

T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİŞLİ ÇARKLARDA FARKLI TABAN DOLGU GEOMETRİSİNİN, DİŞLİ
ÇARK AĞIRLIĞINA VE MEKANİK ÖZELLİKLERİNE ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hanife KARA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mahir UZUN

MAYIS 2024

T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİŞLİ ÇARKLARDA FARKLI TABAN DOLGU GEOMETRİSİNİN, DİŞLİ
ÇARK AĞIRLIĞINA VE MEKANİK ÖZELLİKLERİNE ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hanife KARA
36203618010

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mahir UZUN

MAYIS 2024

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam boyunca desteğini, bilgilerini ve tecrübelerini benden esirgemedен yönlendiren saygıdeğer danışman hocam Prof. Dr. Mahir UZUN'a;

FYL-2021-2747 nolu proje ile desteklerinden dolayı İnönü Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne;

Hayatım boyunca varlıklarıyla bana maddi manevi desteklerini esirgemeyen, beni bu günlere getiren canım anne ve babama;

teşekkürlerimi sunarım.

ONUR SÖZÜ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum “Dişli Çarklarda Farklı Taban Dolgu Geometrisinin, Dişli Çark Ağırlığına ve Mekanik Özelliklerine Etkilerinin Araştırılması ” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığına ve yararlandığım bütün kaynakların hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Hanife KARA



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ	i
ONUR SÖZÜ	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
SEMBOLLER VE KISALTMALAR	ix
ÖZET	ix
ABSTRACT	x
1.GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. GENEL BİLGİLER	9
3.1 Dişli Çarklar.....	9
3.2 Dişli Çarkların Sınıflandırılması.....	9
3.2.1 Silindirik (alın) dişli çarklar.....	9
3.2.1.1 Düz (silindirik) dişli çarklar.....	10
3.2.1.2 Helisel dişli çarklar	10
3.2.1.3 Çift helisel dişli çarklar.....	11
3.2.1.4 İç dişli çarklar	11
3.2.1.5 Kremayer dişli çarklar	12
3.2.2 Konik dişli çarklar	12
3.2.2.1 Düz konik dişli çarklar.....	12
3.2.2.2 Helisel konik dişli çarklar	13
3.2.3 Spiral dişli çarklar.....	14
3.2.3.1 Sonsuz vida mekanizmaları	14
3.2.3.2 Spiral dişli çark mekanizması	15
3.2.3.3 Hipoid dişli çark mekanizması	15
3.3 Dişli Çarkların İmalat Yöntemleri	16
3.3.1 Form (biçimlendirme) frezeleme yöntemi.....	17
3.3.2 Yuvarlama metodu.....	17
3.3.2.1 Kremayer şeklindeki kesici bıçakla diş açma yöntemi(maag sistemi)	18
3.3.2.2 Dişli çark şeklindeki kesici bıçakla diş açma yöntemi (fellow sistemi).....	19
3.3.2.3 Sonsuz vida şeklindeki freze ile diş açma yöntemi (azdırma sistemi)	20
3.3.3 Şablon metodu	21

3.3.4 Zımbalama (punch) metodu.....	22
3.3.5 Dişli tığ çekme (broşlama) metodu.....	22
3.3.6 Haddelme veya ovalama ile dişli açma metodu.....	22
3.3.7 Püskürtme (enjeksiyon) döküm metodu	22
3.3.8 Sinterleme metodu	22
3.4 Dişli Çark Terimleri.....	23
3.5 Kuvvet ve Kavrama Açıları	25
4. MATERYAL VE YÖNTEM	27
4.1. Çalışmada Kullanılan Malzeme	27
4.2. Dişli Çarkların Tasarımı	30
4.3. Düz Dişli Çark Tasarımı	31
4.4. Dişlilerin Modellenmesi	33
4.5. Sonlu Elemanlar Analizi.....	47
4.4.1 Düz dişlinin analizi	48
5.BULGULAR VE TARTIŞMA	54
6.SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	78
KAYNAKÇA.....	81
ÖZGEÇMİŞ	85

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1: Pinyon- çark dişli mekanizması.....	9
Şekil 3.2: Düz (Silindirik) Dişli Çark	10
Şekil 3.3: Helisel Dişli Çark	10
Şekil 3.4: Çift Helisel Dişli Çark	11
Şekil 3.5: İç Dişli Çark.....	11
Şekil 3.6: Kremayer Dişli Çark Mekanizması	12
Şekil 3.7: Düz Konik Dişli Çark	13
Şekil 3.8: Helisel Konik Dişli Çark	13
Şekil 3.9: Sonsuz Vida Mekanizması	14
Şekil 3.10: Spiral Dişli Çark Mekanizması.....	15
Şekil 3.11: Hipoid Dişli Çark Mekanizması	16
Şekil 3.12: Dişli çark diskinde form frezeleme çakısı ile dişli dişi açma	17
Şekil 3.13: Maag Diş Açma Tezgahı	18
Şekil 3.14: Kremayer şeklindeki kesici çakıyla diş açma sistemi.....	19
Şekil 3.15: Dişli Çark Şeklindeki Kesici Bıçakla Diş Açma Yöntemi (Fellow Sistemi) ...	20
Şekil 3.16: Azdırma Yöntemi İle Dişli Çark İmalatı	21
Şekil 3.17: Dişli Çark Terimleri [27]	23
Şekil 3.18: İki Eksen Arasındaki Uzaklık	24
Şekil 3.19: Kuvvet ve Kavrama Açılımları[27]	25
Şekil 4.1: Çekme Testi Numunesi.....	28
Şekil 4.2: CoreMax 600 Pro Endüstriyel 3D Yazıcı.....	28
Şekil 4.3: Çekme Deneyi Düzeneği	29
Şekil 4.4: Evolvent Eğrisi ve Formülleri	30
Şekil 4.5: Solidworks Denklemler Modülü ve Programa Çekilen Denklemler	32
Şekil 4.6: Düz Dişlinin CAD Modeli.....	33
Şekil 4.7: Altıgen Formda Kenar Uzunluğu 6mm Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	35
Şekil 4.8: Altıgen Formda Kenar Uzunluğu 8 mm Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	36
Şekil 4.9: Altıgen Formda Kenar Uzunluğu 10 mm Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	37
Şekil 4.10: Altıgen Formda Kenar Uzunluğu 12 mm Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	38
Şekil 4.11: Kare Formda Kenar Uzunluğu 10 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	39
Şekil 4.12: Kare Formda Kenar Uzunluğu 12 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	40
Şekil 4.13: Kare Formda Kenar Uzunluğu 14 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	41
Şekil 4.14: Kare Formda Kenar Uzunluğu 16 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	42
Şekil 4.15: Üçgen Formda Kenar Uzunluğu 12 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	43
Şekil 4.16: Üçgen Formda Kenar Uzunluğu 14 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	44
Şekil 4.17: Üçgen Formda Kenar Uzunluğu 16 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	45

Şekil 4.18: Üçgen Formda Kenar Uzunluğu 18 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları.....	46
Şekil 4.19: Sonlu Elemanlar Yönteminde İşlem Basamakları [43]	47
Şekil 4.20: Sonlu eleman modelindeki dişlinin (a) ağ yapısı(mesh) (b) sınır şartları.....	49
Şekil 4.21: Altıgen geometride tasarlanan dişli çarkın mesh yapısı	49
Şekil 4.22: Kare geometride tasarlanan dişli çarkın mesh yapısı.....	51
Şekil 4.23: Üçgen geometride tasarlanan dişli çarkın mesh yapısı.....	52
Şekil 5.1: İşlem Görmemiş Düz Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	54
Şekil 5.2: Tasarım Referansları.....	55
Şekil 5.3: Altıgen Geometride Yapılan Tasarımlarda Değerlendirme Dışı Kalan Dişli Çarklar	56
Şekil 5.4: Altıgen Geometride 6 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	57
Şekil 5.5: Altıgen Geometride 6 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	57
Şekil 5.6: Altıgen Geometride 6 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	58
Şekil 5.7: Altıgen Geometride 6 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	58
Şekil 5.8: Altıgen Geometride 8 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	59
Şekil 5.9: Altıgen Geometride 8 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	59
Şekil 5.10: Altıgen Geometride 8 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	60
Şekil 5.11: Altıgen Geometride 10 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	60
Şekil 5.12: Altıgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
Şekil 5.13: Altıgen Geometride Uygun Kriterlerdeki Dişlilerin Kütle Karşılaştırması.....	61
Şekil 5.14: Kare Geometride Yapılan Tasarımlarda Değerlendirme Dışı Kalan Dişli Çarklar	62
Şekil 5.15: Kare Geometride 10 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	63
Şekil 5.16: Kare Geometride 10 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	63
Şekil 5.17: Kare Geometride 12 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	64
Şekil 5.18: Kare Geometride 12 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	64
Şekil 5.19: Kare Geometride 12 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	65
Şekil 5.20: Kare Geometride 14 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	65
Şekil 5.21: Kare Geometride 14 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	66
Şekil 5.22: Kare Geometride 14 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	66
Şekil 5.23: Kare Geometride 14 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	67

Şekil 5. 24: Kare Geometride 16 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	67
Şekil 5. 25: Kare Geometride 16 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	68
Şekil 5. 26: Kare Geometride 16 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	68
Şekil 5. 27: Kare Geometride 16 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	69
Şekil 5. 28: Kare Geometride Uygun Kriterlerdeki Dişlilerin Kütle Karşılaştırması.....	69
Şekil 5. 30: Üçgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	71
Şekil 5. 31: Üçgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	71
Şekil 5. 32: Üçgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	72
Şekil 5. 33: Üçgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	72
Şekil 5. 34: Üçgen Geometride 14 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	73
Şekil 5. 35: Üçgen Geometride 14 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	73
Şekil 5. 36: Üçgen Geometride 14 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	74
Şekil 5. 37: Üçgen Geometride 14 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	74
Şekil 5. 38: Üçgen Geometride 16 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	75
Şekil 5. 39: Üçgen Geometride 16 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	75
Şekil 5. 40: Üçgen Geometride 16 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	76
Şekil 5. 41: Üçgen Geometride 18 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	76
Şekil 5. 42: Üçgen Geometride 18 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı.....	77
Şekil 5. 43: Üçgen Geometride Uygun Kriterlerdeki Dişlilerin Kütle Karşılaştırması.....	77
Şekil 6.1: Tasarlanan dişlilerde en hafif numuneler.....	78
Şekil 6.3: En hafif dişlilerin kütle karşılaştırması.....	79
Şekil 6.4: En hafif optimum dişli modeli.....	79

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1: Alın ve Konik Dişli Çarklar İçin Modül Değerleri TS 429, DIN 780 (mm) [27]	24
Çizelge 4.1: Çekme Testine Göre Poliamidin Mekanik Özellikleri	30
Çizelge 4.2: Düz Dişli Çarkın Tasarım Parametreleri	31
Çizelge 4.3: Dişli Çarkın Geometrik Boyutları.....	31
Çizelge 4.4: Altıgen Geometride Tasarlanan Dişli Çarkların Eleman ve Nokta Sayıları... 50	50
Çizelge 4.5: Kare Geometride Tasarlanan Dişli Çarkların Eleman ve Nokta Sayıları	51
Çizelge 4.6: Üçgen Geometride Tasarlanan Dişli Çarkların Eleman ve Nokta Sayıları	53



SEMBOLLER VE KISALTMALAR

AGMA	: American Gear Manufacturers Association (Amerikan Dişli Üreticileri Birliği)
ASTM	: American Society for Testing and Materials (Uluslararası Amerikan Test ve Malzeme Topluluğu)
CAD	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
DIN	: Deutsches Institut für Normung (Alman Standardizasyon Enstitüsü)
FDM	: Fused Deposition Modelling (Eriyik Yığılma Modelleme)
FEA	: Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Yöntemi)
ISO	: International Organization for Standardization (Uluslararası Standardizasyon Kuruluşu)
MM	: Milimetre
MPa	: Megapaskal
PA	: Poliamid
TS	: Türk Standartları

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DİŞLİ ÇARKLARDA FARKLI TABAN DOLGU GEOMETRİSİNİN, DİŞLİ ÇARK AĞIRLIĞINA VE MEKANİK ÖZELLİKLERİNE ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Hanife KARA

İnönü Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı

85+X

2024

Danışman: Prof. Dr. Mahir UZUN

Bu çalışmada, dişli çarkın ağırlığını minimuma getirebilecek şekilde düz dişli çarkın gövdesi üzerine üçgen, kare ve altıgen geometrilerde tasarımlar yapılmıştır. Bu tasarımlarda en hafif dişli çarkı bulabilmek için farklı kenar uzunlukları ve dolgu kalınlıklarında tasarımlar gerçekleştirilmiştir.

Dişli çarklar Solidworks paket programında ayrı ayrı modellenmişlerdir. Dişli çarkların ANSYS programı ile sonlu eleman analizleri yapılmıştır. Bütün tasarımlar ve analizler incelendiğinde kare geometride en hafif dişliye ulaşılmıştır. Tasarlanan dişli çarklar, dolu dişli çark ile karşılaştırıldığında %63,65 gibi büyük bir oranda hafifletme gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dişli Çark, Gövde Tasarımı, 3D Modelleme, Solidworks, ANSYS

ABSTRACT

Master Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF DIFFERENT BASE FILLING GEOMETRY ON GEAR CHART WEIGHT AND MECHANICAL PROPERTIES IN GEAR WHEELS

Hanife KARA

Inonu University

Graduate School of Nature and Applied Sciences

Department of Construction and Manufacturing

85+X

2024

Supervisor: Prof. Dr. Mahir UZUN

In this study, designs in triangular, square and hexagonal geometries were made on the body of the spur gear in order to minimize the weight of the gear wheel. In order to find the lightest gear wheel in these designs, designs with different edge lengths and filler thicknesses were made.

Gear wheels were modeled separately in the Solidworks package program. Finite element analyzes of the gear wheels were performed with the ANSYS program. When all designs and analyzes were examined, the lightest gear in square geometry was reached. Compared to the solid gear wheel, the designed gear wheels achieved a significant reduction of 63.65%.

Keywords: Gears, Designing of Body, 3D Modeling, Solidworks, ANSYS

1.GİRİŞ

Dişli çarklar, mekanik sistemlerde güç ve hareketi iletmek, değiştirmek veya yönlendirmek için kullanılan dişli bileşenlerdir. Bu çarklar, dişlilerin birbirine geçmesi prensibiyle çalışır. Dişlilerin diş sayıları, diş profilleri ve çeşitli geometrik özellikleri, farklı uygulamalara uyacak şekilde tasarlanabilir. Dişli çarklar, birçok endüstriyel uygulama ve mekanik sistemde yaygın olarak kullanılırlar. Özellikle düz dişli çarklar, düşük hızlarda ve orta yükler altında çalıştıkları durumlarda tercih edilebilirler.

Düz dişli çarklar, genel olarak endüstriyel uygulamalarda, makine mühendisliği, otomotiv endüstrisi ve üretim sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çarklar, güç iletimi ve hareket kontrolü için geniş bir uygulama yelpazesi bulunmaktadır.

Evolvent profil, dişlilerin diş profillerini tanımlayan matematiksel bir eğridir. Bu profil, dişlilerin sorunsuz bir şekilde birbirine geçmesini ve dönerken birbirine uygulanan kuvvetin düzenli olmasını sağlamaktadır. Evolvent profili, dişlilerin diş sayısını ve modül değerini de içeren bir dizi parametre ile tanımlanır. Evolvent profilin tercih edilme nedenleri arasında sorunsuz iletişim, evrensel uyumluluk, yüksek verimlilik, Evolvent profil, dişli çarkların etkili ve dayanıklı bir şekilde çalışmasını sağlamak için geniş bir uygulama alanına sahip matematiksel bir yaklaşımdır.

Dişli çarkların ağırlığı, bir dizi faktöre bağlı olarak değişebilmektedir. Kullanılan malzeme türü, dişli çarkın ağırlığını önemli ölçüde etkiler. Özellikle yüksek yoğunluklu ve dayanıklı malzemeler, genellikle daha ağırdır. Dişli çarkın çapı, diş sayısı, diş profilinin şekli ve dişli çarkın genel geometrisi, ağırlığı üzerinde etkili olabilir. Dişli çarkın yapısal tasarımı, ağırlığını belirleyen önemli bir faktördür. Farklı tasarım yaklaşımları, ağırlığı etkileyebilir. Ağır dişli çarklar, taşıma ve montaj süreçlerinde zorluklar yaratabilir. Ayrıca, mekanik sistemlerde kullanıldıkları yerde ek yük oluşturabilir. Ağır dişli çarklar, hareketi iletmek ve değiştirmek için daha fazla güç gerektirebilir. Bu durum, enerji verimliliğini azaltabilir ve işletme maliyetlerini artırabilir. Ağır dişli çarklar, taşınması, montajı ve bakımı sırasında ekstra güç ve işgücü gerektirebilir. Bu durum, işçilik maliyetlerini artırabilir. Ağır dişli çarklar, kullanıldıkları sistemdeki diğer bileşenlerin taşıma kapasitelerini zorlayabilir. Bu durum, sistem genelinde daha büyük ve güçlü bileşenlere ihtiyaç duyulmasına neden olabilir. Bu nedenlerle, dişli çarkların tasarımında, kullanılacakları uygulama ve sistem gereksinimleri dikkate alınarak uygun malzeme ve yapısal tasarım seçilmelidir. Optimize edilmiş bir tasarım, ağırlığı minimize ederek performansı artırabilir ve dezavantajları en aza indirebilir.

Daha hafif ve yüksek dayanıklılık özelliklerine sahip malzemeler kullanmak, dişlilerin ağırlığını azaltabilir. Örneğin, alaşımlar veya hafif karbon fiber malzemeler, geleneksel çelik malzemelere göre daha düşük yoğunluğa sahiptir. Dişlilerin iç kısmında delikler veya boşluklar bırakmak, ağırlığını azaltabilir. Bu, malzeme kullanımını optimize ederken mukavemeti koruma potansiyeli sunar. Dişli çarkın geometrisini optimize etmek, gereksiz malzeme kullanımını önleyebilir. Profil, diş sayısı, diş genişliği gibi faktörlerin dikkatlice tasarlanması, ağırlığı azaltabilir. Dişlilerin iç kısmının kısmen veya tamamen boşaltılması, ağırlığı azaltabilir. Bu yöntem, ağırlığı azaltırken mukavemeti korumak için yapısal hesaplamalara dayanmalıdır.

Bu hafifletme çalışmaları endüstride büyük avantaj sağlamaktadır. Hafif dişliler, sistemdeki enerji tüketimini azaltabilir. Daha düşük ağırlık, daha az güç gerektirir ve bu da enerji verimliliğini artırabilir. Hafif dişliler, sistemdeki hareketin daha hızlı ve hassas bir şekilde tepki vermesine olanak tanır. Bu, özellikle dinamik sistemlerde önemli bir avantaj olabilir. Daha hafif dişliler, taşıma, montaj ve bakım işlemlerini kolaylaştırabilir. Ayrıca, ağır dişlilere kıyasla daha kolay bir şekilde değiştirilebilirler. Hafif dişliler, kullanıldıkları sistemdeki yükü azaltabilir. Bu, genel sistem tasarımını daha küçük ve hafif hale getirebilir. Ancak, hafifletme çabaları, mukavemet ve dayanıklılık gibi temel performans özelliklerinin korunmasını sağlamak için dikkatlice planlanmalıdır. Tasarımın gereksinimlere uygunluğu ve malzeme seçimi, ağırlık azaltma stratejilerinin başarıyla uygulanmasında kritik öneme sahiptir.

Bu tez çalışmasında düz dişli çarkın ağırlığını minimuma getirebilecek şekilde düz dişli çarkın gövdesi üzerine üçgen, kare ve altıgen geometrilerde tasarımlar yapılmıştır. Bu tasarımlarda en hafif dişli ağırlığını bulabilmek için kenar uzunlukları ve dolgu kalınlıkları değiştirilmiş ve mekanik davranışları incelenmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Muminovic vd. [1] düz dişli dişinin kritik noktalarındaki Von-Mises gerilmesine göre dişli dişinin kütlesi optimize edilmiştir. Dişlilerin topoloji optimizasyonu konusunda birçok çalışma bulunmaktadır; ancak bu çalışmaların tamamı genellikle dişli gövdesinin topoloji optimizasyonu ile sınırlıdır. Bugüne kadar dişli dişleri göz ardı edilmiştir çünkü optimize edilmiş bir yapı üretilemezdi. Ancak, katmanlı üretim teknolojisinin ilerlemesiyle artık dişli dişleri içi boş bir kabuk formunda üretilabilmektedir. Bu yöntemle elde edilen sonuçlar, dişli dişinin kritik bölgelerindeki Von-Mises stresini minimize ederek dişli dişinin kütlesini optimize etmenin mümkün olduğunu göstermektedir.

Yang vd. [2] tasarruf ve çevre koruma gereksinimlerini karşılamak amacıyla otomobil hafifletme ihtiyacını ele almaktadır. Şanzıman gövdesinin sonlu eleman analizi üzerinden, hafifletilmiş otomobil şanzıman gövdesi için geliştirilmiş bir genetik algoritma tabanlı yöntem önerilmektedir. Deney tasarımında etkinlik ve doğruluk artırmak için Latin metodu kullanılarak test örnek noktaları üretilmiş ve bunlar, polinom teknolojisinin yanıt yüzeyi ile birleştirilerek bir yaklaşık model oluşturulmuştur. Son olarak, optimal parametreleri çözmek için geliştirilmiş bir genetik algoritma uygulanmıştır. Sonuçlar, mukavemet, rijitlik ve titreşim direnci gibi ön koşullar altında şanzıman kutusunun kütlesinin azaldığını göstermektedir. Bu yöntem, şanzıman kutusunun hafifletilmesi için belirli mühendislik rehberliği sağlayabilir.

Ural vd. [3] günlük hayatta yaygın olarak kullanılan güç iletiminde kullanılan dişli çarkların davranışları, bu çalışmada incelemiştir. Silindirik düz dişli çarklardaki diş profilindeki gerilmeler, ANSYS paket programı kullanılarak Sonlu Elemanlar Metodu ile çözümlenmiştir. Kavranma açısı 20° , diş sayısı 22, diş dibi kavisi 0.9, diş derinliği 3.75 mm, diş çıkıntısı 3 mm ve modülü 3 olan düz dişli çark modeli üzerinde gerçekleştirilen analiz sonuçları, maksimum gerilmenin dişli malzemesinin akma sınırının altında olduğunu göstermiştir.

Litvin vd. [4] kesişen dönme eksenlerine sahip yeni bir dişli tahrik tipini araştırmışlardır. Yeni tip düz dişli tahrikleri için bilgisayarlı bir tasarım, üretim ve gerilme analizi geliştirmişlerdir. Önerilen geometri için elde edilen avantajlar şunlardır: (a) uzunlamasına bir yatak temasının varlığı, (b) kenar temasından kaçınma ve (c) temas gerilmelerinin azaltılması. Ayrıca, sürüş ve sahil tarafları için diş yatağı temasında bir

asimetri olgusu keşfedilmiştir. Yeni tip düz pinyonlu yüz dişli tahrikler için bilgisayar destekli tasarım, üretim ve gerilme analizi geliştirilmiştir.

Fong vd. [5] hareket çizgisinin verildiği düz dişlinin parametrik diş profilinin matematiksel bir modelini önermişlerdir. Bu model, genellikle basit eğriler içeren bir etki çizgisinin verildiği bir denklem kullanılarak geliştirilmiştir. Çoğunlukla, etki çizgisi sadece basit eğriler içerir. Çoklu segment diş profili eğrileri kullanıldığında, etki çizgisini manipüle etmek daha kolay olacaktır. Önerilen matematiksel model, basit eğrileri etki çizgisine birleştirerek diş profili tasarımının özgürlüğünü artıracaktır. Eğim, kayma hızı, temas oranı ve undercutting kısıtlaması, etki çizgisi denkleminde doğrudan elde edilebilir. Önerilen matematiksel model temelinde, eşleşen diş profilleri her iki diş profiline de tek bir parametre ile temsil edilebilir. Bu nedenle, önerilen matematiksel modeli uygulayarak standart olmayan diş profillerine sahip eşleşen dişlilerin kinematik özelliklerini incelemek daha kolaydır.

Ramamurtı vd. [6] dögüsel simetri kavramını kullanarak sonlu elemanlar yöntemiyle düz ve konik dişlinin üç boyutlu gerilme analizleri üzerine çalışmışlardır. Bir dişin deplasmanı, temas hattı yükünün her Fourier harmonik bileşeni için hesaplanır ve tüm bileşenler toplanarak toplam deplasman elde edilir. Bu deplasman, dişlerdeki statik gerilmenin hesaplanmasında kullanılır. Doğal frekanslar ve mod şekilleri, alt matris eliminasyon şeması kullanılarak elde edilir.

Zhang vd. [7] çalışmalarında bir diş çiftinin diş yüzeylerinin doğru modifikasyonunun veya uyumsuzluğunun tasarımının, herhangi bir dişli bağlantı evresinde dişli yüzeylerindeki yüklenme ve gerilme dağılımının doğru bir şekilde hesaplanmasına dayandığını belirtmektedir. Ancak, mevcut yöntemler ya çok basitleştirilmiş ya da hesaplama maliyeti çok yüksektir. Bu makale, değişen bağlantı sertliği, geometrik modifikasyon ve etkilenen dişlilerin elastik eğilmesini hesaba katan düz dişli ve helisel dişli dişlilerin yüklenme ve gerilme dağılımının analizi için yeni bir yaklaşım tanıtıyor. Bir diskretize dişli modelini sonlu eleman analizi (FEA) ile birleştirerek hem iyi hesaplama doğruluğuna hem de verimliliğe sahiptir.

Song vd. [8] soğuk ileri ekstrüzyon yöntemiyle bir düz dişli üretimi için bir bilgisayar destekli tasarım sistem geliştirdi. Grafikselsel bir kullanıcı arayüzü ortamında çalışan bu sistem, diş sayısı, profil kayma katsayısı ve modül gibi dişli geometrisinin deformasyon mekaniği üzerindeki etkisini üç boyutlu sonlu eleman programı CAMPform3D aracılığıyla inceledi.

Dişlerin tam formasyonu ve oluşan yüklerin düzeyi açısından incelenen bu etkilerden ve mevcut tasarım uygulamaları üzerine yapılan literatür taramasından elde edilen bilgilerle, kökün kesitindeki sınırlayıcı ekstrüzyon oranı ve bir dişin ilave ve kök ekstrüzyon oranları arasındaki sınırlayıcı oranları içeren gerekli kurallar belirlendi ve katı veya boş düz dişlilerin ekstrüzyon işlem tasarımına uygulandı. Geliştirilen sistem, belirli bir giriş verisi için temas oranı ve eğilme mukavemeti gibi gerekli ürün kapasitelerini karşılayan uygun bir dişli ve pinyon geometrisi seti sağlayabilir. Bu sayede tasarım mühendisi, ürünün bireysel önceliğine bağlı olarak daha iyi bir ürün tasarımını seçebilir ve pratikte düz dişlilerin ekstrüzyonunun ilk tasarım aşamasında gereken kuruluş süresini ve maliyeti azaltabilir.

Hsu [9] hassas dövme yöntemiyle üretilen düz dişli ve kama formlarında üst sınır metodunu kullanarak matematiksel bir model üzerinde çalışmıştır. Bu model, dökme içindeki malzemenin plastik deformasyon davranışını incelemek amacıyla önerilmiştir. Katı bir dökme malzemesi, rijit-plastik olarak kabul edilmiş ve diş profilinin şekli, plastik bölge için kabul edilen kinematik olarak uygun hız alanının matematiksel modellemesinde hesaba katılmıştır. Bu model kullanılarak, sürtünme faktörü, indirgeme, diş sayısı vb. gibi formasyon parametrelerinin şaft dişli formları ve şaft üzerindeki incelemenin sonuçları, diğer araştırmacıların analitik ve deneysel çalışmalarıyla karşılaştırılmıştır. Bu çalışma, şaft dişli formu ve şaft için hassas dövme işleminin tasarım performansı hakkındaki bilgiyi artırdığını göstermektedir.

Ramadani vd. [10] dişli çarkın gövde yapısını değiştirerek dişli titreşimini ve ağırlığını azaltmayı amaçlayan yeni bir yaklaşım sunmuşlardır. Bu çalışmada amaç, düz dişlilerin titreşimini ve gürültü emisyonunu azaltmaktır. Bu amaçla sağlam bir dişli gövdesi, gövdenin burulma uyumunu yükseltmesi beklenen bir kafes yapısı ile değiştirilmiştir. Deneysel olarak, dişli gövdesinin hücresel örgü yapısının ve bir polimer matrisinin eklenmesinin titreşimi önemli ölçüde azaltabileceği doğrulandı.

Chabert vd. [11] düz dişlilere uygulanan statik bir yükün neden olduğu gerilmelerin değerlendirilmesini amaçlayan bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Farklı oranlara sahip 20 derece basınç açılı ve standart diş uzantısı oranlarına sahip düz dişliler için, gerilmeler ve eğilmeler sonlu eleman yöntemi ile hesaplanmıştır. Maksimum gerilmelerin basit bir hesaplamasına izin veren formüller çıkarılmış ve sonuçlar, dişli dişlerinin dayanıklılığı ile ilgili ISO ve AGMA standartları tarafından verilenlerle karşılaştırılmıştır.

Flodin ve Andersson [12] helis dişlilerde aşınma davranışının simülasyonu için bilgisayar modeli geliştirmişlerdir. Yazarlar önceki çalışmalarda aşınmanın etkilerini incelemişlerdir, ancak bu çalışmalar sadece iki boyutlu bir perspektife odaklanmıştır. Makalenin amacı, farklı yaklaşımlar kullanarak dişlilerin aşınma davranışlarını karşılaştırmaktır. Bu modelde dişli dişleri ince çözülmüş dilimler olarak kabul edilir; dilimleme yöntemi, temas alanının yuvarlanma yönetiminde dar olduğu durumlar için geçerlidir, ki bu durum temas eden dişli dişleri için geçerlidir.

Cho vd. [13], düz dişlilerin dövme simülasyonunu sağlayan üst sınır teorisine dayalı yeni bir matematiksel yöntem sunmuşlardır. Temas eden yüzeylere sabit bir sürtünme gerilimi uygulandığı varsayılmıştır. Formüle edilen hız alanını kullanarak, modül, diş sayısı ve sürtünme faktörleri gibi çeşitli parametrelerin dövme işlemi üzerindeki etkilerini incelemek için sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Dövme yükünün veya ortalama bağlı basıncın, diş sayısına bağlı olarak önemli ölçüde değiştiği bulunmuştur.

Karpat vd. [14], dişli çarkların yaklaşık tasarım ve sonlu elemanlar analizini kolaylaştırarak, muhtemel hesaplama hatalarını ve süresini en aza indirmek amacıyla bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Bu program, hesap hatalarını ve süreyi en aza indirerek, dişli çark tasarımı sürecini daha etkili hale getirmeyi amaçlamaktadır.

Fetvacı [15], pinyon takımla üretilmiş iç ve dış düz dişlilerin matematiksel modellemesini ele almıştır. İmalat sırasında çeşitli tasarım parametrelerinin diş profiline olan etkilerini inceleyebilmek adına, üretici ve üretilen yüzeylerin bilgisayar grafiklerini elde etmek için programlar geliştirilmiştir.

Aslantaş ve Taşgetiren [16] düz dişli çukur oluşumu ve ömür tahmini üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada östemperlenmiş sfero dökümden imal edilmiş düz dişlide oyuk oluşumu üzerine sayısal bir tahmin yürütmüşlerdir. Çalışmanın sonucunda oyuk oluşma süresinin östemperleme sıcaklığının azalması ile arttığı görülmüş ve sayısal çözümle tutarlılık gösterdiği görülmüştür.

Akıncı vd. [17], bir tarım makinesindeki düz dişlide meydana gelen arızaları incelemişlerdir. Hasar türlerini ve sebeplerini tespit ederek, çözüm önerileri sunmuşlardır. Dişli çarktaki hasar türlerinin aşınma, plastik deformasyon olduğu ve bu hasarların sebebinin tasarım, malzeme hatası olduğunu görmüşlerdir. Seçilen dişli çark malzemesinin yanlış olduğuna ve diş profilinin tarım makinesi için uygun olmadığı sonucuna varmışlardır.

Akpolat [18], statik şartlar altında, düz dişlilerde diş yüzeyindeki temas gerilmelerini sonlu elemanlar yöntemiyle incelemişlerdir. Düz dişli çarkların yüzeyindeki temas gerilmeleri, farklı parametrelerin etkisini görmek için, bir tanesi değiştirilip, diğerleri sabit tutularak, AGMA denklemleri ve sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanmıştır. Bu çalışmanın sonucunda yüzey temas gerilmesi değerleri diş sayısı, modül ve diş genişliğinin artmasıyla azaldığını görmüştür.

Patel vd. [19], sonlu elemanlar analizini kullanarak otomotiv dişlisinde topoloji optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. Statik yüklemem koşulları altında helisel dişlilerin kütle optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar bu dişlilerin ağırlığını, gerilmelerde fazla bir artış olmadan ve dişlilerin işlevselliği korunarak, azaltmanın mümkün olduğunu görmüşlerdir.

Ayyıldız vd. [20], dişli çarkların bilgisayar ortamında parametrik olarak çizimi ve modellenmesi için bir yazılım geliştirmişlerdir. Geliştirilen yazılımda kullanıcı tarafından girilen parametrelere göre bilgisayar ortamında dişlilerin 2 ve 3 boyutlu modellenmesi otomatik olarak yapılmaktadır.

Kapelevich [21], yük kapasitesini arttırmayı, ağırlığı, boyutu ve titreşim seviyesini azaltmayı sağlayan dişli çark dişlerinin tasarım ve araştırma yöntemi üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışma sayısal örneklerle desteklenmiştir.

Doğan ve Kamer [22], eklemeli imalat yöntemi ve topoloji optimizasyonunu kullanarak hafif bir dişli çark tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada topoloji optimizasyon yöntemiyle yeni dişli geometrisi tasarlamışlardır. Tasarlanan dişlinin statik mukavemet analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın bir başka aşamasında tasarlanan dişli çark eklemeli imalat yöntemiyle üretilerek, kütle değişimlerini incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda kütle açısından daha hafif bir dişli geometrisini elde etmişlerdir.

Kramberger vd. [23], bir dişlinin diş kökünde eğilme yorulmasında dişlilerin hizmet ömrünün belirlenmesi için bir hesaplama modeli sunmuşlardır. Çalışmanın sonuçları yorulma sınırına yakın, düşük stres seviyelerinde neredeyse tüm hizmet ömrünün çatlak başlangıcında harcandığını göstermiştir. Bu, pratikte dişlilerin hizmet ömrünü belirlemede çok önemli bir faktördür. Hesaplamalı sonuçlar, mevcut deney verileriyle iyi bir uyum içinde olduğu görülmüştür.

Aslantaş vd. [24], sfero dökme demirden yapılmış düz dişlilerde östemperleme işleminin çukur oluşumuna etkisini analiz etmişlerdir. Yapılan analizlerden östemperlemenin çukurlaşma oluşum ömrünün artmasına katkı sağladığını görmüşlerdir.

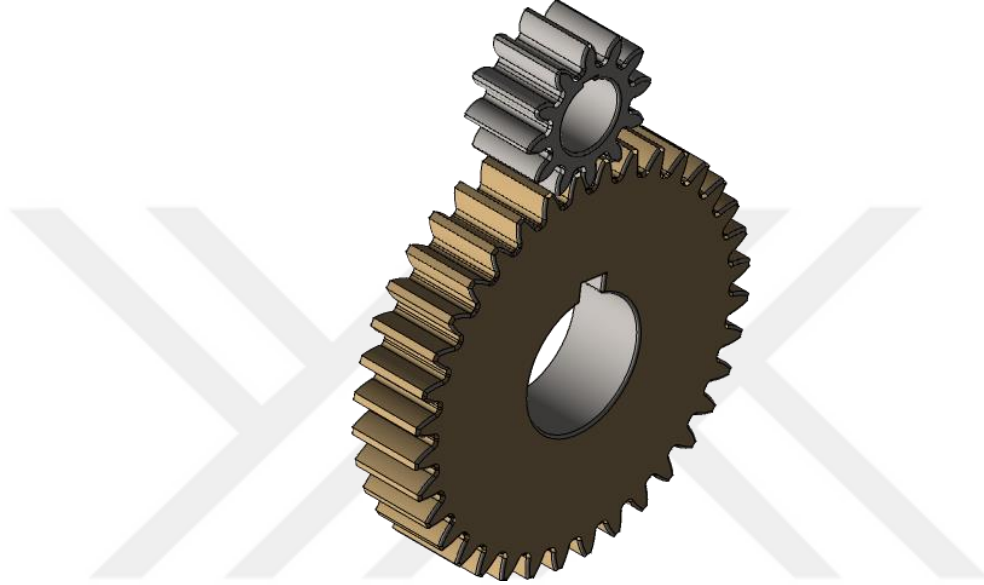
Doğan vd. [25], dişli çarkta diş dibinde meydana gelen eğilme gerilmesinin hesaplanması için, grafik metot ve sonlu elemanlar yöntemini kullanarak incelemiş ve oluşan eğilme gerilmesinin azaltılması için yapılabilecek tasarım değişiklikleri incelenmiştir. Bu çalışmayla, kesici takım uç yarıçapının ve dişli basınç açısının gerilmeler üzerindeki en etkili iki parametre olduğu sonucuna varmışlardır.



3. GENEL BİLGİLER

3.1 Dişli Çarklar

Dişli çarklar hareket ve gücün iletilmesinde yaygın olarak kullanılan makine elemanlarıdır. Herhangi bir enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren aktarma organlarıdır. Bir dişli çark mekanizması döndüren ve döndürülen olmak üzere iki elemandan oluşur. Genellikle küçük olana pinyon, diğerine çark adı verilir (Şekil 3.1.).



Şekil 3.1: Pinyon- çark dişli mekanizması

3.2 Dişli Çarkların Sınıflandırılması

Dişli çark mekanizmaları eksenlerin konumuna göre; silindirik(alın), konik ve spiral olarak 3 sınıfa ayrılmaktadır.

3.2.1 Silindirik (alın) dişli çarklar

Eksenleri paralel olan miller arasında hareketin ve gücün iletilmesinde kullanılan dişli çarklardır. Aşağıdaki gibi çeşitleri vardır;

Silindirik (Alın) Dişli Çarklar

- Düz (Silindirik) Dişli Çarklar
- Helisel Dişli Çarklar
- Çift Helisel Dişli Çarklar
- İç Dişli Çarklar
- Kremayer Dişli Çarklar

3.2.1.1 Düz (silindirik) dişli çarklar

Eksenleri paralel miller arasında kuvvet ve hareket iletmek için kullanılan dişlilerdir. Üzerlerine aynı profil ve adımda, mil eksenine paralel dişler açılmaktadır [28].



Şekil 3.2: Düz (Silindirik) Dişli Çark

3.2.1.2 Helisel dişli çarklar

Helisel dişliler, düz dişliler gibi silindirik geometriye sahiptir. Düz dişliden farklı dişlerin helis şeklinde olmasıdır. Helisel dişli çarklar dişlerin açılış yönüne göre sağ ve sol helis adımı alırlar [28].

Helisel dişlilerin en önemli avantajı, düz dişlilere göre daha fazla yük taşıyabilmeleri ve daha yüksek hızlarda çalışmasıdır.



Şekil 3.3: Helisel Dişli Çark

3.2.1.3 Çift helisel dişli çarklar

Çift helisel dişliler aynı eksendeki iki helis dişlinin bütün olarak üretilmesiyle oluşur. Bu dişlilerden birisi sağ helis, diğeri sol helis olarak üretilir [29].

Çift helisel dişlilerin avantajı, yüksek mukavemet ve dayanıma sahip olmaları ve aksenal yük oluşmasını ortadan kaldırmasıdır.



Şekil 3.4: Çift Helisel Dişli Çark

3.2.1.4 İç dişli çarklar

Diş profili çember dişlinin iç kısmındadır. İç dişlilerin en çok kullanıldığı dişliler, planet dişlilerdir.



Şekil 3.5: İç Dişli Çark

3.2.1.5 Kremayer dişli arklar

Dairesel hareketi doğrusal harekete çevirmek için en yaygın kullanılan mekanizmalar kremayer dişlilerdir. Kremayer dişliler, düz dişli olmakla birlikte helisel dişli olarak da imal edilebilirler. Dişli normal dişli prensiplerine göre dizayn edilir, kremayer ise dişlinin modülüne uygun olarak istenilen boyda imal edilebilir [30].



Şekil 3.6: Kremayer Dişli ark Mekanizması

3.2.2 Konik dişli arklar

Konik dişli çarklar, konik yüzey boyunca konumlandırılan dişlere sahip koni biçimli dişlilerdir. Bu dişli çarklar, dönme ekseninde değişiklik gerektiren uygulamalarda kesişen miller arasında hareket ve g iletme gibi görevlere sahiptir [29]. AŞağıdaki gibi eşitleri vardır;

Konik Dişli arklar

- Düz Konik Dişli arklar
- Helisel Konik Dişli arklar

3.2.2.1 Düz konik dişli arklar

Düz konik dişli çarklar eksenleri kesişen millerde gücün ve hareketin iletiminde kullanılan ve yanal yüzeylerinin çevresine ve kesik koni tepe noktasında birleŐecek şekilde dişler açılmış dişli arklardır [30].

En yaygın olanı, eksenler arasında 90 derecelik bir açıya sahip konik dişlerdir. Bu dişli çiftleri, konik aı uzantıları aynı noktada buluŐacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 3.7: Düz Konik Dişli Çark

3.2.2.2 Helisel konik dişli çarklar

Dişleri düz olmasına rağmen, konik eksene göre eğimli olan dişlilere helisel konik dişliler denir[31]. Helisel konik dişliler, düz konik dişlilere göre daha büyük kuvvetleri çok yüksek hızlarda iletebilmektedirler. Eğer konik ana dişlisi sağ helis ise pinyon dişlisi sol helis olmalıdır.



Şekil 3.8: Helisel Konik Dişli Çark

3.2.3 Spiral dişli arklar

Eksenleri aynı düzlemde olmayan miller arasında g ve devir ileten dişlilere spiral dişli çarklar denir. Aşağıdaki gibi eşitleri vardır;

Spiral Dişli arklar

- Sonsuz Vida Mekanizması
- Spiral Dişli ark Mekanizması
- Hipoid Dişli ark Mekanizması

3.2.3.1 Sonsuz vida mekanizmaları

Eksenlerin izdüşümleri birbirine dik olan fakat keşişmeyen millerde gücü iletmek için kullanılan mekanizmalara sonsuz vida mekanizmaları denir.



şekil 3.9: Sonsuz Vida Mekanizması

3.2.3.2 Spiral dişli çark mekanizması

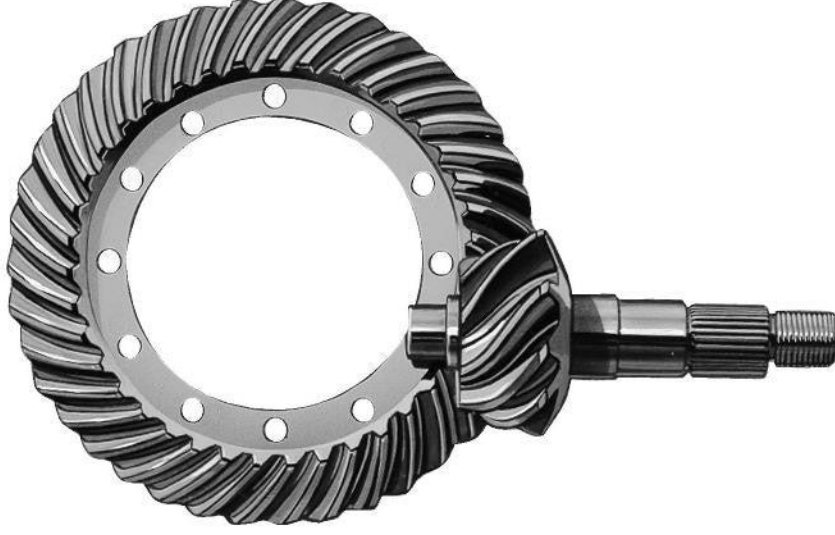
Spiral dişliler, dişlerin helisleri aynı yönde olan iki helisel dişli arktan oluşurlar. Bu nedenle bu dişlilerde çalışma sırasında diş yüzeyleri birbirine noktasal şekilde temas eder. Bu nedenle spiral dişlilerin yük taşıma kapasitesi düşüktür. Bu dişliler g iletiminden ziyade hassas cihaz tekniğinde olduğu gibi hareket iletiminde kullanılan dişlilerdir.



şekil 3.10: Spiral Dişli ark Mekanizması

3.2.3.3 Hipoid dişli çark mekanizması

Otomobil endüstrisinde yaygın olarak kullanılan hipoid dişli çarklar, eksenleri kesişmeyen ve paralel olmayan millerde g ve hareket iletmektedir. Hipoid dişliler konik dişliler gibi kavisli ve açılı dişlerden meydana gelmektedir. Bu dişlerin üretilmesi zordur fakat dayanımları oldukça yüksektir.



Şekil 3.11: Hipoid Dişli Çark Mekanizması

3.3 Dişli Çarkların İmalat Yöntemleri

Dişli çarkların imalatı, kullanılacak yere, seçilen malzemeye veya eldeki tezgahın imkanlarına göre değişir. Dişli çark imal edilirken düşük maliyet, sessiz ve düzgün çalışma, uzun dayanım süresi gibi özellikler göz önünde bulundurulmalıdır.

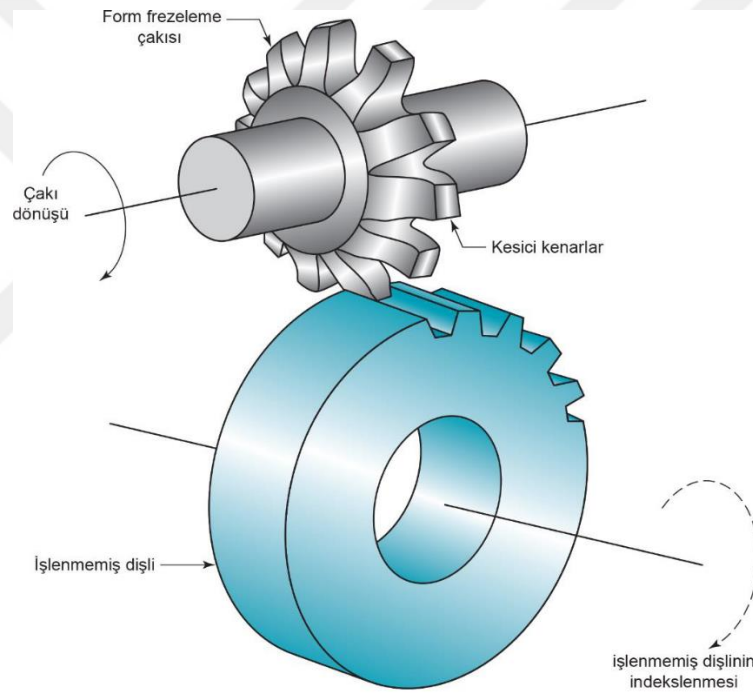
Dişli çarkta diş açmak için kullanılan temel talaşlı imalat yöntemleri şunlardır;

- 1) Form Frezeleme Yöntemi
- 2) Yuvarlama Metodu
 - Kremayer Şeklindeki Kesici Bıçakla Diş Açma Yöntemi(MAAG Sistemi)
 - Dişli Çark Şeklindeki Kesici Bıçakla Diş Açma Yöntemi (FELLOW Sistemi)
 - Sonsuz Vida Şeklindeki Freze İle Diş Açma Yöntemi (Azdırma Sistemi)
- 3) Şablon Metodu
- 4) Zımbalama (Punch) Metodu
- 5) Dişli Tığ Çekme (Broşlama) Metodu
- 6) Haddeme veya Ovalama İle Dişli Açma Metodu
- 7) Püskürtme (Enjeksiyon) Döküm Metodu
- 8) Sinterleme Metodu

3.3.1 Form (biçimlendirme) frezeleme yöntemi

Bu operasyonda, işlenmiş dişlinin dişleri birer birer dişlinin dişleri arasındaki boşlukların şeklinde olan kesici kenarlara sahip bir biçimlendirme frezeleme çakısı tarafından açılır. Bu talaşlı işleme operasyonu kesici takımın şekli dişlinin dişlerinin geometrisini belirlediği için biçimlendirme olarak sınıflandırılır.

Forma frezelemenin dezavantajı ise her diş boşluğu tek tek oluşturulduğu ve dişli dişlerinin doğru ölçüde olması için her paso arasında işlenmemiş dişliyi yeniden indekslemek gerektiği üretim hızının düşük olmasıdır. Düşük üretim hızları ve göreceli olarak düşük takım fiyatı form frezelemeyi düşük üretim miktarlarında uygun bir yöntem kılmaktadır [26].



Şekil 3.12: Dişli çark diskine form frezeleme çakısı ile dişli dişi açma

3.3.2 Yuvarlama metodu

Günümüzde imal edilen dişli çarkların çoğunluğu yuvarlama metoduyla çalışan tezgahlarda yapılırlar [32]. Orta ve büyük boylardaki dişli çarklar başka türlü üretilmediklerinde bu yöntem çok önemlidir. Düz ve helisel dişli çarkların imalatı genellikle üç şekilde gerçekleştirilir;

1. Kremayer Şeklindeki Kesici Bıçakla Diş Açma Yöntemi(MAAG Sistemi)
2. Dişli Çark Şeklindeki Kesici Bıçakla Diş Açma Yöntemi (FELLOW Sistemi)
3. Sonsuz Vida Şeklindeki Freze İle Diş Açma Yöntemi (Azdırma Sistemi)

3.3.2.1 Kremayer şeklindeki kesici bıçakla diş açma yöntemi(maag sistemi)

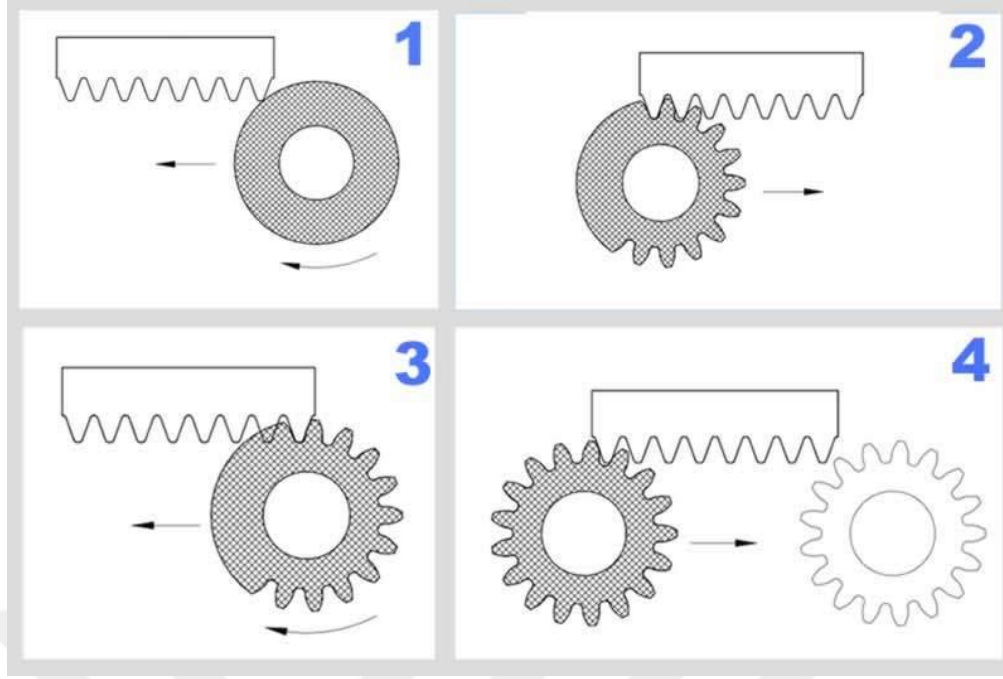
Maag diş açma tezgahı ile düz ve helisel silindirik dişlileri, zincir dişlileri, dişli miller ve bunlara benzer profilleri yuvarlama ve form takımlarıyla imal eden dişliler üretilmektedir. Ayrıca ilave takımlar kullanılarak kremayer dişliler, düz ve helis silindirik iç dişliler imal edilebilmektedir.



Şekil 3.13: Maag Diş Açma Tezgahı

Maag dişli açma sisteminin şematik gösterimi Şekil 14 'deki gibidir.

- 1) Başlangıç
- 2) Geri dönüş
- 3) Tekrar
- 4) Son ve geri dönüş



Şekil 3.14: Kremayer şeklindeki kesici çakıyla diş açma sistemi

Kremayer şeklindeki bıçak her iki tarafı aynı anda kestiği için sol ve sağ diş profilleri aynı anda oluşur.

Kremayer şeklindeki kesme bıçağı yukarıdan aşağıya doğru bir kayma hareketi yapar ve tekrar yükseldikten sonra yani kesilecek dişliyi terk ettikten sonra dişli kendi ekseni etrafında hafifçe döner ve bıçak eksenine paralel olarak hareket eder. Bıçak daha sonra ikinci bir kesme hareketi yapar. Bu dönme ve ilerleme hareketleri bir tekerleğin kremayer biçimindeki bir rayın üzerinde yuvarlanma hareketini göstermektedir.

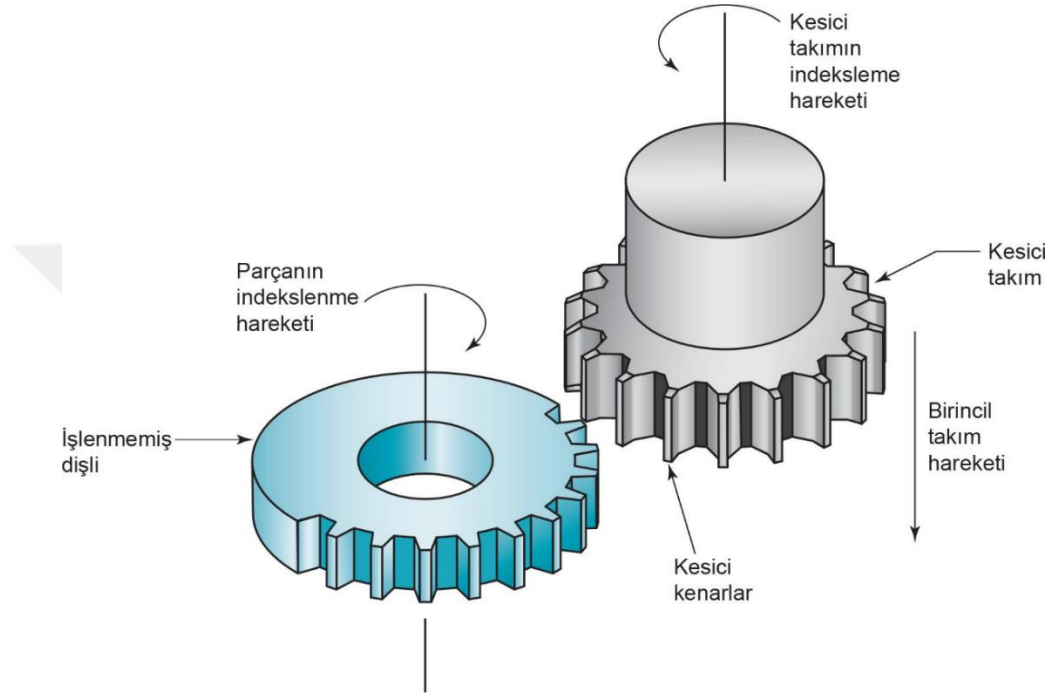
3.3.2.2 Dişli çark şeklindeki kesici bıçakla diş açma yöntemi (fellow sistemi)

"Fellow sistemi" ve "MAAG sistemi" arasındaki fark, Fellow sisteminde MAAG sistemi tarafından kullanılan kremayer şeklindeki bıçaklar yerine dairesel dişli şeklindeki bıçakların kullanılmasıdır.

Bu sistemde kesici bıçak yukarıya boş olarak çıkarken, kesici ve kesme işlemi yapılan dişli çark ufak bir dönüş yaparlar, daha sonra bıçak tekrar kesme işlemi yaparak aşağıya iner. Fellow tezgahının bıçağı her zaman başka başka dişleri keser. Bundan dolayı

kesici çarkları kremayer şeklindeki bıçaklara göre dayanımları yüksektir ancak fiyatları da daha yüksektir.

Fellow, tipi bıçaklar konik olduklarından, bu bıçaklar üretilirken tezgah tablası eğik olarak ayarlanır.



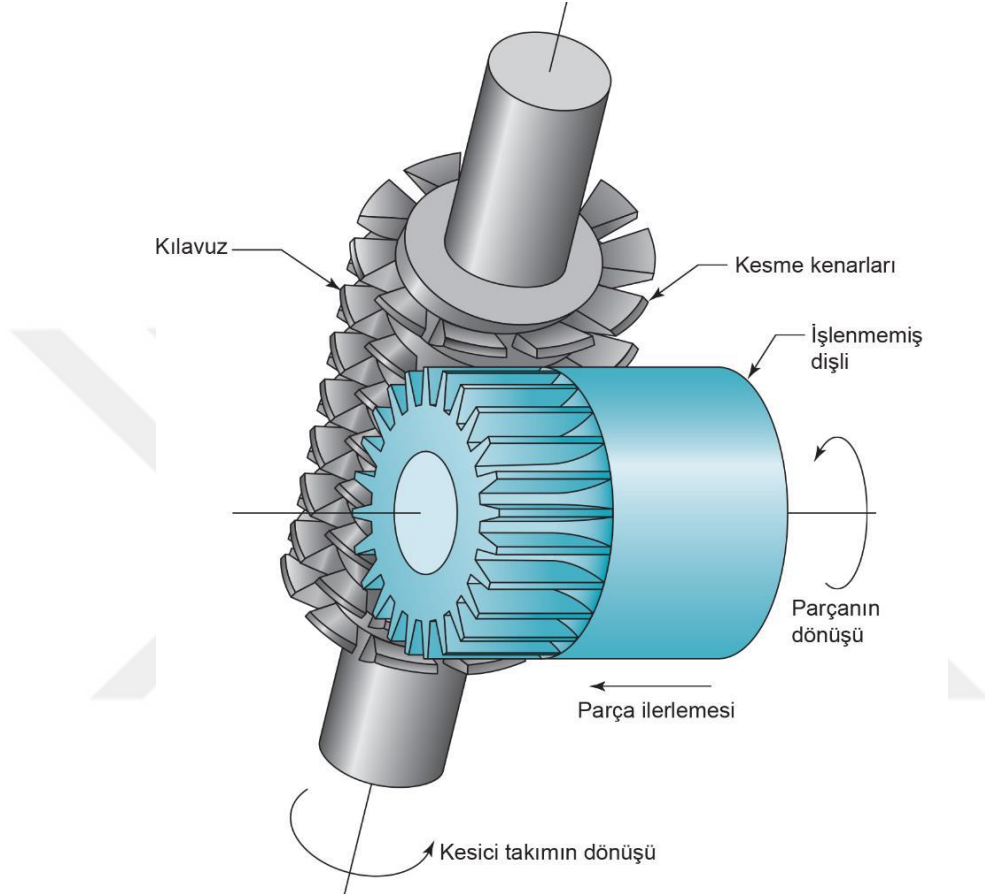
Şekil 3.15: Dişli Çark Şeklindeki Kesici Bıçakla Diş Açma Yöntemi (Fellow Sistemi)

3.3.2.3 Sonsuz vida şeklindeki freze ile diş açma yöntemi (azdırma sistemi)

Dişli azdırma da bir frezeleme yöntemidir, ancak azdırma bıçağı olarak adlandırılan kesici takım çok daha karmaşıktır ve dolayısıyla form frezeleme kesici takımına göre çok daha pahalıdır. Ayrıca kesici takım ile işlenmemiş dişli arasındaki göreceli hız ve ilerleme hareketlerini sağlayacak özel frezeleme tezgahlarına özel frezeleme tezgahlarına (dişli azdırma tezgahları olarak adlandırılır) ihtiyaç bulunmaktadır [33].

Azdırma bıçağı hafif helistir ve kesme sırasında bıçağın kesme dişleri ile işlenmemiş dişlinin dişlerinin uyumlu olması için bıçağın dönme hareketi ile çok daha yavaş dönen işlenmemiş dişlinin hareketi koordine edilmelidir. Bu eşgüdüm, bir düz dişli için azdırma bıçağının dönüş ekseninin 90° ile işlenmemiş dişlinin eksenine göre ölçülen helis açısı farkı kadar kaydırılması ile gerçekleştirilir. Tüm bu azdırma bıçağı ve iş parçasının dönme

hareketlerine ek olarak azdırma bıçağının işlenmemiş dişinin kalınlığı boyunca ilerletmek gerekmektedir. Dişli azdırmada, birden fazla diş aynı anda kesilebilmektedir, bu da form frezelemeye göre daha yüksek üretim miktarlarında yoğun olarak kullanılan dişli üretim yöntemidir [26].



Şekil 3.16: Azdırma Yöntemi İle Dişli Çark İmalatı

3.3.3 Şablon metodu

Şablon metoduna göre diş açan tezgahlar genelde özellik taşıyan konik dişlilerin üretiminde kullanılırdı [34]. Yuvarlama yöntemine göre diş açan tezgahlar ve metotlar geliştirildikten sonra bu yöntem önemini kaybetmiştir. Bu yöntemle üretim kolay olduğundan ve yerel olarak üniversal tezgahlarda yapılabileceklerinden, konik dişli imalatı sorunları ile karşılaşan ufak ve orta çaptaki imalatçılar tarafından kullanılır.

3.3.4 Zımbalama (punch) metodu

Zımbalama yöntemiyle dişli çark üretimi saat, sayaç, aparat vb. gibi çok küçük güçler ileten dişlilerde kullanılır. Oldukça ince saclardan kesilerek üretilen bu dişliler kesici kalıbın hassaslığına göre hayli düzgün üretilirler. Kesici kalıbın üretimi çok pahalı olduğundan ancak büyük seriler şeklinde üretilirler.

3.3.5 Dişli tığ çekme (broşlama) metodu

Tığ çekme (broşlama) bir dişli yapım işlemi olarak kısa üretim döngü süreleri ve yüksek takım maliyetleri ile bilinirler. Bundan dolayı sadece yüksek üretim miktarlarında ekonomiktir. Yüksek ölçüsel hassasiyet ve temiz bitmiş yüzey de dişli tığ çekmenin özelliklerindedir. İşlem dış dişliler ve iç dişliler için uygulanabilir. Karmaşık geometrilerden dolayı takımların maliyeti yüksektir [26].

3.3.6 Haddeme veya ovalama ile dişli açma metodu

Dolu malzemedeki haddeme yöntemiyle çeşitli vida ve civataların üretiminde alınmış olan iyi sonuçlar, aynı yöntemle dişli çarkların üretilmesine yol açmıştır. Büyük serilerle üretilen otomobil dişlerinde haddeme ile imalata ilk olarak başlanmıştır. Yöntem civata imalının aynıdır.

3.3.7 Püskürtme (enjeksiyon) döküm metodu

Düşük güçler ileten ve büyük serilerle üretimi yapılan sayaç, aparat ve benzeri yerlerde püskürtme yöntemi ile dişli çark imalatı gerçekleştirilir. Bunlar ısıtılarak madeni kalıplara basınçla püskürtülürler ve kalıpta çok kısa bir sürede soğurlar. Soğurken büzülme paylarını da hesaplamak ve kalıpları ona göre boyutlandırmak gereklidir. Genel olarak plastik dişliler bu yöntemle üretilirler.

3.3.8 Sinterleme metodu

Sinterleme metodu ileri dişli çark üretimi için toz şeklindeki çelik, özel bir pres kullanılarak preslenip sinterlenmesi ile dişli çark elde edilir [35]. Ortaya çıkan dişliler biraz gözenekli, ancak sağlamdır. Bu dişliler hassas makinelerde kullanılır.

3.4 Dişli Çark Terimleri

Şekil 3.17’de dişli çarkların bazı bölümleri gösterilmiştir. Bu bölümler bütün dişli çarklarda aynıdır. Diş üstü dairesi, bölüm dairesi ve diş dibi dairesi dişlerin meydana gelmesini sağlarlar. Bölüm dairesi dişli çarkın yuvarlandığı dairedir ve dişler bu daire üzerinde oluşturulur. Bölüm dairesi üzerinde bir diş kalınlığı ile ona komşu diş boşluğundan meydana gelen çevresel uzunluğu adım (t) denir. Adım, modül ile π nin çarpımına ($t = m \cdot \pi$) eşittir. Modül, birbiriyle çalışan bir dişli çiftinde sabit olan bir orandır ve bölüm dairesi çapının diş sayısına bölünmesiyle ($m = D_0/z$) veya adımın π değerine bölünmesiyle ($m = t/\pi$) elde edilir. Dişli çarkların dişlerine ait çeşitli elemanları, modüle bağlı olarak hesaplanır. Modül değerleri standartlaştırılmıştır (TS 429, 611, DIN 780). Çizelge 3.1’de modül değerleri verilmiştir [27].

Dişli çark terimleri ve değerleri aşağıda gösterilmiştir:

$$\text{Modül } m = t/\pi$$

$$\text{Adım } t = m \cdot \pi$$

$$\text{Bölüm Dairesi Çapı } D_0 = m \cdot z$$

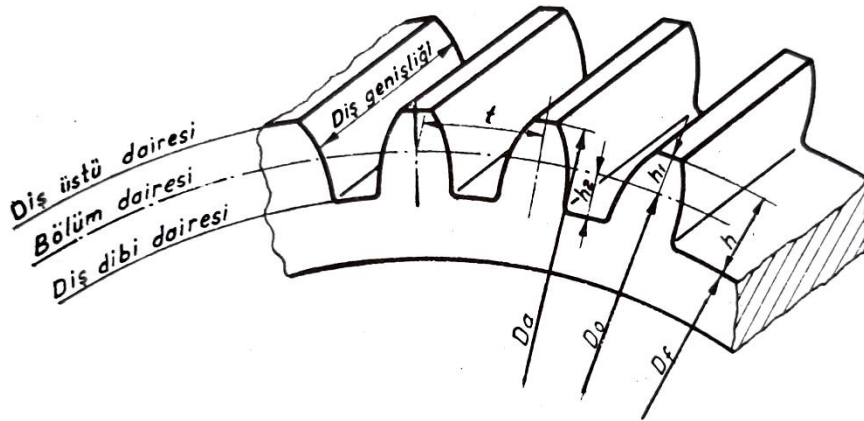
$$\text{Diş Derinliği } h = 13/6 \cdot m = 2,167 m$$

$$\text{Diş Üstü Derinliği } h_1 = 6/6 \cdot m = m$$

$$\text{Diş Dibi Derinliği } h_2 = 7/6 \cdot m = 1,167 m$$

$$\text{Diş Üstü Çapı } D_a = D_0 + 2m = m (z+2)$$

$$\text{Diş Dibi Çapı } D_f = D_0 - 2,33 m = D_a - 2h$$

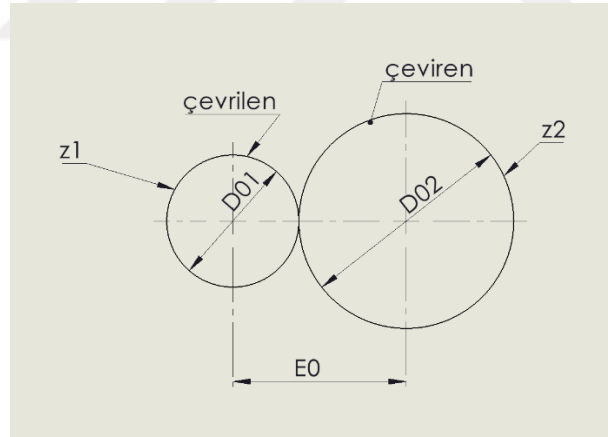


Şekil 3.17: Dişli Çark Terimleri [27]

Çizelge 3.1: Alın ve Konik Dişli Çarklar İçin Modül Değerleri TS 429, DIN 780 (mm)

[27]

Dizi 1	Modül - m													
	0,1		0,1		0,2									
	0,05	0,06	0,08	0,1	2	6	0,2	5	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
	0,9	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
	20	25	32	40	50	60								
Dizi 2	0,05			0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
	5	0,07	0,09	1	4	8	2	8	5	5	5	5	5	5
		1,12	1,37	1,7	2,2	2,7								
	0,95	5	5	5	5	5	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18
	22	28	36	45	55	70								
Sonsuz vida ve karşılık dişlileri için modüller														
					3,1						12,			
1	1,25	1,6	2	2,5	5	4	5	6,3	8	10	5	16	18	



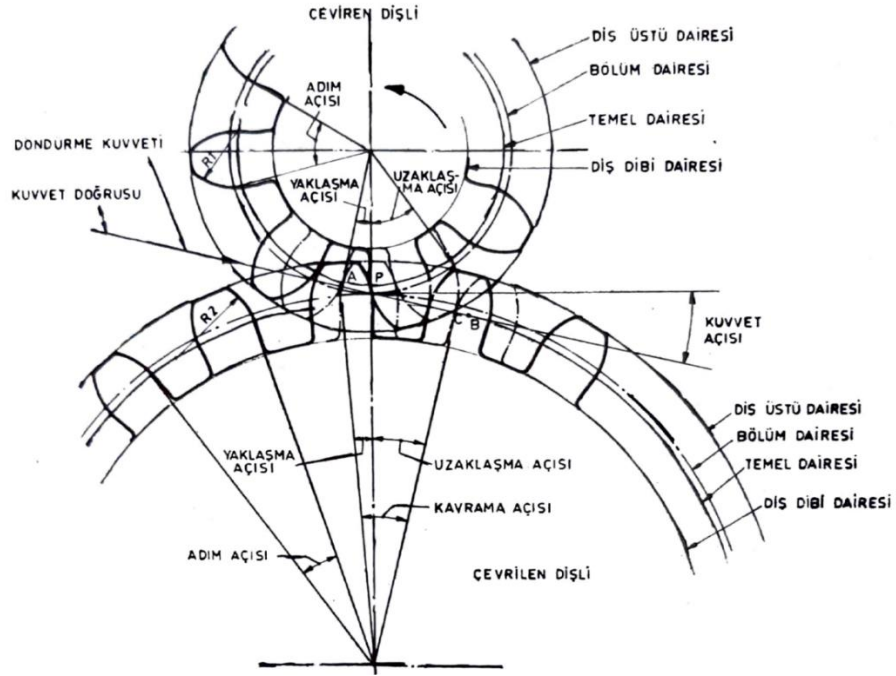
Şekil 3.18: İki Eksen Arasındaki Uzaklık

Şekil 3.18’de çeviren ve çevrilen iki dişli çarkın bölüm daireleri gösterilmiştir. Çevresel hız her iki dişlide de sabittir. Bölüm daireleri birbirine teğettir. Dişli eksenleri arasındaki uzaklık (E), bölüm dairesi çapları ile hesaplanır [27].

$$E = \frac{D_{01} + D_{02}}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

3.5 Kuvvet ve Kavrama Açıları

Dişler, çalışma esnasında iki dişlinin açısal hızları arasındaki oranı sabit tutacak şekilde biçimlendirilir. Bugün dişli profillerinde en çok kullanılan ve bu özelliği sağlayan eğri *evolvent eğrisidir*. Bir silindir üzerine çelik yayı sardıktan sonra bir ucunu serbest bırakıp açılmasına müsaade edecek olursak, yay üzerindeki bir nokta evolvent eğrisi çizer. Dişli çarklarda, temel daireler çelik yayın sarıldığı dairelerdir. Çalışma esnasında dişlerin temas noktaları **AB** doğrusu üzerindedir. Döndürme kuvveti temas noktasına dikey doğrultuda olduğuna göre, **AB** doğrusu aynı zamanda döndürme kuvvetinin doğrultusunu gösterir. Bu sebeple **AB** doğrultusuna *kuvvet doğrusu* denir. Kuvvet doğrusu ile yatay doğru arasında kalan α açısına *kuvvet açısı* denir [27].



Şekil 3.19: Kuvvet ve Kavrama Açıları[27]

AB doğrusunun iki dişlinin eksen doğrusunu kestiği **P** noktasına *adım noktası* denir. Her iki dişlinin adım noktasından geçen ve birbirine teğet olan daireler, bölüm daireleridir. Diş bölümleri bu daire üzerinde yapılır [27].

Şekil 3.19 u inceleyecek olursak çeviren dişli saat ibresinin ters yönünde dönerken dişlerinin teması **A** noktasında başlar **C** noktasında biter. Temas **A** noktasında iken, temas halindeki yüzeylerin bölüm dairesi üzerindeki noktalarından merkeze doğru uzanan doğruların, iki dişli merkezini birleştiren doğru ile yaptıkları açılara *yaklaşma açısı*; temas **C** noktasında iken meydana gelen benzeri açılara *uzaklaşma açısı* denir. Her iki açının toplamı olan açısına *kavrama açısı* denir [27].

Bir çevresel adımı gören merkez açığıya *adım açığı* denir. Temasın düzenli olmasını sağlamak için kavrama açığı daima adım açığından büyüktür. İkisi arasındaki orana *kavrama oranı* denir. Düz dişliler için bu oran 1,4 veya daha fazla olmalıdır. Düşük hızlarda 1'e kadar inebilir [27].

Kuvvet açığı, kavramış dişler arasındaki kuvvet yönünü, evolvent dişin biçimini ve temel daire çapını tayin eder. Genellikle 15° ve 20° 'dir. 1,4 kavrama oranı için, 15° diş sisteminde en az diş sayısı 22 ve 20° diş sisteminde 14'dür. Büyük kuvvet açığı, dişe gelen ve mil yatağına gelen kuvvetlerin büyümesine sebep olur. Ayrıca 20° dişler 15° dişlerden daha gürültülü çalışır. Bu sebeple 20° dişler daha düşük hızlarda kullanılmalıdır [27].



4. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, dişli çarkların tasarımlarının oluşturulması, analizlerinin yapılması, optimizasyon çalışmalarında kullanılan materyal ve yöntem aşamaları ayrıntılı ve ayrı başlıklar halinde açıklanmıştır.

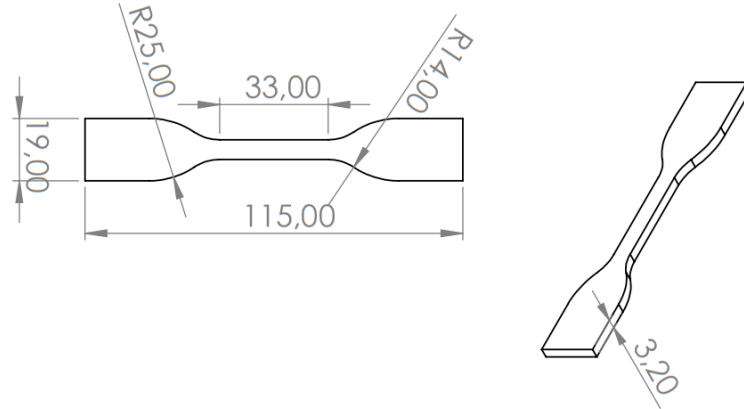
4.1.Çalışmada Kullanılan Malzeme

Bu çalışmaya konu olan dişli çarkların mühendislik uygulamalarında sıklıkla kullanılan polimer bir malzeme olan Poliamid (Pa) kullanılmıştır. Poliamid, birçok mühendislik uygulamasında kullanılan bir polimer türüdür. Bu polimer, çeşitli endüstriyel ve tüketici ürünlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır [36]. Poliamidin genel özellikleri:

1. **Dayanıklılık:** Poliamidler genellikle yüksek mukavemet ve dayanıklılık özelliklerine sahiptir. Bu, mekanik streslere karşı dirençli olmalarını sağlar.
2. **Aşınma Direnci:** Poliamidler, aşınma ve yıpranmaya karşı dirençli olma eğilimindedir. Bu özellik, dişli çarklar, rulman kafesleri gibi aşınma direnci gerektiren uygulamalarda yaygın olarak kullanılmalarını sağlar.
3. **Kimyasal Direnç:** Poliamid malzemeler, birçok kimyasal maddeye karşı direnç gösterir. Bu özellik, çeşitli endüstriyel ortamlarda kullanılmalarını sağlar.
4. **Su Absorpsiyonu:** Poliamidler, su emme eğilimindedir, bu da belirli uygulamalarda dikkate alınmalıdır. Bu özellik, malzemenin mekanik özelliklerini etkileyebilir.
5. **Termal Özellikler:** Poliamidler genellikle geniş bir sıcaklık aralığında stabil kalabilirler. Yüksek sıcaklık direnci gösteren bazı türleri, otomotiv ve elektronik uygulamalarda kullanılabilir.
6. **Hafiflik:** Poliamidler genellikle hafif malzemelerdir, bu da taşıma ve hareketlilik açısından avantaj sağlar.
7. **Elektriksel Özellikler:** Bazı poliamid türleri, yalıtım özellikleri nedeniyle elektrik uygulamalarında kullanılabilir.
8. **İyi İşlenebilirlik:** Poliamidler genellikle işlenmesi kolay malzemelerdir ve enjeksiyon kalıplama gibi yöntemlerle şekillendirilebilirler.

Bunlar genel olarak poliamid özellikleridir, ancak farklı türler ve formülasyonlar arasında değişiklik gösterebilir. Kullanılacak uygulamaya bağlı olarak, belirli bir poliamid türünün uygunluğunu değerlendirmek önemlidir.

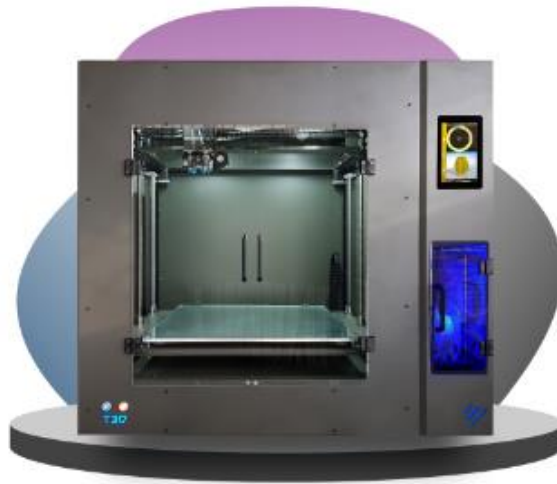
Poliamid malzemesinin mekanik özelliklerine ulaşabilmek için Flashforge marka poliamid bir filament temin edilmiştir. Bu filamenten Solidworks 2020 programıyla ASTM D638 (ASTM, 2014) standardına göre tip IV çekme testi numunesi üç boyutlu olarak tasarlanmıştır[37].



Şekil 4.1: Çekme Testi Numunesi

Tasarlanan test numunesi FDM yöntemi kullanılarak üretilmiştir. Fused Deposition Modeling (FDM), 3D baskı teknolojisinin popüler bir türüdür. Bu yöntem, katmanlı imalat (additive manufacturing) prensiplerini kullanarak üç boyutlu nesnelere katman katman inşa etmek için eriyik termoplastik malzemelerin kullanıldığı bir süreçtir. FDM, endüstriyel prototiplerden kişisel kullanım amaçlı ürünlere kadar geniş bir uygulama yelpazesine sahiptir [38].

Test numunelerinin üretiminde CoreMax600 Pro markalı endüstriyel bir 3D yazıcı kullanılmıştır.



Şekil 4.2: CoreMax 600 Pro Endüstriyel 3D Yazıcı

Çekme testi, bir malzemenin mekanik özelliklerini belirlemek ve malzemenin çekme dayanımını değerlendirmek amacıyla yapılan bir deneydir. Bu test, bir malzemenin çekme mukavemeti, kopma uzaması, elastik modül gibi önemli özelliklerini ölçmek için kullanılır [39]. Çekme testi genellikle standart belgelere uygun olarak, malzemenin tasarım, kalite kontrolü ve mühendislik uygulamalarında kullanılan bir test prosedürüdür.

Üniversitemiz bünyesinde yer alan Shimadzu AGS-X çekme cihazında numuneler deneye tabi tutulmuştur. Numunelere 10 kN yük kapasiteli Shimadzu AGS-X çekme cihazı kullanılarak çeneler arası mesafe 65 mm olacak şekilde çekme testi uygulanmıştır. Testler 5 mm/dak çekme hızında numunelerde kopma hasarı oluşuncaya kadar sürdürülmüştür. Poliamid (PA- Nylon) 5'er adet numune teste tabi tutulmuş ve çekme testi sonrası mekanik özellikleri kıyaslanmıştır.



Şekil 4.3: Çekme Deneyi Düzenegi

Elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak çizelge 4.1'de sunulmuştur.

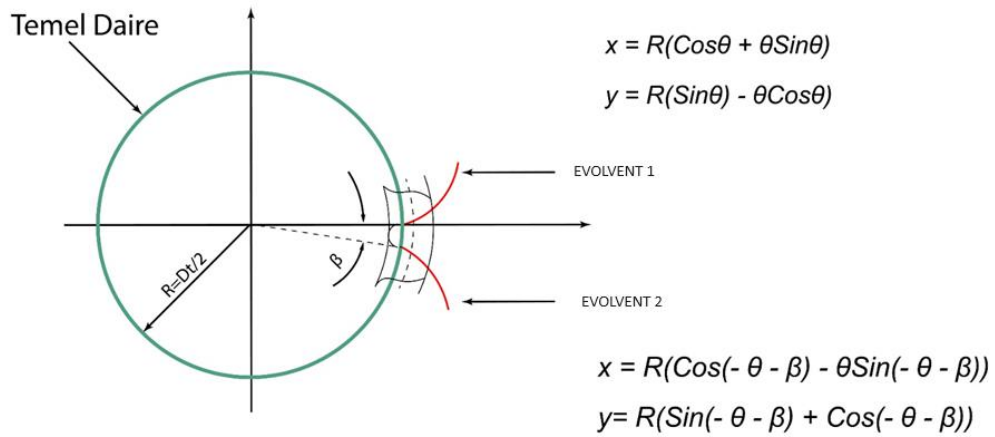
Numune Numarası	Akma Mukavemeti (MPa)	Elastisite Modülü (Mpa)
1	87,621	2540,129
2	93,503	2744,989
3	83,899	2459,031
4	79,552	2502,065
5	85,166	2635,595
Ortalama	85,9482	2576,3618

Çizelge 4.1: Çekme Testine Göre Poliamidin Mekanik Özellikleri

4.2. Dişli Çarkların Tasarımı

Evolvent eğri, dişli profillerinde kullanılan bir matematiksel eğri türüdür. Evolvent eğriler, dişli çarklarda dişli profillerini oluşturmak için yaygın olarak kullanılır. Bu eğriler, dişliler arasında sürekli ve düzgün bir temas sağlar, aynı zamanda dayanıklılığı ve güç iletimini optimize ederler. İki dişli çark birbiriyle temas ettiğinde, temas noktası boyunca sürekli bir hareket ve iletim sağlanır. Evolvent eğrileri oluşturmak için kullanılan matematiksel denklem, parametrik bir denklem formuna sahiptir.

Evolvent eğrilerinin parametrik denklemi şu şekildedir:



Şekil 4.4: Evolvent Eğrisi ve Formülleri

Burada:

r : Evolvent eğrisinin başlangıç noktasından uzaklık.

θ : Parametre, genellikle 0 ile $\pi/2$ arasında değişir.

Bu parametrik denklemler, evolvent eğrilerini tanımlar. Evolvent eğrisi, θ parametresi değerine bağlı olarak döner ve genellikle bir nokta P üzerinde belirli bir açıya karşılık gelir. Evolvent eğrisinin bu parametrik formu, dişli çarklarda dişli profillerini tanımlamak ve optimize etmek için kullanılır [40].

Bu çalışmada evolvent profilde düz dişli çark kullanılmıştır. Çalışma kullanılan düz dişli tasarım boyutları Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2: Düz Dişli Çarkın Tasarım Parametreleri

Modül	m	4 mm
Diş Sayısı	a	25
Basınç Açısı	α	20°
Genişlik	b	20 mm
Mil Çapı	d_{mil}	20 mm

Bu tasarım parametrelerine göre dişli çarkın temel boyutları hesaplanmıştır.

Çizelge 4.3: Dişli Çarkın Geometrik Boyutları

Bölüm Dairesi Çapı	d_0	$d_0 = m \times z$	100 mm
Diş Üstü Dairesi Çapı	d_a	$d_a = d_0 + (2 \times m)$	108 mm
Diş Dibi Dairesi Çapı	d_f	$d_f = d_0 - (2,5 \times m)$	90 mm
Temel Dairesi Çapı	d_t	$d_t = d_0 \times \cos(\alpha)$	93,97 mm

4.3. Düz Dişli Çark Tasarımı

Bu çalışmada ilk olarak düz dişli çark, Solidworks 2020 programında belirlenen tasarım parametreleri ve geometrik boyutlarında tasarlanmıştır.

Tasarımda Solidworks programının denklemler modülü kullanılmıştır. Denklemler modülü, SolidWorks içinde bir özelliktir ve genellikle "Denklemler Tablosu" adı altında bulunur. Bu modül sayesinde, dişli çarklar tasarlarken belirli ölçülerin, uzunlukların, açılarının ve diğer geometrik özelliklerin birbirleriyle matematiksel ilişkileri tanımlanabilir.

Denklem tablosu aracılığıyla şunları gerçekleştirebiliriz:

1. **Parametrik Tasarım:** Denklemleri kullanarak özellik boyutları değiştirilebilir ve model anında güncellenebilir.
2. **İlişkilendirme:** Bir özellik veya boyut, başka bir özellik veya boyutla ilişkilendirebilir. Örneğin, bir kenar uzunluğu bir başka kenar uzunluğuna bağlanabilmektedir.
3. **Değişken Kullanımı:** Denklemler, bir parametreyi değişken olarak tanımlamamıza ve bu değişkeni farklı yerlerde kullanmamıza olanak tanımaktadır.

Denklemler, tasarım sürecini daha esnek ve anlaşılır hale getirirken aynı zamanda tasarım değişikliklerine daha hızlı yanıt verebilmeyi sağlar. Solidworks içinde denklemlerle çalışmak, tasarımın parametrik ve dinamik olmasını sağlar, bu da tasarım sürecini kolaylaştırmaktadır.

Tasarımda ilk adım olarak dişli çarkın boyutlarını ve diş eğrilerini oluşturmada kullanılacak olan denklemler programa çekilmiştir.

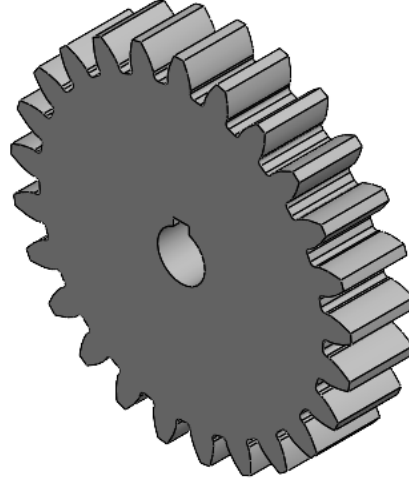
Ad	Değer / Denklem	Buna değeri:	Yorumlar
Global Değişkenler			
"m"	= 4mm	4mm	<input type="checkbox"/> Modül
"Z"	= 25	25	<input type="checkbox"/> Diş sayısı
"α"	= 20derece	20derece	<input checked="" type="checkbox"/> Kavrama açısı
"do"	= "m" * "Z"	100	<input checked="" type="checkbox"/> bölüm dairesi çapı
"da"	= "do" + (2 * "m")	108mm	<input checked="" type="checkbox"/> Diş üstü çapı
"df"	= "do" - (2.5 * "m")	90mm	<input checked="" type="checkbox"/> Diş dişi çapı
"dt"	= "do" * cos ("α")	93.9693mm	<input checked="" type="checkbox"/> Temel daire çapı
"δ"	= (sqrt (("do" ^ 2) - ("dt" ^ 2))) / "dt" * (180derece	0.853958mm	<input checked="" type="checkbox"/> Delta
"R"	= "dt" / 2	46.9846mm	<input checked="" type="checkbox"/> Parametrik denklem
"β"	= (360derece / (4 * "Z") - "δ") * 2derece	5.49208derece	<input checked="" type="checkbox"/> Evolvent eğrileri arasındaki açı
Global değişken ekte			
Unsurular			
Unsur pasifleştirme ekte			

Otomatik olarak yenici Aşılabilir denklemler: Derece Otomatik çözme sırası

Dış dosyaya bağla: ...

Şekil 4.5: Solidworks Denklemler Modülü ve Programa Çekilen Denklemler

Daha sonra tasarımın bütün aşamalarında bu denklemler kullanılarak dişli çarkın modeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.6: Düz Dişlinin CAD Modeli

4.4. Dişli Çarkların Modellenmesi

Modelleme, bir şeyin veya bir sistemin bilgisayar ortamında temsil edilmesi veya oluşturulması sürecidir. Bu genellikle matematiksel veya grafiksel bir temsil içerir. Modelleme, bir nesnenin veya sürecin anlaşılmasını, analizini ve simülasyonunu kolaylaştırmak için kullanılır. Örneğin, mühendislikte bir ürünün tasarımını veya bilimde bir fenomenin davranışını modellemeye benzetmektedir.

Solid Modeling (Katı Modelleme), bilgisayar destekli tasarım (CAD) alanında sıkça kullanılan bir modelleme türüdür. Bu, üç boyutlu nesnelerin bilgisayar ortamında tam, katı ve detaylı temsilini içerir. Solid modeling, nesnelerin yüzeyleri, kenarları ve hacimleri arasındaki ilişkileri tam olarak tanımlayan matematiksel modelleri kullanır.

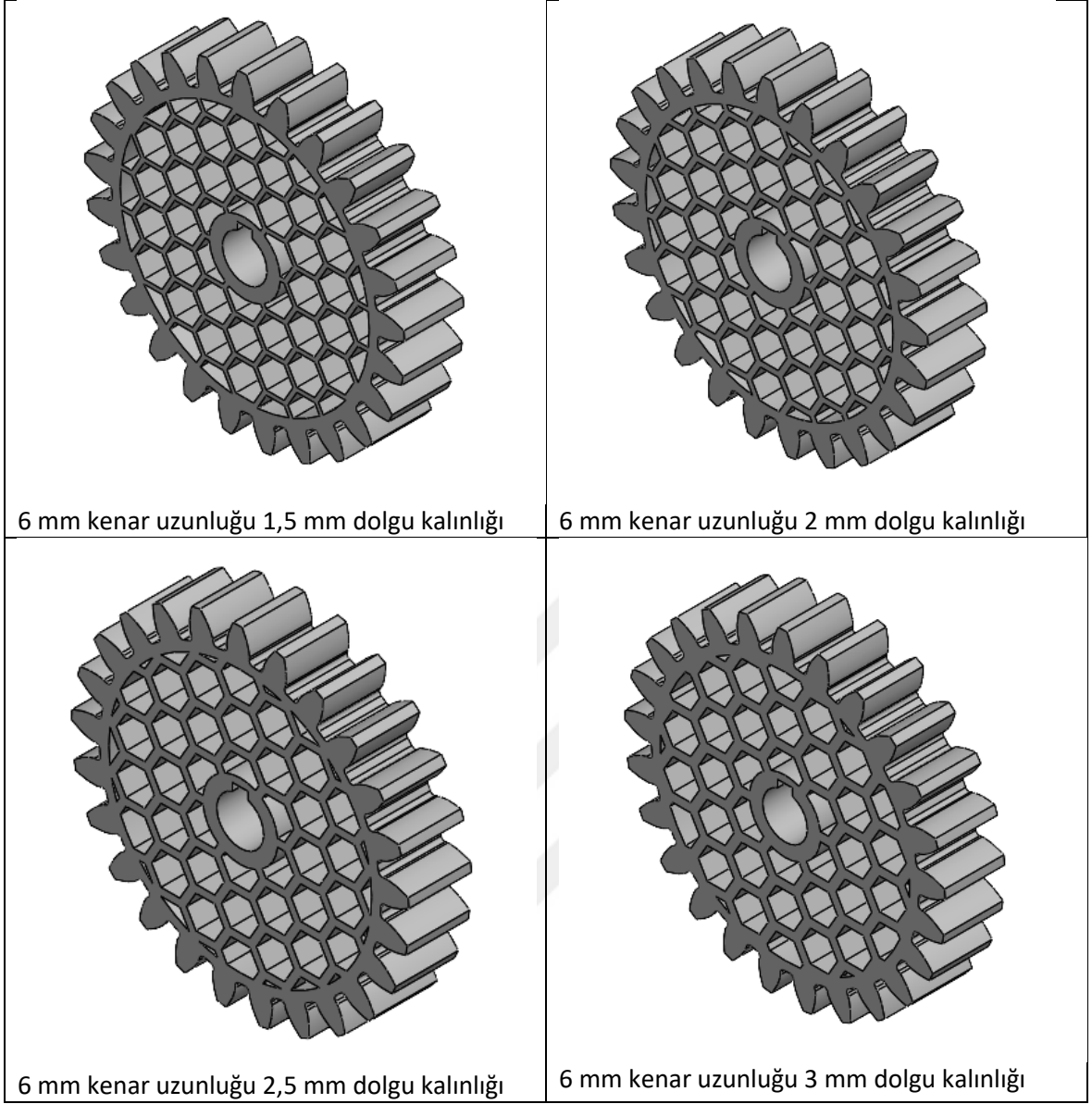
Solid modeling yapmak için genellikle şu adımlar takip edilir:

1. Tasarım Hedeflerini Belirleme: Modelleme işlemine başlamadan önce, tasarım hedefleri ve gereksinimleri belirlenir. Bu, tasarımın amacını, malzemeleri ve diğer önemli faktörleri içerir.
2. Modelleme Yazılımını Seçme: Solid modeling işlemleri genellikle özel CAD yazılımları kullanılarak gerçekleştirilir. Öne çıkan Solid Modeling yazılımlarından biri Solidworks'tür.
3. Referans Noktalarını Belirleme: Modelleme işlemine başlamadan önce, tasarımın temel boyutları ve referans noktaları belirlenmelidir. Bu, modelin başlangıcını ve temel boyutlarını belirlemede yardımcı olmaktadır.

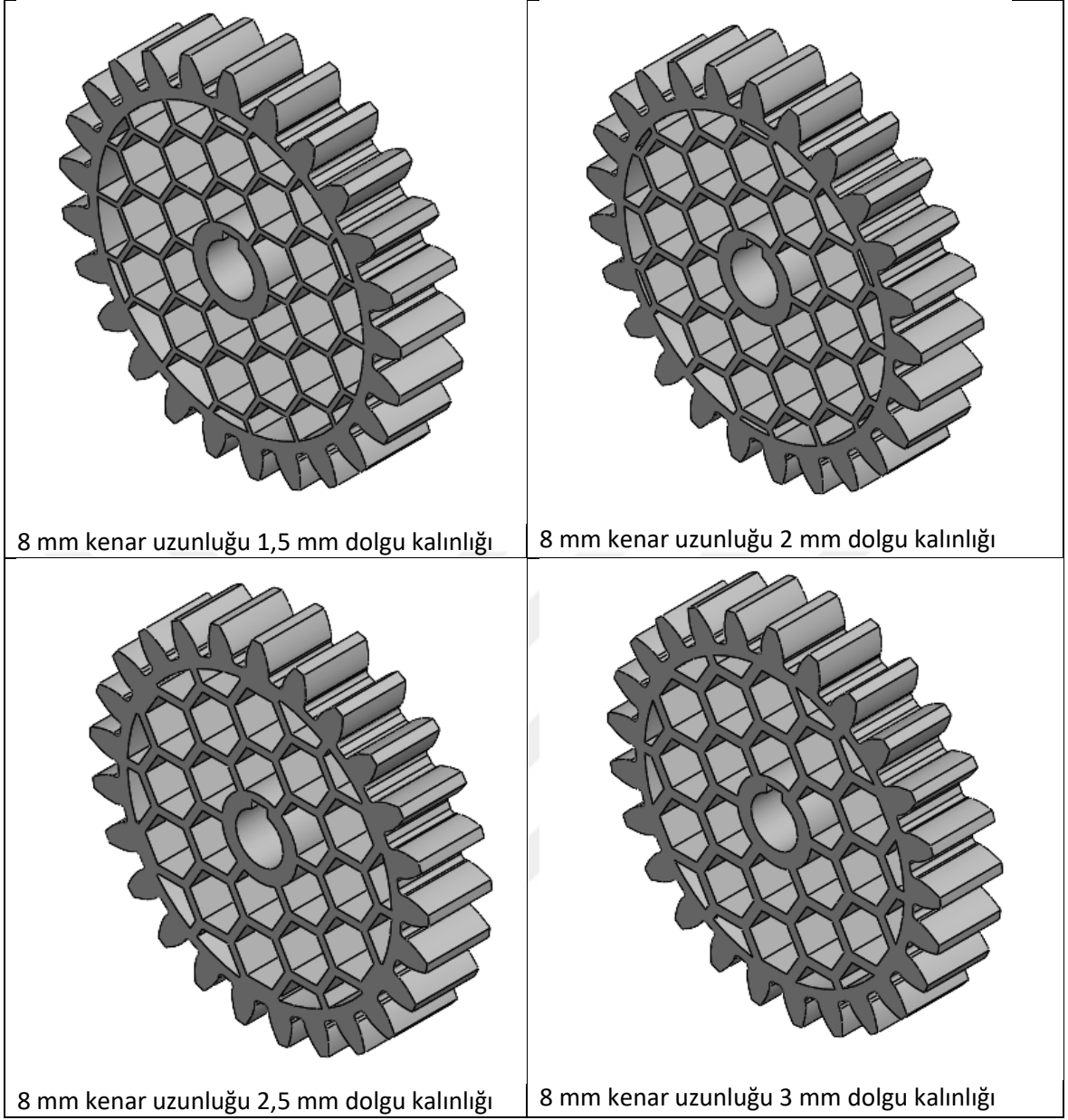
4. Temel Geometrik Şekilleri Çizme: Modelleme sürecine genellikle basit geometrik şekiller çizerek başlanır. Bu, nesnenin ana konturlarını belirlemek için bir başlangıç noktası sağlar.
5. İleri Geometrik İşlemler: Başlangıçta çizilen basit şekiller üzerine daha karmaşık geometrik işlemler eklenir. Bunlar, çıkartma, birleştirme, kesme, döndürme ve ölçeklendirme gibi işlemlerdir.
6. Detaylandırma ve Doğrulama: Tasarım detayları eklenir ve model detaylandırılır. Bu aşamada, tasarımın fizibilitesini değerlendirmek ve tasarım gereksinimlerini karşılamak için modeli doğrulamak önemlidir.

Solid modeling, ürün tasarımı, mühendislik, mimari ve birçok başka alanda kullanılan güçlü bir araçtır. Bu süreç, bilgisayar destekli tasarımın temelini oluşturur ve karmaşık 3D nesnelerin detaylı ve hassas bir şekilde modellenmesini sağlar.

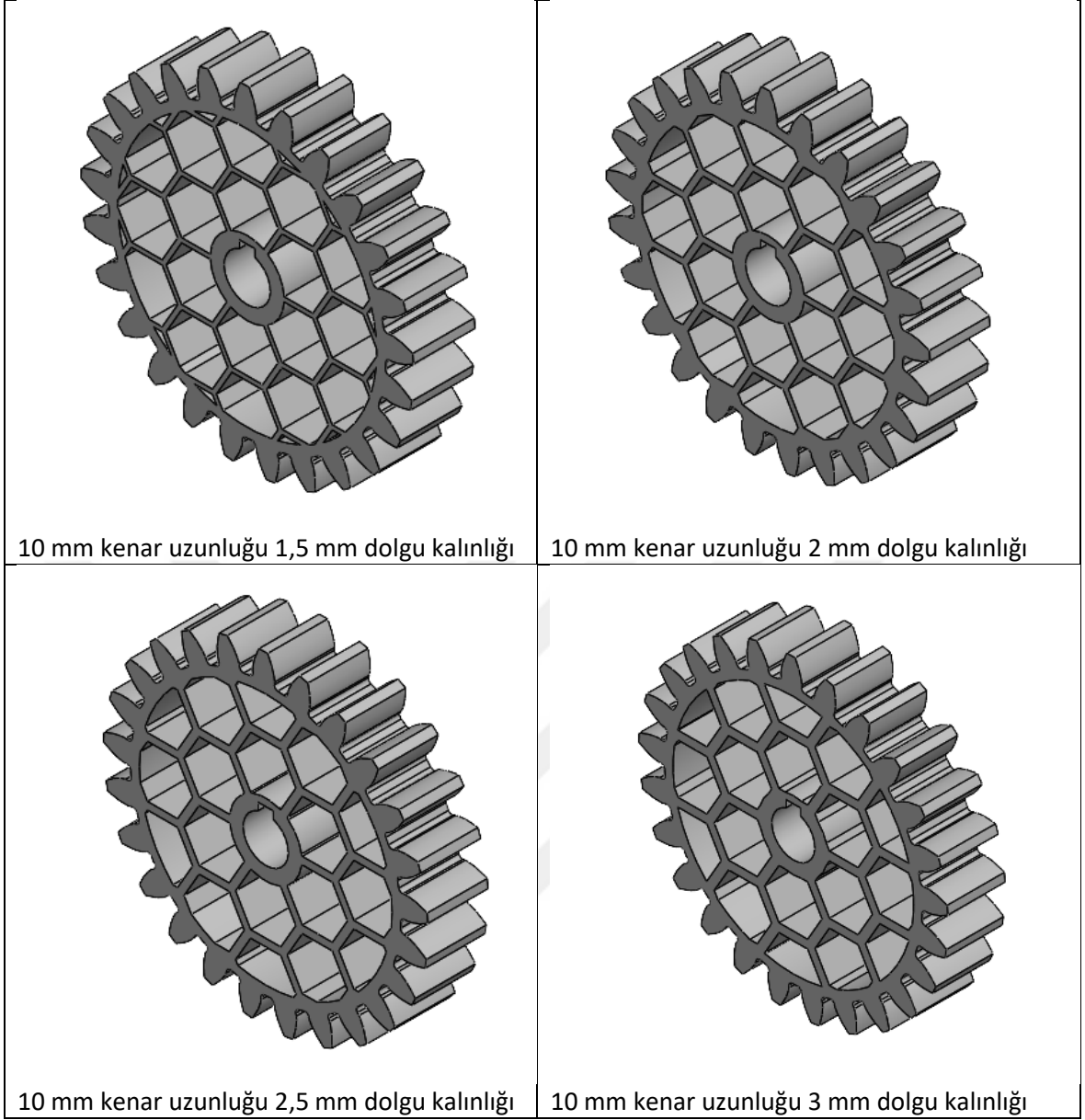
Bu çalışmada Modellemede Solidworks programı kullanılmıştır. Çalışmada üçgen, altıgen ve kare geometrileri kullanılmıştır. Bu geometrilerde farklı kenar uzunluğu ve farklı dolgu kalınlıklarında gövdede hiç boşluk kalmayacak şekilde tasarımlar yapılmıştır.



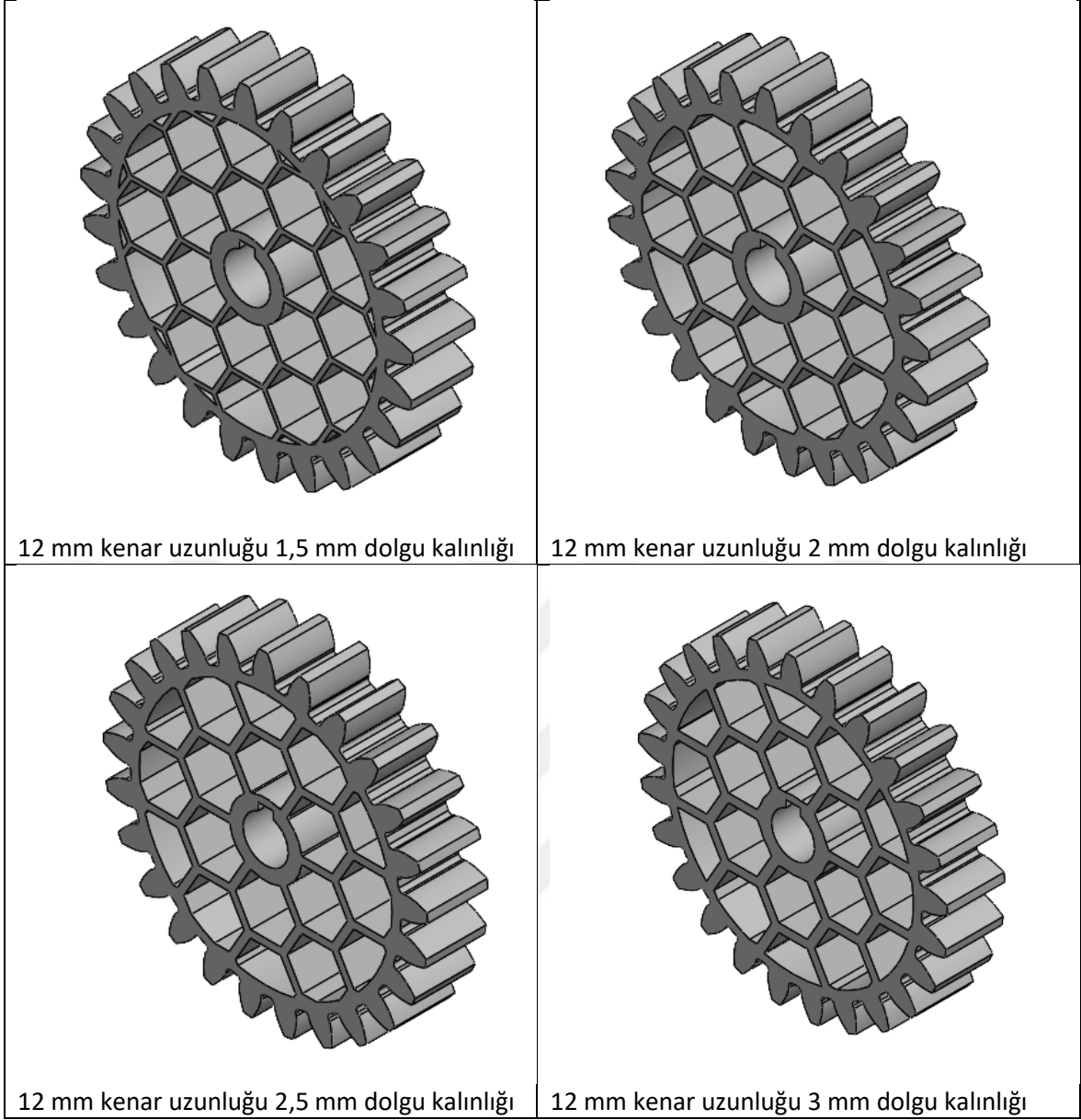
Şekil 4.7: Altıgen Formda Kenar Uzunluğu 6mm Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



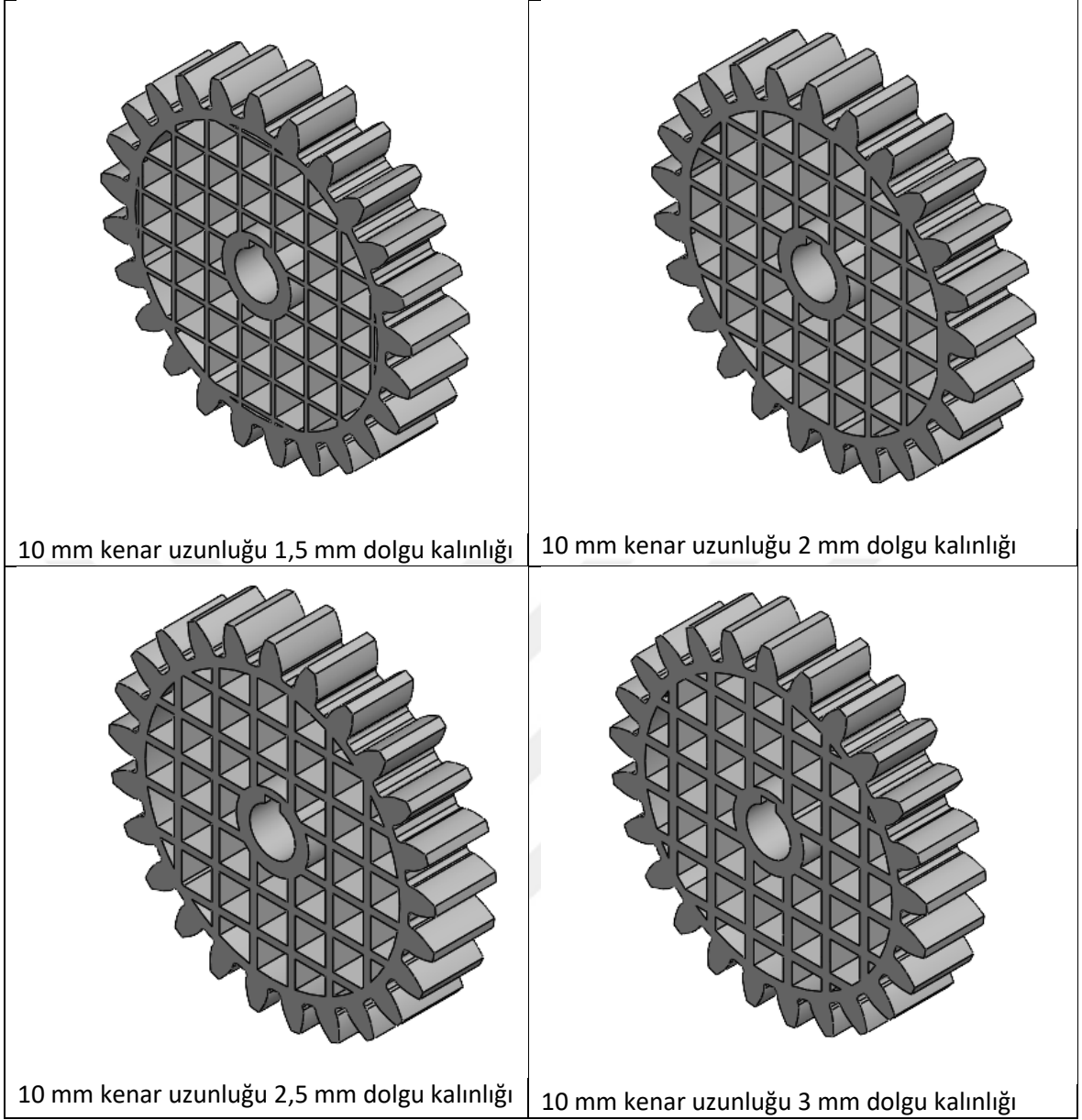
Şekil 4.8: Altıgen Formda Kenar Uzunluğu 8 mm Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



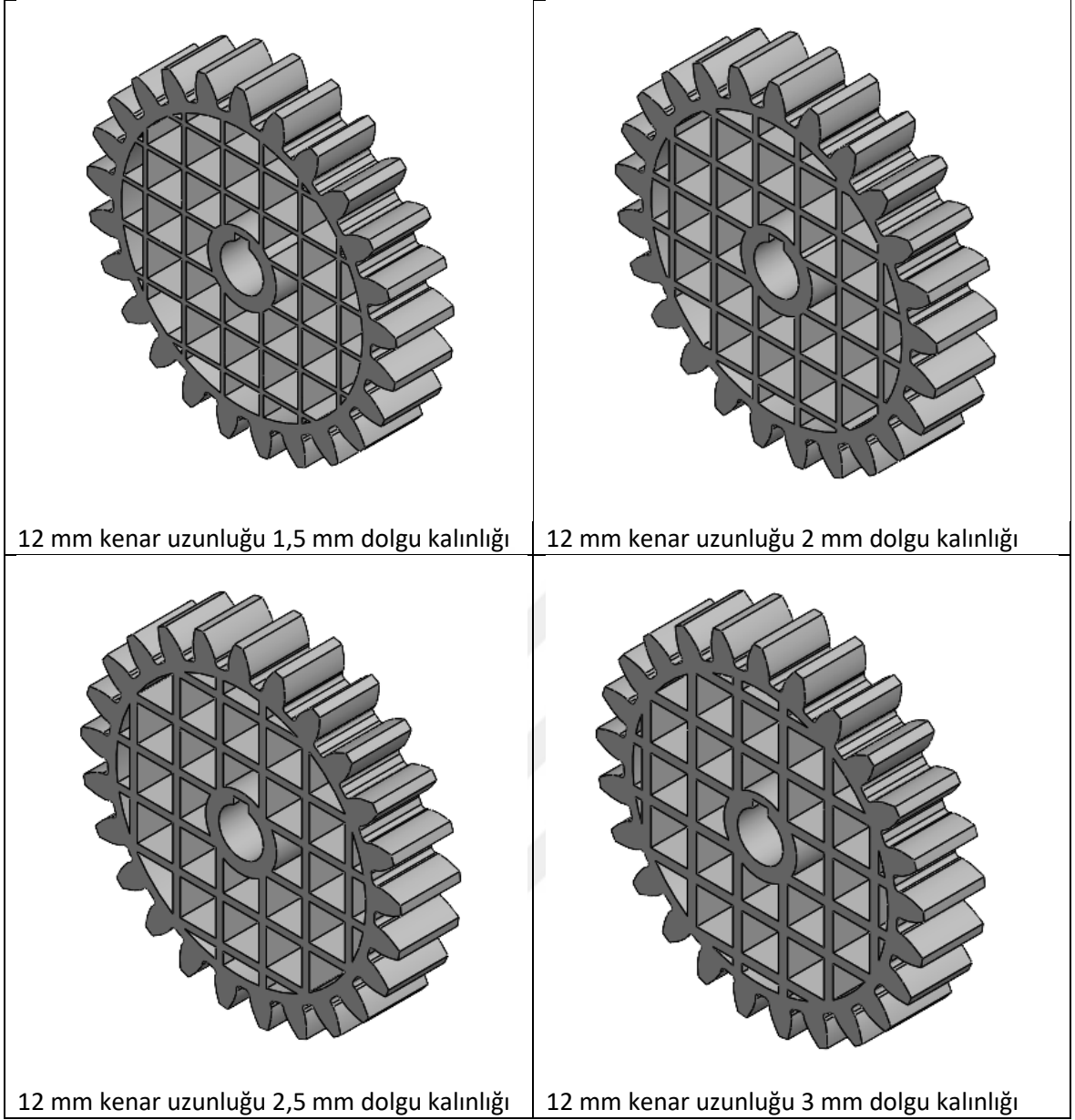
Şekil 4.9: Altıgen Formda Kenar Uzunluğu 10 mm Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



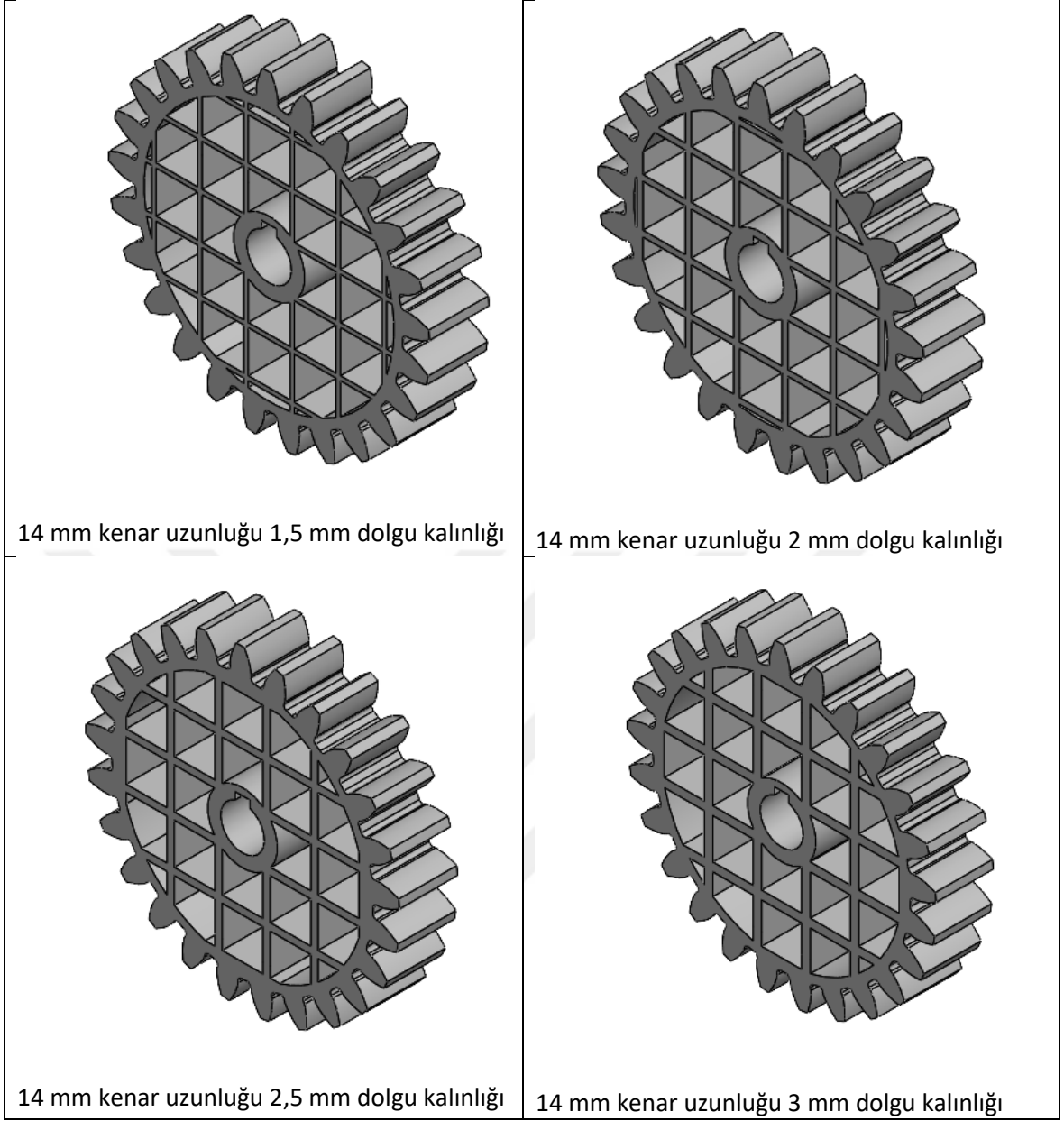
Şekil 4.10: Altıgen Formda Kenar Uzunluğu 12 mm Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



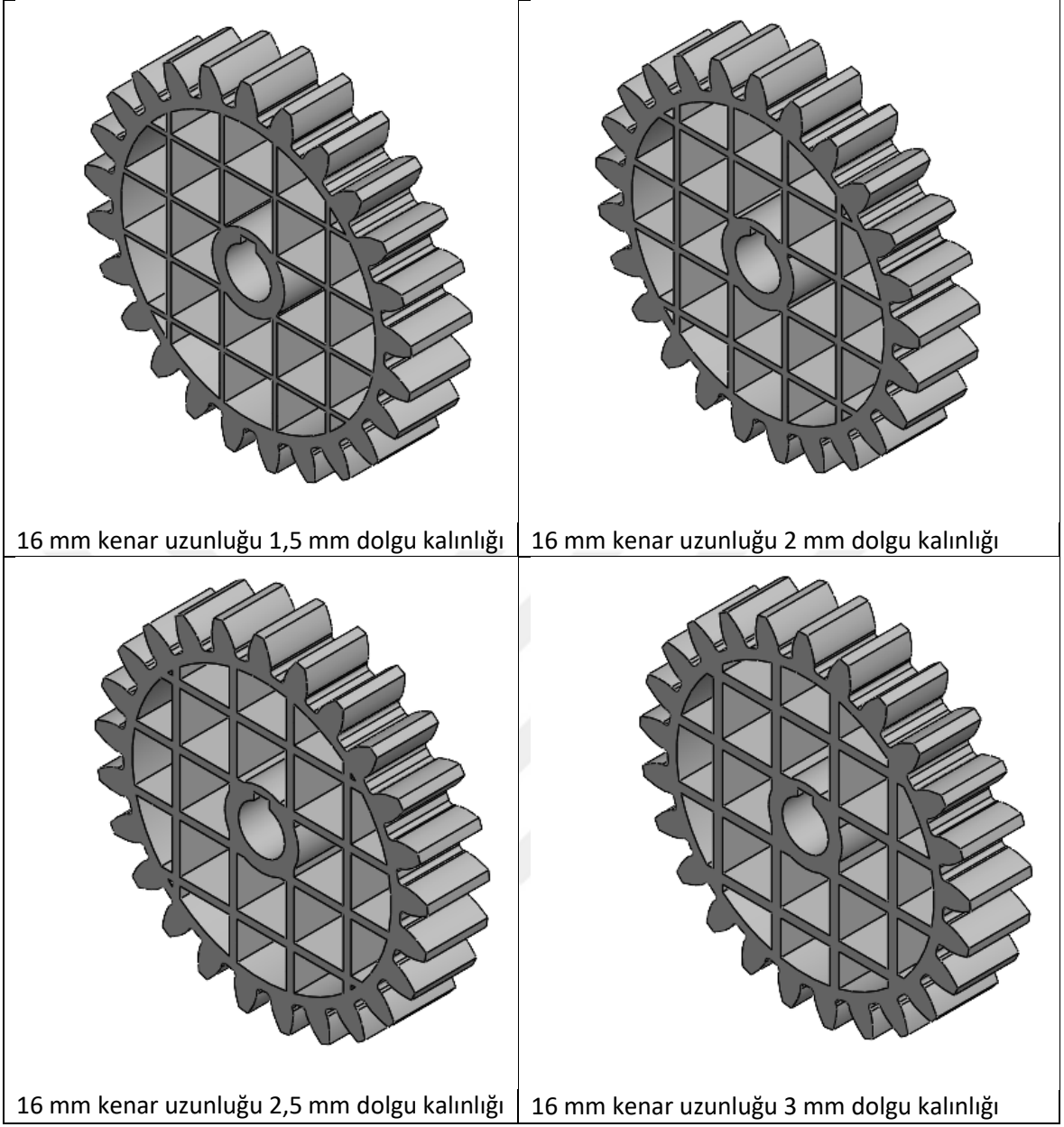
Şekil 4.11: Kare Formda Kenar Uzunluğu 10 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



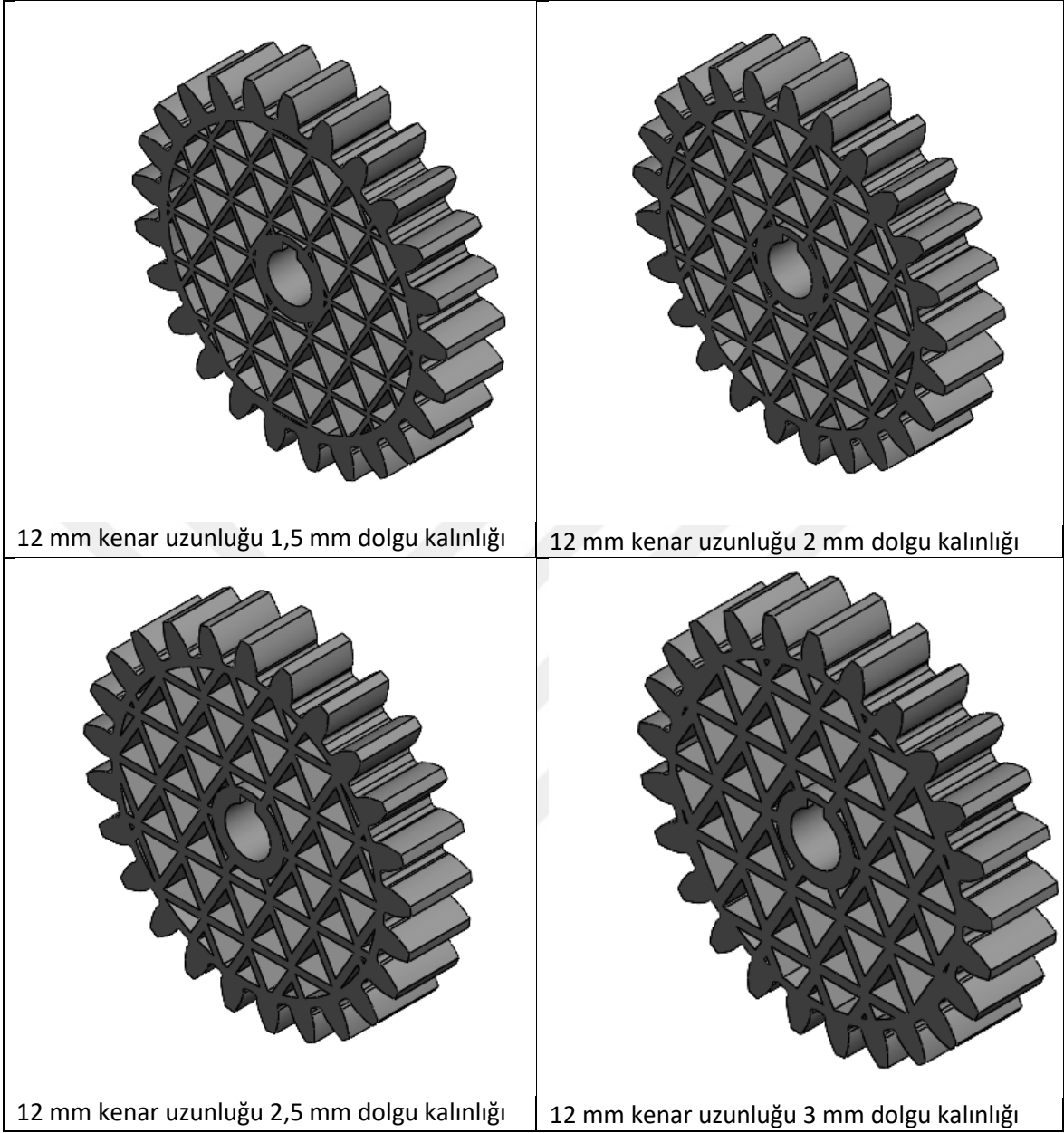
Şekil 4.12: Kare Formda Kenar Uzunluğu 12 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



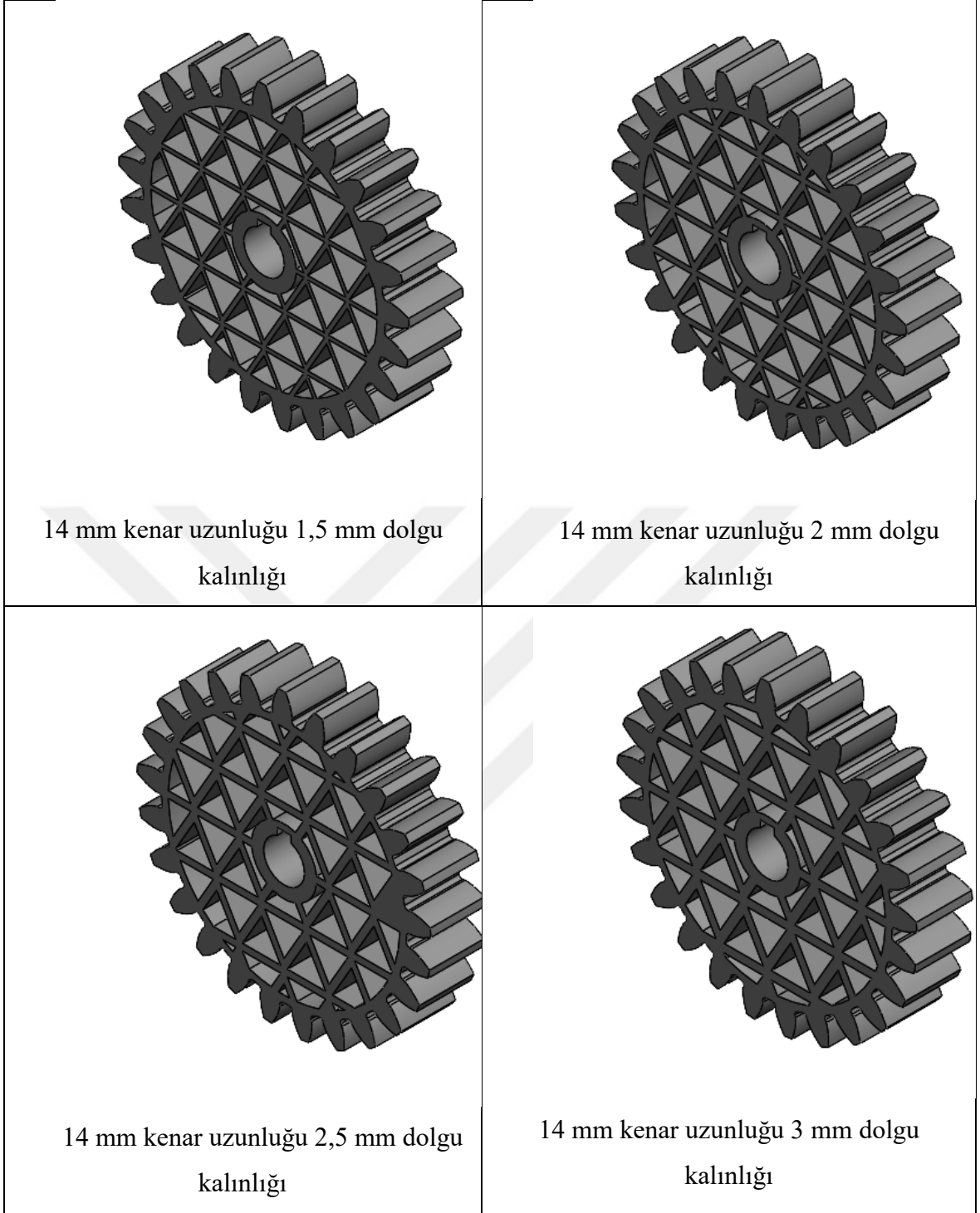
Şekil 4.13: Kare Formda Kenar Uzunluğu 14 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



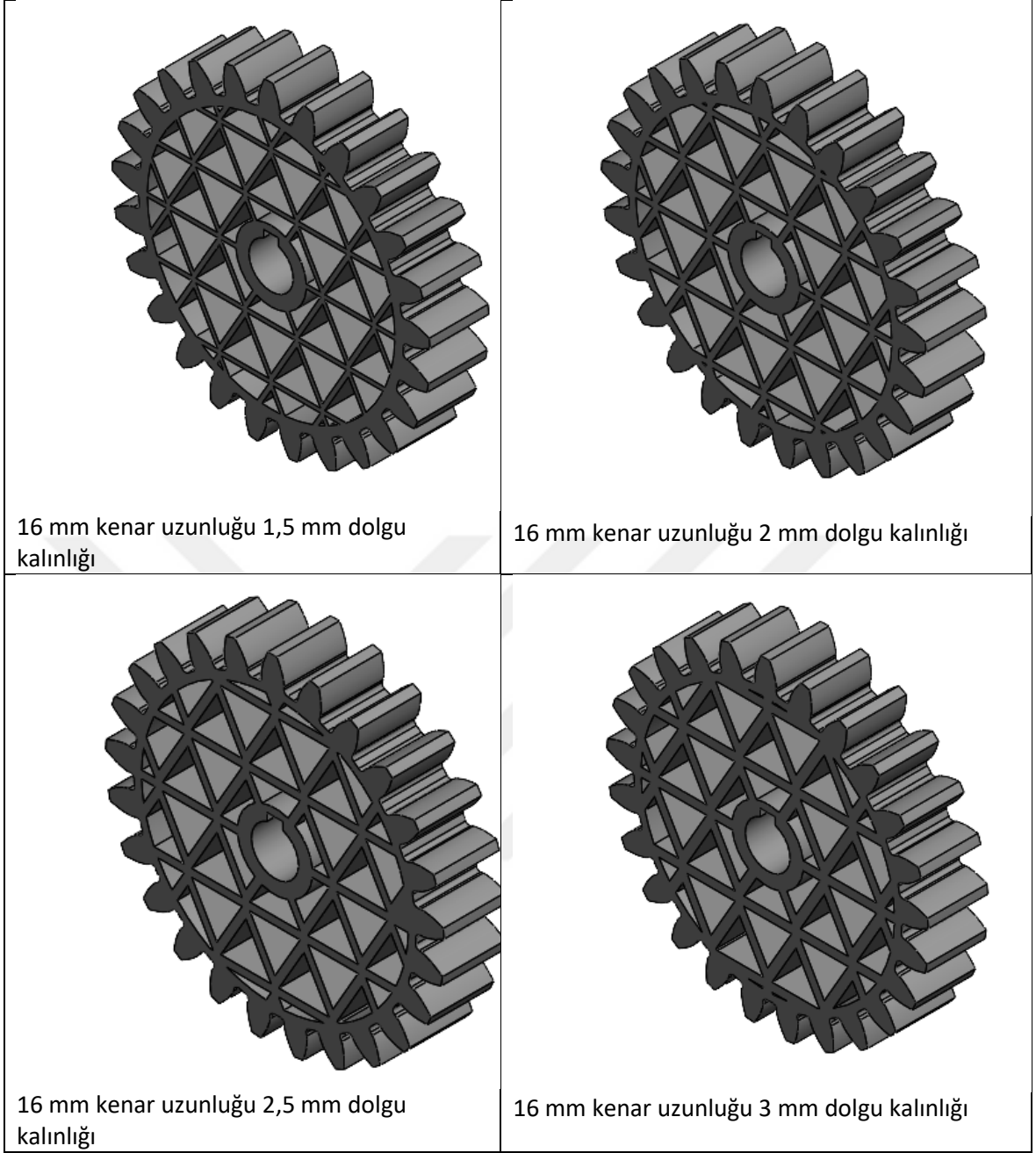
Şekil 4.14: Kare Formda Kenar Uzunluğu 16 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



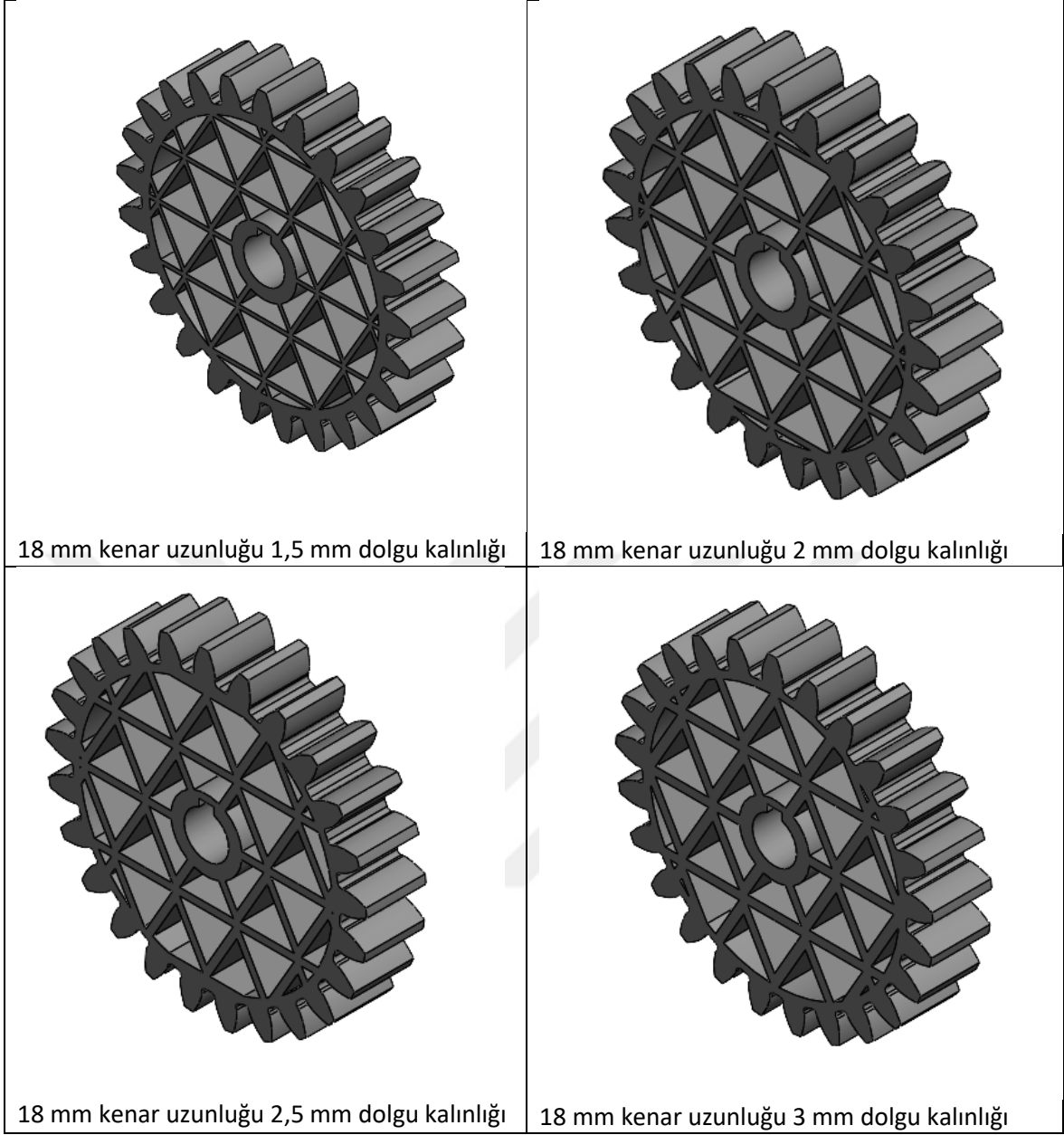
Şekil 4.15: Üçgen Formda Kenar Uzunluğu 12 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



Şekil 4.16: Üçgen Formda Kenar Uzunluğu 14 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



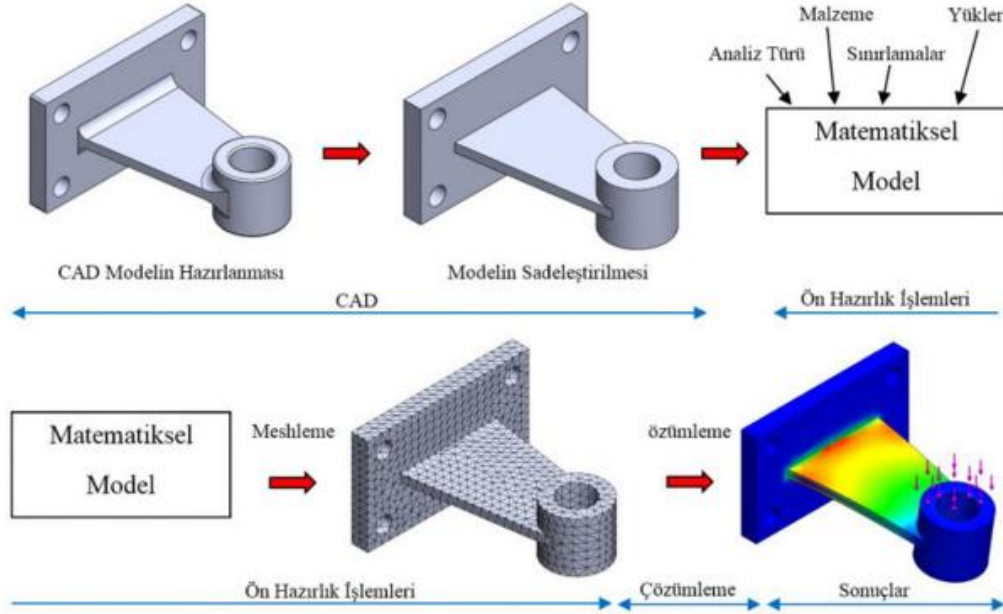
Şekil 4.17: Üçgen Formda Kenar Uzunluğu 16 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları



Şekil 4.18: Üçgen Formda Kenar Uzunluğu 18 mm, Farklı Dolgu Kalınlıklarında Dişli Tasarımları

4.5. Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu Elemanlar Analizi (FEA - Finite Element Analysis), mühendislikte yapıların, sistem elemanlarının veya malzemelerin davranışlarını ve performanslarını analiz etmek için kullanılan sayısal bir yöntemdir [41]. Bu analiz, karmaşık geometrileri, malzeme özelliklerini ve sınırlı koşulları içeren bir modelleme ortamında, elemanlardan (finite elements) oluşan bir ağ kullanarak gerçekleştirilir.



Şekil 4.19: Sonlu Elemanlar Yönteminde İşlem Basamakları [43]

Sonlu Elemanlar Analizi aşağıdaki temel adımları içerir:

1. Geometri ve Malzeme Tanımı:

- Analiz yapılacak sistemin geometrisi, malzeme özellikleri ve sınırlı koşullar belirlenir.
- Karmaşık yapılar, ürünler veya sistemler, üç boyutlu modellerle veya iki boyutlu kesitlerle temsil edilir.

2. Ağ Oluşturma:

- Geometri, küçük ve basit geometrik elemanlara bölünür (sonlu elemanlar).
- Bu elemanlar, analiz için uygun matematiksel ifadelerle modellenir.

3. Malzeme Özellikleri ve Sınırlı Koşulları:

- Her elemanın malzeme özellikleri, elastisite modülü, Poisson oranı, termal genişleme katsayısı gibi bilgilerle belirlenir.

- Analizde kullanılacak sınırlı koşullar (boundary conditions) belirlenir.
4. Yük ve Kuvvet Uygulaması:
- Analizde dikkate alınan yükler, kuvvetler ve momentler belirlenir ve bu etkiler sonlu eleman ağına uygulanır.
5. Çözüm:
- Sonlu elemanlar analiz yazılımı, modeldeki her bir elemanın davranışını matematiksel olarak çözer.
 - Genellikle lineer cebirsel denklem sistemlerinin çözümü veya sayısal çözüm algoritmaları kullanılır.
6. Sonuçların İncelenmesi:
- Analiz sonuçları, gerilme, deformasyon, sıcaklık dağılımı, akışkan akışı, manyetik alan gibi çeşitli faktörlerde elde edilen sonuçları içerir.
 - Sonuçlar, tasarımın güvenilirliğini değerlendirmek ve gerektiğinde iyileştirmeler yapmak için incelenir.
7. Optimizasyon ve Tasarım Değişiklikleri:
- Analiz sonuçlarına dayanarak, tasarımı optimize etmek veya yapıyı iyileştirmek için gerekli olan değişiklikler yapılır.

Sonlu Elemanlar Analizi, yapısal mühendislik, termal analiz, akışkanlar mekaniği, elektromanyetik alan analizi ve birçok mühendislik uygulama alanında kullanılır[42] . Bu analiz, fiziksel prototipler oluşturmadan önce ürün veya sistem tasarımlarını değerlendirmenin ve optimize etmenin etkili bir yolunu sağlar.

4.4.1 Tasarlana dişli çarkların analizi

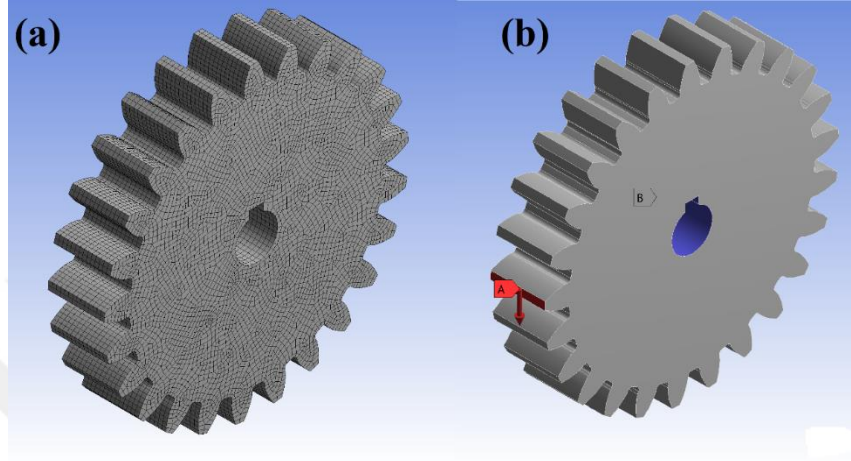
İlk aşamada malzeme boşaltma işlemi yapılmayan düz dişlinin analizi gerçekleştirilmiştir. Daha sonra tasarlanan özel düz dişli çark modellerinin ANSYS Workbench 2020 R1 paket programında static-structural modunda analizleri gerçekleştirilmiştir.

Sonlu elemanlar analizi için ilk olarak Solidworks'te tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Daha sonra tasarlanan dişli çarklar ANSYS programına import edilmiştir. ANSYS programına tanıtılan katı modellere, deneysel doğrulama çalışmaları göz önünde bulundurularak, hem maliyet açısından hem de dişli malzemesi olarak en çok tercih edilen PA (poliamid) malzemesi atanmıştır.

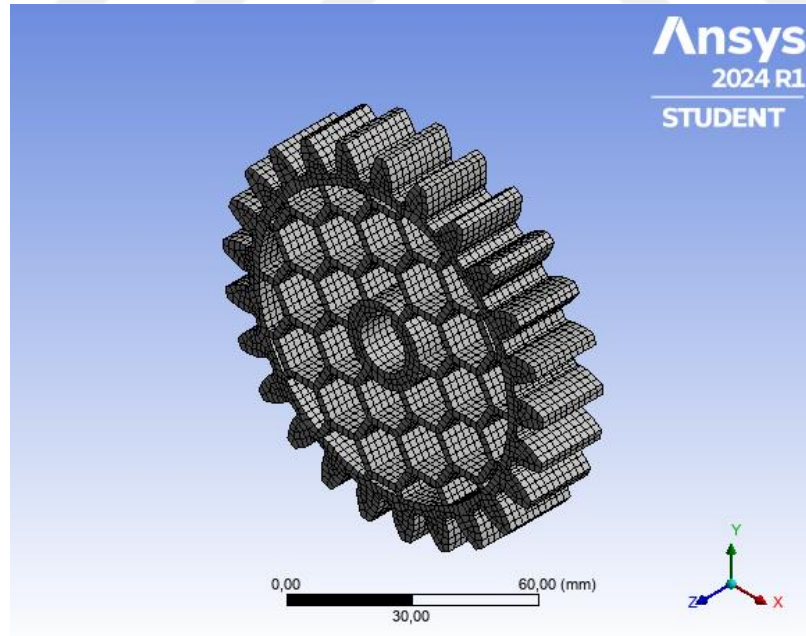
Sonlu elemanlar analizinin bir diğer aşaması olarak mesleme işlemi gerçekleştirilmiştir. Dişli modellerine uyguladığımız mesh işlemi analiz sonuçlarını önemli ölçüde

etkilemektedir. Modellere default olarak mesh atılmış daha sonra mesh kalitesini arttırmak için sizing komutu kullanılmıştır.

Mesheleme işlemi bittikten sonra sınır şartları tanımlanmıştır. Dişli çarkları mil deliğinden sabit kabul edilip Şekil 4.20 de görüldüğü gibi diş profiline yükleme işlemi gerçekleştirilmiştir.



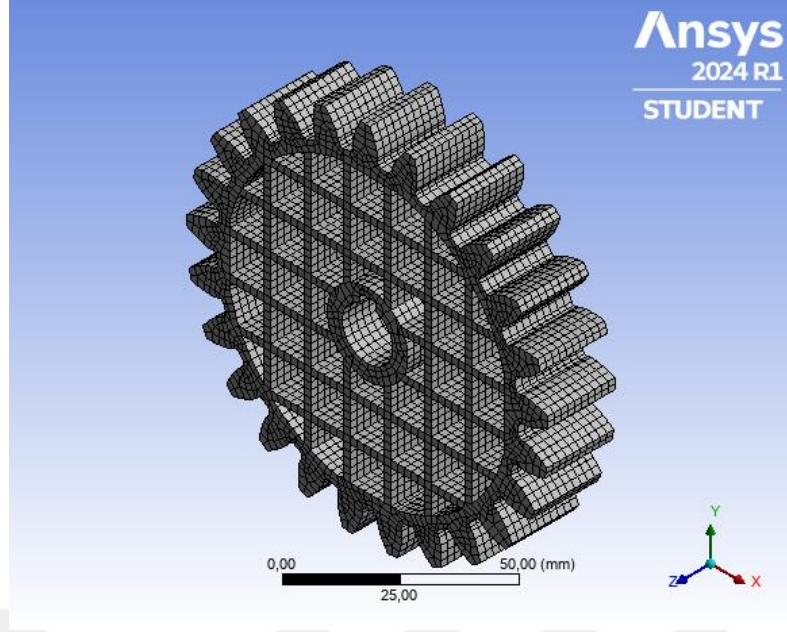
Şekil 4.20: Sonlu eleman modelindeki dişlinin (a) ağ yapısı(mesh) (b) sınır şartları



Şekil 4.21: Altıgen geometride tasarlanan dişli çarkın mesh yapısı

Çizelge 4.4: Altıgen Geometride Tasarlanan Dişli Çarkların Eleman ve Nokta Sayıları

Dişli Modeli	Nokta Sayısı (Nodes)	Eleman Adedi (Elements)
6 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	77699	13630
6 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	74406	13080
6 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	95390	56289
6 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	83442	15480
8 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	70608	12280
8 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	70818	12500
8 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	77550	14200
8 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	79204	14580
10 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	66457	11650
10 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	64509	11570
10 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	67111	12190
10 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	71516	13140
12 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	61903	10830
12 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	60358	10560
12 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	66737	12170
12 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	69104	12640

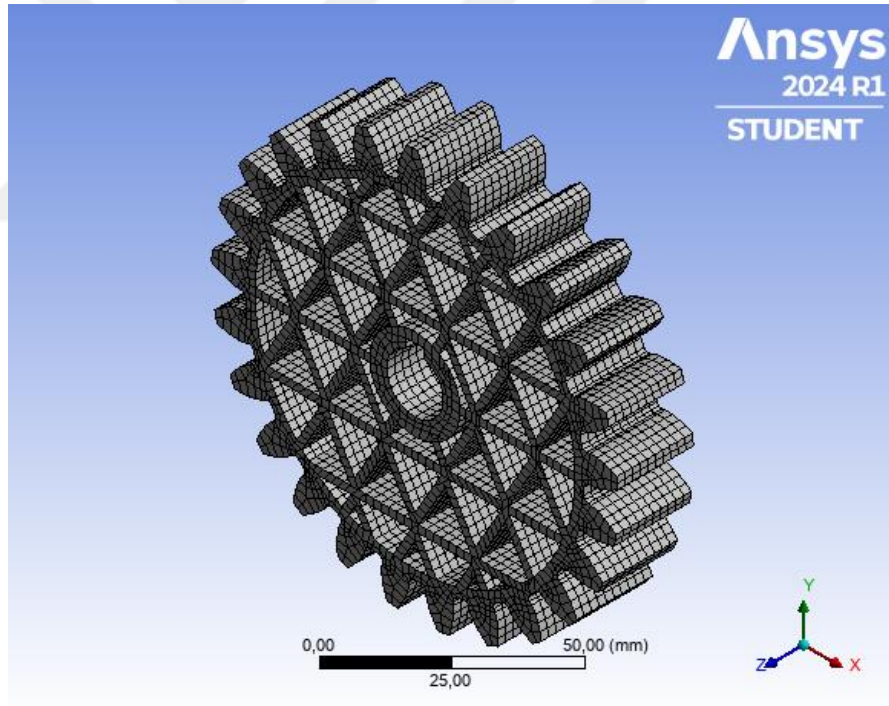


Şekil 4.22: Kare geometride tasarlanan dişli çarkın mesh yapısı

Çizelge 4.5: Kare Geometride Tasarlanan Dişli Çarkların Eleman ve Nokta Sayıları

Dişli Modeli	Nokta Sayısı (Nodes)	Eleman Adedi (Elements)
10 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	80729	13950
10 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	74888	12920
10 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	87270	16060
10 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	87736	16280
12 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	73748	12640
12 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	70687	12090
12 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	80218	14500
12 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	85319	15850
14 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	71397	12270
14 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	69392	12040

14 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	72908	13240
14 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	75759	13970
16 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	65172	11240
16 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	63811	11050
16 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	75875	13930
16 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	74822	13740



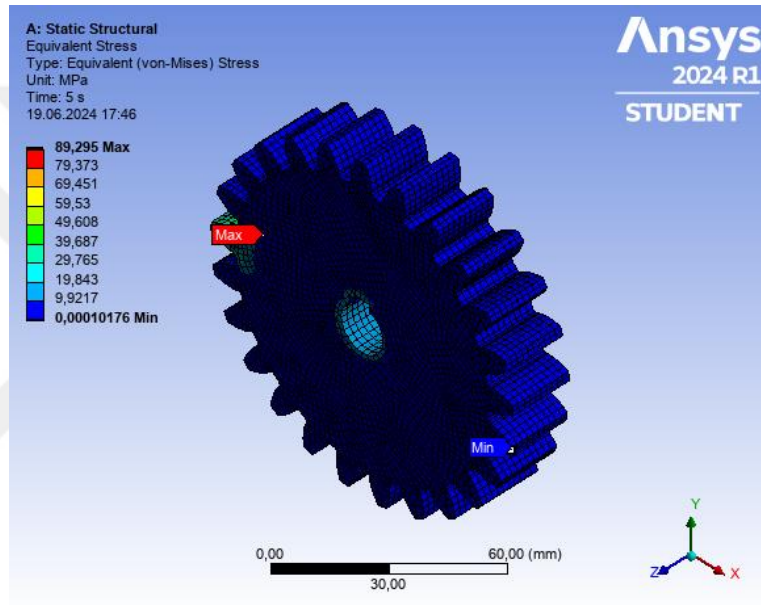
Şekil 4.23: Üçgen geometride tasarlanan dişli çarkın mesh yapısı

Çizelge 4.6: Üçgen Geometride Tasarlanan Dişli Çarkların Eleman ve Nokta Sayıları

Dişli Modeli	Nokta Sayısı (Nodes)	Eleman Adedi (Elements)
12 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	89434	15310
12 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	85255	14870
12 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	101254	18720
12 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	97435	18150
14 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	82564	13980
14 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	81308	14060
14 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	95332	17550
14 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	91368	16760
16 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	80912	13700
16 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	78228	13540
16 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	90085	16360
16 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	91509	16770
18 mm kenar uzunluğu 1,5 mm dolgu kalınlığı	79003	13470
18 mm kenar uzunluğu 2 mm dolgu kalınlığı	77237	13310
18 mm kenar uzunluğu 2,5 mm dolgu kalınlığı	88038	16110
18 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı	86429	15870

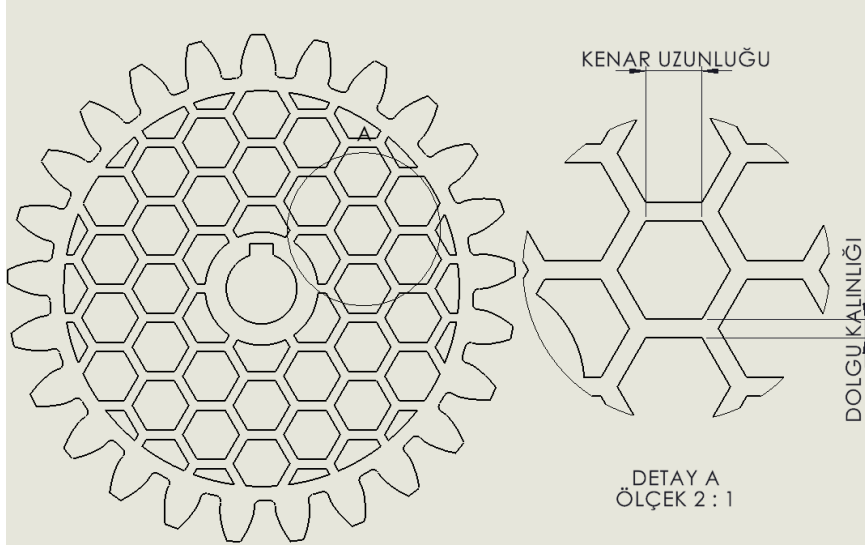
5.BULGULAR VE TARTIŞMA

Yapılan analizler sonucunda toplam deformasyon ve toplam von Mises gerilme sonuçları elde edilmiştir. Evolvent düz dişli çarklar zorlanmaya maruz kaldıklarında diş dibinden çizgi boyunca hasara uğramaktadırlar. Yapılan analizlerde hasar kriteri olarak diş dibindeki akma gerilmesi dikkate alınmıştır. Dolu olan düz dişli çarkta diş dibinde Poliamid malzeme için akma gerilmesi 86 MPa olarak belirlenmiştir. Gövdesi altıgen, kare ve üçgen boşaltılmış dişli çarklarda farklı bölgelerde oluşan maksimum gerilmelerin diş dibini geçen tasarımlar uygun bulunmamış, diş dibinden daha düşük oluşan maksimum gerilmeye sahip dişli çarklar uygun tasarım olarak kabul edilmiştir.



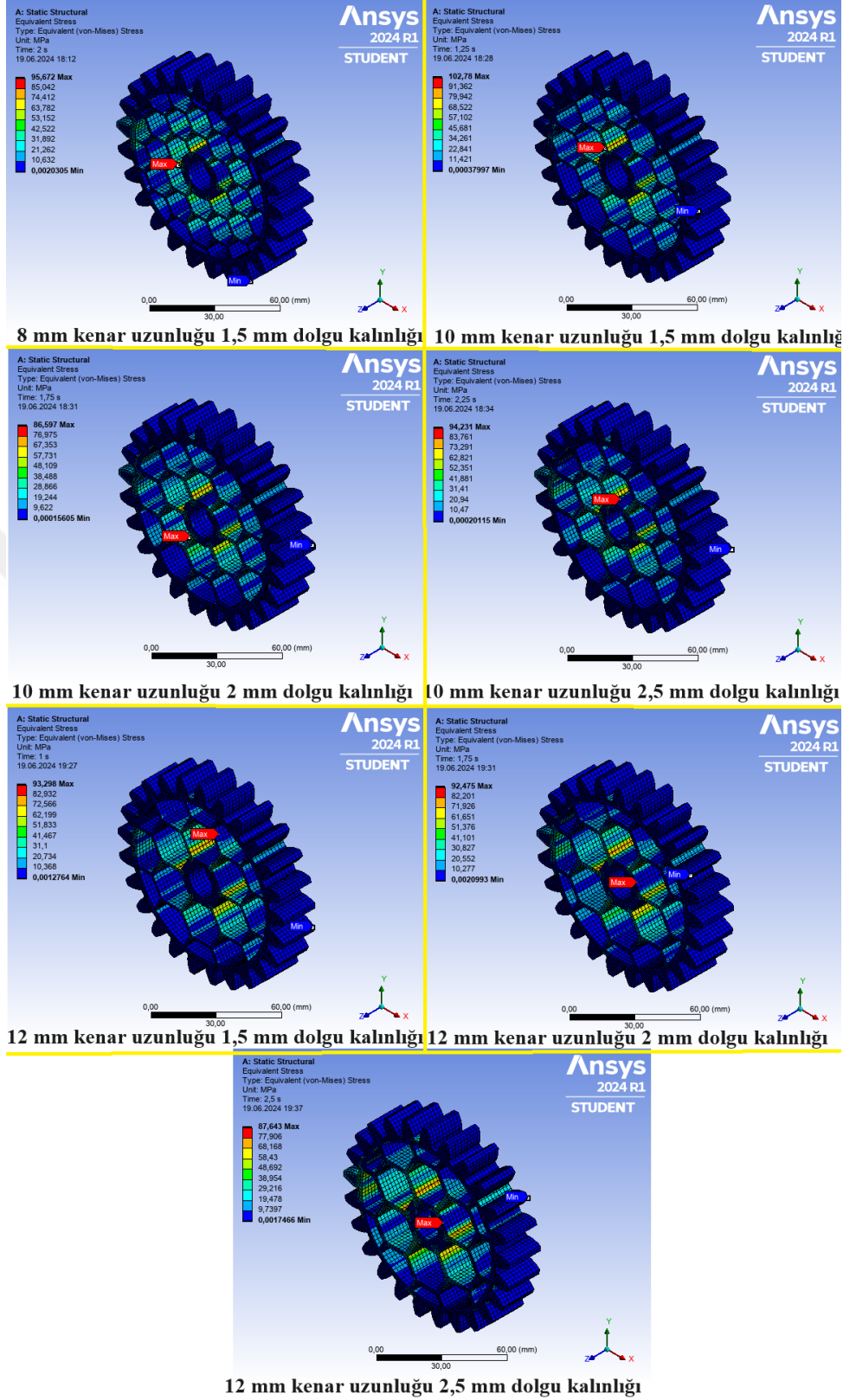
Şekil 5.1: İşlem Görmemiş Düz Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı

Projede referans alınan malzemesi Poliamid düz dişli çarkın ağırlığı 168,9 gram olarak hesaplanmıştır. Daha sonra tasarlanmış olan dişli çarkların ağırlıkları, bu ağırlık ile kıyaslanmıştır. Altıgen gövde boşaltma modellerinde cidar kalınlığı olarak 1.5-2-2.5-3 mm ve altıgen geometri kenar uzunluğu olarak ta 6-8-10-12 mm seçilmiş ve toplamda 16 adet dişli çark modellenmiştir.



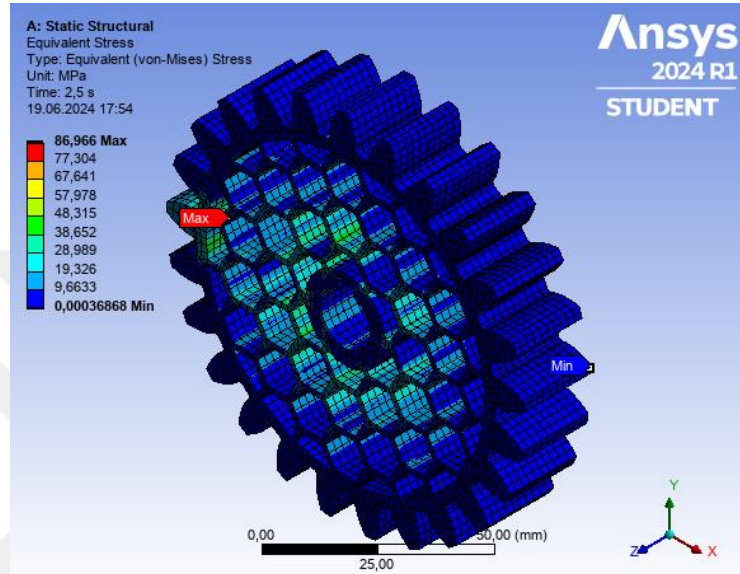
Şekil 5.2: Tasarım Referansları

Modellenen dişli çarklara sınır şartları girilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda Şekil 5.3 teki dişli çarklarda oluşan maksimum gerilmeler diş dibinden yüksek olarak gövde üzerinde oluşmuştur. Dolayısı bu dişli çarklar hasara diş dibinden değil gövde kısmından hasara uğramışlardır ve kriterleri karşılamayacaklarından dolayı değerlendirme dışı tutulmuşlardır.

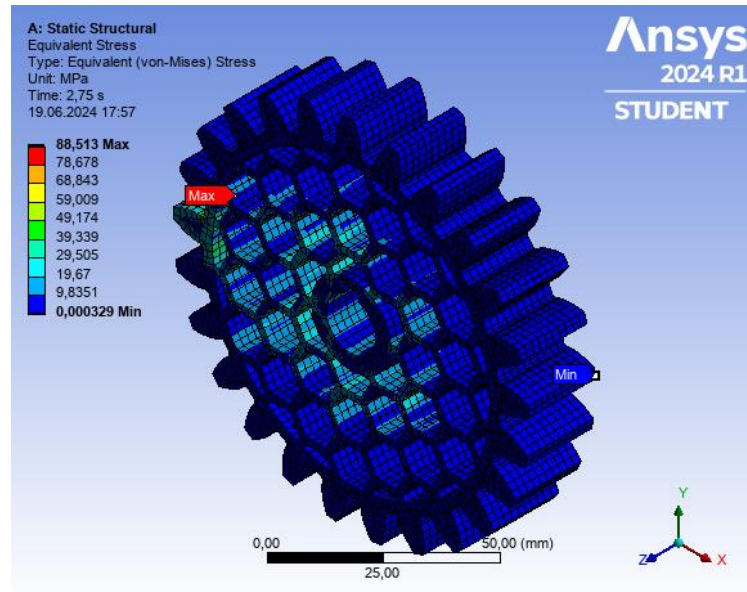


Şekil 5. 3: Altıgen Geometride Yapılan Tasarımlarda Değerlendirme Dışı Kalan Dişli Çarklar

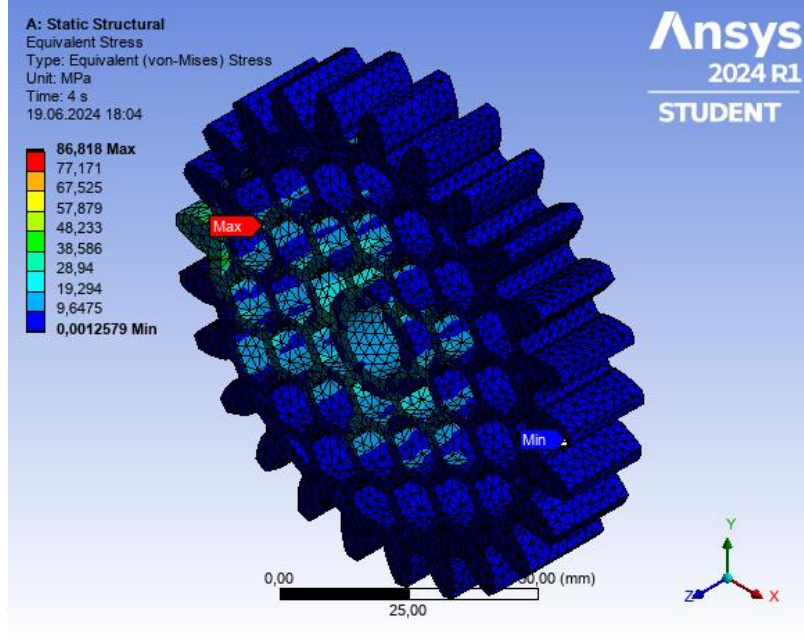
Analizler sonucunda boşaltılmış altıgen formdaki dişli çarklardan 6 mm kenar uzunluğu 1.5, 2, 2.5 ve 3 mm dolgu kalınlığı, 8 mm kenar uzunluğu 2, 2,5 ve 3 mm dolgu kalınlığı, 10 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığı ve 12 mm kenar uzunluğu 3 mm dolgu kalınlığında yapılan tasarımlar belirlenen kriteri sağladıklarından uygun dişli çarklar olarak kabul edilmişlerdir.



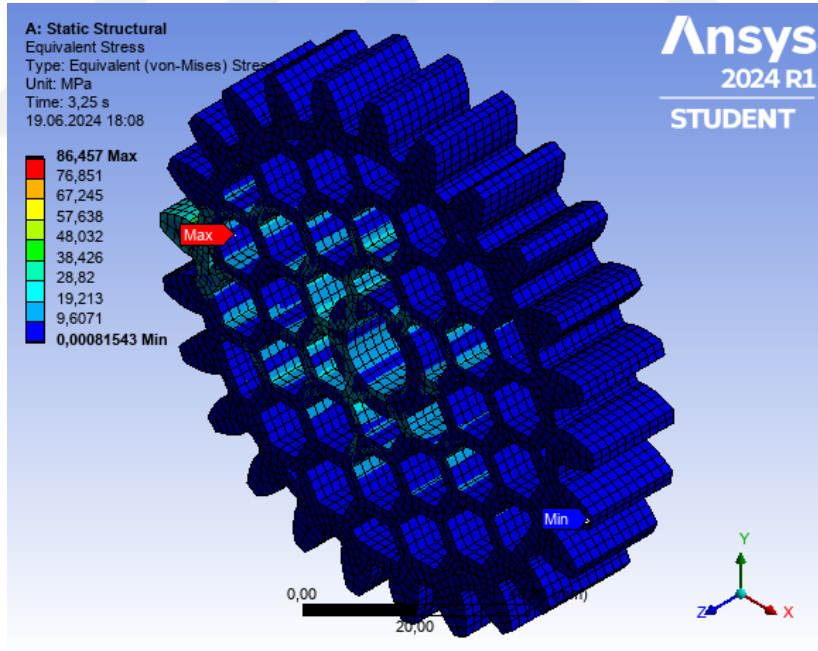
Şekil 5. 4: Altıgen Geometride 6 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



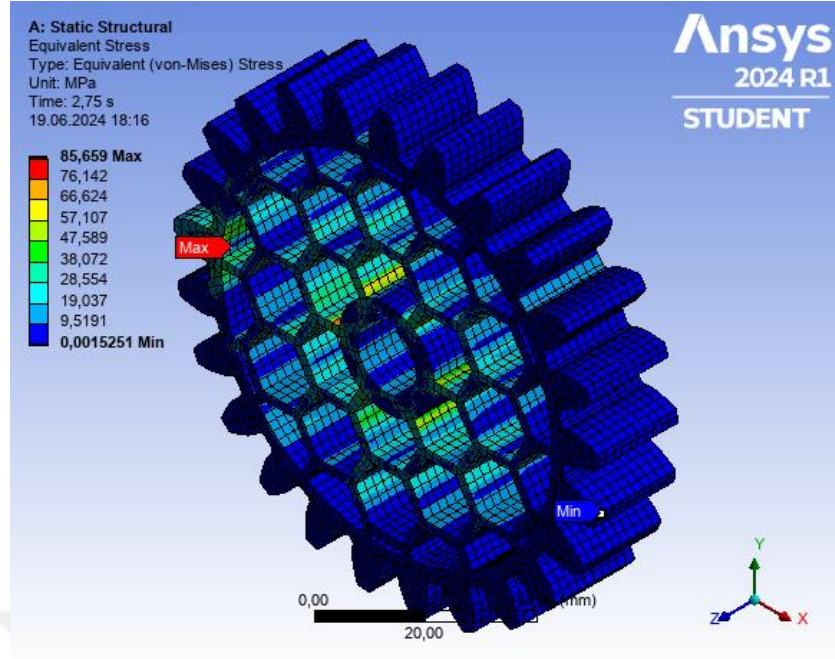
Şekil 5. 5: Altıgen Geometride 6 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



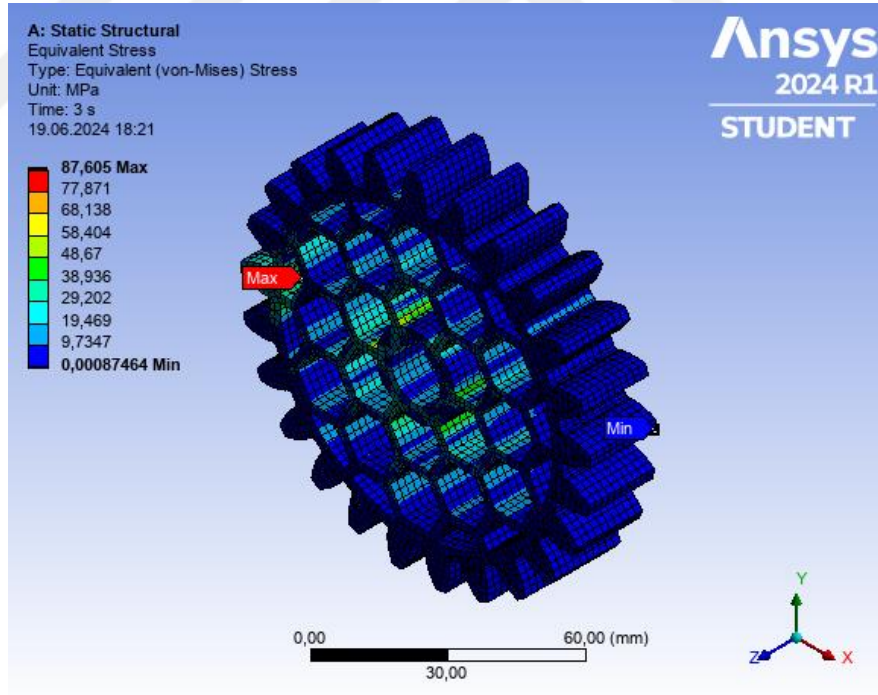
Şekil 5. 6: Altıgen Geometride 6 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



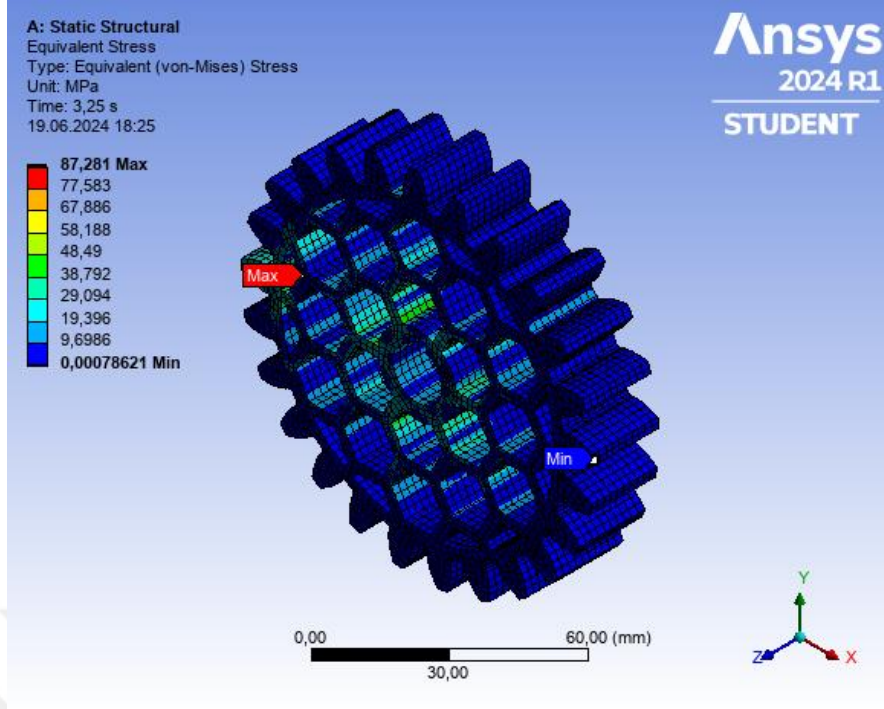
Şekil 5. 7: Altıgen Geometride 6 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



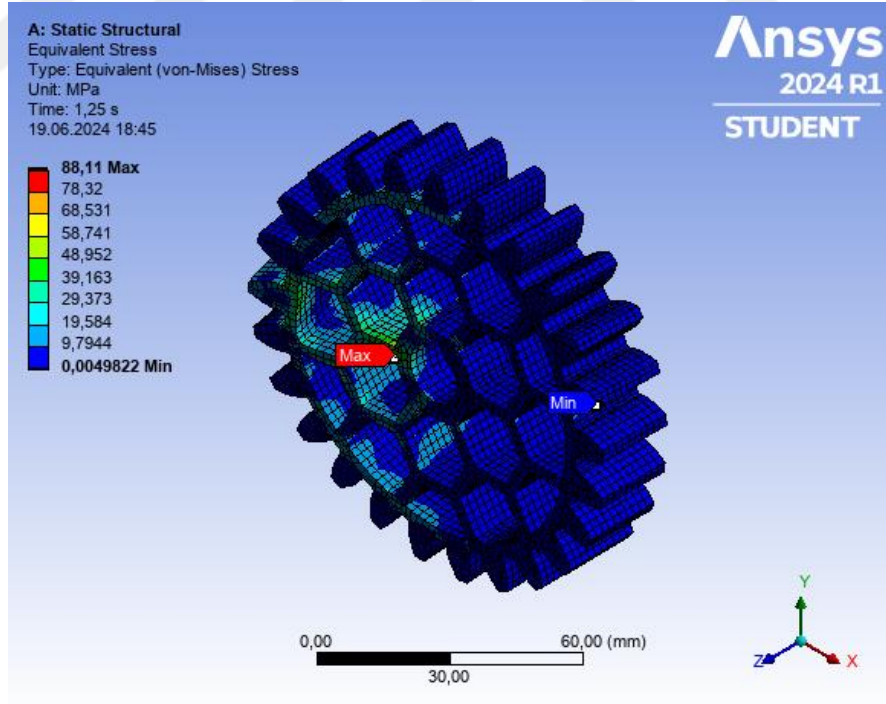
Şekil 5. 8: Altıgen Geometride 8 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



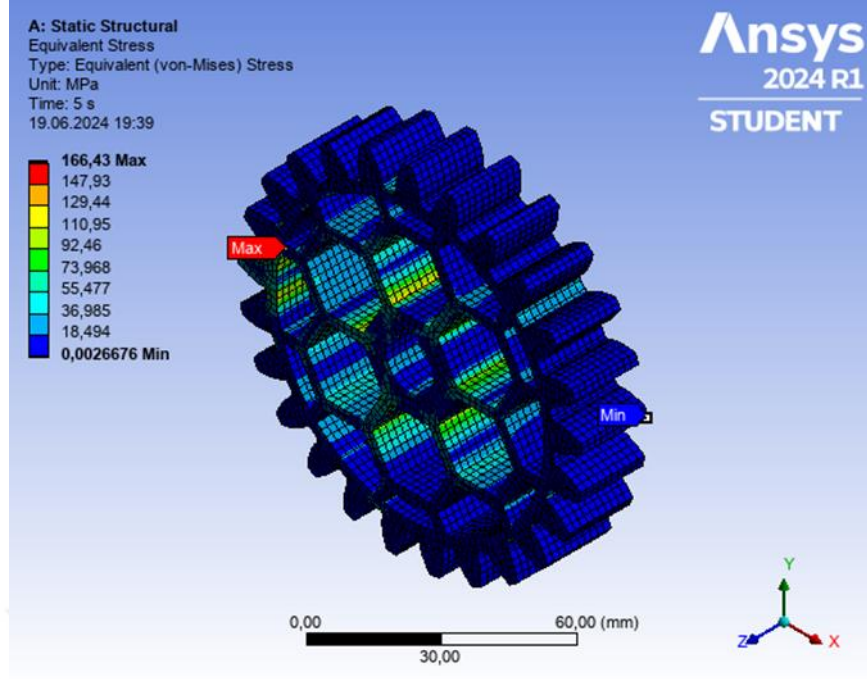
Şekil 5. 9: Altıgen Geometride 8 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



Şekil 5. 10: Altıgen Geometride 8 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı

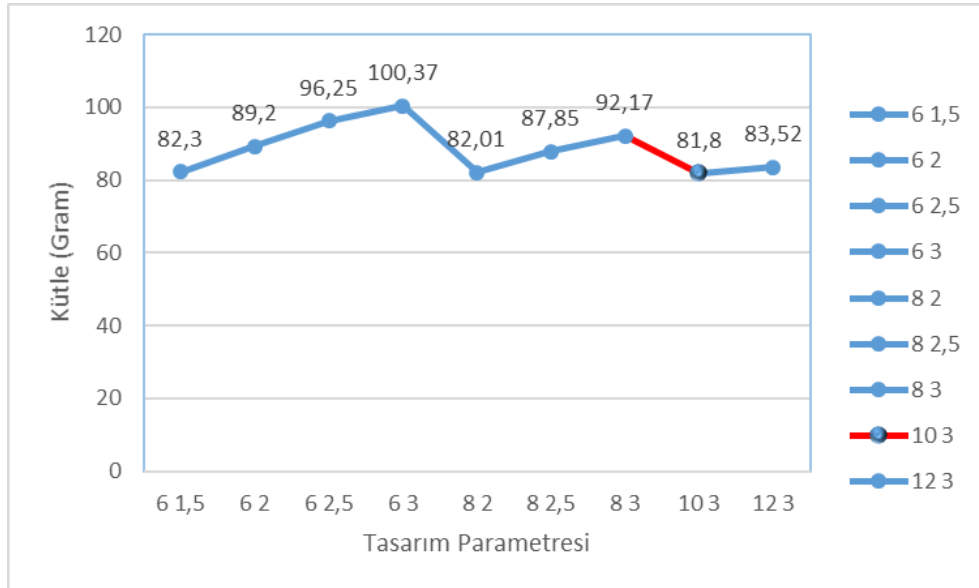


Şekil 5. 11: Altıgen Geometride 10 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



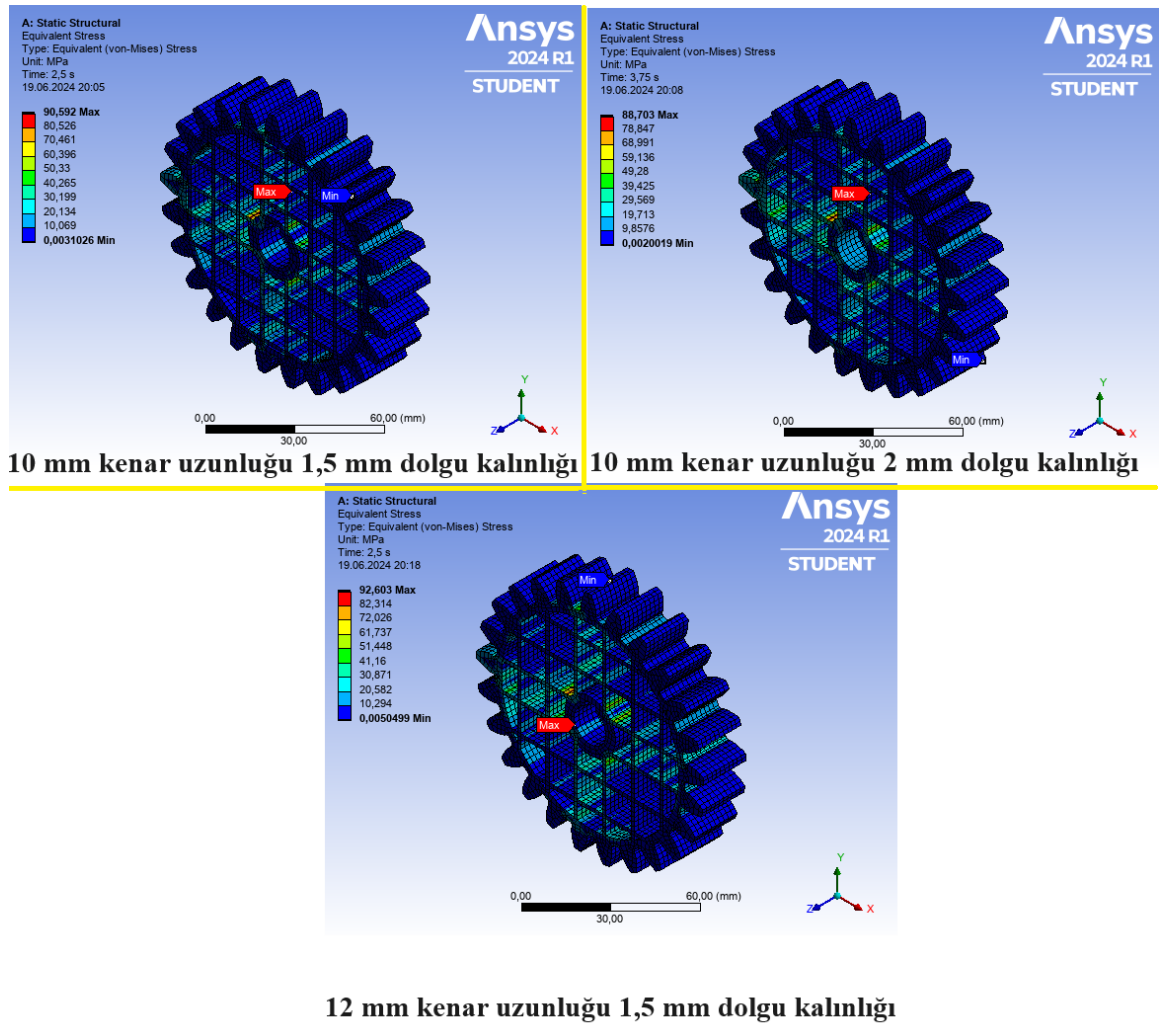
Şekil 5. 12: Altıgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı

Altıgen geometrilerde tasarlanan ve uygun görülen dişli çarkların ağırlıkları Şekil 5.13 teki gibidir. Grafikte de görüldüğü üzere kırmızı ile işaretlenen numune en hafif numune olmuştur. Altıgen geometride, kenar uzunluğu 10 mm dolgu kalınlığı 3 mm olan dişli çark en hafif dişli olmuştur.



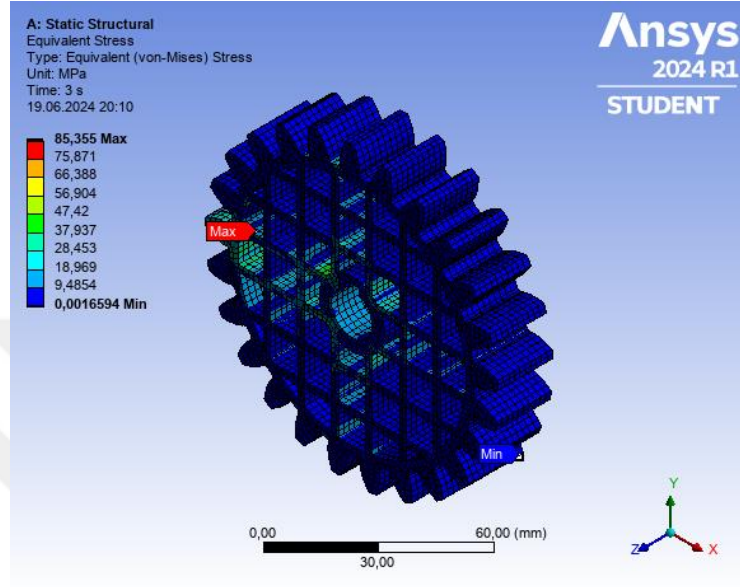
Şekil 5. 13: Altıgen Geometride Uygun Kriterlerdeki Dişlilerin Kütle Karşılaştırması

Kare gövde boşaltma modellerinde cidar kalınlığı olarak 1.5-2-2.5-3 mm ve kare geometri kenar uzunluğu olarakta 10-12-14-16 mm seçilmiş ve toplamda 16 adet dişli çark modellenmiştir. Modellenen dişli çarklara sınır şartları girilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda şekil 5.14 teki dişli çarklarda oluşan maksimum gerilmeler diş dibinden yuksek olarak gövde üzerinde oluşmuştur. Dolayısı bu dişli çarklar hasara diş dibinden değil gövde kısmından hasara uğramışlardır ve kriterleri karşılamayacaklarından dolayı değerlendirme dişi tutulmuşlardır.

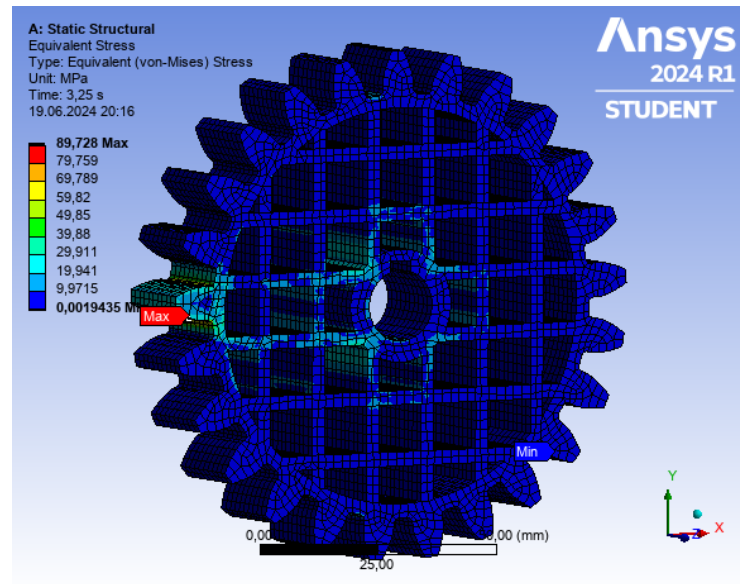


şekil 5. 14: Kare Geometride Yapılan Tasarımlarda Değerlendirme Dışı Kalan Dişli arklar

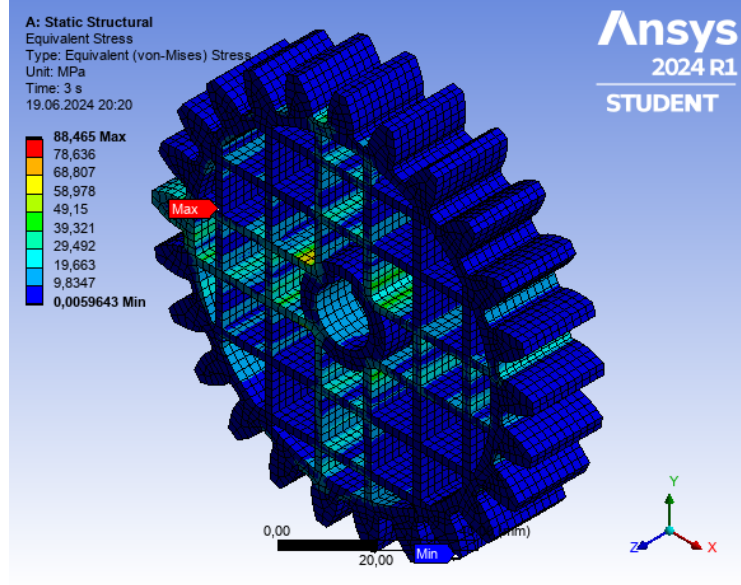
Analizler sonucunda boşaltılmış kare formdaki dişli çarklardan 10 mm kenar uzunluğu, 2,5 ve 3 mm dolgu kalınlığı, 12 mm kenar uzunluğu 2, 2,5 ve 3 mm dolgu kalınlığı, 14 mm kenar uzunluğu 1.5-2-2.5-3 mm dolgu kalınlığı ve 16 mm kenar uzunluğu 1.5-2-2.5-3 mm dolgu kalınlığında yapılan tasarımlar belirlenen kriteri sağladıklarından uygun dişli çarklar olarak kabul edilmişlerdir.



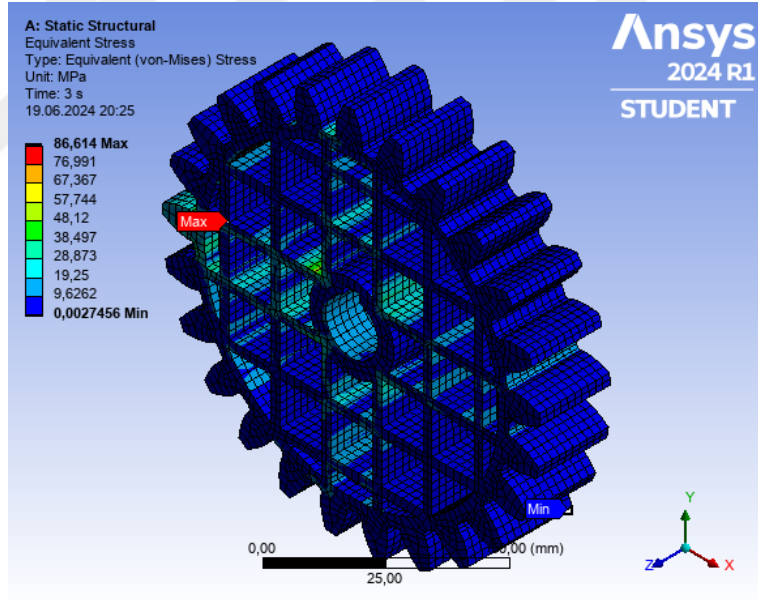
Şekil 5. 15: Kare Geometride 10 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



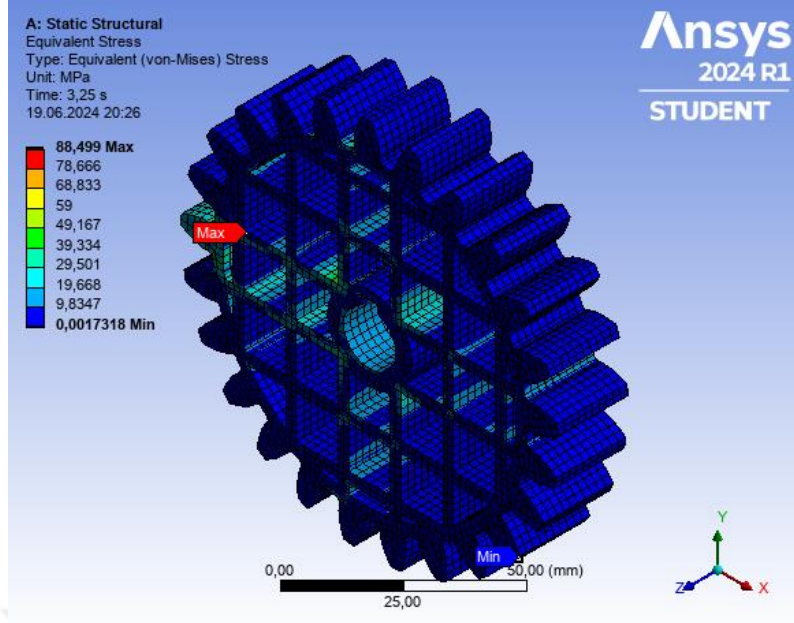
Şekil 5. 16: Kare Geometride 10 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



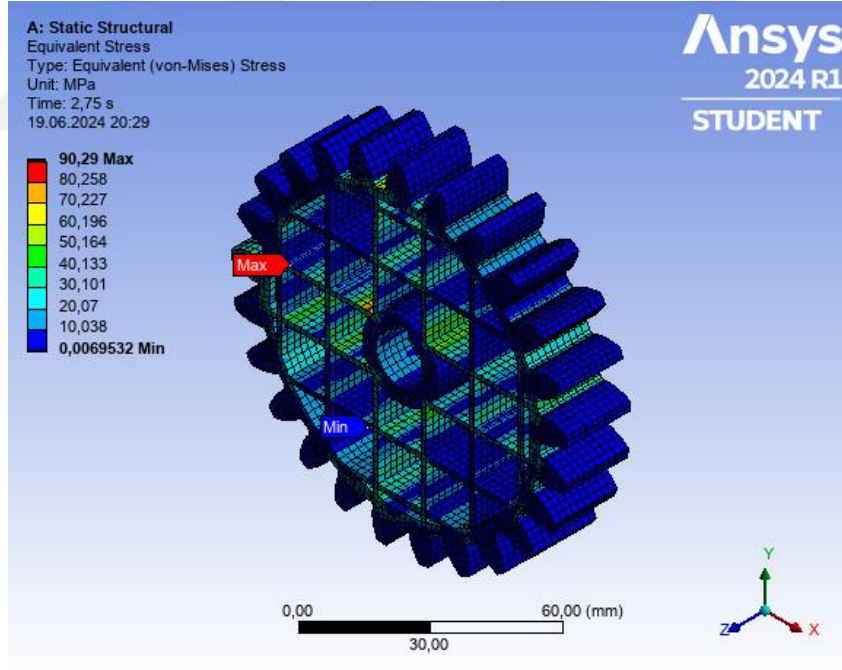
Şekil 5. 17: Kare Geometride 12 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



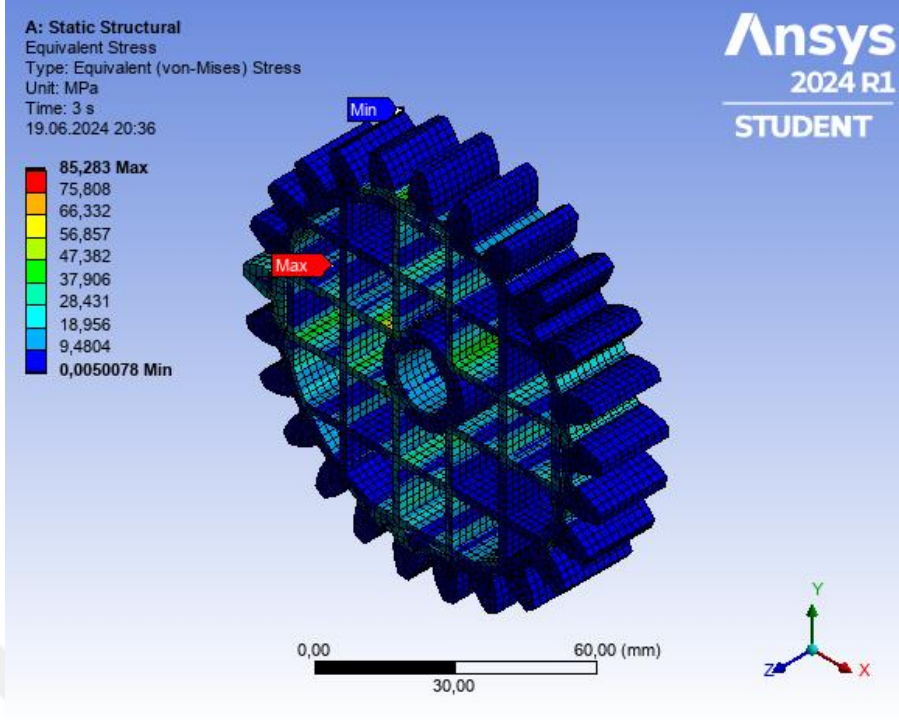
Şekil 5. 18: Kare Geometride 12 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



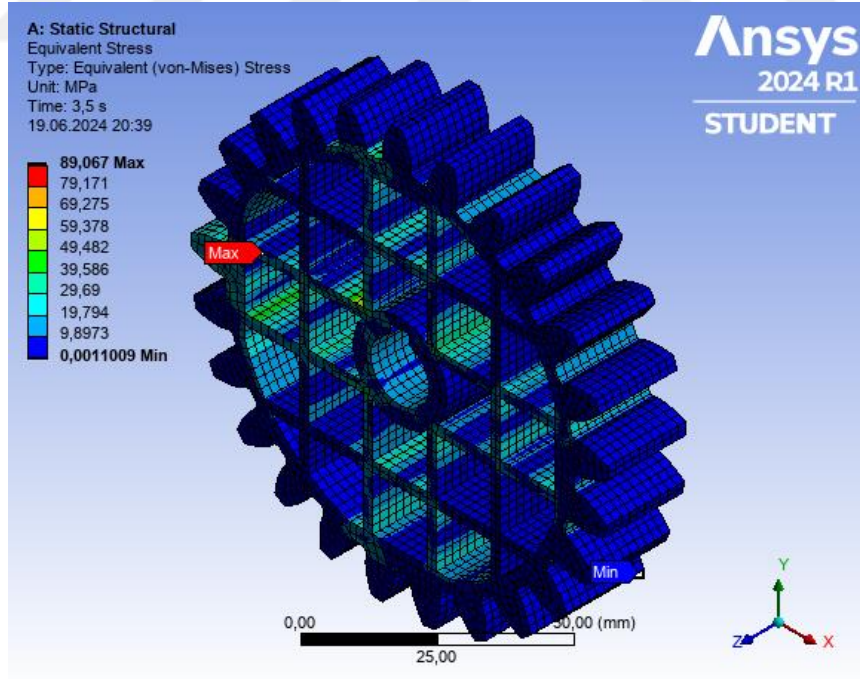
Şekil 5. 19: Kare Geometride 12 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



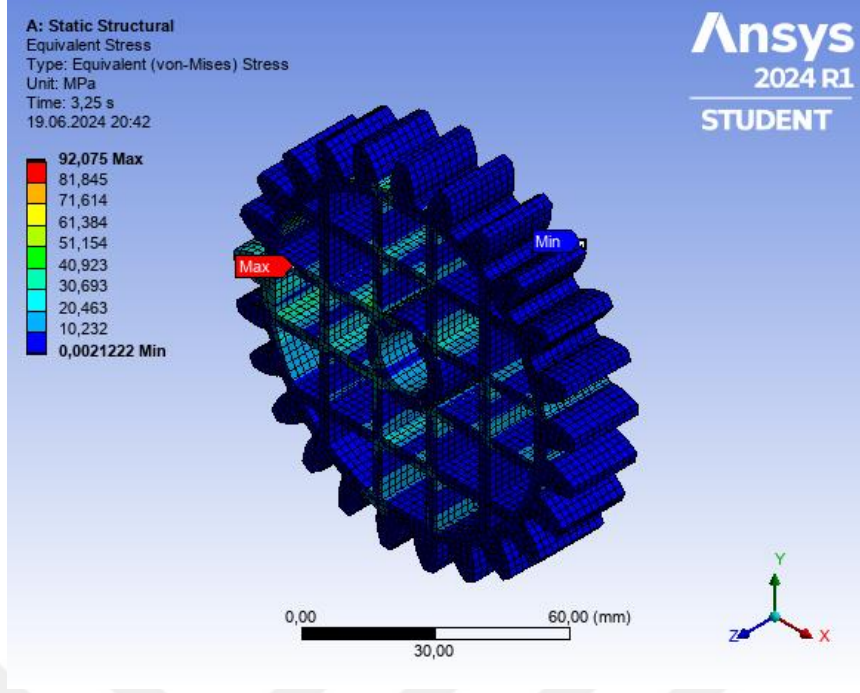
Şekil 5. 20: Kare Geometride 14 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



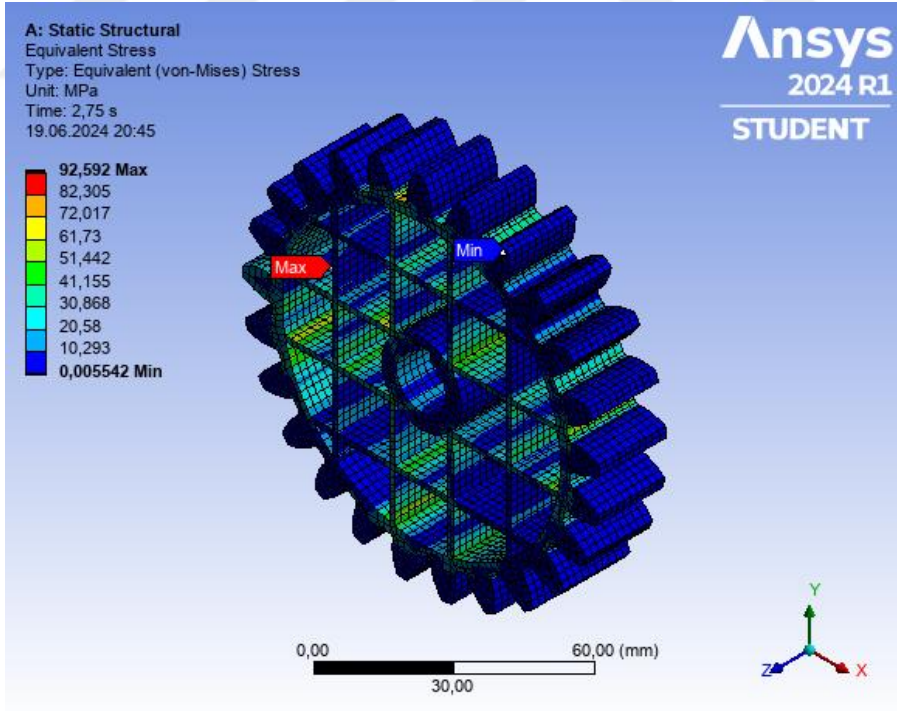
Şekil 5. 21: Kare Geometride 14 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



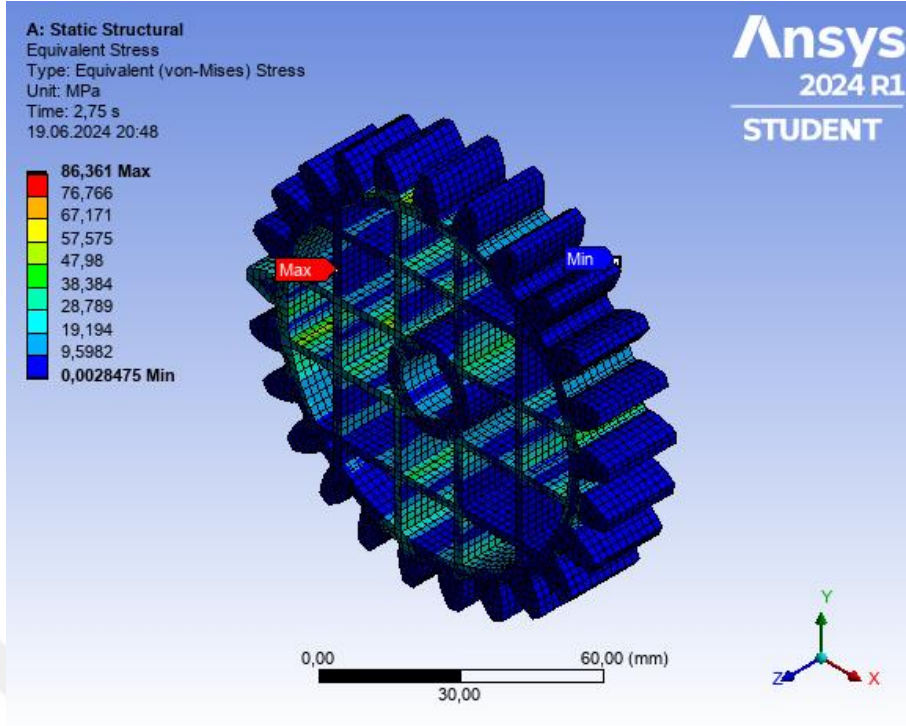
Şekil 5. 22: Kare Geometride 14 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



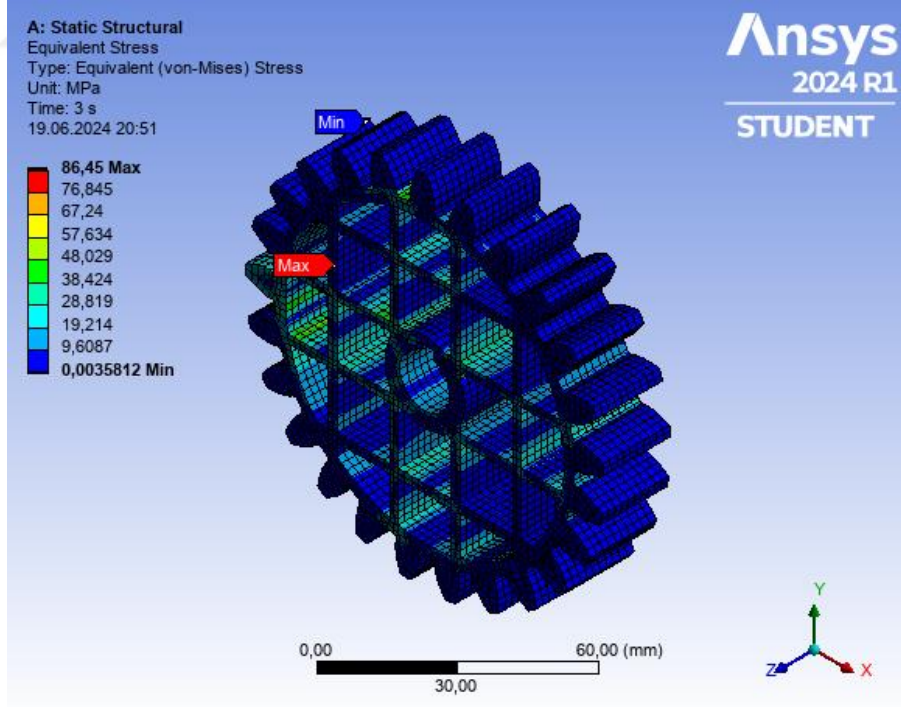
Şekil 5. 23: Kare Geometride 14 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



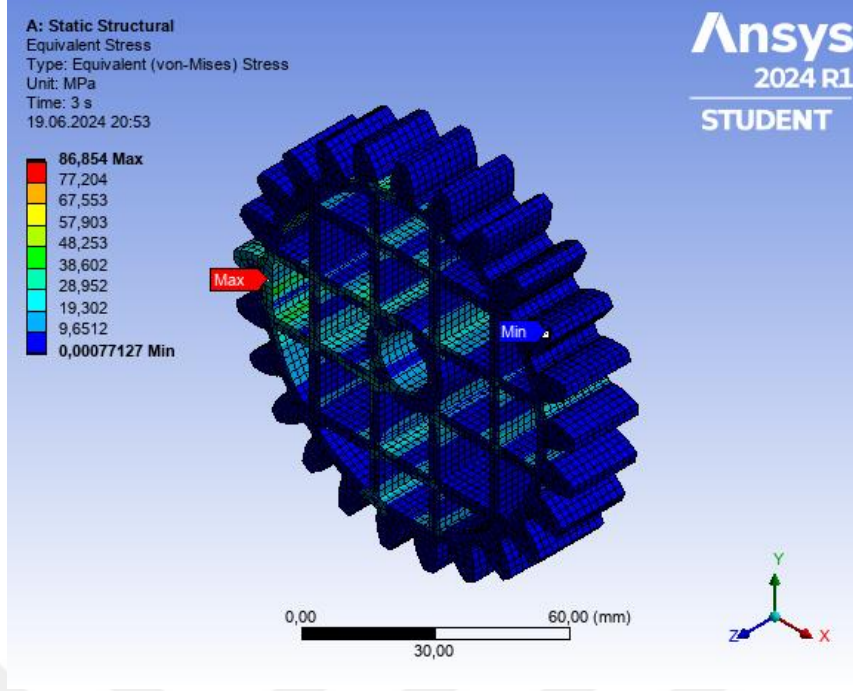
Şekil 5. 24: Kare Geometride 16 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



Şekil 5. 25: Kare Geometride 16 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı

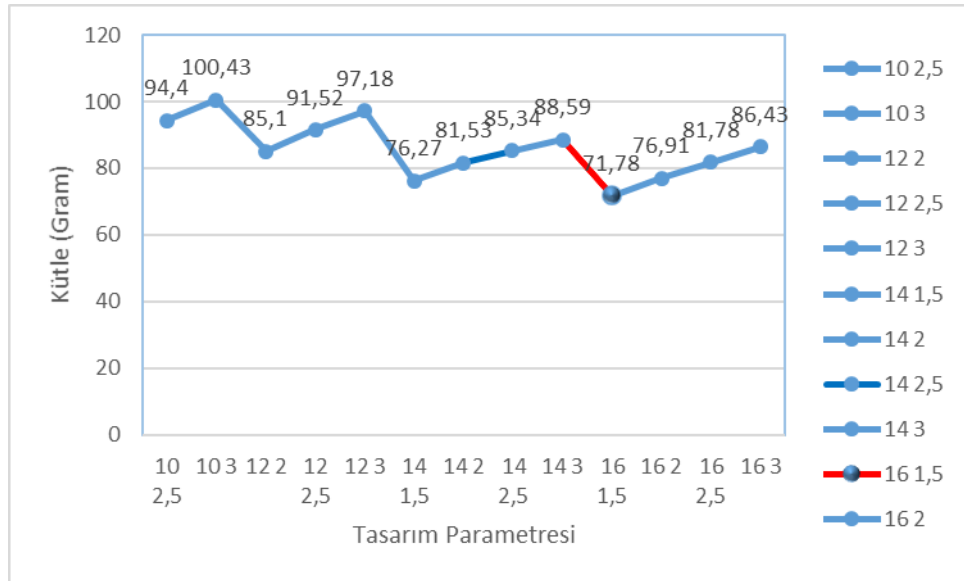


Şekil 5. 26: Kare Geometride 16 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



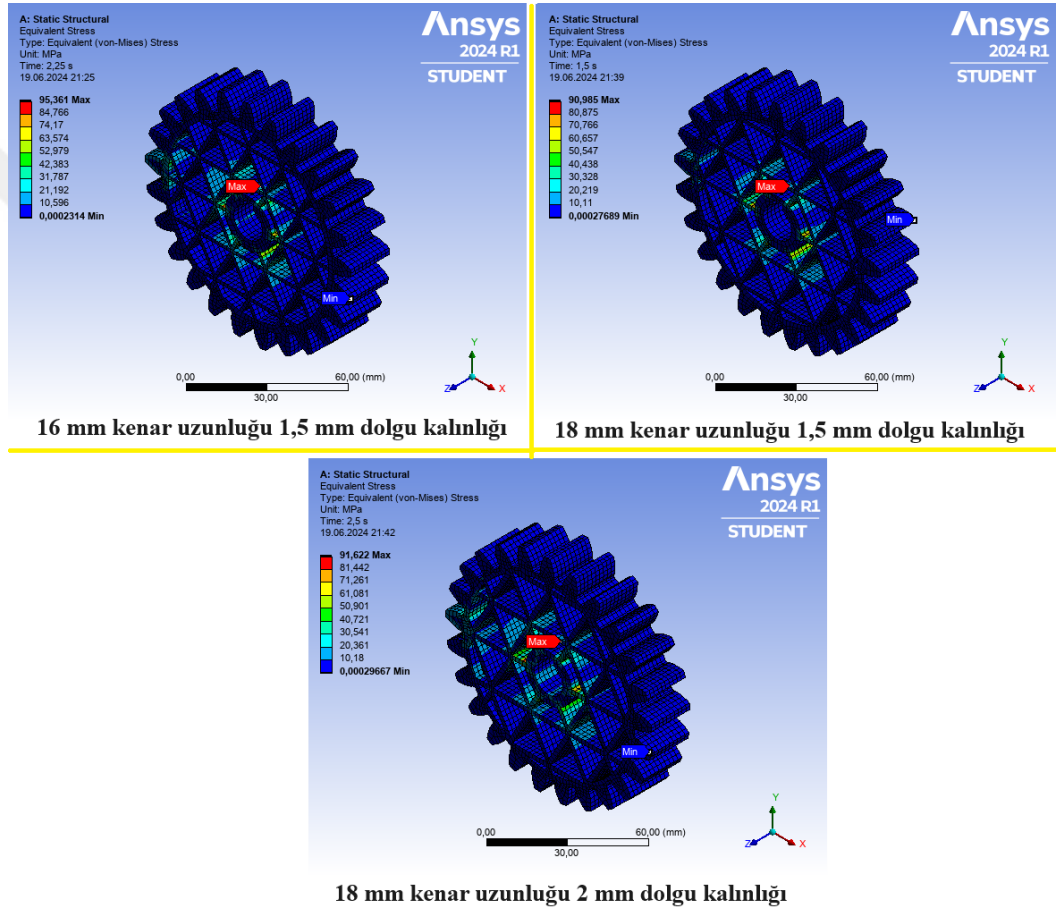
Şekil 5. 27: Kare Geometride 16 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı

Kare geometride tasarlanan ve uygun görülen dişli çarkların ağırlıkları Şekil 5.28 teki gibidir. Grafikte de görüldüğü üzere kırmızı ile işaretlenen numune en hafif numune olmuştur. Kare geometride, kenar uzunluğu 16 mm dolgu kalınlığı 1,5 mm olan dişli çark en hafif dişli olmuştur.



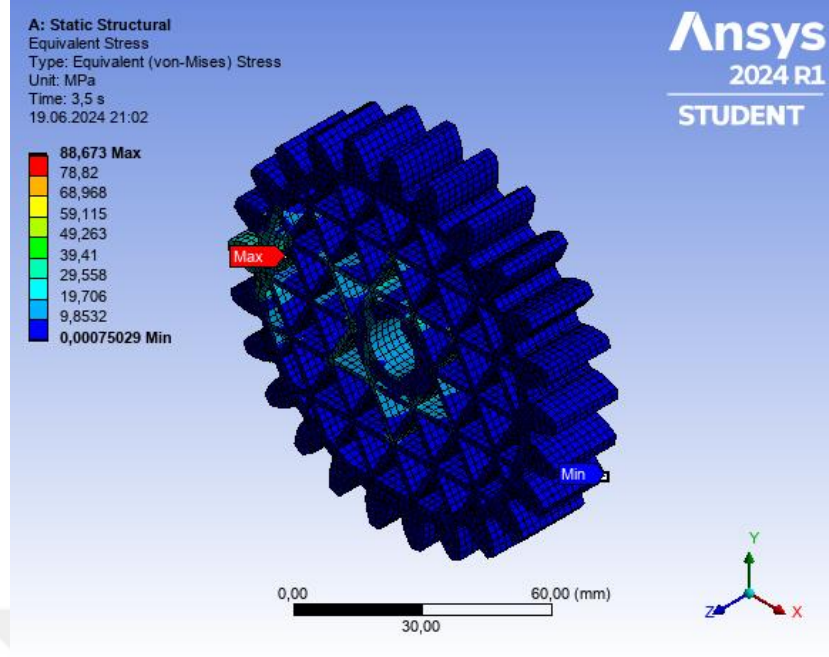
Şekil 5. 28: Kare Geometride Uygun Kriterlerdeki Dişlilerin Kütle Karşılaştırması

Üçgen gövde boşaltma modellerinde cidar kalınlığı olarak 1.5-2-2.5-3 mm ve üçgen geometri kenar uzunluğu olarakta 12-14-16-18 mm seçilmiş ve toplamda 16 adet dişli çark modellenmiştir. Modellenen dişli çarklara sınır şartları girilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda Şekil 5.29 daki dişli çarklarda oluşan maksimum gerilmeler diş dibinden yüksek olarak gövde üzerinde oluşmuştur. Dolayısı bu dişli çarklar hasara diş dibinden değil gövde kısmından hasara uğramışlardır ve kriterleri karşılamayacaklarından dolayı değerlendirme dışı tutulmuşlardır.

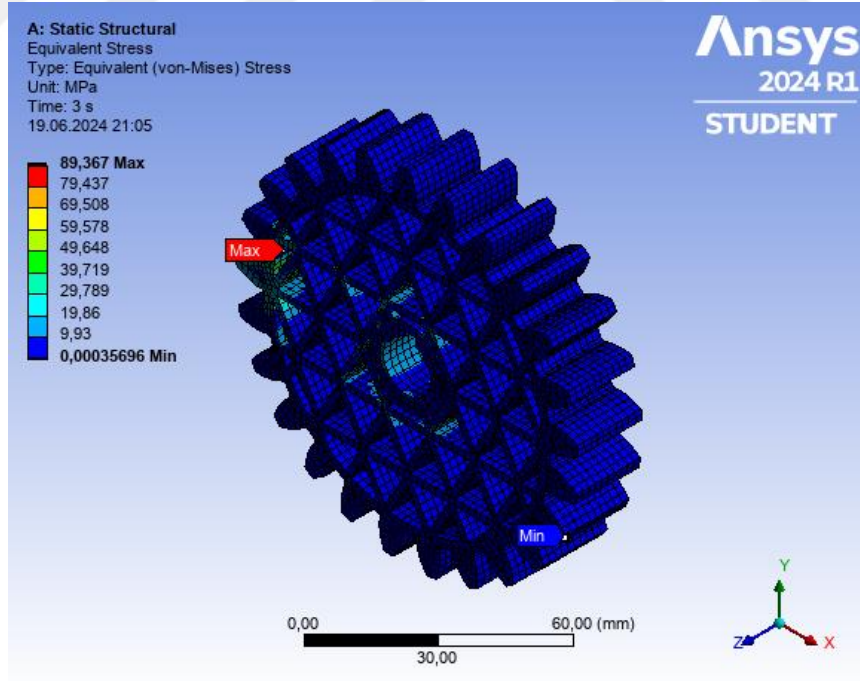


Şekil 5. 29: Üçgen Geometride Yapılan Tasarımlarda Değerlendirme Dışı Kalan Dişli Çarklar

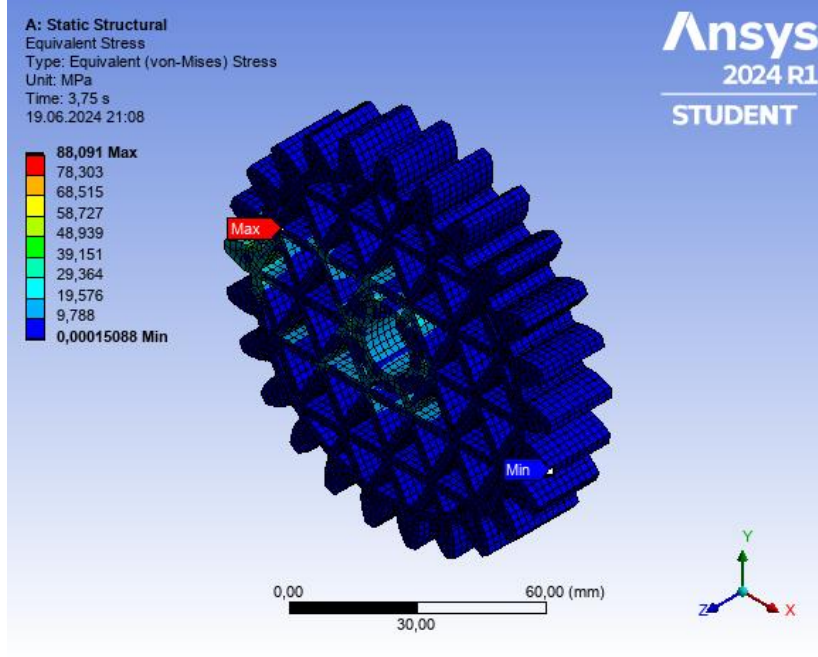
Analizler sonucunda boşaltılmış üçgen formdaki dişli çarklardan 12 mm kenar uzunluğu, 1.5, 2, 2.5 ve 3 mm dolgu kalınlığı, 14mm kenar uzunluğu 1.5, 2, 2.5 ve 3 mm dolgu kalınlığı, 16 mm kenar uzunluğu 2-2.5-3 mm dolgu kalınlığı ve 18 mm kenar uzunluğu 2-2.5-3 mm dolgu kalınlığında yapılan tasarımlar belirlenen kriteri sağladıklarından uygun dişli çarklar olarak kabul edilmişlerdir.



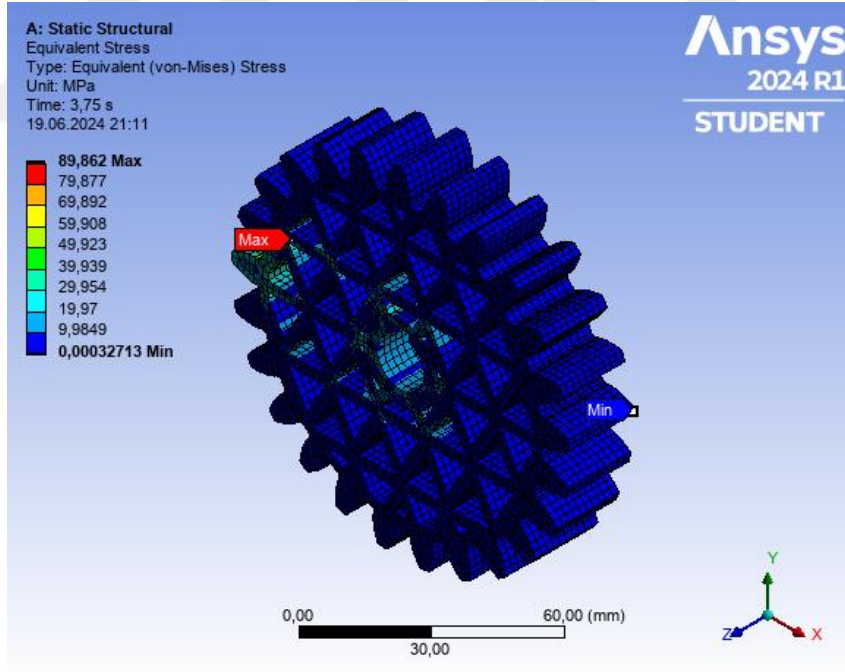
Şekil 5. 30: Üçgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



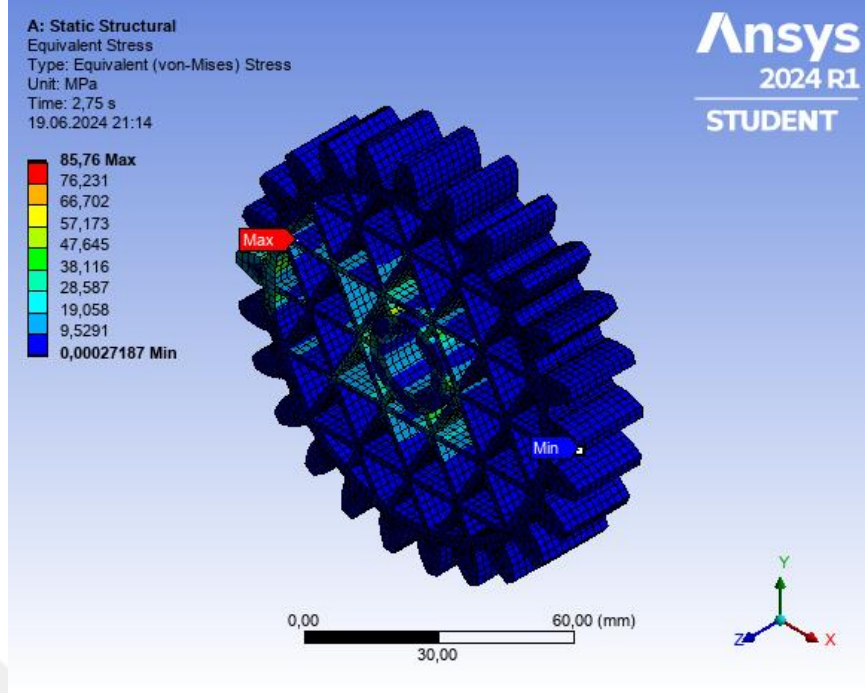
Şekil 5. 31: Üçgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



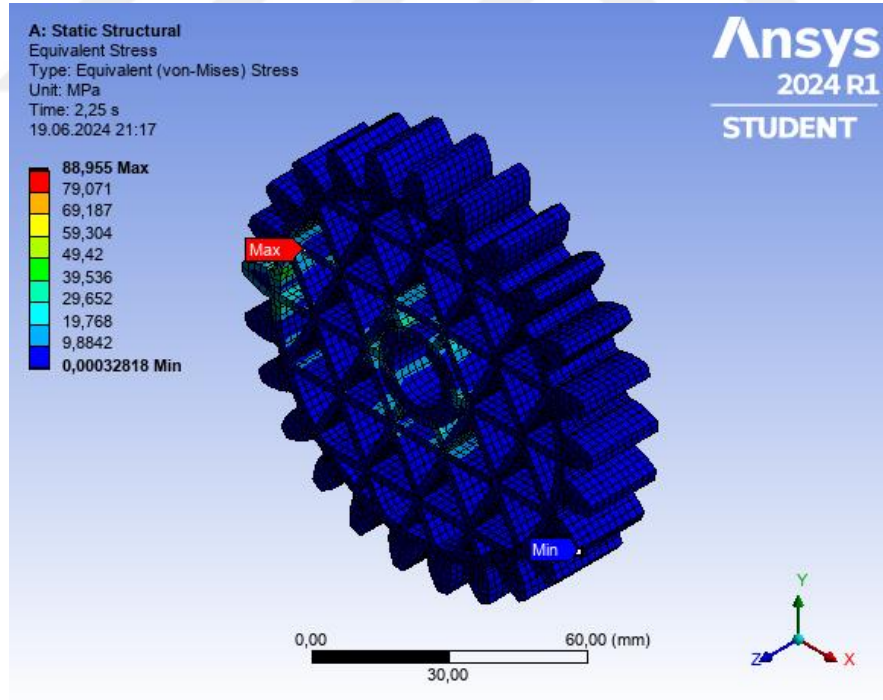
Şekil 5. 32: Üçgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



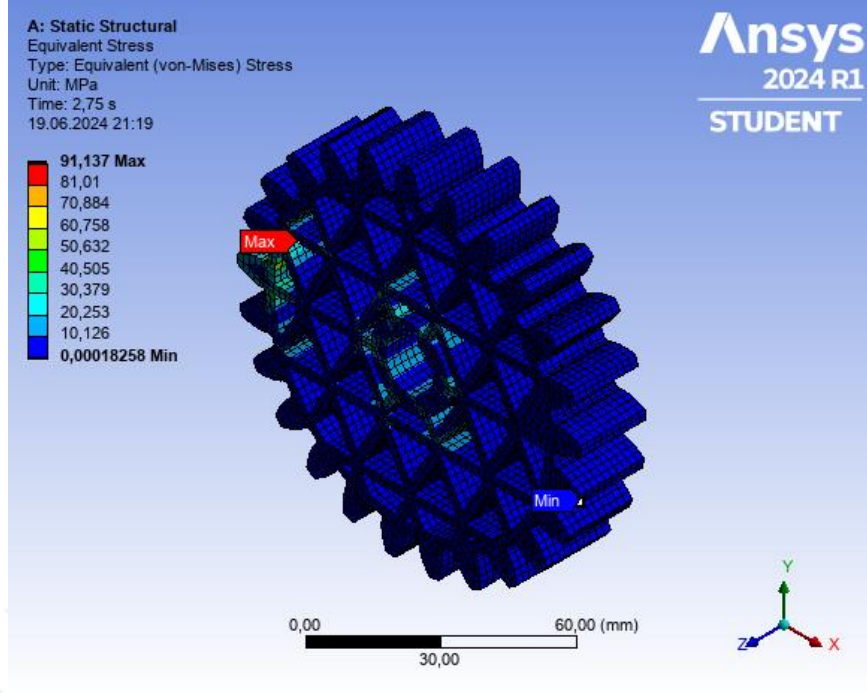
Şekil 5. 33: Üçgen Geometride 12 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



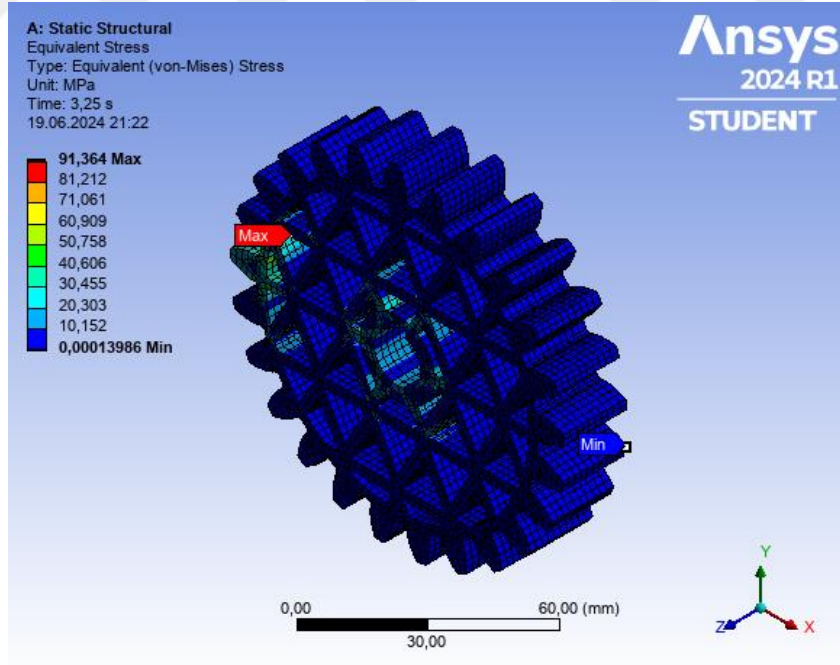
Şekil 5. 34: Üçgen Geometride 14 mm kenar uzunluğu 1,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



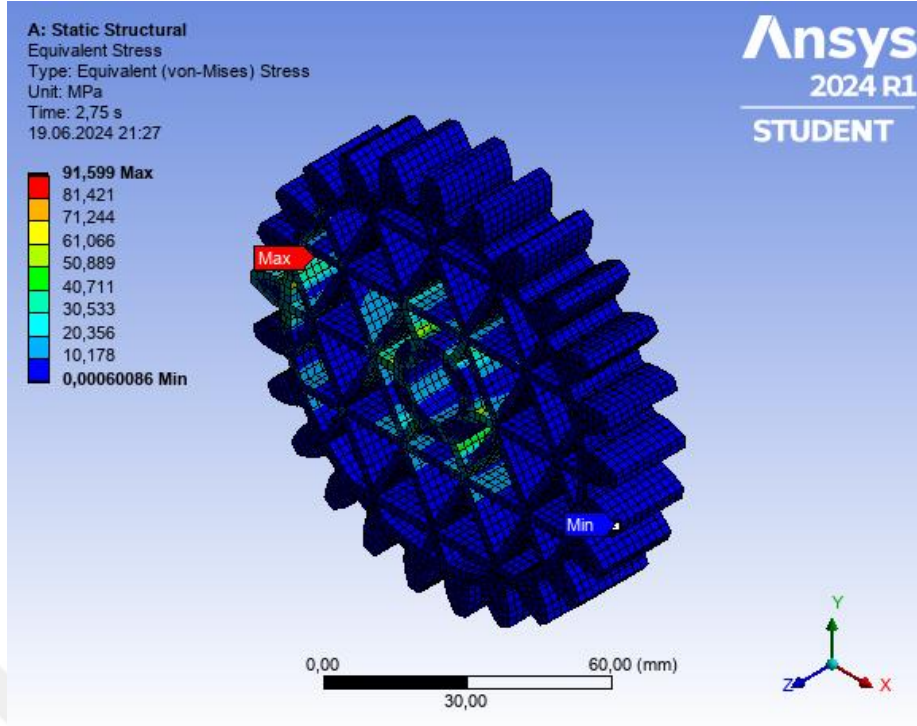
Şekil 5. 35: Üçgen Geometride 14 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



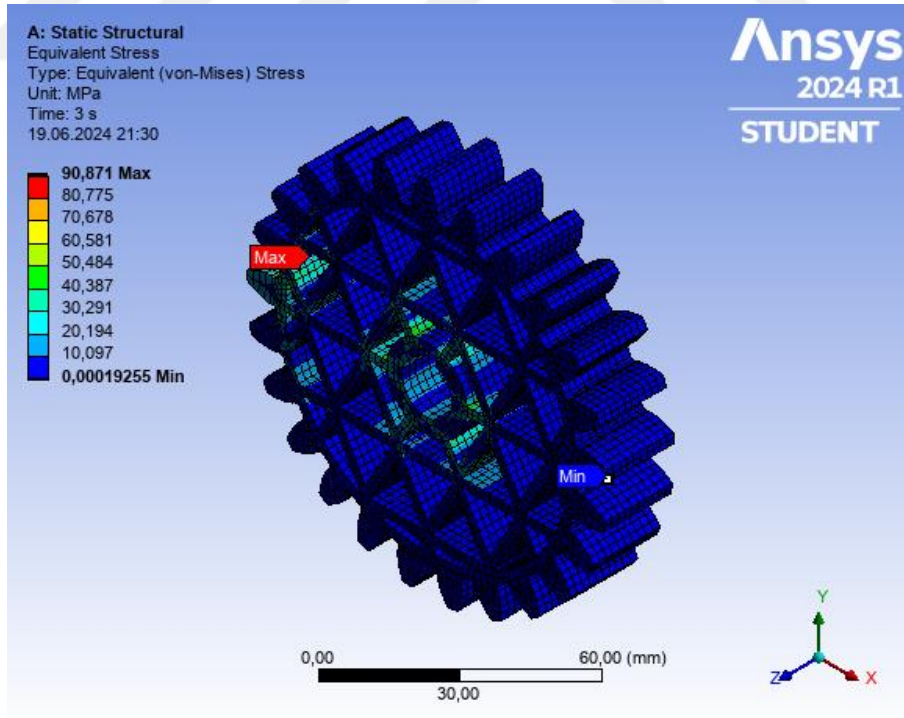
Şekil 5. 36: Üçgen Geometride 14 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



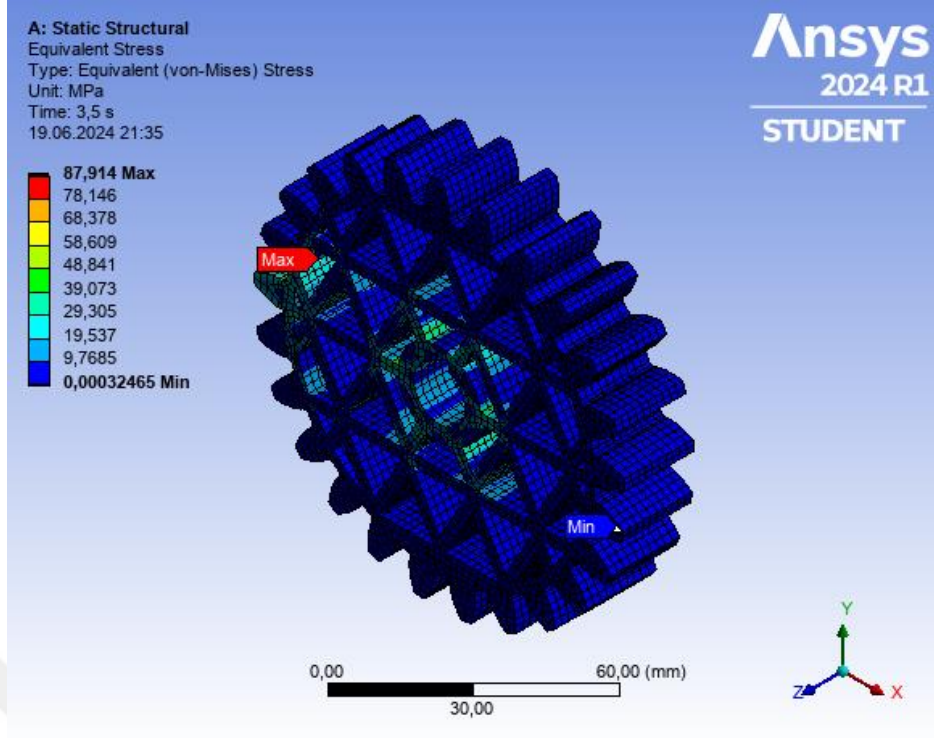
Şekil 5. 37: Üçgen Geometride 14 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



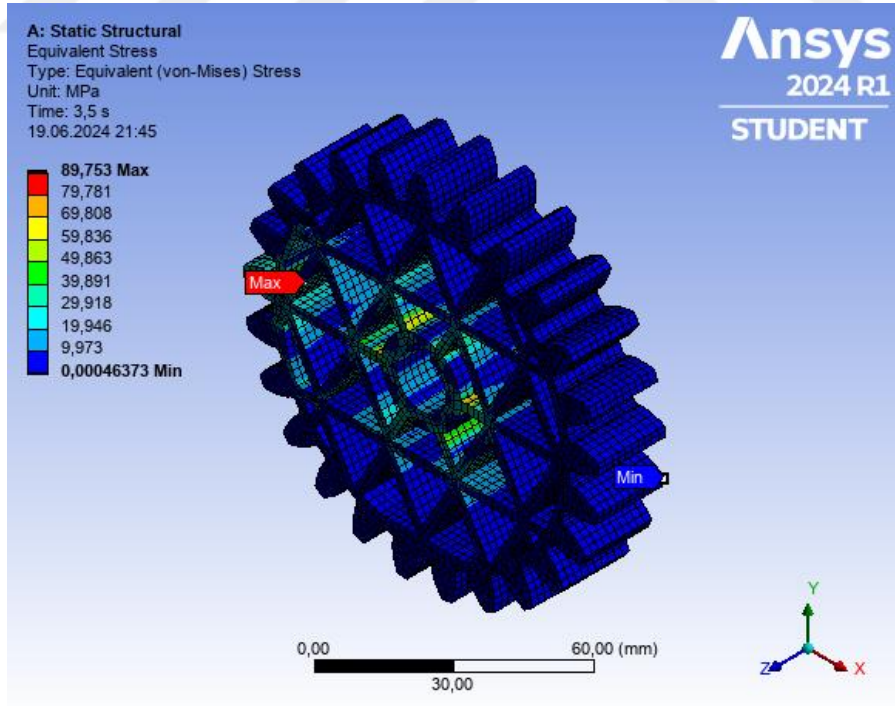
Şekil 5. 38: Üçgen Geometride 16 mm kenar uzunluğu 2 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



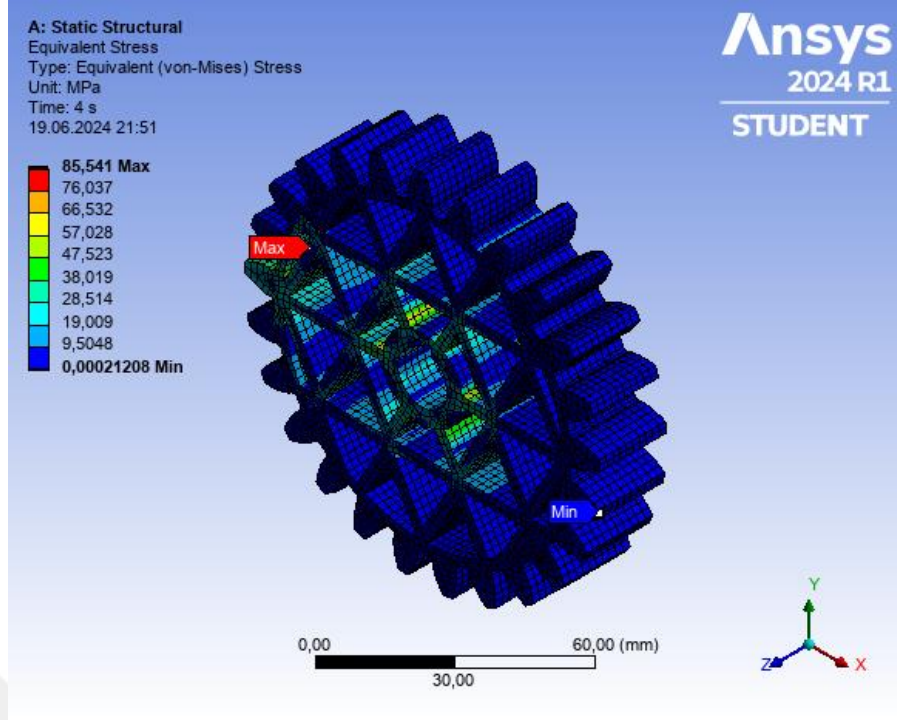
Şekil 5. 39: Üçgen Geometride 16 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



Şekil 5. 40: Üçgen Geometride 16 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı

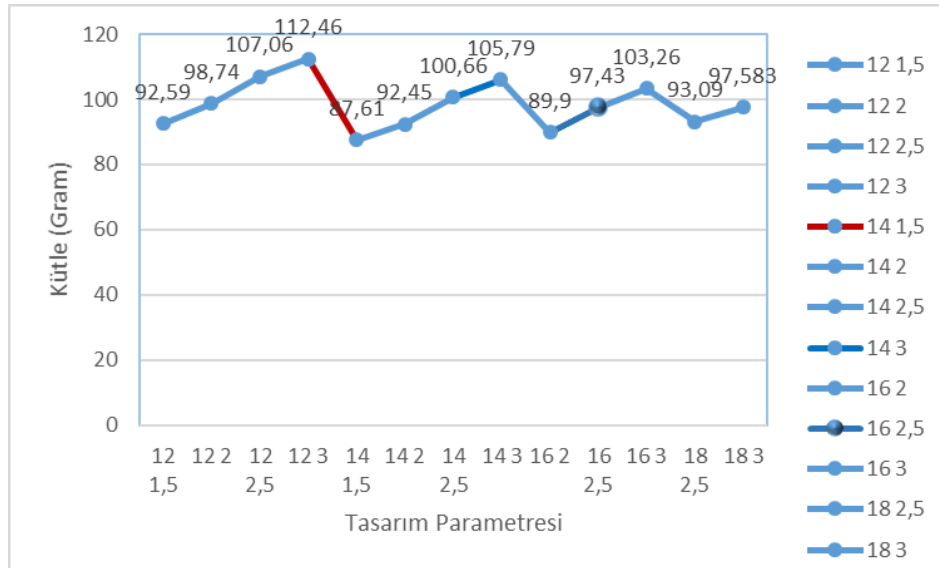


Şekil 5. 41: Üçgen Geometride 18 mm kenar uzunluğu 2,5 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı



Şekil 5. 42: Üçgen Geometride 18 mm kenar uzunluğu 3 mm Dolgu Kalınlığındaki Dişli Çarkın Von-Mises Gerilim Dağılımı

Üçgen geometride tasarlanan ve uygun görülen dişli çarkların ağırlıkları Şekil 5.43 teki gibidir. Grafikte de görüldüğü üzere kırmızı ile işaretlenen numune en hafif numune olmuştur. Üçgen geometride, kenar uzunluğu 14 mm dolgu kalınlığı 1,5 mm olan dişli çark en hafif dişli olmuştur.

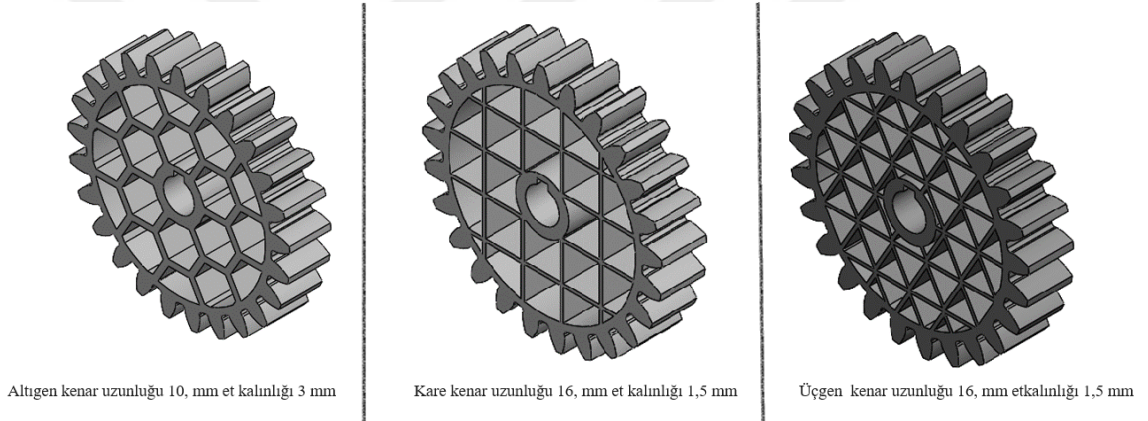


Şekil 5. 43: Üçgen Geometride Uygun Kriterlerdeki Dişlilerin Kütle Karşılaştırması

6.SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, düz dişli çarkın ağırlığını minimuma getirebilecek şekilde düz dişli çarkın gövdesi üzerine üçgen, kare ve altıgen geometrilere tasarımlar yapılmıştır. Bu tasarımlarda en hafif dişli çarkı bulabilmek için 4 farklı kenar uzunlukları ve 4 farklı dolgu kalınlıklarında tasarımlar yapılmıştır. Dişli çarklar Solidworks paket programında ayrı ayrı modellenmişlerdir. Dişli çarkların yük altında davranışlarını gözlemleyebilmek için ANSYS programı ile sonlu eleman analizleri yapılmıştır. Yapılan tasarımların Solidworks programından ağırlıkları alınmış ve işlem yapılmayan düz dişli ile karşılaştırılmıştır.

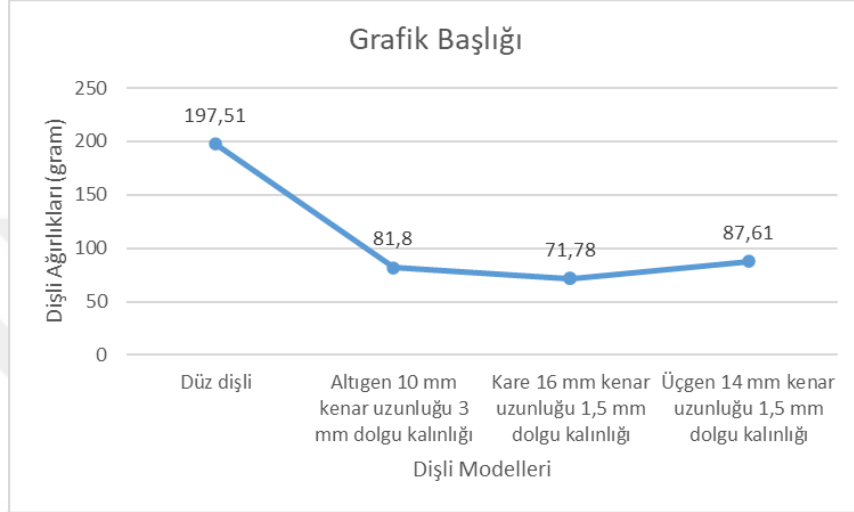
Dişlinin seçimi sırasında, hem hafif olması hem de minimum gerilme ve maksimum gerilme değerlerinin mümkün olduğunca düşük olması hedeflenmelidir. Bu nedenle, optimum dişli seçimi, düşük ağırlık ve düşük gerilme kombinasyonunu sağlamalıdır.



Şekil 6.1: Tasarlanan dişlilerde en hafif numuneler

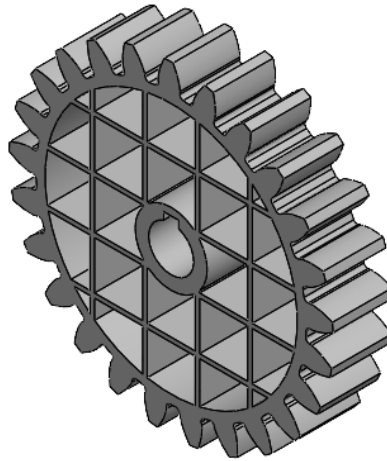
- Altıgen geometride farklı kalınlık ve dolgularda tasarımlar ve analizler yapılmıştır. Bu analizler sonucunda, işlem görmemiş düz dişli çarkta maksimum gerilmenin diş dibinde meydana geldiği gözlemlenmiştir. Gövdesinden malzeme boşaltma işlemi yapılan dişlilerde, gerilmelerin göbeğe doğru gerilme artışlarının olduğu gözlemlenmiştir. Gerilmeler akma gerilmesinin altında kaldığı sürece en hafif dişliye ulaşana kadar boşaltma işlemi arttırılmıştır. Altıgen geometride yapılan tasarımlar değerlendirildiğinde, malzeme boşaltılmayan düz dişlinin ağırlığı 197,51 gramdır. Bütün tasarımlar değerlendirildiğinde kenar uzunluğu 10, mm et kalınlığı 3 mm olan model ile ağırlık 81,80'e düşürülmüştür.

- Kare geometride yapılan analizler değerlendirildiğinde kenar uzunluğu 16 mm et kalınlığı 1,5 mm olan dişlide minimum ağırlığa ulaşılmış ve toplam ağırlık 71,78 grama düşürülmüştür.
- Üçgen geomteride yapılan tasarımlar değerlendirildiğinde kenar uzunluğu 14 mm dolgu kalınlığı 1,5 mm olan dişli modelinde toplam ağırlık 87,61 grama düşürülmüştür.



Şekil 6.3: En hafif dişlilerin kütle karşılaştırması

- Bütün tasarımlar ve ağırlıklar karşılaştırıldığında kare geometride en hafif dişliye ulaşılmıştır. %63,65 gibi büyük bir oranda malzeme boşaltılmıştır (Şekil6.4).



Şekil 6.4: En hafif optimum dişli modeli

Hafif dişlilerin kullanılması, mekanik sistemlerdeki ağırlığı azaltmakta ve enerji verimliliğini arttırmaktadır. Ağırlık azaldıkça, sistemdeki sürtünme ve enerji kayıpları da azalmaktadır. Hafif dişliler, mekanik sistemlerdeki dengeleri ve stabiliteyi arttırmaktadır. Bu, makinelerin daha hassas ve verimli çalışmasına olanak tanımaktadır.

Ayrıca taşıma ve montaj süreçlerinde hafif dişlilerin kullanılması, işçilik ve lojistik açıdan daha kolay bir yönetim sağlamaktadır. Gelişen teknoloji ile beraber farklı geometriler denenerek ve yapay sinir ağlarından faydalanılarak dişli çarklar daha hafif yapıya kavuşturulabilir.



KAYNAKÇA

- 1) **Muminovic, A. J., Muminovic, A., Mesic, E., Saric, I., & Pervan, N.** (2019). Spur Gear Tooth Topology Optimization: Finding Optimal Shell Thickness For Spur Gear Tooth Produced Using Additive Manufacturing. *Tem Journal*, 8(3), 788.
- 2) **Yang, G., Zhang, J., Zhang, Q., & Wei, X.** (2014, December). Research On Lightweight Optimization Design For Gear Box. In *International Conference On Intelligent Robotics And Applications* (Pp. 576-585). Springer, Cham.
- 3) **Faruk, U. R. A. L., Özsoy, M., & Vahdet, U.** (2003). Düz Dişlilerde Dişdibi Gerilmelerinin İncelenmesi. *Sakarya University Journal Of Science*, 7(2), 100-103.
- 4) **Litvin, F. L., Gonzalez-Perez, I., Fuentes, A., Vecchiato, D., Hansen, B. D., & Binney, D.** (2005). Design, Generation And Stress Analysis Of Face-Gear Drive With Helical Pinion. *Computer Methods In Applied Mechanics And Engineering*, 194(36-38), 3870-3901.
- 5) **Zhang-Hua, F., Ta-Wei, C., & Chieh-Wen, T.** (2002). Mathematical Model For Parametric Tooth Profile Of Spur Gear Using Line Of Action. *Mathematical And Computer Modelling*, 36(4-5), 603-614.
- 6) **Ramamurti, V., Vijayendra, N. H., & Sujatha, C.** (1998). Static And Dynamic Analysis Of Spur And Bevel Gears Using Fem. *Mechanism And Machine Theory*, 33(8), 1177-1193.
- 7) **Zhang, J. J., Esat, I. I., & Shi, Y. H.** (1999). Load Analysis With Varying Mesh Stiffness. *Computers & Structures*, 70(3), 273-280.
- 8) **Song, J. H., & Im, Y. T.** (2004). Development Of A Computer-Aided-Design System Of Cold Forward Extrusion Of A Spur Gear. *Journal Of Materials Processing Technology*, 153, 821-828.
- 9) **Hsu, H. H.** (2002). A Study On Precision Forging Of Spur Gear Forms And Spline By The Upper Bound Method. *International Journal Of Mechanical Sciences*, 44(8), 1543-1558.
- 10) **Ramadani, R., Belsak, A., Kegl, M., Predan, J., & Pehan, S.** (2018). Topology Optimization Based Design Of Lightweight And Low Vibration Gear Bodies. *Int. J. Simul. Model*, 17(1), 92-104.
- 11) **Chabert, G., Tran, T. D., & Mathis, R.** (1974). An Evaluation Of Stresses And Deflection Of Spur Gear Teeth Under Strain.
- 12) **Flodin, A., & Andersson, S.** (2000). Simulation Of Mild Wear In Helical Gears. *Wear*, 241(2), 123-128.

- 13) **Cho, H., Choi, J., Min, G., Choi, Y., & Choi, J.** (1997). An Upper-Bound Analysis Of The Closed-Die Forging Of Spur Gears. *Journal Of Materials Processing Technology*, 67(1-3), 83-88.
- 14) **Karpat, F., Cavdar, K., & Babalik, F. C.** (2002). Bilgisayar Yardımıyla Düz, Helisel, Konik Ve Sonsuz Vida Dişli Mekanizmalarının Boyutlandırılması Ve Analizi. *Mühendis Ve Makine Dergisi*, 510.
- 15) **Fetvacı, M. C.** (2018). Pinyon-Tipi Takımla İmal Edilen Standart Olmayan Dişlilerin Bilgisayar Simülasyonu. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 33(1).
- 16) **Aslantaş, K., & Taşgetiren, S.** (2004). A Study Of Spur Gear Pitting Formation And Life Prediction. *Wear*, 257(11), 1167-1175.
- 17) **Akinci, I., Yilmaz, D., & Çanakci, M.** (2005). Failure Of A Rotary Tiller Spur Gear. *Engineering Failure Analysis*, 12(3), 400-404.
- 18) **Akpolat, A.**, Analysis Of Contact Stresses İn Spur Gears By Finite Element Method. *Avrupa Bilim Ve Teknoloji Dergisi*, (17), 539-545.
- 19) **Patel, M., Valiulla, H., Khatod, V., Chaudhary, B., & Gondalia, V.** (2019). Topology Optimization Of Automotive Gear Using Fea. *International Journal Of Recent Technology And Engineering*, 8(4), 1079-1084.
- 20) **Ayyıldız, M., Çiçek, A., & Fuat, K.** (2010). Bilgisayar Destekli Tasarımda Parametrik Dişli Çark Uygulamaları. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 25(3).
- 21) **Kapelevich, A.** (2000). Geometry And Design Of İnvolute Spur Gears With Asymmetric Teeth. *Mechanism And Machine Theory*, 35(1), 117-130.
- 22) **Doğan, O., & Kamer, M. S.** Eklemeli İmalat Yöntemi İle Optimum Düz Dişli Çark Tasarımı Ve Üretimi. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 10(3), 1093-1103.
- 23) **Kramberger, J., Šraml, M., Glodež, S., Flašker, J., & Potrč, I.** (2004). Computational Model For The Analysis Of Bending Fatigue İn Gears. *Computers & Structures*, 82(23-26), 2261-2269.
- 24) **Aslantaş, K., Taşgetiren, S., & Yalçın, Y.** (2004). Austempering Retards Pitting Failure İn Ductile Iron Spur Gears. *Engineering Failure Analysis*, 11(6), 935-941.
- 25) **Doğan, O., Yılmaz, T. G., & Karpat, F.** (2018). Stress Analysis Of İnvolute Spur Gears With Different Parameters By Finite Element And Graphical Method. *Journal*

- Of The Faculty Of Engineering And Architecture Of Gazi University, 33(4), 1493-1504.
- 26) **Groover, M. P.** (2015). Modern imalatın prensipleri. Nobel Yayıncılık.
 - 27) **Bağcı, Mustafa.** Teknik Resim. 2. Cilt. İstanbul: Birsen Yayınevi,2010.
 - 28) **URL-1** < <Http://Adbamakine.Com/İndex.Php/Disli-Grubu/> > , Erişim Tarihi 13.09.2022
 - 29) **URL-2** < <Https://Mechtekno.Com/Disli-Cesitleri-Ve-Kullanım-Alanları/> > , Erişim Tarihi 18.09.2022
 - 30) **URL-3** < <Https://Www.Makinaegitimi.Com/Disli-Cesitleri/> > , Erişim Tarihi 18.09.2022,
 - 31) **Yapıcı, A.** (2009). Sonsuz Vidanın Cnc Torna Tezgahında İmalatı/Manufacturing Of Worm Gear İn Cnc Lathe Machine.
 - 32) **Şirin, L.** (2019). 3 Boyutlu Yazıcı İle Üretilen Helisel Dişli Çarkların Aşınma Dayanımlarının Deneysel İncelenmesi (Master's Thesis, Hitit Üniversitesi).
 - 33) **Mısırlı, C.** (2006). Yanal Ekstrüzyon İle Dişli Benzeri Parçaların İmalatı: Analiz Ve Deneyleler.
 - 34) **Uzun, M.** (2012). Diş Yüzeyleri Konkav-Konveks Evolvent Profilli Silindirik Ve Kremayer Dişlinin Performans Karakterlerinin Araştırılması/Investigation Of Performance Characters Of Tooth Surfaces With Involute Profile Concave-Convex Cylindrical And Rack Gears.
 - 35) **Erden, M. A.** (2021). Toz Metalurjisi İle Üretilen Ni-Mo Ve W-Ni-Mo Çeliğine Presleme Ve Sinterleme Parametrelerinin Mekanik Özelliklere Etkisi (Doctoral Dissertation).
 - 36) **Kömürlü, E., Kesimal, A., & Aksoy, C. O.** Poliamid-6 Türü Mühendislik Polimerinin Dolgulu Kaya Saplama Malzemesi Olarak Kullanılabilirliği Usability Of Polyamide-6 Type Engineering Polymer As Grouted Rock Bolt Material.
 - 37) Astm, 2014. D 638. Standard Test Method For Tensile Properties Of Plastics. American Society For Testing And Materials Standard
 - 38) **Öztürk, P.** (2019). 3 Boyutlu Yazıcıların Tasarımcı-Kullanıcı Kapsamında Değerlendirilmesi Ve Endüstriyel Ürünlerin Kişiselleştirilmesine Etkisi (Doctoral Dissertation, Marmara Üniversitesi (Turkey)).
 - 39) **Bulent, A.** (2023). Iso 6892-1 Standardına Göre Metalik Malzemelerin Çekme Özelliklerinin Belirlenmesi.

- 40) **Akpolat, A.** (2018). Asimetrik Uçlu Simetrik Kremayer Takımla İmal Edilen Dişli Çarklarda Diş Dibi Eğilme Gerilmelerinin Azaltılması. Journal Of The Faculty Of Engineering & Architecture Of Gazi University/Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi,, 33(2).
- 41) **Aldağ, M. C., & Eker, B.** Mühendislikte Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanım Alanı İncelemesi. International Refereed Journal Of Engineering And Sciences, 1.
- 42) **Yürük, S.** (1998). Konik Sürtünme Diskli Varyatörün Sonlu Elemanlar Metodu İle Analizi (Doctoral Dissertation, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- 43) **Ovalı, İsmail.** Ansys Workbench. İstanbul: Kodlab Yayınevi,2020.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Hanife KARA

Lisans : İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü (2016-2020)

Yüksek Lisans: İnönü Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konstrüksiyon ve İmalat Ana Bilim Dalı (2020-)

Deneyim:

MHR ARGE MAKİNE 2022-2023

İDA ASANSÖR 2023-

Yayın Listesi:

M. Uzun, **H. Kara** “Optimization Of Hexagonal Body Filling On Spur Gears”, 5. International European Conference On Interdisciplinary Scientific Research, 24-33, ISBN: 978-625-7464-71-0, January 2022, Valencia, Spain (Tam Metin Bildiri/Sözlü Sunum)

H. Kara, M. Uzun “Optimization Of Triangle Body Filling On Cylindrical Gear Wheel”, Mas 16th International European Conference On Mathematics, Engineering, Natural & Medical Sciences, 336-344, ISBN: 978-625-8405-35-4, February 2022, Mardin, Turkey (Tam Metin Bildiri/Sözlü Sunum)

H. Kara, M. Uzun “Weight Optimization Of Square Body Filled Involute Profile Spur Gear”, Karabakh III. International Congress Of Applied Sciences, 50-59, ISBN: 978-625-8323-19-1, June 7-10, 2022, Karabagh/Azerbaijan (Tam Metin Bildiri/Sözlü Sunum)