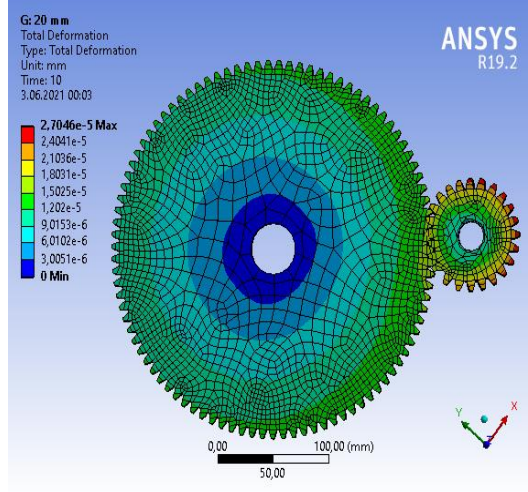
Şekil 4.98-4.101 de görüldüğü gibi Çeşitli mühendislik yapılarının tasarımında, öncelikle dış kuvvetler etkisi ile malzemelerde oluşan ve mukavemet bilimi prensiplerine göre hesaplanan gerilme ve şekil değişimi göz önüne alınır. Çeşitli şekillerde uygulanan dış kuvvetler karşısında malzemelerin deformasyon ve kırılma davranışları malzeme biliminin konusu olup, mühendislik tasarımlarının boyutlandırılmasında anahtar rol oynamaktadır. Toplam Deformasyon Sonucu tüm aksiyel Konfigürasyon tipine yakındır.



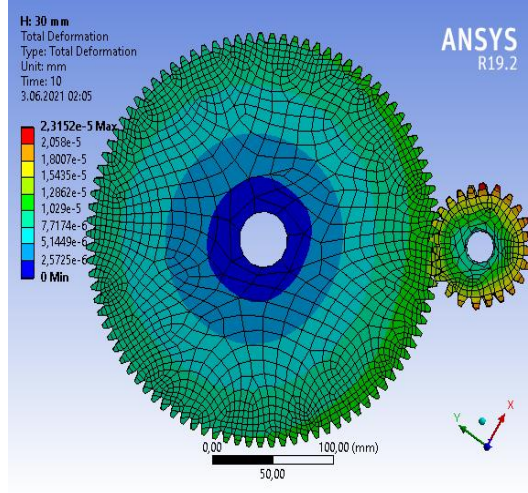
**Şekil 4.98:** Toplam Deformasyon CSSC Dişli Kalınlık 5mm



**Şekil 4.99:** Toplam Deformasyon CSSC Dişli Kalınlık 10mm



Şekil 4.100: Toplam Deformasyon CSSC Dişli Kalınlık 20mm



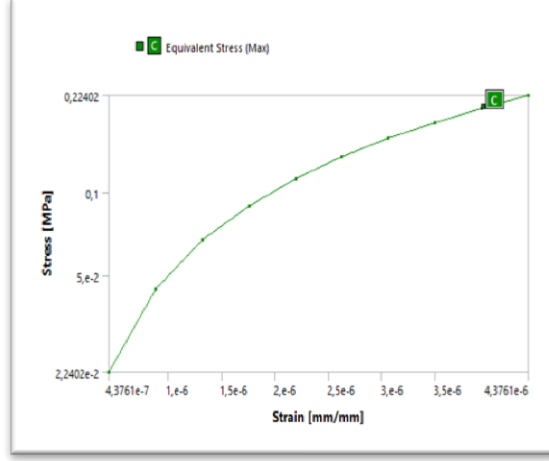
Şekil 4.101: Toplam Deformasyon CSSC Dişli Kalınlık 30mm

Çizelge 4.32: Sonuçlar Toplam Deformasyon CSSC Dişli

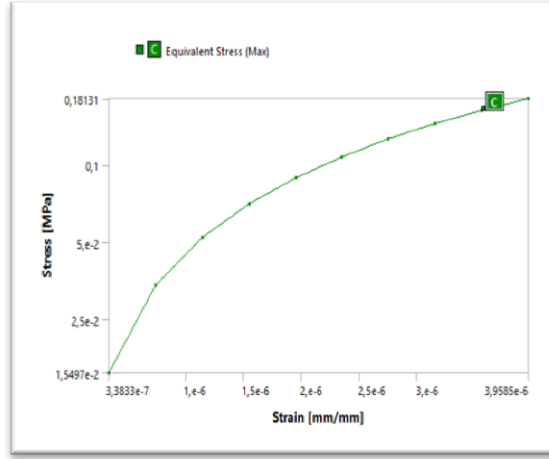
Sonuçlar Toplam Deformasyon CSSC Dişli				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	0, mm	0, mm	0, mm	0, mm
Maksimum	4,5971e-005 mm	3,8154e-005 mm	1,5857e-004 mm	2,3152e-005 mm
Ortalama	1,7862e-005 mm	1,5631e-005 mm	6,728e-005 mm	9,7427e-006 mm

- **Plot**

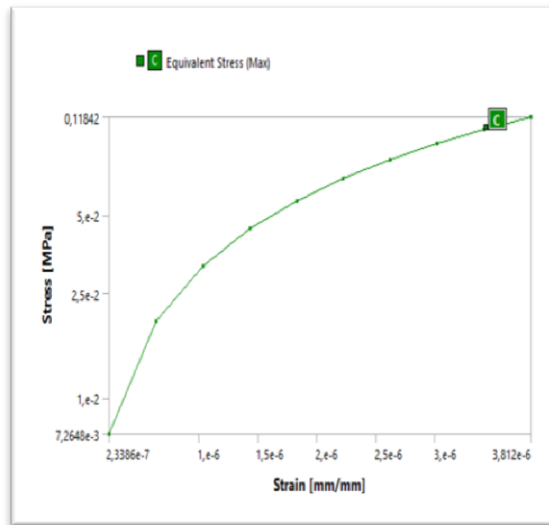
Şekil 4.102-4.105 de görüldüğü gibi Gerilim-gerinim eğrisi, gerinim arttıkça gerilimdeki değişimi gösteren bir CSSC grafikdir. Tüm aksiyel Konfigürasyon tipine yakındır.



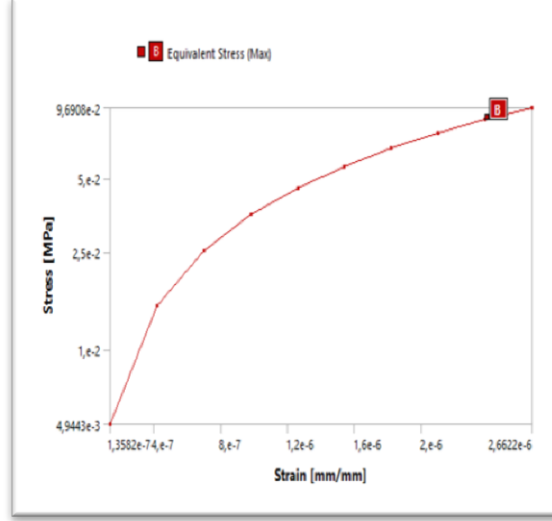
Şekil 4.102: CSSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm



Şekil 4.103: CSSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm



Şekil 4.104: CSSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm

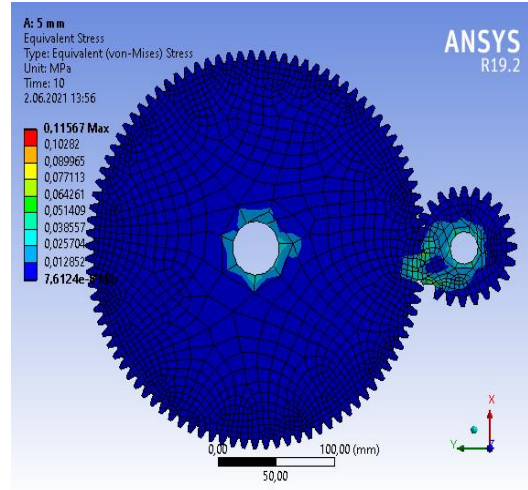


Şekil 4.105: CSSC Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm

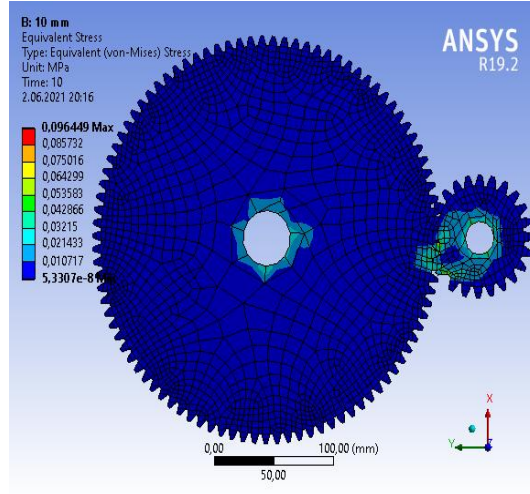
## II. İkinci Tipi:

- Von Mises

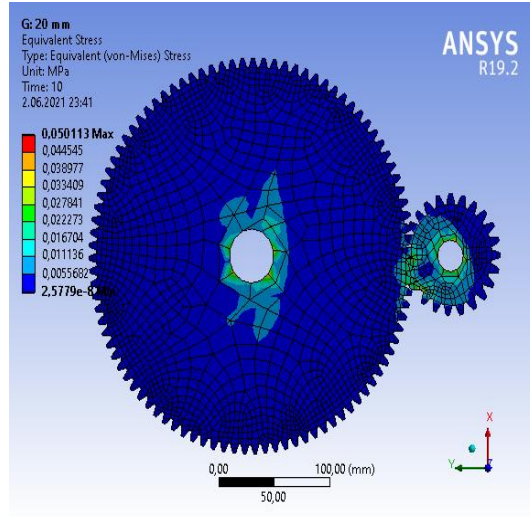
Aşağıdaki Şekil 4.106-4.109 gösterildiği gibi, enerji aktarımı tepe noktasında von Mises stresinin meydana geldiği analizden açıkça anlaşılmaktadır. Bu, tip I hibrit dişlilere çok benzemektedir. Ancak birinci tip hibrit dişlileri, ikinci tipten daha fazla strese toleranslıdır.



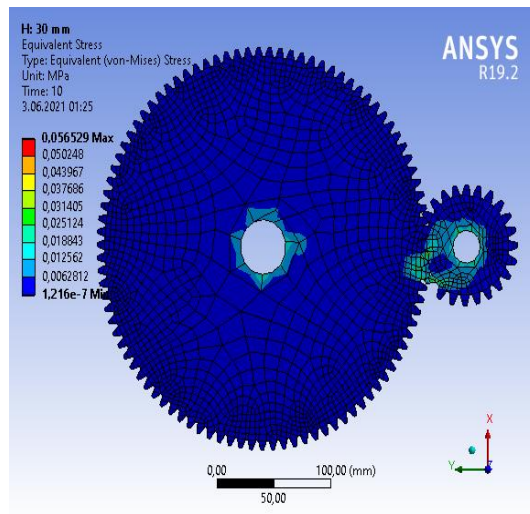
Şekil 4.106: SCFRP Dişli Kalınlık 5 mm Von Mises Stresi



Şekil 4.107: SCFRP Dişli Kalınlık 10mm Von Mises Stresi



Şekil 4.108: SCFRP Dişli Kalınlık 20mm Von Mises Stresi



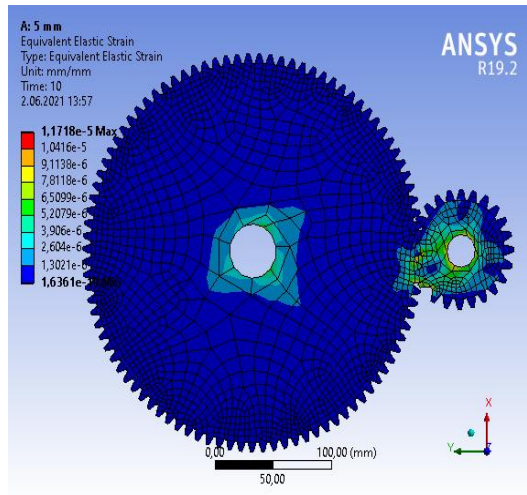
Şekil 4.109: SCFRP Dişli Kalınlık 30mm Von Mises Stresi

**Çizelge 4.33: Sonuçlar SCFRP Dişli (Von-Mises) Gerilme**

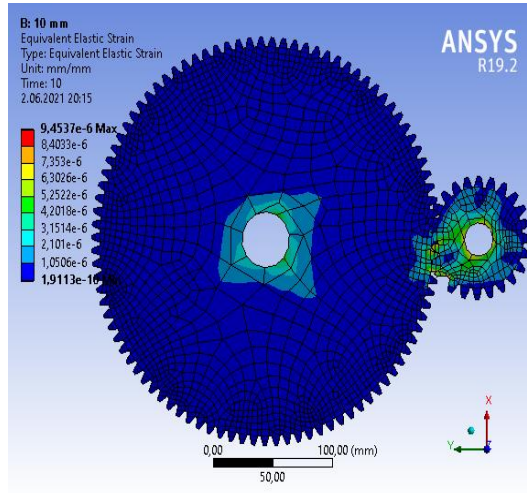
Sonuçlar SCFRP Dişli (Von-Mises) Gerilme				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Asgari</b>	7,6124e-008 Mpa	5,3307e-008 MPa	2,5779e-008 MPa	1,216e-007 MPa
<b>Maksimum</b>	0,11567 Mpa	9,6449e-002 MPa	5,0113e-002 MPa	5,6529e-002 MPa
<b>Ortalama</b>	3,1949e-003 Mpa	2,6784e-003 MPa	2,4134e-003 MPa	1,6928e-003 MPa

- **Eşdeğer Elastik Gerilme**

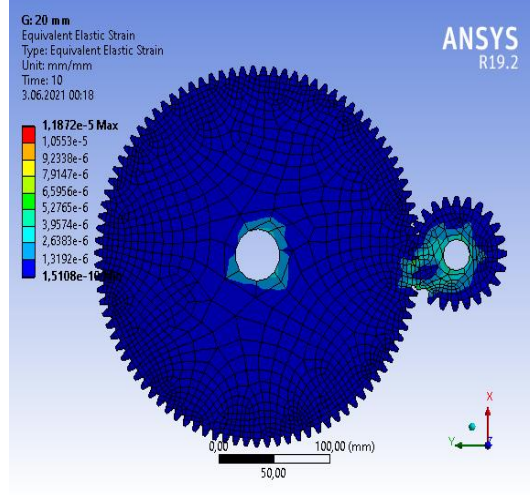
Aşağıdaki Şekil 4.110-4.113 simülasyon, maksimum eşdeğer gerilmenin bu kırmızı bölgelerde ve minimumdur. Eşdeğer elastik gerilme mavi renktedir ancak birinci tipin hibrit dişlileri, ikincisinden daha az gerinim göstermektedir.



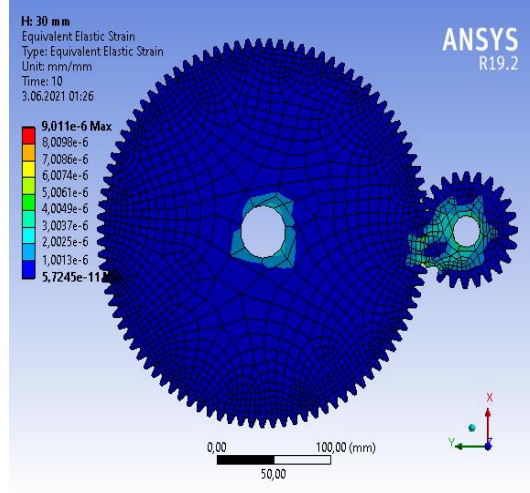
**Şekil 4.110: SCFRP Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme**



**Şekil 4.111: SCFRP Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme**



Şekil 4.112: SCFRP Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme



Şekil 4.113: SCFRP Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme

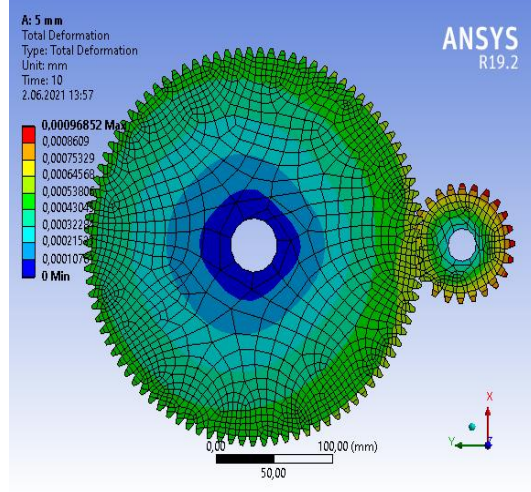
Çizelge 4.34: Sonuçlar SCFRP Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme

Sonuçlar SCFRP Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Asgari</b>	1,6361e-010 mm/mm	1,9113e-010 mm/mm	1,5108e-010 mm/mm	5,7245e-011 mm/mm
<b>Maksimum</b>	1,1718e-005 mm/mm	9,4537e-006 mm/mm	1,1872e-005 mm/mm	9,011e-006 mm/mm
<b>Ortalama</b>	5,21e-007 mm/mm	4,3525e-007 mm/mm	3,6984e-007 mm/mm	2,7674e-007 mm/mm

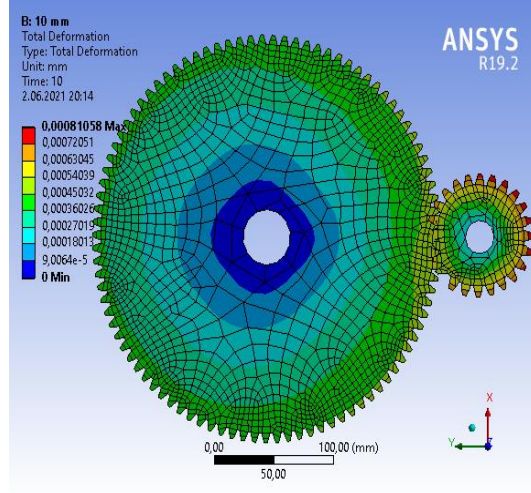
- **Toplam Deformasyon**

Şekil 4.114- 4.117 de statik analizde toplam deformasyon ve yük altında gerinim görülmektedir ve değerler çok normaldir. Tip I hibrit dişlilere çok benzer. Ancak birinci tip hibrit dişliler, ikinci tipten daha az deformasyona toleranslıdır.

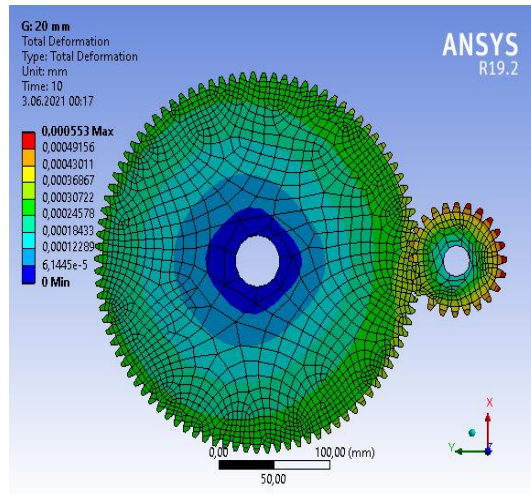




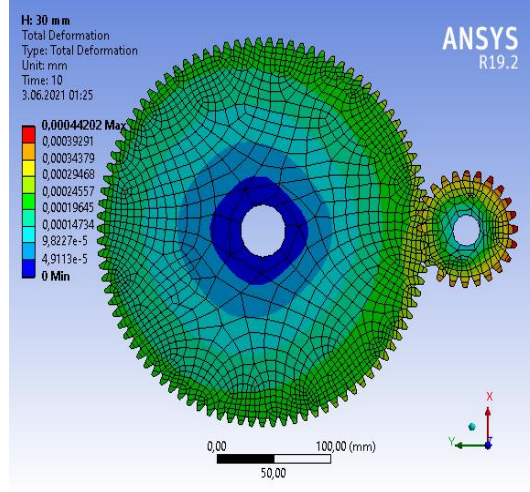
**Şekil 4.114:** Toplam Deformasyon SCFRP Dişli Kalınlık 5mm



**Şekil 4.115:** Toplam Deformasyon SCFRP Dişli Kalınlık 10mm



**Şekil 4.116:** Toplam Deformasyon SCFRP Dişli Kalınlık 20mm



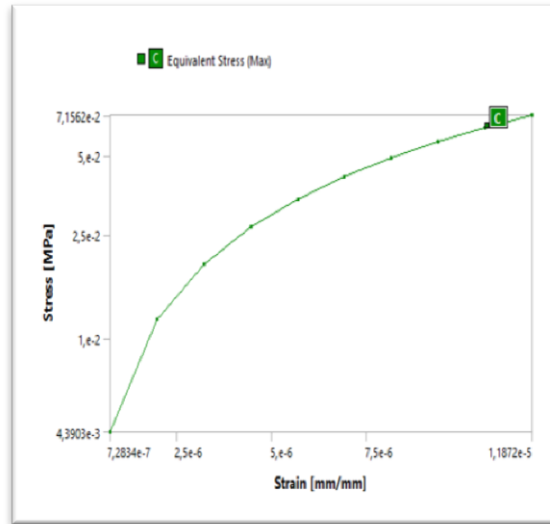
Şekil 4.117: Toplam Deformasyon SCFRP Dişli Kalınlık 30mm

Çizelge 4.35: Sonuçlar Toplam Deformasyon SCFRP Dişli

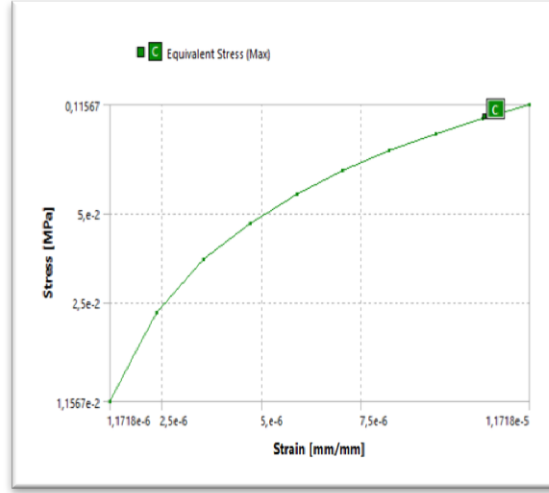
Sonuçlar Toplam Deformasyon SCFRP Dişli				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	0, mm	0, mm	0, mm	0, mm
Maksimum	9,6852e-004 mm	8,1058e-004 mm	5,53e-004 mm	4,4202e-004 mm
Ortalama	4,6739e-004 mm	3,9076e-004 mm	2,7332e-004 mm	2,1665e-004 mm

- Plot

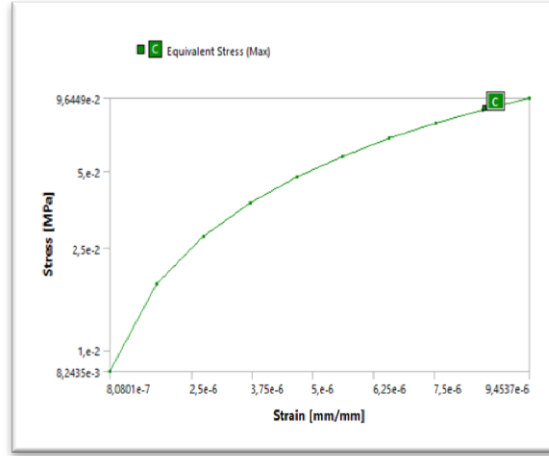
Aşağıdaki 4.118-4.121 de görüldüğü gibi herhangi bir şekilde gerilme hızının artan kalınlıkla kademeli olarak azaldığı sonuçlardan gözlemlenebilir. Kalınlık arttıkça gerilme torku artırmaktadır ve tip I hibrit dişlilere çok benzemektedir.



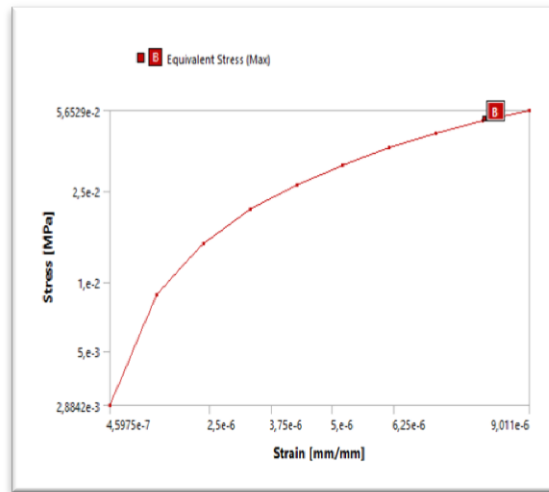
Şekil 4.118: SCFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm



Şekil 4.119: SCFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm



Şekil 4.120: SCFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20mm

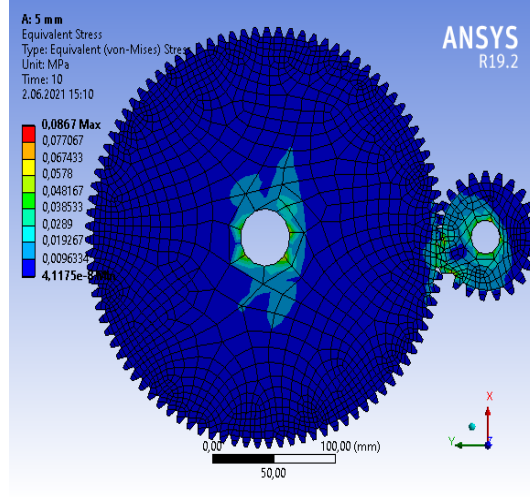


Şekil 4.121: SCFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm

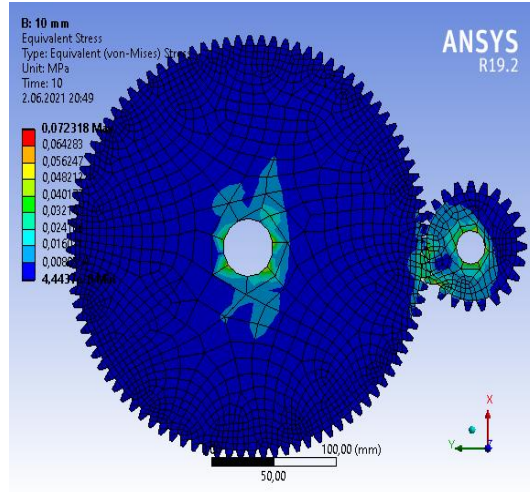
## B. Kompozite Dişli

- Von Mises

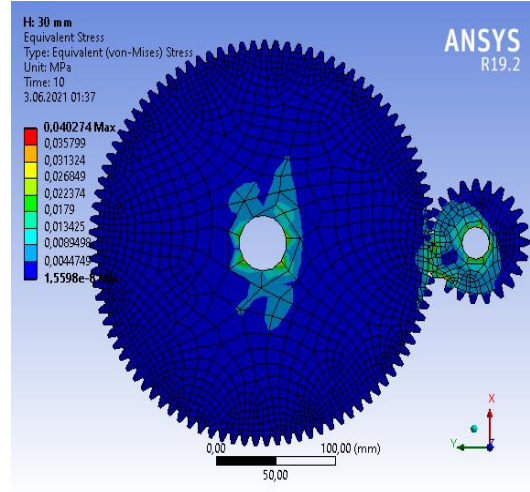
Aşağıdaki Şekil 4.122-4.125 de görüldüğü gibi Von Mises dişli için karbon fiber kompozitin gerilme dağılımında dişliler arasındaki temas noktasında yüksek gerilim tespit edilmiştir. Dişli ve mil arasındaki temas noktasında daha yüksek stresli bir alan görülmektedir.



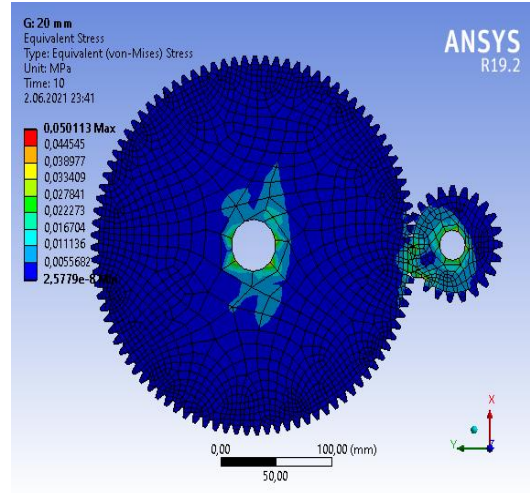
Şekil 4.122: CFRP Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi



Şekil 4.123: CFRP Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi



Şekil 4.124: CFRP Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi



Şekil 4.125: CFRP Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi

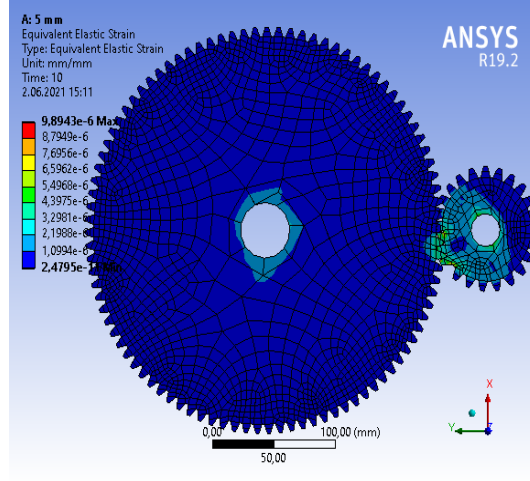
Çizelge 4.36: Sonuçlar CFRP Dişli (Von-Mises) Gerilme

Sonuçlar CFRP Dişli (Von-Mises) Gerilme				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Asgari</b>	4,1175e-008 MPa	4,4437e-008 MPa	2,5779e-008 MPa	1,5598e-008 MPa
<b>Maksimum</b>	8,67e-002 MPa	7,2318e-002 MPa	5,0113e-002 MPa	4,0274e-002 MPa
<b>Ortalama</b>	3,5598e-003 MPa	2,9829e-003 MPa	2,4134e-003 MPa	1,8432e-003 MPa

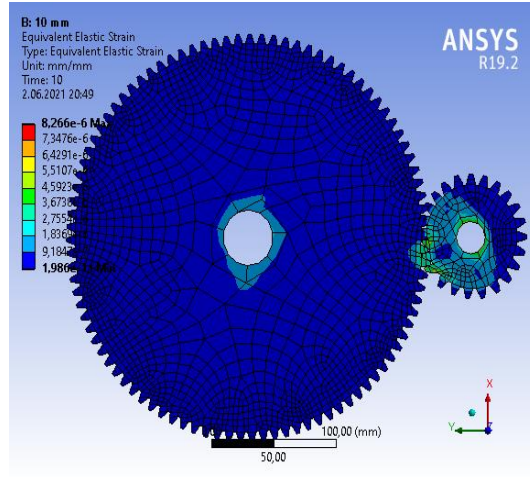
- **Eşdeğer Elastik Gerilme**

Şekil 4.126-4.129 de görüldüğü gibi dişli için karbon fiber kompozitin Eşdeğer Elastik Gerilme dağılımında dişliler arasındaki temas noktasında yüksek bir gerilim vardır.

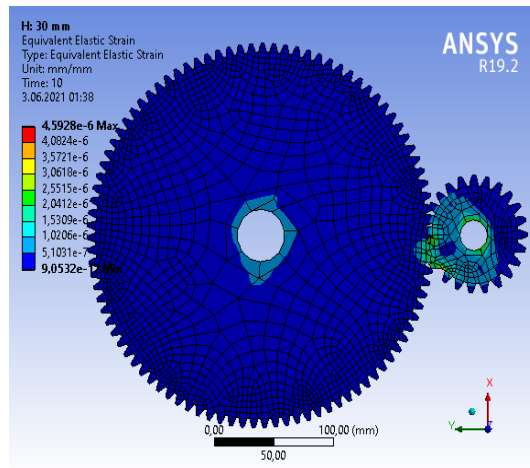
Dişli ve mil arasındaki temas noktası alanında daha yüksek bir Gerilme alanı da vardır.



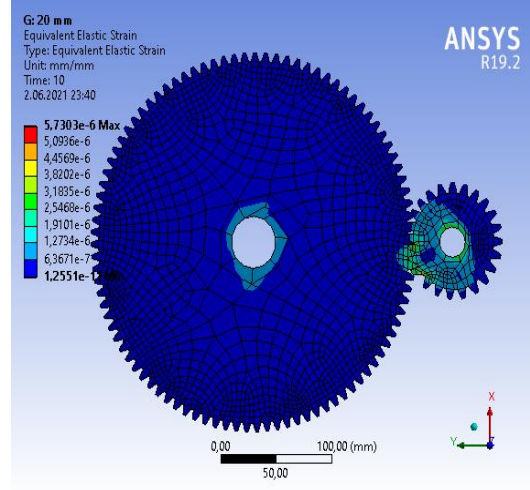
Şekil 4.126: CFRP Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme



Şekil 4.127: CFRP Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme



Şekil 4.128: CFRP Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme



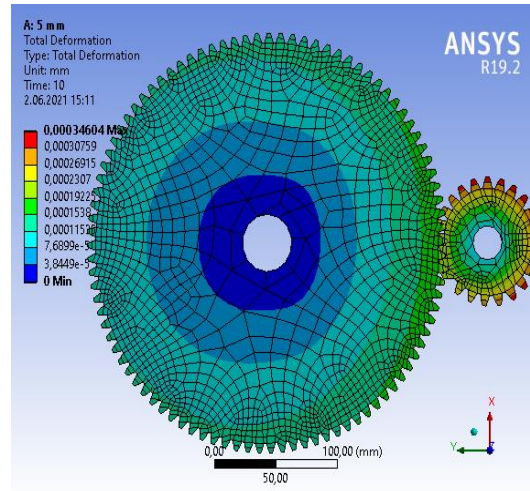
Şekil 4.129: CFRP Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme

Çizelge 4.37: Sonuçlar CFRP Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme

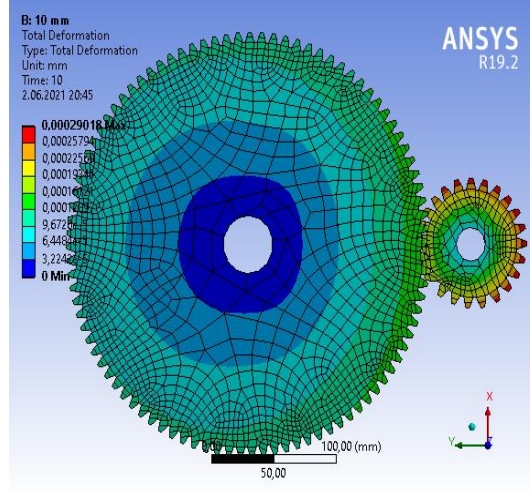
Sonuçlar CFRP Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme				
<b>Kalınlık</b>	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
<b>Asgari</b>	2,4795e-011 mm/mm	1,986e-011 mm/mm	1,2551e-011 mm/mm	9,0532e-012 mm/mm
<b>Maksimum</b>	9,8943e-006 mm/mm	8,266e-006 mm/mm	5,7303e-006 mm/mm	4,5928e-006 mm/mm
<b>Ortalama</b>	3,3793e-007 mm/mm	2,8511e-007 mm/mm	2,3308e-007 mm/mm	1,7741e-007 mm/mm

- **Toplam Deformasyon**

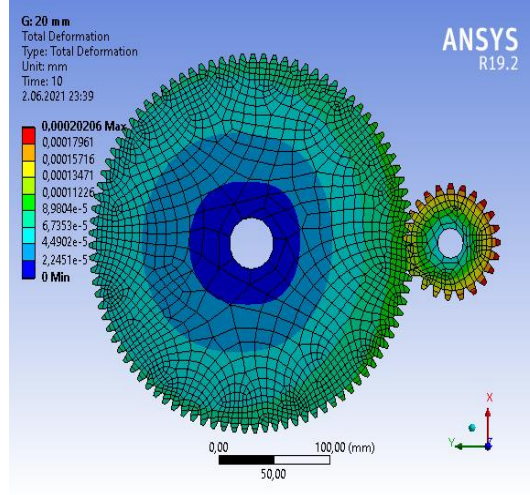
Şekil 4.130-4.133 de görüldüğü gibi statik analizde kompozit dişlinin toplam deformasyonunu ve yük altında olduğunu gördük. Aşağıdaki şekillerde toplam deformasyonu görebiliriz ve değer çok normaldir. Tüm hibrit dişlilere çok benzer. Bununla birlikte, tüm hibrit dişliler, Kompozit dişlilerden daha az toplam deformasyona sahiptir.



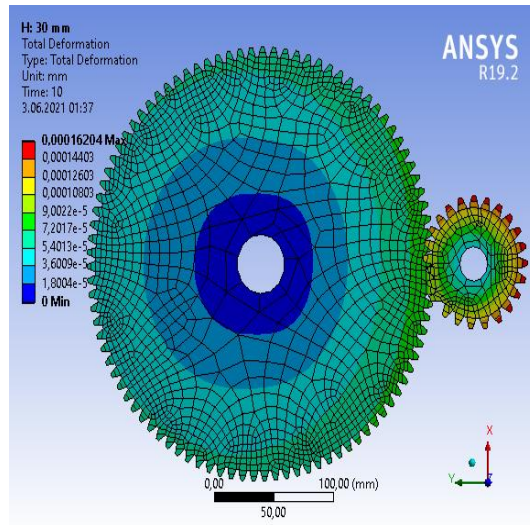
Şekil 4.130: Toplam Deformasyon CFRP Dişli Kalınlık 5 mm



Şekil 4.131: Toplam Deformasyon CFRP Dişli Kalınlık 10 mm



Şekil 4.132: Toplam Deformasyon CFRP Dişli Kalınlık 20 mm



Şekil 4.133: Toplam Deformasyon CFRP Dişli Kalınlık 30 mm

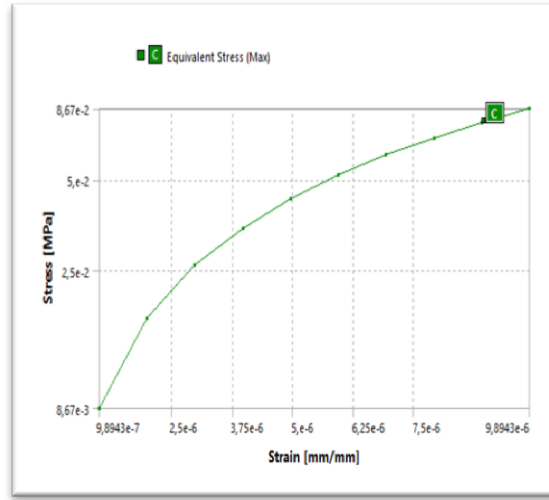


**Çizelge 4.38: Sonuçlar Toplam Deformasyon CFRP Dişli**

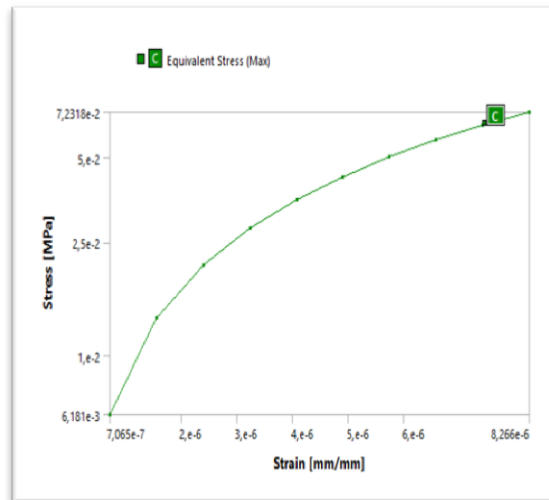
Sonuçlar Toplam Deformasyon CFRP Dişli				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	0, mm	0, mm	0, mm	0, mm
Maksimum	3,4604e-004 mm	2,9018e-004 mm	2,0206e-004 mm	1,6204e-004 mm
Ortalama	1,3258e-004 mm	1,1076e-004 mm	8,1188e-005 mm	6,4005e-005 mm

- **Plot**

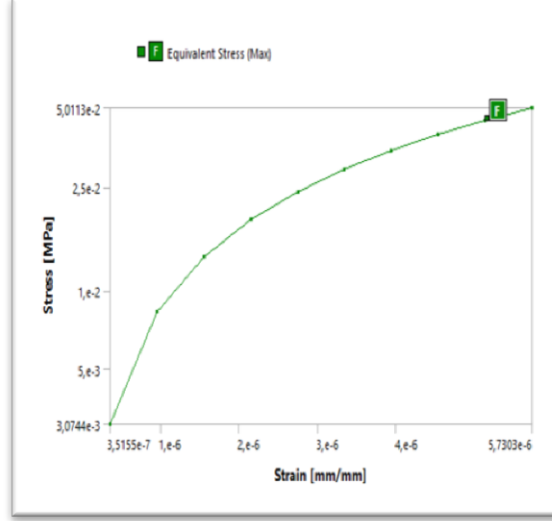
Aşağıdaki Şekil 4.134-4.137 de görüldüğü gibi aksel gerinim oranının karbon/epoksi dişlinin stres-gerinim eğrisi üzerindeki etkisi CFRP davranışında görüldüğü gibi, gerinim davranışı doğrusal ve doğrusal olmayan bir davranışa ayrılabilir. Ve dayanıklılık açısından hibrit dişlilerin kompozit dişlilerden daha iyi olduğunu söylemek mümkündür.



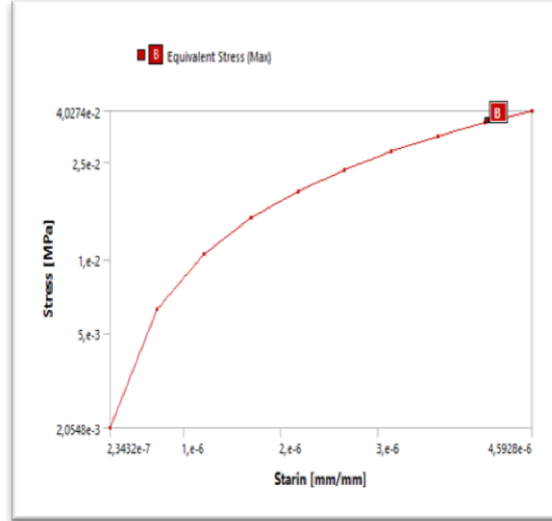
**Şekil 4.134: CFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm**



**Şekil 4.135: CFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm**



**Şekil 4.136:** CFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20 mm

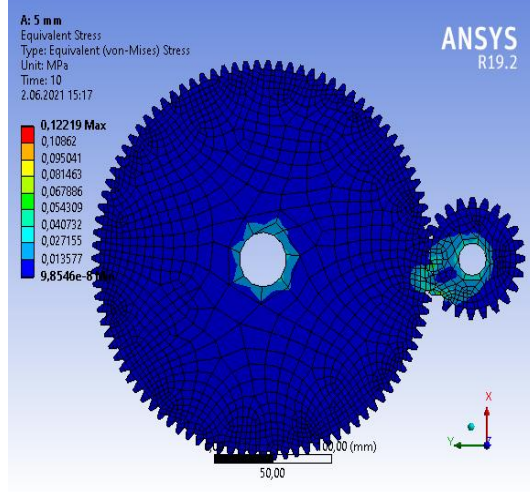


**Şekil 4.137:** CFRP Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm

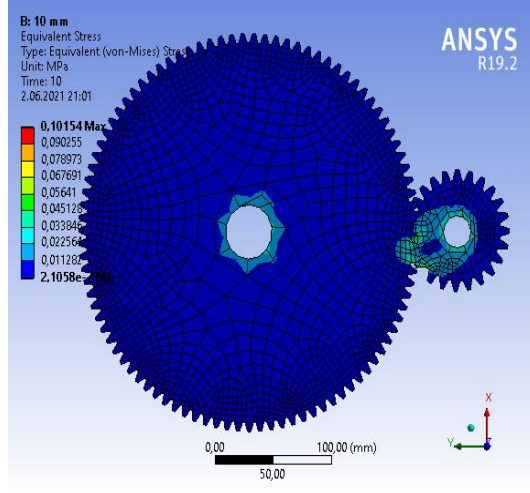
### C. Çelik Dişli

- **Von Mises**

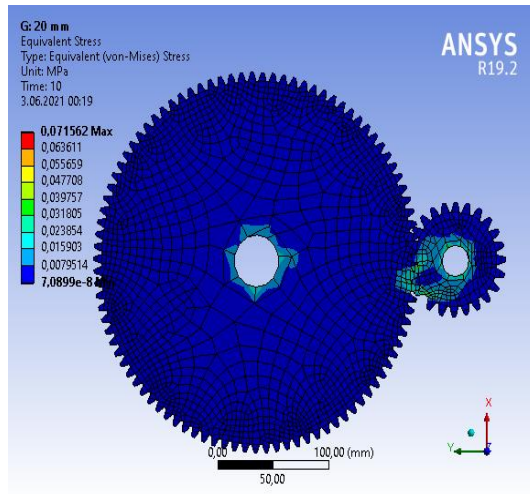
Aşağıdaki Şekil 4.138-4.141 de görüldüğü gibi Von Mises tabanlı gerilmenin artması, artık gerilme seviyesinin mutlak değerinin artmasından dolayı meydana gelir. Bu, mod hatası yerine malzemenin plastik deformasyonuna bağlı olarak çatlak çekirdeklenmesine daha yatkın bölgeleri gösterebilir. Dayanıklılık açısından ilk hibrit dişli tipinin çelik dişliden daha iyi olduğunu söyleyebiliriz.



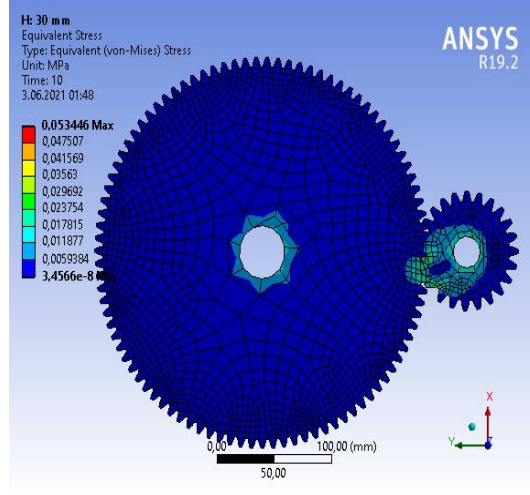
Şekil 4.138: Çelik Dişli Kalınlık 5mm'deki Von Mises Stresi



Şekil 4.139: Çelik Dişli Kalınlık 10mm'deki Von Mises Stresi



Şekil 4.140: Çelik Dişli Kalınlık 20mm'deki Von Mises Stresi



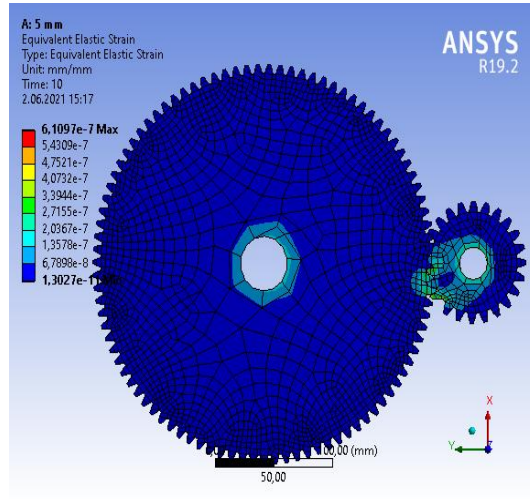
Şekil 4.141: Çelik Dişli Kalınlık 30mm'deki Von Mises Stresi

Çizelge 4.39: Sonuçlar Çelik Dişli (Von-Mises) Gerilme

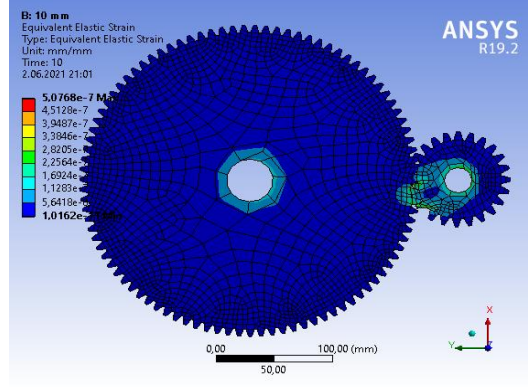
Sonuçlar Çelik Dişli (Von-Mises) Gerilme				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	9,8546e-008 MPa	2,1058e-007 MPa	4,2828e-008 MPa	3,4566e-008 MPa
Maksimum	0,12219 MPa	0,10154 MPa	7,1756e-002 MPa	5,3446e-002 MPa
Ortalama	3,1432e-003 MPa	2,635e-003 MPa	2,1866e-003 MPa	1,6523e-003 MPa

- Eşdeğer Elastik Gerilme

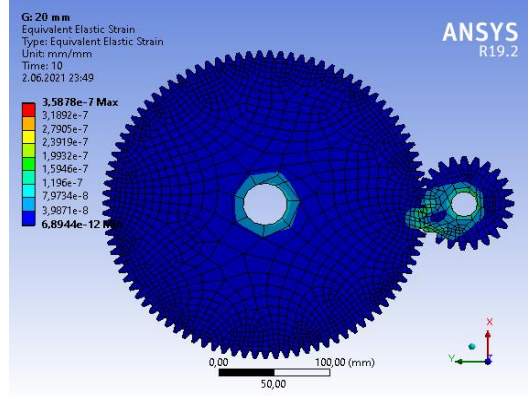
Aşağıdaki Şekil 4.142-4.145 de görüldüğü gibi Statik analizde, dişlilerdeki maksimum gerilme ve gerilmenin tüm sonuçları ortaya çıkmış; Tip I hibrit dişlilerin çelik dişlilere



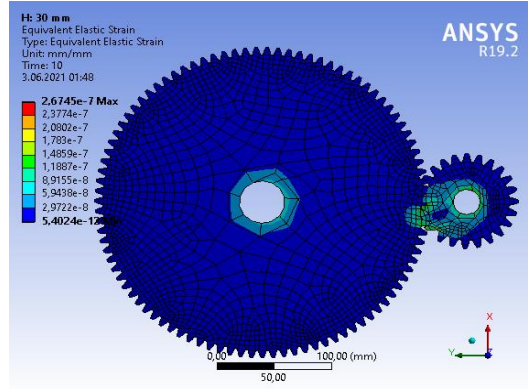
Şekil 4.142: Çelik Dişli Kalınlık 5 mm'deki Elastik Gerilme



Şekil 4.143: Çelik Dişli Kalınlık 10 mm'deki Elastik Gerilme



Şekil 4.144: Çelik Dişli Kalınlık 20 mm'deki Elastik Gerilme



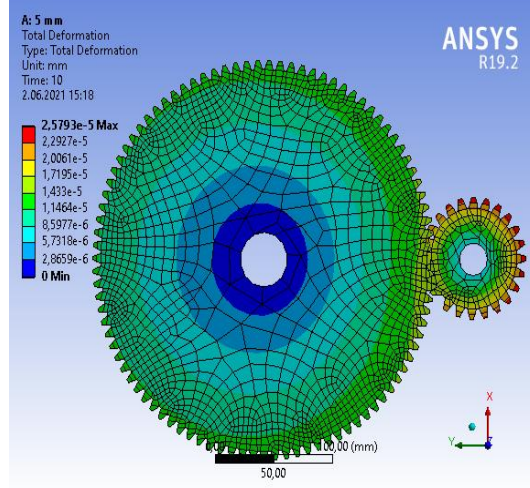
Şekil 4.145: Çelik Dişli Kalınlık 30 mm'deki Elastik Gerilme

Çizelge 4.40: Sonuçlar Çelik Dişli Elastik Gerilme

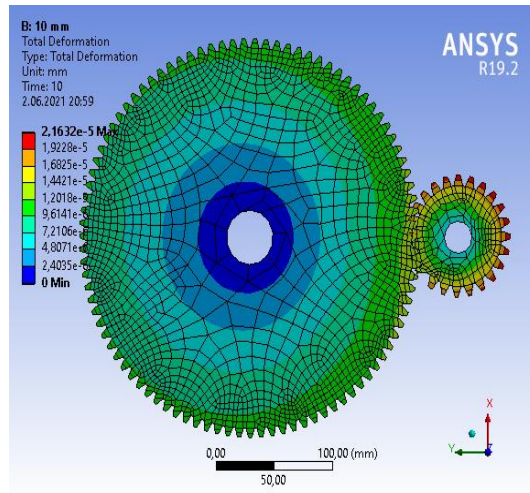
Sonuçlar Çelik Dişli Eşdeğer Elastik Gerilme				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	1,3027e-011 mm/mm	1,0162e-011 mm/mm	6,8944e-012 mm/mm	5,4024e-012 mm/mm
Maksimum	6,1097e-007 mm/mm	5,0768e-007 mm/mm	3,5878e-007 mm/mm	2,6745e-007 mm/mm
Ortalama	1,6752e-008 mm/mm	1,4059e-008 mm/mm	1,1697e-008 mm/mm	8,8315e-009 mm/mm

- **Toplam Deformasyon**

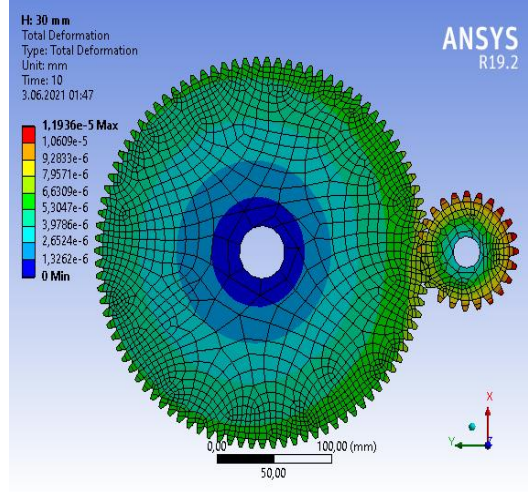
Aşağıdaki Şekil 4.146-4.149 de görüldüğü gibi tüm dişlilerin toplam deformasyonu karşılaştırılmıştır ve toplam deformasyon karşılaştırdıktan sonra hibrit dişlilerin toplam deformasyonunun çelik dişlilerin toplam deformasyonundan daha büyük olduğu tespit edilmiştir.



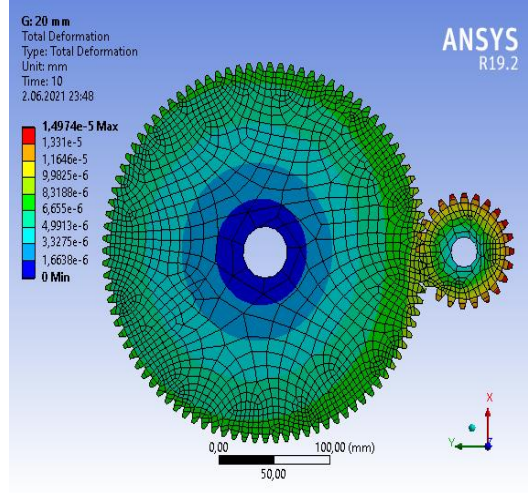
Şekil 4.146: Toplam Deformasyon Çelik Dişli Kalınlık 5mm



Şekil 4.147: Toplam Deformasyon Çelik Dişli Kalınlık 10 mm



Şekil 4.148: Toplam Deformasyon Çelik Dişli Kalınlık 30 mm



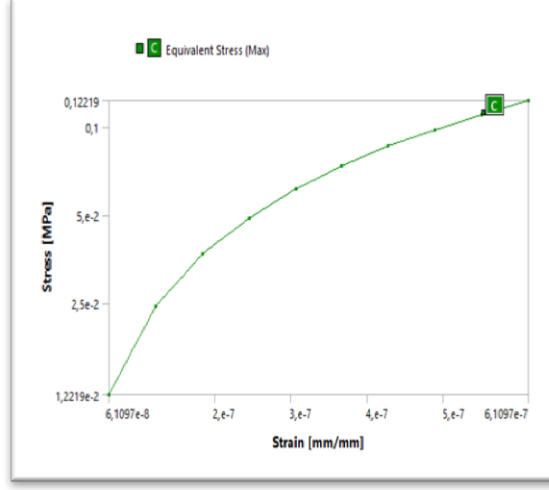
Şekil 4 149: Toplam Deformasyon Çelik Dişli Kalınlık 20 mm

Çizelge 4.41: Sonuçlar Toplam Deformasyon Çelik Dişli

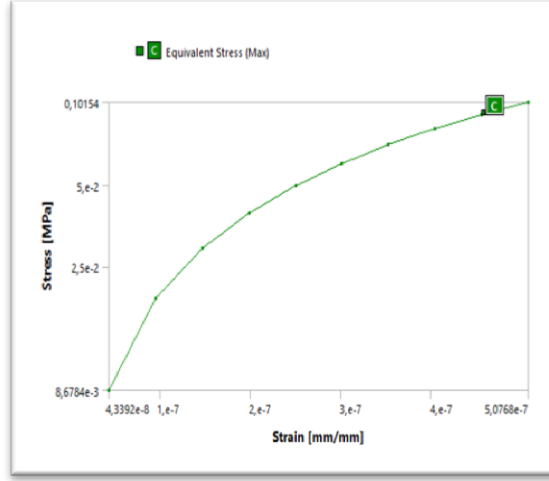
Sonuçlar Toplam Deformasyon Çelik Dişli				
Kalınlık	5 mm	10 mm	20 mm	30 mm
Asgari	0, mm	0, mm	0, mm	0, mm
Maksimum	2,5793e-005 mm	2,1632e-005 mm	1,4974e-005 mm	1,1936e-005 mm
Ortalama	1,1934e-005 mm	9,9739e-006 mm	7,1505e-006 mm	5,6448e-006 mm

- Plot

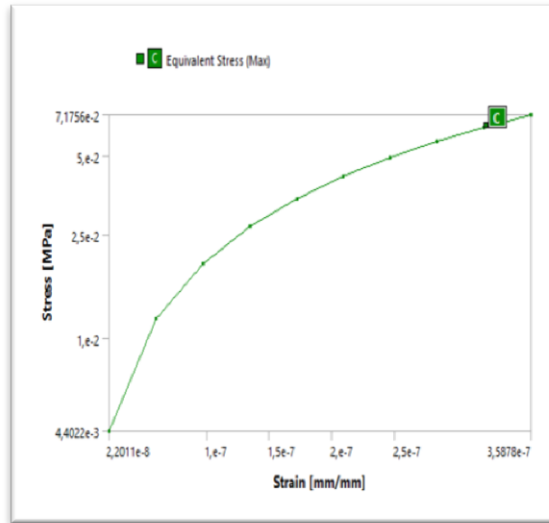
Şekil 4.150-4.153 de görüldüğü gibi Gerilim-gerinim eğrisi, çelik dişlinin yük altındaki davranışını tanımlamaktadır. Çelik dişli test edilerek oluşturulur ve dayanıklılık açısından hibrit dişlilerin Çelik dişlilerden daha iyi olduğunu söylemek mümkündür.



Şekil 4.152: Çelik Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 5 mm

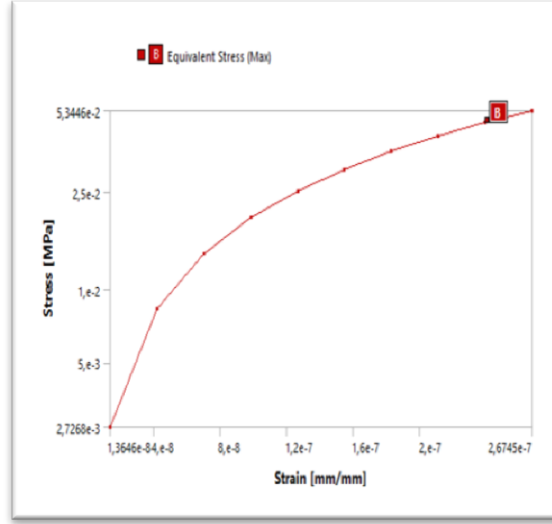


Şekil 4.153: Çelik Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 10 mm



Şekil 4.150: Çelik Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 20 mm





Şekil 4.151: Çelik Dişlisinin Stress-Strain Grafiği Kalınlık 30 mm



## 5. DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada FEM modelleriyle hibrit, kompozit ve normal metalin dişli özelliklerini simülasyonu yapılarak malzemenin mekanik özellikleri karşılaştırıldı. FEA modellerini teorik hesaplarla elde edilen sonuçlarla karşılaştırdık. Elde edilen FEA sonuçları teoride hesaplanan sonuçların iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Hibrit dişlinin (metali kompozit malzemelerle birleştirerek dişliler) özellikleri kompozit dişli, karbon epoksi dişli ve çelik dişlilerle. Elde edilen sonuçlara göre sırayla en mukavemet dişlilerin özellikleri sıralanmıştır:

1- Birinci Tip.

1.1 Radyal Konfigürasyon.

1.2 Aksiyel Konfigürasyon.

1.2.1 SCSC: Yapısal Çelikten birinci ve üçüncü katman, Karbon fiber epoksiden ikinci ve dörd.

1.2.2 CSCS Karbon fiber epoksiden birinci ve üçüncü katman, Yapısal Çelikten ikinci ve dörd.

1.2.3 SCCS Birinci katman Yapısal Çelikten, ikinci ve üçüncü katman Karbon fiber epoksiden ve dördüncü katman Yapısal Çelikten.

1.2.4 CSSC Karbondan ilk katman, Yapısal Çelikten ikinci ve üçüncü katman, Yapısal Çelikten dördüncü katman.

2- SCFRP (Matris ve en az iki takviye malzemesinden oluşan hibrit dişliler).

3- Çelik.

4- CFRP Karbon fiber epoxy kompozit dişli.

Hibrit dişliler (metal ile kompozit malzemelerin birleştirilmesiyle elde edilen dişliler) diğer tasarlanmış dişlilere göre daha yüksek mukavemete sahiptir.

Hibrit dişlilerin (scsc, cscs) mukavemet açısından hemen hemen hiç farkı olmadığını gözlemlenmiştir. Ayrıca tüm birinci tip Hibrit dişlilerin mukavemet açısından çok benzer olduğunun altını çizmek gerekmektedir.

Ancak ikinci tip Hibrit dişlilerde SCFRP negatif bir etkiye sahiptir. Çünkü seçilen malzemeler arasında en az mukavemete sahip olan SCFRP'dir. CFRP dişlisi, daha önce seçilen tüm dişlilerinden daha zayıftır. Bu araştırmadan, metalik dişli yerine hibrit dişli kullanılırsa, geleneksel metalik dişliden daha avantajlı olduğu sonucuna varılmıştır. Hibrit dişlinin ana avantajı, mekanizmanın toplam ağırlığını azaltmaya yardımcı olabilmesidir. Ayrıca hibrit dişlilerde oluşan gerilmeler, metalik dişlilerdeki gerilmelere ve AGMA standart gerilmelerine yakın çalışma mukavemeti sınırları içindedir. Bu nedenle ağırlık azaltmanın istendiği her türlü sistem ve mekanizmada hibrit dişlilerin kullanılması avantajlıdır.

## KAYNAKLAR

- [1] **Sanjay K. Khavdu** , April 2015, “FINITE ELEMENT ANALYSIS OF LATHE MACHINE TUMBLER GEAR MECHANISM”.
- [2] **Robert F. Handschuh, Gary D. Roberts, and Ryan R. Sinnamon,** NASA,NASA/TM” 2012 “Application of Composites to Dynamic Mechanical Components”.
- [3] **V.Siva Prasad, Syed Altaf Hussain, V.Pandurangadu, K. PalaniKumar,** May 2016 “Design and Contact Analysis of Plastic Spur Gears Using Finite Element Analysis
- [4] **Dr VanMelick** , October 2017 “Tooth Contact Analysis—Off Line of Action Contact and Polymer Gears”.
- [5] **S. Senthilvelan ve R. Gnanamoorthy,** 2017 “An investigation on the effects of the various techniques over the performance and durability of polymer gears”.
- [6] **Raymond M. Paquet, Kasım / Aralık,** 1989 “Systematic Approach to Designing Plastic spur and helical Gears”.
- [7] **Laurentia ANDREI1, Gabriel ANDREI1, Douglas WALTON,** 2006 “EXPERIMENTAL ASSESSMENT OF PLASTIC CURVED FACE WIDTH SPUR GEARS BEHAVIOUR”
- [8] **Dr.Stefan Beermann, February 2007”** FACE GEARS Geometry and Strength”.
- [9] **Vineet Pandey,** 2009 , "Failure Analysis Of Gear Materia",
- [10] **Zeping Wei,** 2004, “ Stresses and deformations in involute spur gears by finite element method”.
- [11] **Brenton L Ewing-November** 2011, “Analysis of a hybrid (composite-metal) spur gear subjected to stall torque using the finite element method” November-2013.
- [12] **R. Yakut, H. Düzcükoğlu , M.T. Demirci** Makine Eğitimi Bölümü, Selçuk Üniversitesi, Kampüs, Konya, Türkiye, Alındı 30.09.2009; 01.11.2009 revize edilmiş biçimde yayınlandı
- [13] **K. Mao,** Polyamid kompozit dişli tasarımı için yeni bir yaklaşım, Wear 262 (2007) 432-441.
- [14] **Mrs.Shinde S.P., Mr. Nikam A.A., Mr. Mulla T.S.** 2013 “Static Analysis of Spur Gear Using Finite Element Analysis”.
- [15] **Dr. Stefan Beermann, —Estimation of lifetime for plastic gears**l. F. K. Choy, H. Chen & J. Zhou, 2006, „Identification of Single and Multiple Teeth Damage in a Gear Transmission System“, Tribology Transactions, Vol. 49, No. 3, page. 297- 304.
- [16] **B.Venkatesh, V.Kamala, A.M.K.Prasad,** 2010, „Modelling and Analysis of Aluminium A360 Alloy Helical Gear for Marine Applications International Journal Of Applied Engineering Research, Dindigul Volume 1, No 2, 2010, page. 124-134.

- [17] **Shoji Haizuka, Chotaro Naruse & Tejiro Yamanaka**, 1999, „Study of Influence of Helix Angle on Friction Characteristics of Helical Gears“, Tribology Transactions, Vol. 42, No. 3, page. 570- 580.
- [18] **Isad Šarić; Adil Muminović**, 2010, „Parameter Modelling of Gear“, International Research/Expert Conference, „Trends in the Development of Machinery and Associated Technology“, TMT 2010, Mediterranean Cruise, 11-18 September 2010, page. 557-560.
- [19] **Y. Sandeep Kumar, R.K. Suresh, B. Jayachandriah**, 2012, „Optimization of design based on Fillet radius and tooth width to minimize the stresses on the Spur Gear with FE Analysis“, International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE) ISSN: 2277-3878, Volume-1, Issue-3, August 2012, page. 55-58
- [20] **Dirk Wienecke & Wilfried J. Bartz**, 2001, „Automobile Transmission Gears as Tribological Systems“, Tribology Transactions, Vol. 44, No. 3, page. 484-488
- [21] **C. Veeranjanyulu, U. Hari Babu**, 2012, „Design And Structural Analysis of Differential Gear Box at Different Loads“, International Journal of Advanced Engineering Research and Studies, Vol. 1, Issue II, January-March, 2012, page. 65-69
- [22] **Anoop Lega, Puneet Katyal, Vishal Gulati**, „Computed Aided Design and Analysis of Composite Gearbox Material“, International Journal of Mechanical Science and Civil Engineering (IJMSCE), Volume-1, Issue-1, December 2012, page. 15-25.
- [23] **Pankaj Chabra, Puneet Katyal & Vishal Gulati**, 2011, „Concurrent Design and Prototyping of Composite Accelerator Pedal“, ISSN International Journal of Advancements in Technology, Vol. 2, No. 4, page. 561-576.
- [24] **Adrian P. Mouritz - Introduction to aerospace materials** (2012, Woodhead Publishing) - libgen.lc
- [25] **Joseph E Shingley, Charles Mischke, Richard G Budynas, Keith J Nisbett, the McGraw-Hill companies**” Mechanical Engineering Design”.
- [26] **V. B. Bhandari** “Design of Machine element”,
- [27] **Gitin Maitry**, “Hand Book of Gear Design”,
- [28] **Henry, Z.:** Bell Helicopter Advanced Rotorcraft Transmission (ART) Program, NASA CR-195479, June 1995.
- [29] **Anderson, N., Cedox, R., Salama, E. and Wagner, D.:** Advanced Gearbox Technology Final Report, NASA Contractor Report CR-179625, June 1987.
- [30] **Lenski, J.:** Advanced Rotorcraft Transmission Program (ART), NASA CR-195461, Army Research Laboratory Report ARL-CR-224, April 1995.
- [31] **Cecil, T. M., Ehinger, R. T., and Kilmain, C.,** “Application and Configuration Issues of Resin Transfer Molded Composite Transmission Housings - A Program Overview,” American Helicopter Society 63rd Annual Forum, Virginia Beach, VA, May 2007.
- [32] **Lin, S. and Poster, S.,** “Development of a Braided Composite Drive Shaft with Captured End Fittings,” American Helicopter Society 60th Annual Forum, Baltimore, MD, June 2004.

- [33] **Handschuh, R. F., Roberts Gary, D., Sinnamon, R., Stringer, D. B., Dykas, B. D., and Kohlman, L. W.**, “Hybrid Gear Preliminary Results-Application of Composites to Dynamic Mechanical Components,” American Helicopter Society 68th Annual Forum, Fort Worth, TX, May 2012
- [34] **Noll A, Friedrich K, Burkhart T**, Breuer UP. Effective multifunctionality of poly (p-phenylene sulfide) nanocomposites filled with different amounts of carbon nanotubes, graphite and short carbon fibers. *Polym Compos* 2013;34 (9):1405–12.
- [35] **Spitalsky Z, Tasis D, Papagelis K, Galiotis C**. Carbon nanotube-polymer composites: chemistry, processing, mechanical and electrical properties. *Prog Polym Sci* 2010;35(3):357–401.
- [36] **Garg C, Mai YW**. Failure mechanisms in toughened epoxy resins – a review. *Compos Sci Technol* 1988;31(3):179–223.
- [37] **Medina Barron RM**. Rubber toughened and nanoparticle reinforced epoxy composites. *IVW Schriftenr* 2009;84.
- [38] **Radtke A, van Wassenhove V, van Koert K, Vöge F, Moors D, Geiger O**, et al. Reinforcing with steel cord. *Kunststoffe* 2012;11:67–71.
- [39] **Schmeer S, Steeg M, Maier M, Mitschang P**. Metal fiber reinforced composite potentialities and tasks. *Adv Compos Lett* 2009;18(1):45–52.
- [40] **Dudley D. W.**, Handbook of Practical Gear Design, CRC PRESS 1994
- [41] **2. Shigley J. E., Mischke Ch. R., Brown Th. H. Jr**, Standard Handbook of Machine Design, McGraw Hill 2004.
- [42] **Handbook of Metric Gears Q420** published by Kohara Gear Industry Co. Ltd., 2007
- [43] **Oberg E., Jones F. D., Horton H. L., Ryffel H. H.**, 26th Edition Machinery’s Handbook, Industrial Press Inc., NY 2000
- [44] **Walsh R. A.**, Electromechanical Design Handbook, Third Edition, McGraw Hill 2000
- [45] **Dubbel H., Beitz W., Kuttner K. H.**, Handbook of Mechanical Engineering, Spring Verlag 1994
- [46] **Juvinall R. C., Marshek K. M.**, Fundamentals of Machine Component Design, Fourth Edition, John Wiley & Sons Inc. 2006.
- [47] **Makwana rudreshkumar dineshbhai-june** 2011 “Analysis of Plastic Spur and Plastic Helical Gear under the effect of Tooth Deformation on Tooth Stresses and Contact Ratio using FEA” .
- [48] **Brenton L Ewing**-November 2011, “Analysis of a hybrid (composite-metal) spur gear subjected to stall torque using the finite element method” November-2013.
- [49] **Md. Hasan Ikbal, Azzam Ahmed, Wang Qingtao, Zeng Shuai and Li Wei** , Hybrid composites made of unidirectional T600S carbon and E-glass fabrics under quasi-static loading , 2017, Vol. 46(7) 1511–1535
- [50] **B. Hannemann , S. Backe , S. Schmeer , F. Balle , U.P. Breuer, J. Schuster** ,Hybridisation of CFRP by the use of continuous metal fibres (MCFRP) for damage tolerant and electrically conductive lightweight structures, Volume 172, 15 July 2017, Pages 374-382”

### **Yazılım programı**

Bu çalışmayı gerçekleştirmek için aşağıdaki yazılım kullanılmıştır:

- [1] ABAQUS CAE, Commercial Version
- [2] ANSYS
- [3] Autodesk Inventor
- [4] Microsoft Word
- [5] Microsoft Excel



## ÖZGEÇMİŞ

**Adı ve Soyadı** : MOHAMMAD LOUIE OYOUN

### Öğrenim Durumu:

**Yüksek Lisans:** : İstanbul Aydın Üniversitesi  
: Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı 2019-2021.

**Lisans:** : Şam Üniversitesi  
Otomotiv ve Ağır Vasıta Mühendisliği Bölümü 2011-2016.

**Lise:** : Özel Şam Lisesi  
2007-2011.

### İŞ DURUMU:

Overseas International Şirket – Aden , Yemen

Yönetici Müdür (01/01/2019 – Şimdiki).

Techno Aviation Şirket –Şam, Suriye  
Makine Tasarımcısı (4/01/2016 – 11/11/2017).

### DİL:

Arapça: Ana Dil.

İngilizce: Çok İyi.

Türkçe: Çok İyi.

### BİLGİSAYAR :

Bakımda Çok İyi.

CAD Programlar.

CAE Programlar.

Ms Project.

ICDL Sertifikası.

Yüksek Yazma Becerileri..

### DİĞER BECERİLER:

Çok İyi İletişim Becerileri.

Son Teslim Tarihlerini Karşılama İçin Becerileri Yönetme Becerisi Çok İyi.

Baskı Altında Çalışabilme ve Çoklu Görevleri Yapabilme Yeteneği Çok İyi.

Takım Koordinatörü Olarak Çalışabilme Yeteneği Çok İyi.

