

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK KAVRAMA ORANINA SAHİP DÜZ DİŞLİ ÇİFTLERİNİN UÇ-KÖK  
GİRİŞİM ANALİZİ VE YÜK TAŞIMA KAPASİTESİNİN BELİRLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Samet TURAN**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin Enes SALMAN**

**ARALIK 2023**



## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Samet TURAN



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### YÜKSEK KAVRAMA ORANINA SAHİP DÜZ DİŞLİ ÇİFTLERİNİN UÇ-KÖK GİRİŞİM ANALİZİ VE YÜK TAŞIMA KAPASİTESİNİN BELİRLENMESİ

Samet Turan

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin Enes Salman

Tarih: Aralık 2023

Yüksek kavrama oranına (YKO) sahip düz dişli çiftleri, yük taşıma kapasitesinin standart kavrama oranlı (SKO) dişlilere nazaran daha yüksek olmasına ihtiyaç duyulan durumlarda kullanılmaktadır. YKO dişlilerinin diş yapıları standart dişlilere oranla daha uzun ve incedir. Bu durum, çalışma esnasında dişliler arasında uç girişimi oluşma riskini artırmaktadır. Bu sebepten dolayı, diş üstü çapı katsayısı, diş dibi katsayısı, merkezler arası çalışma mesafesi ve basınç açısı gibi parametreler için kısıtlamalar tayin edilerek uygun değer aralıkları seçilmelidir. Tez çalışması kapsamında, SKO geometrisine sahip dişli çiftlerinin farklı senaryolar dahilinde YKO geometrisine çevrimi gerçekleştirilmiştir. Bu işlem için Matlab yazılımı ile bir kod geliştirilerek uç-kök girişimi ve diş üstü kalınlığı gibi geometrik kısıtlamalar uygulanmıştır. Geliştirilen kod, gerekli isterler girilerek SKO ve YKO dişli profilleri oluşturabilmekte, SKO'dan YKO'ya çevrim için tüm geometrik alternatifleri belirleyebilmekte ve yük taşıma açısından en uygun YKO dişli çiftini sunabilmektedir. Dişli profillerinin tasarım süreci boyunca AGMA-913-A98, AGMA-908-B89 ve AGMA-2001-D04 standartları referans olarak kullanılmıştır. SKO'dan YKO'ya çevrilen dişli geometrileri endüstride yaygın olarak kullanılan KissSoft yazılımı ile

karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Ayrıca, SKO'dan YKO'ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi gerilim hesabı yapılarak, alternatifler arasından en fazla yük taşıyabilecek YKO dişli çifti belirlenmiştir. Bu sayede, SKO'dan YKO'ya çevrim yapılarak ne kadar yük avantajı sağlandığı görülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre, YKO dişli çiftleri SKO dişli çiftleri ile kıyaslandığında yaklaşık olarak %32'ye kadar daha fazla yük taşıma kapasitesi sağlayabilmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Yüksek kavrama oranı, Diş dibi gerilimi, Yük taşıma kapasitesi, Standart kavrama oranı, AGMA-913-A98, AGMA-908-B89, AGMA-2001-D04.



## **ABSTRACT**

Master of Science

### **TIP-ROOT INTERFERENCE ANALYSIS AND DETERMINATION OF LOAD CARRYING CAPACITY FOR HIGH CONTACT RATIO SPUR GEAR PAIRS**

Samet Turan

TOBB University of Economics and Technology  
Institute of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Hüseyin Enes Salman

Date: December 2023

Spur gear pairs with high contact ratio (HCR) are used in situations where the load carrying capacity is required to be higher than the gears with standard contact ratio (SCR). The tooth structures of HCR gears are longer and thinner than those of standard gears. This condition increases the risk of tip interference between the HCR gears during operation. For this reason, appropriate values must be selected by determining restrictions for parameters such as the tooth addendum coefficient, dedendum coefficient, operating center distance and pressure angle. Within the scope of this thesis study, spur gear pairs with SCR profile are converted to HCR profiles using various scenarios. For this process, a code is developed using Matlab software and geometric constraints such as tip-root interference and top land thickness are applied. The developed code is able to generate SCR and HCR gear pair profiles by giving the necessary inputs, determine all geometric alternatives for the conversion from SCR to HCR, and offer the most suitable HCR gear pair in terms of the load carrying capacity. AGMA-913-A98, AGMA-908-B89 and AGMA-2001-D04 standards are used as references throughout the design process of the gear profiles. The gear profiles converted from SCR to HCR are verified by comparing with the results of KissSoft software, which is widely used in the industry. In addition, by calculating the bottom

pressure for the gear pairs converted from SCR to HCR, the optimum HCR gear pair that can carry the highest load among the alternatives is determined. In this way, it is observed that how much load advantage is achieved by converting from SCR to HCR. According to the results obtained, HCR gear pairs can provide up to around 32% elevated load carrying capacity compared to SCR gear pairs.

**Keywords:** High contact ratio, Bending stress number, Load carrying capacity, Standard gear ratio, AGMA-913-A98, AGMA-908-B89, AGMA-2001-D04.



## TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin Enes SALMAN'a, kıymetli tecrübelerinden faydalandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine ve destekleriyle her zaman yanımda olan aileme ve arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.





## İÇİNDEKİLER

|                                                                                                             | <u>Sayfa</u> |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| ÖZET.....                                                                                                   | iv           |
| ABSTRACT .....                                                                                              | vi           |
| TEŞEKKÜR .....                                                                                              | viii         |
| İÇİNDEKİLER .....                                                                                           | x            |
| ŞEKİL LİSTESİ.....                                                                                          | xii          |
| ÇİZELGE LİSTESİ.....                                                                                        | xviii        |
| KISALTMALAR .....                                                                                           | xx           |
| SEMBOL LİSTESİ .....                                                                                        | xxii         |
| 1. GİRİŞ .....                                                                                              | 1            |
| 1.1 Tezin Motivasyonu .....                                                                                 | 3            |
| 1.2 Tezin Kapsamı, Yöntemi ve Amacı .....                                                                   | 4            |
| 1.3 Tezin Organizasyonu .....                                                                               | 5            |
| 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....                                                                              | 7            |
| 2.1 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Düz Dişliler ile İlgili<br>Kronolojik Gelişmeler.....                | 7            |
| 2.2 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişliler ile İlgili Araştırma<br>Alanları.....                       | 8            |
| 2.3 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Yük Dağılımı .....                                        | 9            |
| 2.4 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Asimetrik Dişliler .....                                             | 11           |
| 2.5 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Diş Dibi ve<br>Kontak Gerilmeleri .....                   | 13           |
| 2.6 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Geometri<br>Faktörü .....                                 | 16           |
| 2.7 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerin Ses ve Titreşim<br>Özellikleri.....                       | 19           |
| 2.8 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Girişim<br>Oluşması.....                                  | 21           |
| 2.9 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Yüzey<br>Sertleştirilmesi .....                           | 22           |
| 2.10 Yüksek ve Standart Kavrama Oranına Sahip Dişlilerin<br>Karşılaştırılması .....                         | 23           |
| 3. TEORİ VE YÖNTEM .....                                                                                    | 25           |
| 3.1 Dişli Profil Geometrisinin Oluşturulması .....                                                          | 25           |
| 3.2 Dişli Üst Çapının Oluşturulması.....                                                                    | 29           |
| 3.3 Dişli Kök Formunun Oluşturulması.....                                                                   | 30           |
| 3.4 Kavrama Oranının Belirlenmesi ve Geometrik Kısıtlamalar .....                                           | 31           |
| 4. GEOMETRİK ÇIKTILARIN OLUŞTURULMASI VE<br>DOĞRULANMASI .....                                              | 37           |
| 4.1 Standart Dişli Çiftinin Geliştirilen Matlab Kodu ile Çizdirilmesi<br>ve Doğrulanması.....               | 37           |
| 4.2 YKO Dişli Çiftinin Geliştirilen Matlab Kodu ile Çizdirilmesi ve<br>Ticari Yazılım ile Doğrulanması..... | 51           |

|                                                                                                                     |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.3 Dişli Çiftlerinin SKO'dan YKO'ya Çevrilmesi Ve Ticari Yazılım ile Doğrulanması.....                             | 57  |
| 4.4 Örnek Bir SKO Dişli Çiftini YKO Dişli Çiftine Çevirmek İçin Parametrik Sınır Değerlerinin Belirlenmesi.....     | 65  |
| 4.4.1. Basınç açısı kriteri.....                                                                                    | 66  |
| 4.4.2. Addendum ve dedendum katsayısı kriteri.....                                                                  | 67  |
| 4.4.3. Boyut (modül) kriteri.....                                                                                   | 67  |
| 4.4.4. Kök yarıçapı kriteri .....                                                                                   | 68  |
| 5. YKO DIŞLİLERİNİN YÜK TAŞIMA KAPASİTELERİNİN BELİRLENMESİ.....                                                    | 69  |
| 5.1 YKO Dişli Çiftlerinde Diş Dibi Gerilimlerinin Hesaplanması.....                                                 | 69  |
| 5.2 Örnek Bir SKO Dişli Çifti İçin Diş Dibi Geriliminin Hesaplanması ve Doğrulanması.....                           | 74  |
| 5.3 YKO Dişli Çiftleri İçin Diş Dibi Gerilim Hesabı ve Yük Açısından En Uygun YKO Dişli Çiftinin Belirlenmesi ..... | 78  |
| 5.4 Yük Açısından SKO Ve YKO Dişli Çiftlerinin Karşılaştırılması.....                                               | 87  |
| 6. SONUÇ.....                                                                                                       | 89  |
| 6.1 Değerlendirmeler.....                                                                                           | 89  |
| 6.2 Gelecek Çalışmalar.....                                                                                         | 90  |
| KAYNAKLAR.....                                                                                                      | 93  |
| EKLER.....                                                                                                          | 97  |
| ÖZGEÇMİŞ.....                                                                                                       | 131 |

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 1.1 : Boeing firmasının motor dişli kutusunda kullandığı aynı hacme sahip SKO ve YKO dişlileri [1]. Solda yer alan SKO dişlinin modülü 3 mm, diş sayısı 15, kavrama oranı ise 1.48 olarak belirtilmiştir. Sağda yer alan YKO dişlinin modülü 1.81, diş sayısı 25, kavrama oranı ise 2.2 olarak belirtilmiştir..... | 2  |
| Şekil 1.2 : (a) SKO dişli için yuvarlanma bölgesi (b) YKO dişli için yuvarlanma bölgesi. ....                                                                                                                                                                                                                            | 3  |
| Şekil 1.3 : Yük açısı ve yarı çapın en yüksek olduğu HPSTC noktası [3].....                                                                                                                                                                                                                                              | 4  |
| Şekil 2.1 : Aynı güç iletimi için dişli kutusundaki boyut azalmasının yıllara göre değişimi [1]. ....                                                                                                                                                                                                                    | 7  |
| Şekil 2.2 : Standart ve YKO dişlilerin diş formlarının kıyaslanması [10]. ....                                                                                                                                                                                                                                           | 8  |
| Şekil 2.3 : Dişli çifti temas noktaları ve çapları [21]. ....                                                                                                                                                                                                                                                            | 10 |
| Şekil 2.4 : Dişli sertlik dağılım grafiği [21]. ....                                                                                                                                                                                                                                                                     | 10 |
| Şekil 2.5 : Diş yüzeyi boyunca kontak noktalarındaki normal yük dağılım grafiği (Toplam aktarılan yük 4490 Newton olarak düşünülmüştür) [21].....                                                                                                                                                                        | 11 |
| Şekil 2.6 : Asimetrik YKO düz dişli profili [5]. ....                                                                                                                                                                                                                                                                    | 12 |
| Şekil 2.7 : Sonlu elemanlar modelinin ağ yapısının görünümü [5].....                                                                                                                                                                                                                                                     | 12 |
| Şekil 2.8 : Düz dişli kavrama çizgisi [8]. ....                                                                                                                                                                                                                                                                          | 14 |
| Şekil 2.9 : Standart düz dişli için HPSTC-LPSTC bölgelerinin enine (İng. transverse) kesit görünümü [23]. ....                                                                                                                                                                                                           | 15 |
| Şekil 2.10 : YKO dişlilerinin 2 ve 3 diş kontak bölgeleri [4]. ....                                                                                                                                                                                                                                                      | 15 |
| Şekil 2.11 : Maksimum eğilme gerilmesini oluşturan kritik noktanın belirlenmesi [3]. ....                                                                                                                                                                                                                                | 18 |
| Şekil 2.12 : Kritik kesim ve yüksekliğin parabolik fonksiyon ile elde edilmesi [24]. ....                                                                                                                                                                                                                                | 18 |
| Şekil 2.13 : AW139 aksesuar dişli kutusunda YKO dişli modifikasyonu [7]. ....                                                                                                                                                                                                                                            | 19 |
| Şekil 2.14 : Standart ve YKO (İng. High Contact Ratio - HCR) dişlileriyle yapılan testlerin sonucunda elde edilen titreşim ve gürültü seviyeleri [7].....                                                                                                                                                                | 20 |
| Şekil 2.15 : Dişli üretimi esnasında oluşan girişim [17]. ....                                                                                                                                                                                                                                                           | 21 |
| Şekil 2.16 : Dişli çalışırken oluşan girişim [17].....                                                                                                                                                                                                                                                                   | 22 |
| Şekil 2.17 : Dişli sertleştirilmesinde ayrım bölgesinde oluşan kırık [26]. ....                                                                                                                                                                                                                                          | 23 |
| Şekil 3.1 : Dişlinin involüt profilinin oluşturulması. ....                                                                                                                                                                                                                                                              | 26 |
| Şekil 3.2 : Dişli profili oluşturulması için gereken temel parametreler. ....                                                                                                                                                                                                                                            | 27 |
| Şekil 3.3 : Diş üstü kalınlığının gösterimi.....                                                                                                                                                                                                                                                                         | 29 |
| Şekil 3.4 : Kök dairesi formunun gösterimi. ....                                                                                                                                                                                                                                                                         | 30 |
| Şekil 3.5 : Diş üstü ve diş dibi bölümü/çapının gösterimi. ....                                                                                                                                                                                                                                                          | 33 |
| Şekil 3.6 : Uç-kök girişiminin olmadığı durum. ....                                                                                                                                                                                                                                                                      | 33 |
| Şekil 3.7 : Uç-kök girişiminin olduğu durum. ....                                                                                                                                                                                                                                                                        | 34 |
| Şekil 3.8 : Sertleştirilen dişliler için minimum efektif sertlik derinliği ile normal çapsal taksimat ilişkisi [9].....                                                                                                                                                                                                  | 36 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 4.1 : Çizelge 4.1’de belirtilen 1 numaralı SKO dişli çifti eşleniğinin geometrik çıktısının geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi (P: Pinyon, G: Dişli’yi ifade etmektedir). ....                                                                                               | 38 |
| Şekil 4.2 : Şekil 4.1’de gösterilen SKO dişli çifti geometrisinde kırmızı kutu ile gösterilen bölgenin (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi ve karşılaştırılması. ....                                                                                              | 39 |
| Şekil 4.3 : Çizelge 4.1’de belirtilen 1 numaralı SKO dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. ....                                                                                                             | 40 |
| Şekil 4.4 : Şekil 4.3’de belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. ....  | 40 |
| Şekil 4.5 : Çizelge 4.1’de belirtilen 1 numaralı SKO dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. ....                                                                                                                    | 41 |
| Şekil 4.6 : Şekil 4.5’te belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. ....          | 41 |
| Şekil 4.7 : Çizelge 4.1’de belirtilen 2 numaralı SKO dişli çifti eşleniğinin geometrik çıktısının geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi (P: Pinyon, G: Dişli’yi ifade etmektedir). ....                                                                                               | 42 |
| Şekil 4.8 : Şekil 4.7’de gösterilen dişli çifti geometrisinde kırmızı kutu ile gösterilen bölgenin (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi ve karşılaştırılması. ....                                                                                                  | 43 |
| Şekil 4.9 : Çizelge 4.1’de belirtilen 2 numaralı dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. ....                                                                                                                 | 43 |
| Şekil 4.10 : Şekil 4.9’da belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. .... | 44 |
| Şekil 4.11 : Çizelge 4.1’de belirtilen 2 numaralı dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. ....                                                                                                                       | 45 |
| Şekil 4.12 : Şekil 4.11’de belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. ....        | 45 |
| Şekil 4.13 : Çizelge 4.1’de belirtilen 3 numaralı SKO dişli çifti eşleniğinin geometrik çıktısının geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. (P: Pinyon, G: Dişli’yi ifade etmektedir). ....                                                                                             | 46 |
| Şekil 4.14 : Şekil 4.13’te gösterilen dişli çifti geometrisinde kırmızı kutu ile gösterilen bölgenin (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi ve karşılaştırılması. ....                                                                                                | 47 |
| Şekil 4.15 : Çizelge 4.1’de belirtilen 3 numaralı SKO dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. ....                                                                                                            | 47 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 4.16 : Şekil 4.15'te belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. ....                                                        | 48 |
| Şekil 4.17 : Çizelge 4.1'de belirtilen 3 numaralı SKO dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. ....                                                                                                                                                                           | 48 |
| Şekil 4.18 : Şekil 4.17'de belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. ....                                                                | 49 |
| Şekil 4.19 : Çizelge 4.5'te belirtilen 1 numaralı YKO dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.....                                                                                                                                                                     | 52 |
| Şekil 4.20 : Şekil 4.19'da belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. ....                                                        | 53 |
| Şekil 4.21 : Çizelge 4.5'te belirtilen 1 numaralı YKO dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. ....                                                                                                                                                                           | 53 |
| Şekil 4.22 : Şekil 4.21'de belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. ....                                                                | 54 |
| Şekil 4.23 : Çizelge 4.5'te belirtilen 2 numaralı YKO dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.....                                                                                                                                                                     | 54 |
| Şekil 4.24 : Şekil 4.23'te belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. ....                                                        | 55 |
| Şekil 4.25 : Çizelge 4.5'te belirtilen 2 numaralı YKO dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. ....                                                                                                                                                                           | 55 |
| Şekil 4.26 : Şekil 4.25'te belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir. ....                                                                | 56 |
| Şekil 4.27 : Çizelge 4.9'da belirtilen Senaryo 1 durumunda, SKO 1 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (2 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür. .... | 59 |
| Şekil 4.28 : Çizelge 4.9'da belirtilen Senaryo 2 durumunda, SKO 1 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (6 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür. .... | 60 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 4.29 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 3 durumunda, SKO 1 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (64 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.....      | 60 |
| Şekil 4.30 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 4 durumunda, SKO 1 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (447 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.....     | 61 |
| Şekil 4.31 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 3 durumunda, SKO 2 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (4 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.....       | 62 |
| Şekil 4.32 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 4 durumunda, SKO 2 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (83 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür. ....     | 62 |
| Şekil 4.33 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 1 durumunda, SKO 3 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (8 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür. ....      | 63 |
| Şekil 4.34 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 2 durumunda, SKO 3 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (24 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür. ....     | 64 |
| Şekil 4.35 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 3 durumunda, SKO 3 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (130 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen ise temas alanının yakından görünümüdür. .... | 64 |
| Şekil 4.36 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 4 durumunda, SKO 3 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (632 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.....     | 65 |
| Şekil 5.1 : YKO dişlilerde kritik kesimin yüksekliğinin ve diş kalınlığının belirlenmesi. ....                                                                                                                                                                                                                                                          | 71 |
| Şekil 5.2 : Yük etkime açısı ile kritik kesimin yükseklik ve genişliğinin hesaplanmasında kullanılan geometrik parametrelerin gösterimi. ....                                                                                                                                                                                                           | 72 |
| Şekil 5.3 : Dinamik faktör grafiği [9].....                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | 77 |
| Şekil 5.4 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 1 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin nominal basınç açısına bağlı değişimi. ....                                                                                                                                                                                           | 80 |
| Şekil 5.5 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 1 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin addendum katsayısına, dedendum katsayısına ve kavrama oranına bağlı değişimi.....                                                                                                                                                     | 80 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 5.6 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 2 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin nominal basınç açısına bağlı değişimi. ....                                                                                                                                                | 81 |
| Şekil 5.7 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 2 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin addendum katsayısına, dedendum katsayısına ve kavrama oranına bağlı değişimi.....                                                                                                          | 81 |
| Şekil 5.8 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 3 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin nominal basınç açısına bağlı değişimi. ....                                                                                                                                                | 82 |
| Şekil 5.9 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 3 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin addendum katsayısına, dedendum katsayısına ve kavrama oranına bağlı değişimi.....                                                                                                          | 82 |
| Şekil 5.10 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 1 ile elde edilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisi karşılaştırması. Solda yer alan görselde SKO 1 dişli çiftinin pinyon dişlisi görülmektedir. Sağda yer alan görselde, yük açısından optimum YKO geometrisi için oluşan pinyon dişlisi görülmektedir. .... | 84 |
| Şekil 5.11 : Şekil 5.10’da gösterilen pinyon dişli formlarının üst üste karşılaştırılması. ....                                                                                                                                                                                                              | 84 |
| Şekil 5.12 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 2 ile elde edilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisi karşılaştırması. Solda yer alan görselde SKO 2 dişli çiftinin pinyon dişlisi görülmektedir. Sağda yer alan görselde, yük açısından optimum YKO geometrisi için oluşan pinyon dişlisi görülmektedir. .... | 85 |
| Şekil 5.13 : Şekil 5.12’de gösterilen pinyon dişli formlarının üst üste karşılaştırılması. ....                                                                                                                                                                                                              | 85 |
| Şekil 5.14 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 3 ile elde edilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisi karşılaştırması. Solda yer alan görselde SKO 3 dişli çiftinin pinyon dişlisi görülmektedir. Sağda yer alan görselde, yük açısından optimum YKO geometrisi için oluşan pinyon dişlisi görülmektedir. .... | 86 |
| Şekil 5.15 : Şekil 5.14’te gösterilen pinyon dişli formlarının üst üste karşılaştırılması. ....                                                                                                                                                                                                              | 86 |



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

|                                                                                                                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Çizelge 2.1 : 1915'te var olan standart dişli oran-orantı değerleri [10]. ....                                                                                                         | 7  |
| Çizelge 3.1 : Eşitlik (3.31)'de yer alan parametrelerin açıklamaları. ....                                                                                                             | 32 |
| Çizelge 3.2 : Eşitlik (3.32)'de yer alan parametrelerin açıklamaları. ....                                                                                                             | 35 |
| Çizelge 4.1 : Geometrik doğrulamayı sağlamak için kullanılan SKO dişli çiftleri. ..                                                                                                    | 38 |
| Çizelge 4.2 : Çizelge 4.1'da verilen SKO düz dişli çiftlerinin KissSoft yazılımı ile elde edilen geometrik çıktıları.....                                                              | 50 |
| Çizelge 4.3 : Çizelge 4.1'da verilen SKO düz dişli çiftlerinin geliştirilen Matlab kodu ile elde edilen geometrik çıktıları.....                                                       | 50 |
| Çizelge 4.4 : Çizelge 4.1'de verilen SKO düz dişli çiftleri için geliştirilen Matlab kodu çıktılarının KissSoft yazılımı çıktıları ile arasındaki yüzdelik farklar. ....               | 51 |
| Çizelge 4.5 : KissSoft yazılımı ile doğrulanması için kullanılan YKO düz dişli çiftleri. ....                                                                                          | 52 |
| Çizelge 4.6 : Çizelge 4.5'te verilen YKO düz dişli çiftlerinin KissSoft yazılımı ile elde edilen geometrik çıktıları.....                                                              | 57 |
| Çizelge 4.7 : Çizelge 4.5'te verilen YKO düz dişli çiftlerinin geliştirilen Matlab kodu ile elde edilen geometrik çıktıları.....                                                       | 57 |
| Çizelge 4.8 : Çizelge 4.5'te verilen düz dişli çiftleri için elde edilen Matlab kodu çıktıları ve KissSoft yazılımı çıktıları arasındaki yüzdelik farklar. ....                        | 57 |
| Çizelge 4.9 : Çizelge 4.1'de verilen SKO dişli çiftlerini YKO formuna çevirmek için denen 4 farklı senaryoya ait parametrik değerler ve aralıklar. ....                                | 59 |
| Çizelge 4.10 : Çizelge 4.1'de verilen SKO düz dişli çiftleri için Çizelge 4.9'da belirtilen 4 farklı senaryo kullanılarak elde edilen YKO dişli çifti alternatiflerinin sayıları. .... | 65 |
| Çizelge 4.11 : YKO dönüşümü sınır değerlerini belirlemek için kullanılacak olan dişli çiftine ait geometrik bilgiler.....                                                              | 66 |
| Çizelge 4.12 : Çizelge 4.11'de geometrik bilgileri verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için gerekli olan basınç açısı sınır değerleri. ....                           | 66 |
| Çizelge 4.13 : Çizelge 4.11'de geometrik bilgileri verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için gerekli olan addendum ve dedendum sınır değerleri.....                    | 67 |
| Çizelge 4.14 : Çizelge 4.11'de geometrik bilgileri verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için gerekli olan modül sınır değerleri. ....                                  | 68 |
| Çizelge 4.15 : Çizelge 4.11'de geometrik bilgileri verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için gerekli olan kök yarıçapı sınır değerleri.....                            | 68 |
| Çizelge 5.1 : Geometri faktörü hesabında kullanılan formüllerde yer alan parametrelerin tanımları. ....                                                                                | 73 |
| Çizelge 5.2 : AGMA diş dibi gerilim hesabında kullanılan formüllerinin bileşen tanımları. ....                                                                                         | 79 |
| Çizelge 5.3 : SKO dişli çiftlerinin en uygun YKO'ya dönüştürülmüş durumları ile diş dibi gerilimi karşılaştırması. ....                                                                | 88 |



## KISALTMALAR

|               |                                                                                                  |
|---------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>AF</b>     | : Kavrama çizgisi (Length of action)                                                             |
| <b>AGMA</b>   | : Amerikan dişli üreticileri derneği (American gear manufacturer association)                    |
| <b>BFDTEP</b> | : İlk çift diş kontağının başladığı nokta (Beginning of first double tooth engagement point);    |
| <b>BSDTEP</b> | : İkinci çift diş kontağının başladığı nokta (Beginning of second double tooth engagement point) |
| <b>BTEP</b>   | : Diş kontağının başladığı nokta (Beginning of teeth engagement point)                           |
| <b>CFL</b>    | : Courant-Friedrichs-Lewy kriteri                                                                |
| <b>CR</b>     | : Kavrama oranı (Contact ratio)                                                                  |
| <b>EAP</b>    | : Aktif profilin bitişi (End of active profile)                                                  |
| <b>EFDTEP</b> | : İlk çift diş kontağının bittiği nokta (Ending of first double tooth engagement point)          |
| <b>ESDTEP</b> | : İkinci çift diş kontağının bittiği nokta (Ending of second double tooth engagement point)      |
| <b>ETEP</b>   | : Diş kontağının bittiği nokta (Ending of tooth engagement point)                                |
| <b>Ft</b>     | : Uzuluk ölçüsü birimi (Feet)                                                                    |
| <b>GPS</b>    | : Genelleştirilmiş partikül toplanması (Generalized particle swarm)                              |
| <b>HCR</b>    | : Yüksek kavrama oranı (High contact ratio)                                                      |
| <b>HPDTC</b>  | : Çift diş kontağının gerçekleştiği en yüksek nokta (Highest point of double tooth contact)      |
| <b>HPSTC</b>  | : Tek diş kontağının gerçekleştiği en yüksek nokta (Highest point of single tooth contact)       |
| <b>İng</b>    | : İngilizce                                                                                      |
| <b>KW</b>     | : Kilowatt                                                                                       |
| <b>LPSTC</b>  | : Tek diş kontağının en alt noktası (Lowest point of single tooth contact)                       |
| <b>Min</b>    | : Dakika (Minute)                                                                                |
| <b>Mm</b>     | : Milimetre                                                                                      |
| <b>MPa</b>    | : Mega pascal                                                                                    |
| <b>N</b>      | : Newton                                                                                         |
| <b>NCR</b>    | : Standart kavrama oranı (Normal contact ratio)                                                  |
| <b>Rpm</b>    | : Dakikadaki devir sayısı (Revolutions per minute)                                               |
| <b>SAP</b>    | : Aktif profilin başlangıcı (Start of active profile)                                            |
| <b>SKO</b>    | : Standart kavrama oranı                                                                         |
| <b>YKO</b>    | : Yüksek kavrama oranı                                                                           |



## SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

| Simgeler            | Açıklama                                                                  |
|---------------------|---------------------------------------------------------------------------|
| $\alpha_{center}$   | Diş dibi dairesi yarıçapı merkez çizgisi açısı                            |
| $A_v$               | Dişli kalite numarası                                                     |
| $a_w$               | Dişli merkezleri arası mesafe                                             |
| $b$                 | Dişli genişliği                                                           |
| $C_1$               | Kavrama çizgisi üzerinde temel taksimat ile SAP arası mesafe              |
| $C_2$               | Kavrama çizgisi üzerinde temel taksimat ile LPSTC arası mesafe            |
| $C_3$               | Kavrama çizgisi üzerinde temel taksimat ile merkezler arası mesafe        |
| $C_4$               | Kavrama çizgisi üzerinde temel taksimat ile HPSTC arası mesafe            |
| $C_5$               | Kavrama çizgisi üzerinde temel taksimat ile EAP arası mesafe              |
| $C_6$               | Pinyon ve büyük dişlinin kavrama çizgisini kestiği noktalar arası uzaklık |
| $D_{a1}$            | Pinyon dişlisi diş üstü çapı                                              |
| $D_{a1}$            | Pinyon dişlisi diş dibi çapı                                              |
| $D_{a2}$            | Büyük dişli diş üstü çapı                                                 |
| $D_{a2}$            | Büyük dişli diş dibi çapı                                                 |
| $D_{p1}$            | Pinyon dişlisi taksimat dairesi çapı                                      |
| $D_{p2}$            | Büyük dişli taksimat dairesi çapı                                         |
| $d_x$               | Pinyon dişlisinde yük etkime çapı                                         |
| $D_x$               | Büyük dişlide yük etkime çapı                                             |
| $F_t$               | Aktarılan yük                                                             |
| $G$                 | Büyük dişli                                                               |
| $h_{e_{min}}$       | En düşük sertleştirme derinliği                                           |
| $h_f$               | Kritik kesim yüksekliği                                                   |
| $Inv\alpha_{pitch}$ | Taksimat dairesindeki basınç açısının involüt değeri                      |
| $K_B$               | Et kalınlığı faktörü                                                      |
| $K_H$               | Yük dağılım faktörü                                                       |
| $K_o$               | Aşırı yük faktörü                                                         |
| $K_s$               | Boyut faktörü                                                             |
| $K_v$               | Dinamik faktör                                                            |
| $L$                 | Kritik kesimin diş dibindeki tork kolu uzunluğu                           |

|                           |                                                                                  |
|---------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| <b>L<sub>2</sub></b>      | Lewis parabolünün vertex noktası ile diş dibi dairesi merkezi arasındaki uzaklık |
| <b>L<sub>a</sub></b>      | Lewis parabolünün diş kök yarıçapını kestiği noktanın dişli merkezine uzaklığı   |
| <b>L<sub>b</sub></b>      | Lewis parabolünün vertex noktasının dişli merkezine uzaklığı                     |
| <b>m<sub>t</sub></b>      | Enine kesitteki modül                                                            |
| <b>N<sub>1</sub></b>      | Pinyon dişlisi diş sayısı                                                        |
| <b>N<sub>2</sub></b>      | Büyük dişli diş sayısı                                                           |
| <b>Ø<sub>c</sub></b>      | Kesici takımın dişli basınç açısı                                                |
| <b>P</b>                  | Pinyon dişlisi                                                                   |
| <b>P<sub>bt</sub></b>     | Temel taksimat                                                                   |
| <b>r<sub>a</sub></b>      | Diş dibi dairesi yarıçapı                                                        |
| <b>r<sub>a1</sub></b>     | Pinyon dişlisi için diş üstü yarıçapı                                            |
| <b>r<sub>a2</sub></b>     | Büyük dişli için diş üstü yarıçapı                                               |
| <b>r<sub>b1</sub></b>     | Pinyon dişlisi için temel dairesi yarıçapı                                       |
| <b>r<sub>b2</sub></b>     | Büyük dişli için temel dairesi yarıçapı                                          |
| <b>R<sub>m</sub></b>      | Diş dibi daire merkezinin dişli merkezine uzaklığı                               |
| <b>rr<sub>oot</sub></b>   | Diş kökü yarıçapı                                                                |
| <b>s<sub>f</sub></b>      | Kritik kesimdeki diş kalınlığı                                                   |
| <b>S<sub>pitch</sub></b>  | Taksimat dairesi diş kalınlığı                                                   |
| <b>tc<sub>pitch</sub></b> | Taksimat dairesi diş kalınlığı                                                   |
| <b>tc<sub>tip</sub></b>   | Diş üstü kalınlığı                                                               |
| <b>t<sub>G</sub></b>      | Büyük dişli için taksimat dairesindeki diş kalınlığı                             |
| <b>t<sub>P</sub></b>      | Pinyon dişlisi için taksimat dairesindeki diş kalınlığı                          |
| <b>x<sub>m</sub></b>      | Diş dibi dairesi merkezinin x eksenindeki koordinatı                             |
| <b>Y<sub>j</sub></b>      | Geometri faktörü                                                                 |
| <b>y<sub>m</sub></b>      | Diş dibi daire merkezinin y eksenindeki koordinatı                               |
| <b>α</b>                  | Kritik kesim yükseklik çizgisi ile L arasındaki açı                              |
| <b>β</b>                  | L <sub>2</sub> ile L <sub>a</sub> arasındaki açı                                 |
| <b>Φ<sub>nL</sub></b>     | Yük etkime açısı                                                                 |

## 1. GİRİŞ

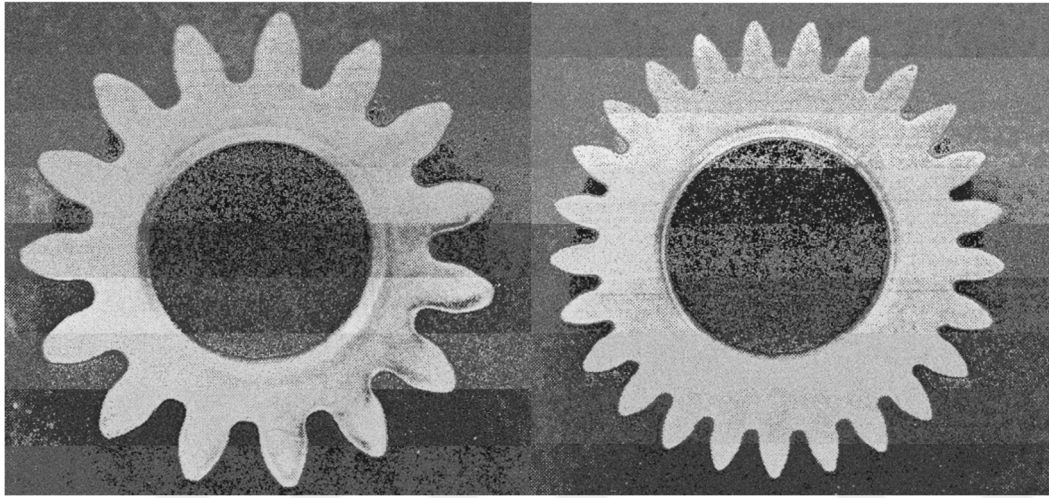
Dişliler uzun yıllardan beri mekanik sistemlerde güç iletiminde kullanılan makine elemanlarıdır. Havacılık alanındaki gelişmeler ve yüksek güç aktarım gereksinimleri ile birlikte, dişlilerde iletilen güç-ağırlık oranını yükseltmek adına birçok çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmalar, malzeme alanında ve yapısal alanda olmak üzere iki ana başlıkta irdelenebilir. Malzeme alanında dişli malzemesinin üzerine gelen yüke karşı dayanıklılığının artırılması, yapısal alanda ise aktarılacak istenen yükün normalden daha fazla sayıda diş ile taşınması hedeflenmektedir. Günümüzde daha yüksek güç-ağırlık oranını elde etmek amacıyla kullanılan üç temel yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemler, diş dibine çelik bilye püskürtmek (İng. shot peening), diş profilini optimize ederek kavrama oranını ikinin üzerine çıkarmak ve dişli üzerine gelen yükün diş genişliği boyunca düzgün dağılımını sağlamak şeklinde özetlenebilir [1].

Yukarıda belirtilen yöntemler, aynı yükün daha düşük hacimdeki dişliler ile aktarılmasını sağlamaktadır. Tasarım ve imalat alanındaki gelişmeler ile diş profilinin optimize edilerek yüksek kavrama oranına sahip düz dişlilerin kullanılması gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır. Düz dişlilerde kavrama oranı karşılıklı çalışan iki dişlinin temas eden ortalama diş sayısı olarak tanımlanabilir. Bu nedenle kavrama oranı ne kadar yüksek olursa dişlinin yük taşıma kapasitesinin de o kadar yüksek olması beklenmektedir.

Dişli kavrama oranının 1.5 olması, dişlinin bir dişinin ömrünün yarısında tek diş ile, kalan yarısında ise iki diş ile temas sağladığı anlamına gelmektedir. Standart düz dişlilerde pürüzsüz bir güç aktarımı sağlanabilmesi için, kavrama oranının yaklaşık olarak 1.3 ile 1.8 arasında olması gerekmektedir [2]. Yüksek kavrama oranına sahip düz dişlilerde bu oran 2 ile 3 arasındadır. Diğer deyişle, yüksek kavrama oranına sahip düz dişlilerde, temas halinde olan ve yükü aktaran diş sayısı en az 2 olmalıdır.

Standart kavrama oranına (SKO) sahip dişlilerde diş dibi gerilim analizi en kötü koşulda dahi tek diş temasta olduğu için tek dişe göre yapılmaktadır. Yüksek kavrama oranına (YKO) sahip dişlilerde ise, bu analiz toplam yük iki dişe paylaştırılarak

gerçekleştirilir. Bu nedenle, YKO dişlileri kullanıldığında SKO dişlilere nazaran daha düşük dişli hacimleri ile aynı yükü aktarmak mümkün olabilmektedir. Boeing firması (Boeing, Chicago, Illinois, Amerika Birleşik Devletleri), uçak motorlarına bağlanan dişli kutularında kullandığı standart dişlileri yüksek kavrama oranına sahip düz dişliler ile değiştirerek aynı hacimde daha yüksek yükü taşıtabilmiştir [1]. Şekil 1.1’de firmanın kullandığı SKO ve YKO dişliler gösterilmektedir. Görselden anlaşılacağı üzere, YKO dişlilerin diş yapıları SKO dişlilerin diş yapılarına göre daha ince ve uzundur. Bu nedenle, YKO dişleri aynı hacim içinde daha sık yerleşim göstermektedir.

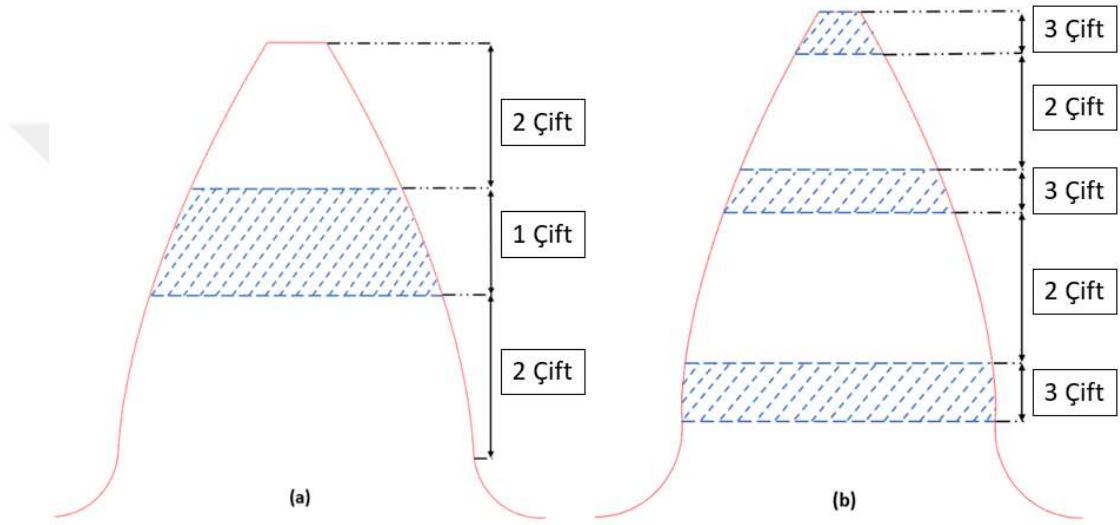


Şekil 1.1 : Boeing firmasının motor dişli kutusunda kullandığı aynı hacme sahip SKO ve YKO dişlileri [1]. Solda yer alan SKO dişlinin modülü 3 mm, diş sayısı 15, kavrama oranı ise 1.48 olarak belirtilmiştir. Sağda yer alan YKO dişlinin modülü 1.81, diş sayısı 25, kavrama oranı ise 2.2 olarak belirtilmiştir.

Kavrama oranı dişlilerin diş üstü çapına ve basınç açısına bağlı olarak değişmektedir. Bu değerler istenilen seviyeye getirildiğinde, kavrama oranını 2’nin üzerine çıkarmak mümkündür. Ancak, YKO dişlilerin SKO dişlilerine nazaran artırılan diş üstü çapı nedeniyle uç girişimi oluşturma riski artmaktadır. Uç girişimi oluşması durumunda, istenmeyen diş temaslarına bağlı olarak dişliler kitlenmekte ve birbirinin hareket etmesini engellemektedir. Bu sebepten ötürü, YKO kullanımında dişliler için bir geometrik optimizasyon gerçekleştirilerek olası bir girişimin engellenmesi gerekmektedir.

Düz dişliler temas halindeyken, bir dişin aynı yüzeyi kavrama oranına bağlı olarak, SKO dişlilerde 1 veya 2, YKO dişlilerde ise 2 veya 3 diş ile beraber çalışmaktadır. Bu durum Şekil 1.2’de gösterilmektedir. Standart dişlilerde yük analizi gerçekleştirilirken,

kritik olan tek diş kontak bölgesi baz alınmaktadır ve tork kolunun en yüksek olduğu noktadan (İng. HPSTC, Highest point of single tooth contact) yükün etki ettiği kabul edilmektedir. Bu durum, Şekil 1.3'te şematize edilmiştir [3]. Yükün etki ettiği noktanın belirlenmesinden sonra diş bir ankastre kiriş (İng. cantilever beam) olarak kabul edilmekte ve diş dibi gerilimi hesaplanmaktadır. YKO düz dişlilerde ise, yükün iki diş temasının başladığı ve bittiği noktalar (İng. BFDTEP, Beginning of first double tooth engagement point; EFDTEP, Ending of first double tooth engagement point) analiz edilmektedir [4].

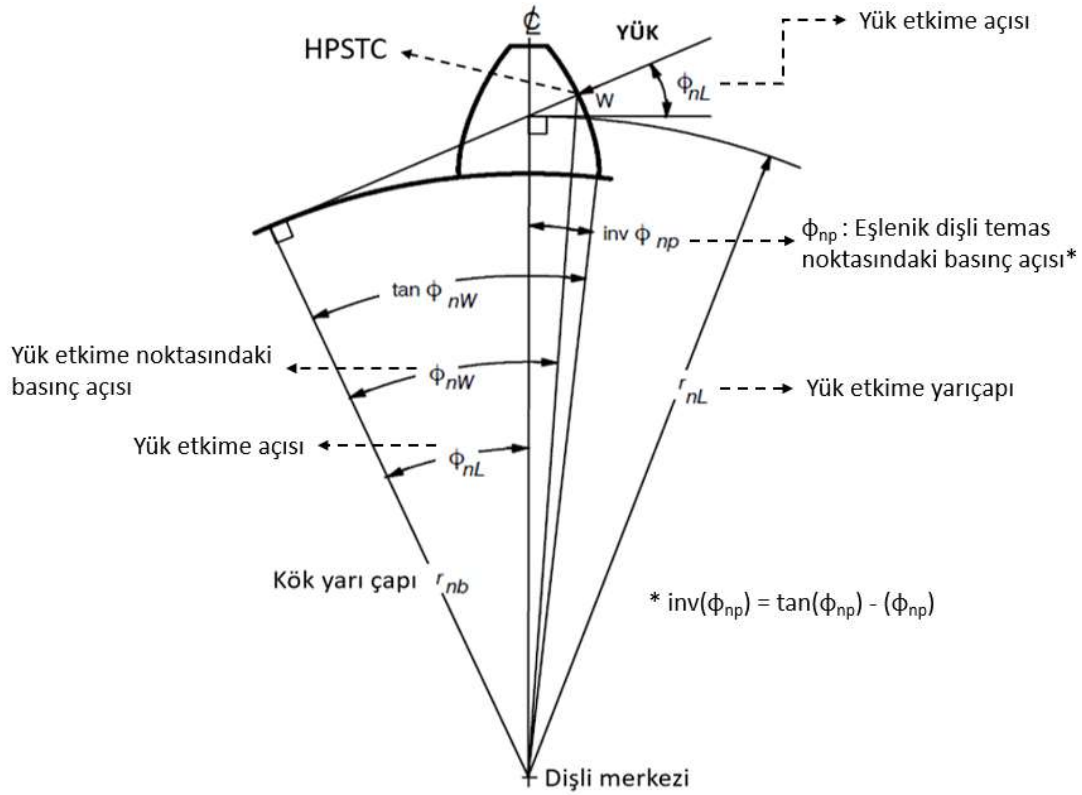


Şekil 1.2 : (a) SKO dişli için yuvarlanma bölgesi (b) YKO dişli için yuvarlanma bölgesi.

### 1.1 Tezin Motivasyonu

Literatürde yüksek kavrama oranına sahip düz dişlileri konu alan birçok araştırma mevcuttur [2]. Bu çalışmalarda dişli çiftinin yük taşıma kapasitesini artırmak [5], çalışma gürültüsünü en aza indirmek, daha pürüzsüz güç aktarımı sağlamak amacıyla dişli profili tasarlanarak farklı diş sayılarına sahip dişliler tasarlanmıştır [6]. Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde, YKO dişlileri üzerine sınırlı sayıda çalışmanın olduğu görülmüştür [7]. Dişli çiftinde diş sayıları farklılaştığında kavrama oranı ve tork-hız oranları değişmektedir. Bu nedenle, özellikle havacılık alanında kullanılan dişli kutularında SKO formundan YKO formuna geçiş zorlaşmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında aktarım oranı sabit tutularak SKO dişliler YKO dişli çiftine dönüştürülecektir. Bu dönüşüm, uç girişimine engel olacak olan uygun bir YKO diş

tasarımı ile sağlanacak ve YKO dişli tasarımlarının SKO dişlilere nispeten daha yüksek kuvvetleri taşıyabileceği gösterilecektir.



Şekil 1.3 : Yük açısı ve yarı çapın en yüksek olduğu HPSTC noktası [3].

## 1.2 Tezin Kapsamı, Yöntemi ve Amacı

Tez çalışması kapsamında YKO düz dişli çiftlerinin uç girişim analizi gerçekleştirilecek ve SKO dişli çifti ile aynı çapta farklı geometrik profillere sahip YKO dişlileri elde edilecektir. Dişli geometrisinin (involüt) elde edilmesi için geleneksel yöntem olan AGMA standartları baz alınacaktır [8]. Elde edilen dişli çiftleri uç girişim analizine tabi tutulacak ve uç girişim riski oluşturmeyen dişli çiftlerinin yük taşıma kapasitesi AGMA standardı kullanılarak hesaplanacaktır [9]. Geometrik optimizasyon ve dişlilerin yük taşıma kapasitesi hesabı için hazırlanan Matlab kodu (MathWorks, Natick, Massachusetts, Amerika Birleşik Devletleri) KissSoft yazılımı (KISSsoft AG, Bubikon, İsviçre) kullanılarak doğrulanacaktır. Sonuç olarak elde edilen optimum geometriye sahip YKO dişlileri yük taşıma kapasiteleri açısından SKO dişlileri ile kıyaslanacaktır. Tez çalışmasının amacı, YKO dişlilerde uç girişiminin uygun geometrik tasarım ile engellenerek, aynı hacme sahip SKO dişliye kıyasla yük taşıma kapasitesinin hangi oranda arttığını araştırmaktır.

### 1.3 Tezin Organizasyonu

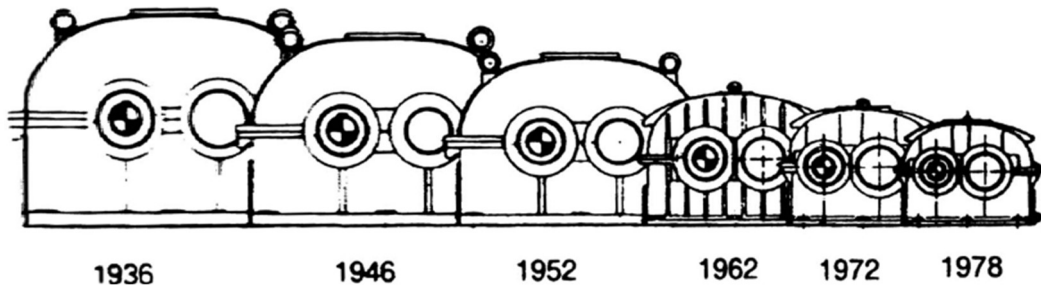
Tez çalışması altı bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, tezin çözüm ürettiği temel problem özetlenmiş ve tez çalışmasının hedefleri belirtilmiştir. İkinci bölümde, tez çalışmasının konusu ile ilgili olarak literatürde yer alan çalışmalar ve bu çalışmalar ile elde edilmiş olan önemli sonuçlar belirtilmiştir. Üçüncü bölümde, tez çalışması için gerekli olan teorik altyapı ve yöntem sunulmuştur. Dördüncü bölümde, YKO dişlilerde girişim oluşmasını engelleyen bir geometrik optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen Matlab kodu (MathWorks, Natick, Massachusetts, Amerika Birleşik Devletleri) ile farklı çaplarda YKO düz dişli çiftleri uç girişim riskini ortadan kaldıracak şekilde tasarlanmıştır. Beşinci bölümde, kullanıcıya sunulan uygun geometriye sahip YKO dişli çifti, aynı hacme/taksimat dairesi çapına sahip SKO dişli çifti ile yük taşıma kapasiteleri açısından kıyaslanmıştır ve elde edilen sonuçlar KissSoft yazılımı kullanılarak doğrulanmıştır. Son bölümde ise çalışmanın temel sonuçları özetlenmiş ve gelecek çalışmalar için fayda sağlayacak önerilerde bulunulmuştur.



## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

### 2.1 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Düz Dişliler ile İlgili Kronolojik Gelişmeler

Yüksek kavrama oranına (YKO) sahip düz dişliler üzerine yapılan araştırmaların kökeni, ikinci dünya savaşında kullanılan uçaklara kadar uzanmaktadır. Bu çalışmalar, çoğunlukla güç-ağırlık oranını artırmak ve daha pürüzsüz çalışmayı sağlamak amacıyla diş profil geometrisinin eniyilenmesini baz almaktadır. Aynı miktarda güç aktarımı için kullanılan dişli kutularının farklı tarihlere bağlı olarak çapsal değişimi Şekil 2.1’de betimlenmektedir.



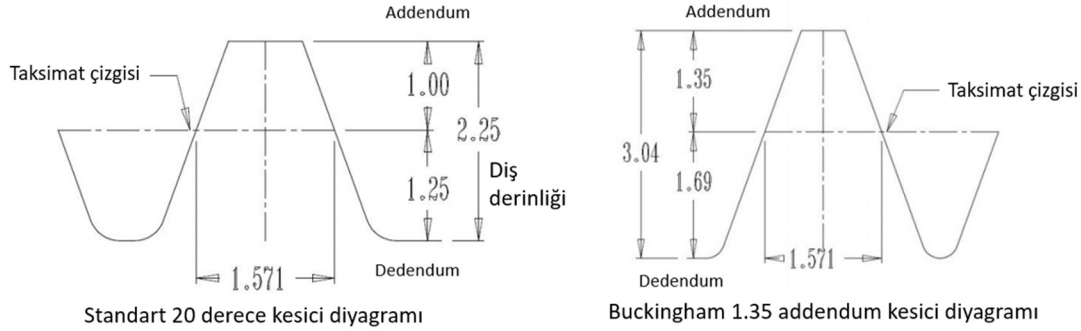
Şekil 2.1 : Aynı güç iletimi için dişli kutusundaki boyut azalmasının yıllara göre değişimi [1].

YKO dişliler diş profillerinden (basınç açısı, diş üstü çapı ve diş dibi çapı) ötürü standart dışı olarak kabul edilmektedir. 1915 yılına kadar standart olarak kabul edilen dişli oran-orantı değerleri Çizelge 2.1’de belirtilmiştir.

Çizelge 2.1 : 1915’te var olan standart dişli oran-orantı değerleri [10].

|                                           | Basınç açısı | Addendum | Dedendum | Tam derinlik |
|-------------------------------------------|--------------|----------|----------|--------------|
| Brown & Sharpe                            | 14.5         | 1/p      | 1.157/p  | 2.157/p      |
| Grante                                    | 15           | 1/p      | 1.157/p  | 2.157/p      |
| Sellers                                   | 20           | 1/p      | 1.157/p  | 2.157/p      |
| Hunt                                      | 14.5         | 0.7857/p | 0.9424/p | 1.7278/p     |
| Logue/Nuttall                             | 20           | 0.7857/p | 0.9424/p | 1.7278/p     |
| Fellows stub                              | 20           | 1/p      | 1.157/p  | 2.157/p      |
| p dairesel taksimat (İng. Circular pitch) |              |          |          |              |

1921 yılına gelindiğinde, diş üstü çapı artırılıp basınç açısı düşürülerek yüksek kavrama oranı, 2'nin altında elde edilip dişliler test edilmiştir ve sonuç olarak yükün tek diş ile aktarıldığı 7%'lik çalışma süresinde dişlilerin diş dibinde kırılmalara şahit olunmuştur. Karşılaşılan bu sorunların sonucu olarak yüksek kavrama oranına (YKO) sahip dişlilerin en düşük kavrama oranının 2 olması gerektiğine karar verilmiştir [10]. Şekil 2.2'de standart ve YKO dişlilerin formları betimlenmektedir.



Şekil 2.2 : Standart ve YKO dişlilerin diş formlarının kıyaslanması [10].

## 2.2 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişliler ile İlgili Araştırma Alanları

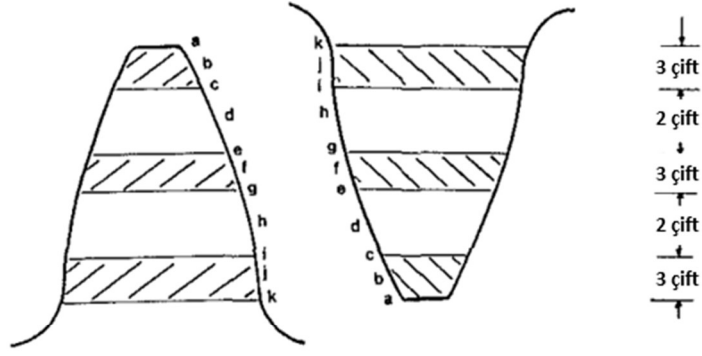
Zamanla gelişen dişli üretim teknolojisi ile birlikte YKO dişlilerinin endüstride kullanımı yaygınlaşmıştır. Bu durumun bir sonucu olarak akademik alanda üzerine çalışılan konular çeşitlenmiştir. Genel bir çerçevede incelemek gerekirse, akademik çalışmalar aşağıda listelenen alanlarda gerçekleştirilmiştir:

- YKO dişlilerinin verimi [11]
- Diş dibi geriliminin düşürülmesi için YKO kullanımı [12]
- YKO dişlilerinin dinamik ve statik yüklenmelerinin analizi [1]
- SKO yerine YKO dişli kullanımının dişli dinamiğine etkisi [13]
- YKO dişlilerin yüzey modifikasyonlarının kavrama analizi [7]
- Statik ve dinamik transmisyon hatalarını gidermek için YKO kullanımı [14]
- YKO dişlerinin diş dibi ve temas gerilmelerinin sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilmesi [15]
- YKO dişlilerinin kritik yüklenme noktalarının tespiti ve analizi [16]
- YKO dişlilerinin uç girişiminin engellenmesi adına optimizasyon çalışmaları [17]
- YKO ve SKO dişlilerinin yük taşıma kapasitelerinin karşılaştırılması [5]
- YKO dişlilerinin profil modifikasyonu analizi [7]

- YKO dişlilerinin dişleri arasında yük dağılımının hesaplanması [18]
- YKO dişlilerinin lineer olmayan dinamik analizi [19]
- Asimetrik YKO dişlilerin uygulanabilirliği ve yük taşıma kapasitelerinin hesabı [5]
- Standart kesiciler ile YKO dişlilerinin imalatı [14]
- YKO dişlerinin diş dibi kırıklarının oluşum analizi [20]

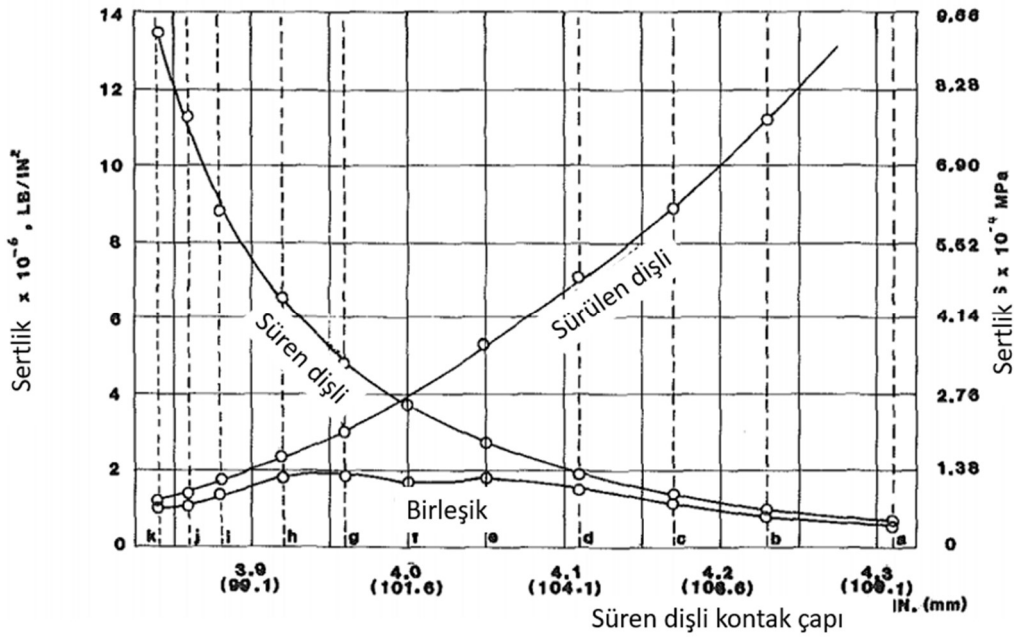
### **2.3 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Yük Dağılımı**

Elkholy [21], 1985 yılında YKO dişli çiftlerinin yük dağılımı hesabı üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada bazı varsayımlar bulunmaktadır. Bu varsayımlardan ilki, diş sapması (İng. tooth deflection), profil modifikasyonu ve boşluk hatası toplamının her iki veya üç diş çifti için eşit kabul edilmesidir. Varsayımların ikincisi, dişlere etki eden normal yüklerin toplamının maksimum normal yüke eşit olmasıdır. Bu varsayımlar ile temas eden tüm dişler için eğilme (İng. bending), kesme (İng. shear) ve sıkıştırmadan (İng. compression) dolayı oluşan sapma hesaplandıktan sonra dişlerin sertlik değerleri elde edilmektedir. Sonrasında ise dişler üzerindeki yük dağılımı hesaplanmaktadır. Bu çalışmada elde edilen dişli çifti temas noktaları ve çapları Şekil 2.3’de sunulmuştur. Şekil 2.4 ve Şekil 2.5’de ise, pinyon ve dişli üzerinde iki ve üç diş kontak çaplarına karşı sertlik değerleri ile yük dağılımı gösterilmektedir [21].

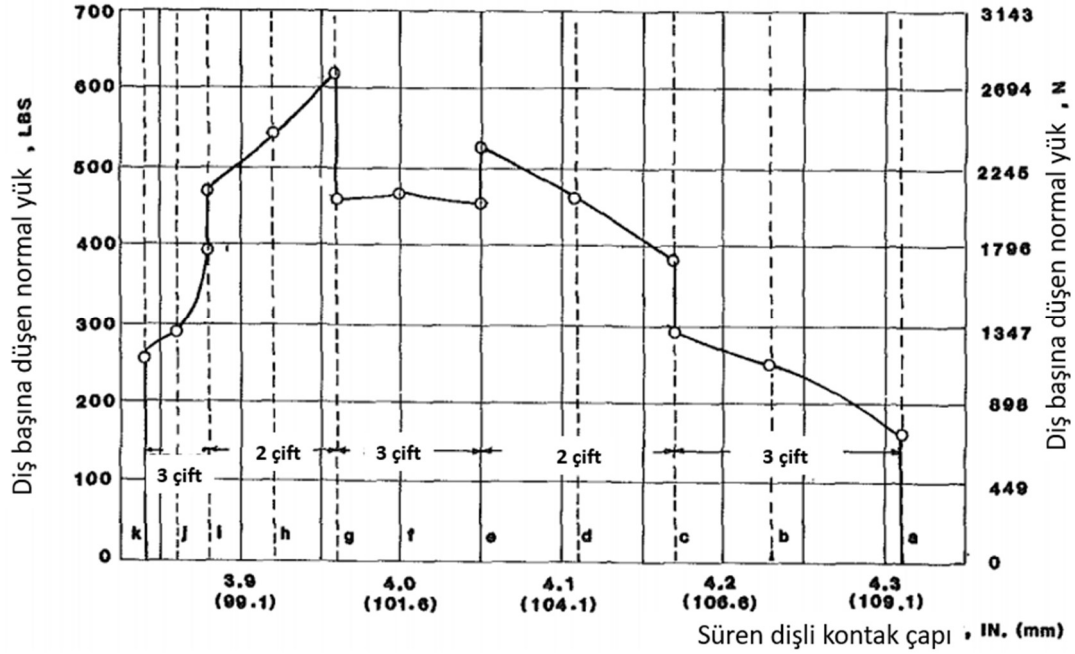


| Nokta | Tanım                            | Süren dişli       | Sürülen dişli      |
|-------|----------------------------------|-------------------|--------------------|
| (a)   | Efektif dış çap                  | 4.3052 (109.3521) | 14.4142 (366.1207) |
| (b)   | Eşlenik taksimat                 | 4.23265(107.5093) | 14.41274(366.0836) |
| (c)   | Diş üstü yüksekliği HPDTC        | 4.17407(106.0214) | 14.31067(363.4910) |
| (d)   | Diş üstü yüksekliği 2 diş kontak | 4.11283(104.4659) | 14.26123(362.2352) |
| (e)   | Diş üstü yüksekliği LPDTC        | 4.05159(102.3104) | 14.21179(360.9795) |
| (f)   | Taksimat                         | 4.0 (101.6000)    | 14.2105 (360.9467) |
| (g)   | Diş dibi yüksekliği HPDTC        | 3.96026(100.5906) | 14.12076(358.6673) |
| (h)   | Diş dibi yüksekliği 2 diş kontak | 3.92101 (99.5937) | 14.07766(357.5726) |
| (i)   | Diş dibi yüksekliği LPDTC        | 3.88481 (98.6742) | 14.03484(356.4849) |
| (j)   | Eşlenik taksimat                 | 3.85751 (97.9808) | 14.03372(356.4565) |
| (k)   | Form çap                         | 3.83930 (97.5182) | 13.9568 (354.5027) |

Şekil 2.3 : Dişli çifti temas noktaları ve çapları [21].



Şekil 2.4 : Dişli sertlik dağılım grafiği [21].



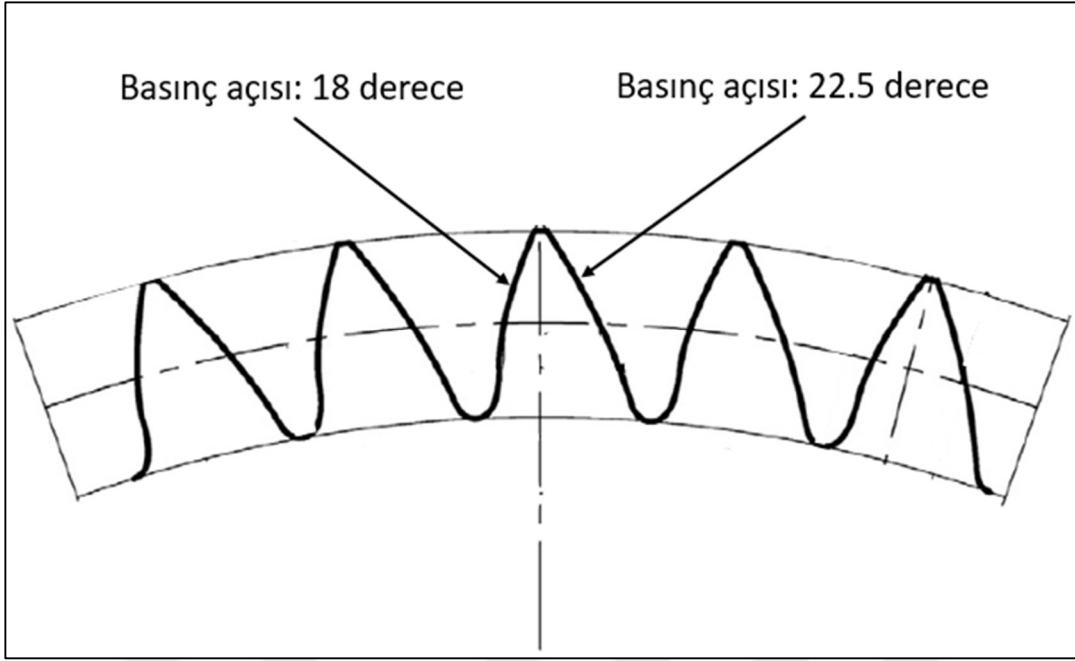
Şekil 2.5 : Diş yüzeyi boyunca kontak noktalarındaki normal yük dağılım grafiği (Toplam aktarılan yük 4490 Newton olarak düşünülmüştür) [21].

Şekil 2.5'te görüleceği üzere, YKO dişlilerinde minimum iki diş kontakta olacağı için yük taşıma kapasitesinin yaklaşık olarak 35% oranında (1570/4490) SKO dişlilerden daha yüksek olduğu görülmektedir.

Mohanty [22], 2003 yılında yaptığı çalışma ile YKO dişlilerinin yük dağılımını analitik bir yöntemle hesaplamıştır. Bu çalışma kapsamında dişliler arasındaki sürtünme katsayısının sabit olduğu varsayımında bulunulmuştur. Dişlerin eşdeğer sertlik (İng. stiffness) değerlerini hesaplarken eğilme (İng. bending), eksenel sıkıştırma (İng. axial compression), kesme (İng. shear) ve hertzian temas sertliği (İng. contact stiffness) değerlerinin bileşkesi kullanılmıştır [22].

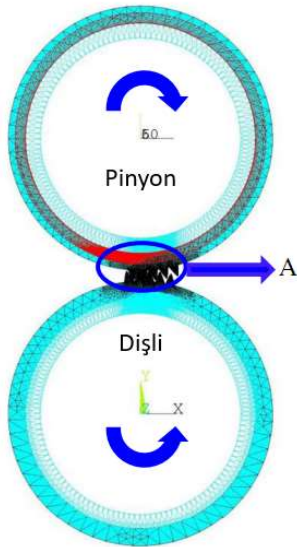
## 2.4 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Asimetrik Dişliler

Asimetrik düz dişliler genellikle gezegen dişli kutularında kullanılan ve dişli profilinin sağ ve sol yanaklarda (İng. flank) farklı olduğu dişli tipidir. Profil farklılığı basınç açısının değişimi ile kontrol edilmektedir. Şekil 2.6'da asimetrik düz dişli örneği gösterilmektedir [5].

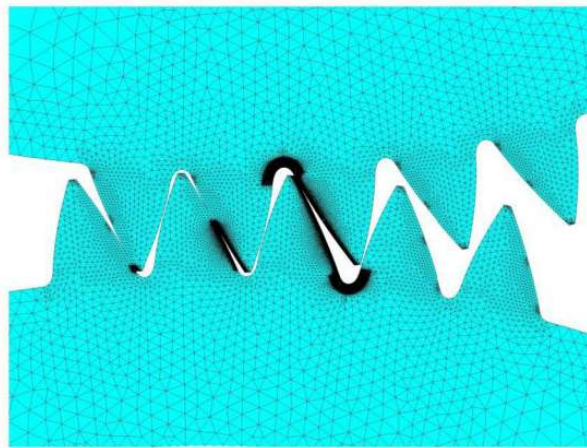


Şekil 2.6 : Asimetrik YKO düz dişli profili [5].

Marimuthu ve Muthuveerappan [5], 2016 yılında yaptıkları parametrik çalışma ile asimetrik düz dişlilerin yük taşıma kapasitelerini hesaplamıştır. Çalışma kapsamında boyutsuz (İng. non-dimensional) diş dibi gerilimi ve kontak gerilmesini belirlemek için çoklu çift kontağı (İng. multi-pair contact) kullanılarak bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. İfade edilen sonlu elemanlar modeli, Şekil 2.7’de gösterildiği üzere 2 boyutlu ve 5’er diş dolu et kalınlıklı olarak düşünülmüştür.



a). 2 Boyutlu- 5 diş sonlu eleman modeli



b). A kesitinin detay gösterimi

Şekil 2.7 : Sonlu elemanlar modelinin ağ yapısının görünümü [5].

Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken yapılan bazı kabuller aşağıda verilmiştir [5]:

- Dişli profilindeki hatalar göz ardı edilmektedir.
- Diş boşluğu (İng. backlash) sıfır olarak kabul edilmiştir.
- En yüksek gerilim düz gerilim (İng. plain strain) durumunda hesaplanmaktadır.
- Pinyon ve dişli yüzey teması hesabında sürtünme göz ardı edilmektedir.

Bu çalışma neticesinde elde ettikleri gerilim sonuçları simetrik standart açılı düz dişli ile karşılaştırılmıştır. Çalışmalarında ek olarak basınç açısının, diş üstü çapının, aktarım oranının, diş sayılarının ve dişli et kalınlıklarının gerilim sonucuna etkileri irdelenmiştir. Çalışmanın sonucunda, asimetrik YKO dişlilerinin çoklu dişli çifti uygulamalarında yük taşıma açısından önemli bir gelişme sağladığı görülmüştür [5].

## **2.5 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Diş Dibi ve Kontak Gerilmeleri**

Dişli çifti güç aktarımı sağladığı esnada diş dibi gerilmesi ve kontak gerilimi oluşmaktadır. Bu gerilimler, dişli tasarımı ve dişli hacminin belirlenmesinde önemli rol oynayan faktörlerdendir. Aktarılacak istenen güç ne kadar büyükse dişliyi de aynı oranda büyütme gerekmektedir. Böylelikle dişlinin izin verilebilir gerilim değerinin üzerinde bir yüke maruz bırakılması engellenmiş olur. Diş dibi gerilimi (İng. Bending/root stress) ve temas gerilmesi (İng. Contact stress) hesaplamalarında kullanılan yöntemlerden bir tanesi, AGMA standartlarında belirtilen ve dişli ankastre kiriş (İng. cantilever beam) yapısı olarak baz alan konvensiyonel gerilim formülasyonudur [9]. Diğer bir yöntem ise problemi sonlu elemanlar yöntemi ile ele alarak analiz etmektir [15]. Dişlilerde yanak yuvarlaması (İng. crowning) ve uç kırma (İng. tip relief) gibi mikro yapısal modifikasyonlar uygulandığında, diş dibi gerilim ve temas gerilmesini hesaplamak için kullanılan yöntem genellikle sonlu elemanlar yöntemidir [15].

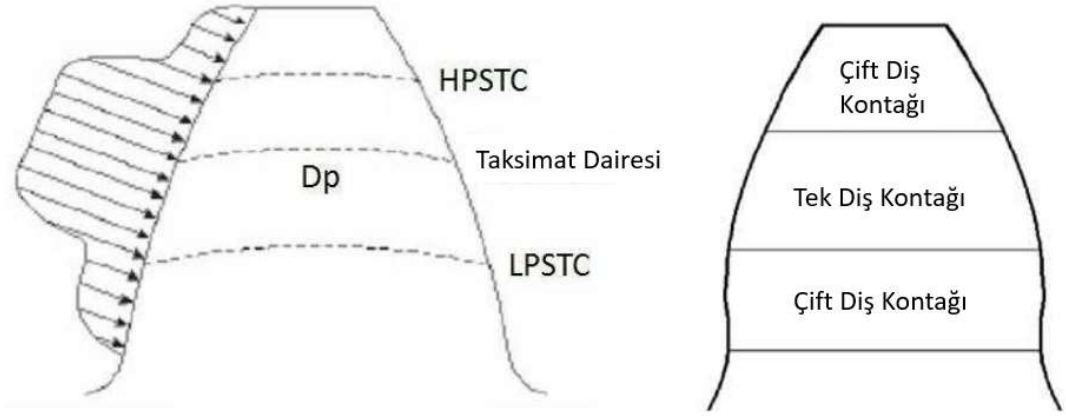
AGMA formülasyonu ile gerilim hesabında, diş üstüne gelen yükün yanı sıra dişlinin geometrisi, yağlanma koşulları, kalitesi ve malzemesi de önem arz etmektedir. Dişli geometrisi, dişlinin yüklenmesi esnasında kritik olarak tabir edilen kontaktaki diş sayısı değişiminin başladığı ve bittiği nokta veya çapları göstermektedir. Bu kritik noktalar, standart düz dişlilerde farklı bir AGMA standardı [8] ile

Şekil 2.8 : Düz dişli kavrama çizgisi [8].

Şekil 2.8’de yer alan parametreler ve açıklamaları aşağıda sunulmuştur:

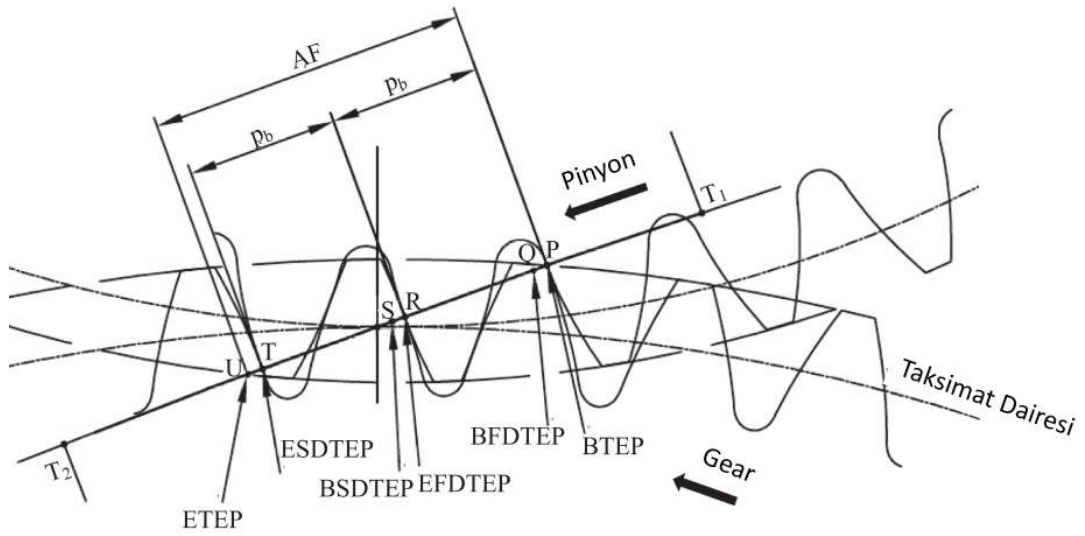
- SAP: Aktif profilin başlangıcı (Start of active profile)
- EAP: Aktif profilin bitişi (End of active profile)
- HPSTC: Highest point of single tooth contact (Tek diş kontağının en üst noktası)
- LPSTC: Lowest point of single tooth contact (Tek diş kontağının en alt noktası)

HPSTC ve LPSTC'nin dişlinin çapraz (İng. transverse) kesitinde yerleşimi Şekil 2.9'da gösterilmektedir [23].



Şekil 2.9 : Standart düz dişli için HPSTC-LPSTC bölgelerinin enine (İng. transverse) kesit görünümü [23].

YKO dişlilerinde tek diş kontak bölgesi oluşmadığı için Şekil 2.9’da belirtilen bölümler yerine 2 ve 3 diş kontak bölgeleri bulunmaktadır. Kontak bölgelerinin ayrıştığı çaplar Şekil 2.10’da belirtilmiştir.



Şekil 2.10 : YKO dişlilerinin 2 ve 3 diş kontak bölgeleri [4].

Şekil 2.10’da yer alan parametreler ve açıklamaları aşağıda belirtilmiştir:

- BTEP: Diş kontaklarının başladığı nokta (İng. Beginning of teeth engagement point, P noktası)
- BFDTEP: Birinci çift diş kontaklarının başladığı nokta (İng. Beginning of first double tooth engagement point, Q noktası)
- EFDTEP: Birinci çift diş kontaklarının bittiği nokta (İng. Ending of first double tooth engagement point, R noktası)

- BSDTEP: İkinci çift diş kontağının başladığı nokta (İng. Beginning of second double tooth engagement point, S noktası)
- ESDTEP: İkinci çift diş kontağının bittiği nokta (İng. Ending of second double tooth engagement point, T noktası)
- ETEP: Diş kontağının bittiği nokta (İng. Ending of tooth engagement point, U noktası)

Şekil 2.10’da belirtilen AF çizgisinin uzunluğu kavrama çizgisinin uzunluğuna,  $p_b$  ise temel taksimata (İng. base pitch) karşılık gelmektedir. AF ve  $p_b$ ’nin birbirine oranı kavrama oranını vermektedir.

Diş dibi gerilimi hesaplanırken Eşitlik (2.1)’de verilen AGMA [9] formülasyonundan yararlanılır ve formül içerisinde belirtilen geometri faktörü dişin yapısına, yükün etki ettiği çapa ve buradan elde edilecek kritik açı ile kritik kesimin kalınlığına (İng. Section) bağlıdır.

$$\sigma_F = F_t \times K_O \times K_V \times K_S \times \frac{1}{b \times m_t} \times \frac{K_H \times K_B}{Y_J} \quad (2.1)$$

Eşitlik (2.1)’de yer alan formülün bileşenleri ve açıklamaları aşağıda sunulmuştur:

- $F_t$ : Aktarılan yük
- $K_O$ : Aşırı yüklenme faktörü (İng. Overload factor)
- $K_V$ : Dinamik faktör (İng. Dynamic factor)
- $K_S$ : Boyut faktörü (İng. Size factor)
- $b$  : Dişlinin genişliği
- $m_t$ : Enine (İng. Transverse) modül
- $K_H$ : Yük dağılım faktörü (İng. Load distribution factor)
- $K_B$ : Et kalınlığı faktörü (İng. Rim thickness factor)
- $Y_J$ : Geometri faktörü (İng. Geometry factor)

## 2.6 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Geometri Faktörü

Geometri faktörü dişin yapısına ve yükün etki ettiği çapa-kesite bağlıdır. Yükün etki ettiği çap elde edildikten sonra etki açısı hesaplanmakta ve bu yarıçap ile dişin merkez çizgisindeki vertex noktasından geçen doğru, tepe noktasının oluşturduğu parabol

yardımıyla hesaplanmaktadır. Standart düz dişliler için kritik açı, kesim ve yükseklik değerleri Şekil 2.11’de gösterildiği üzere AGMA 908-B89 [3] standardı ile basınç açısı iterasyonu yapılarak hesaplanmaktadır. Arikan [24], YKO düz dişliler için geometri faktörünü hesaplarken polinom formülleri kullanmıştır. Lewis parabolünün yüksekliği olan  $h_F$  ve bu yüksekliğe denk gelen diş kalınlığının kritik kesit genişliği  $s_F$ , Lewis parabolünün teğet noktasının ve diş kökü yuvarlatma eğrisinin (İng. tooth fillet curve) koordinatları bulunarak hesaplanmaktadır. Şekil 2.12’de görüleceği üzere parabol vertex noktasının y eksenindeki koordinatı  $y_L$ , yükün etki ettiği çap ve yük açısı ile oluşturulacak çizginin diş merkezini kestiği noktadadır ve Eşitlik (2.2)’de belirtilen formüle göre hesaplanmaktadır.

$$y_L = y_i - x_i \times \tan \phi_L \quad (2.2)$$

Uç noktası  $(y_L, 0)$  olan parabol denklemi oluşturulduktan sonra bu parabolün eğim formülü  $x$  bileşenine göre türev alınarak Eşitlik (2.3)’te belirtilen şekilde elde edilmektedir.

$$m_p = \frac{dy}{dx} = -2 \times c \times x \quad (2.3)$$

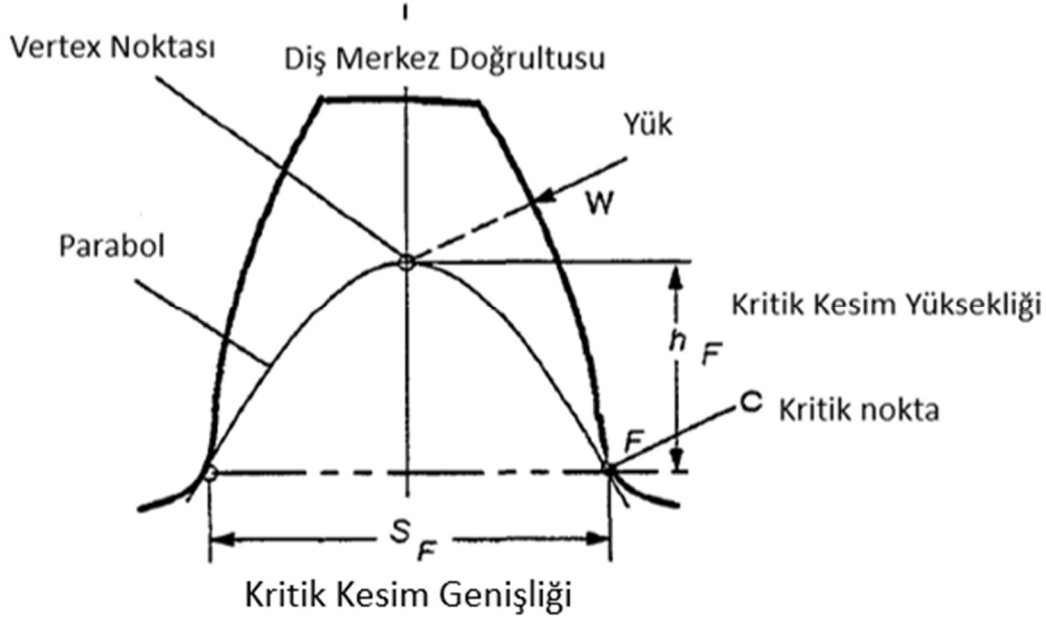
Diş dibi eğrisinin teğet doğrusunun eğimi, parametrik trochoid denklemleri oluşturularak elde edilmektedir. Teğet noktasındaki  $(x_t, y_t)$  parabol eğimi ( $m_p$ ) ile diş dibi eğrisinin teğet doğrusunun eğimi birbirine eşit olmalıdır. Sayısal algoritmalar kullanılarak sırasıyla yük açısı,  $x_t$ ,  $y_t$  ve  $c$  parabol sabiti hesaplanmaktadır. Son olarak, Eşitlik (2.4) ve Eşitlik (2.5) kullanılarak  $h_F$  ve  $s_F$  değerleri hesaplanmaktadır [24].

$$h_F = y_L - y_t \quad (2.4)$$

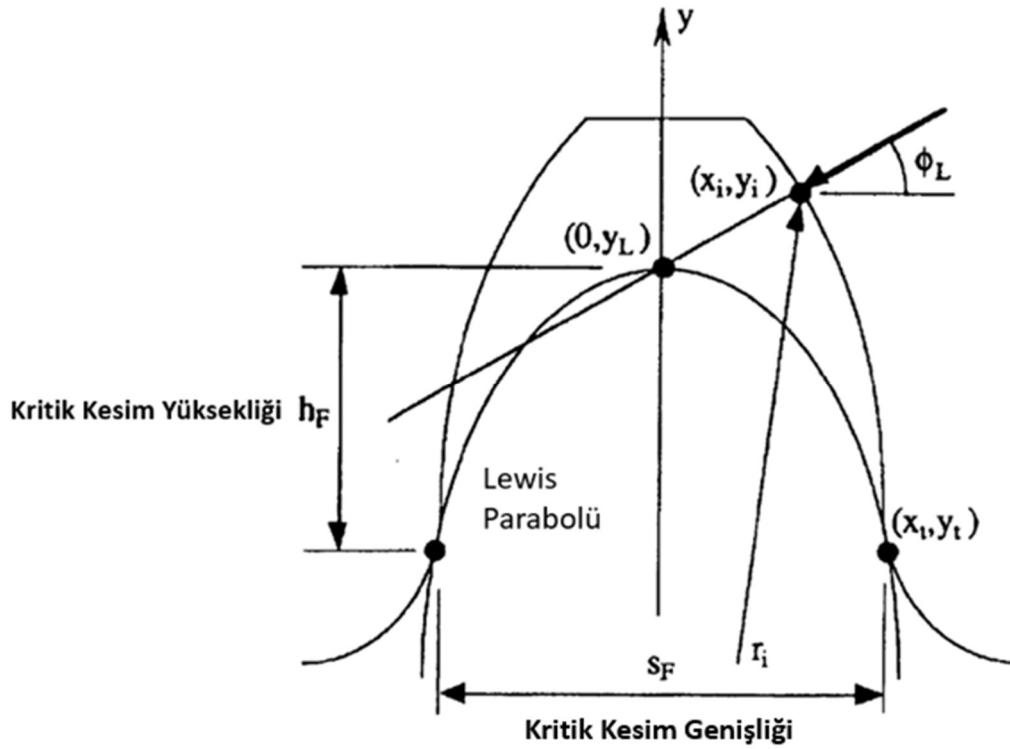
$$s_F = 2 \times x_t \quad (2.5)$$

Arikan [24], geometri faktörü hesaplarken yükün standart düz dişlilerin kritik yüklenme çapı olan HPSTC’den uygulandığını kabul etmiştir. Çalışmada kritik kesit hesabında doğrudan polinom (İng. direct polynomial) formüller kullanıldığı için, bu çalışma YKO dişlileri için de geçerli sayılmaktadır. Rameshkumar ve diğerleri [25]

de, 2010 yılında askeri paletli araçlarda kullanılan YKO dişlileri için yük dağılım oranını hesaplamak için geometri faktörlerini polinom formülasyonu kullanarak elde etmişlerdir.



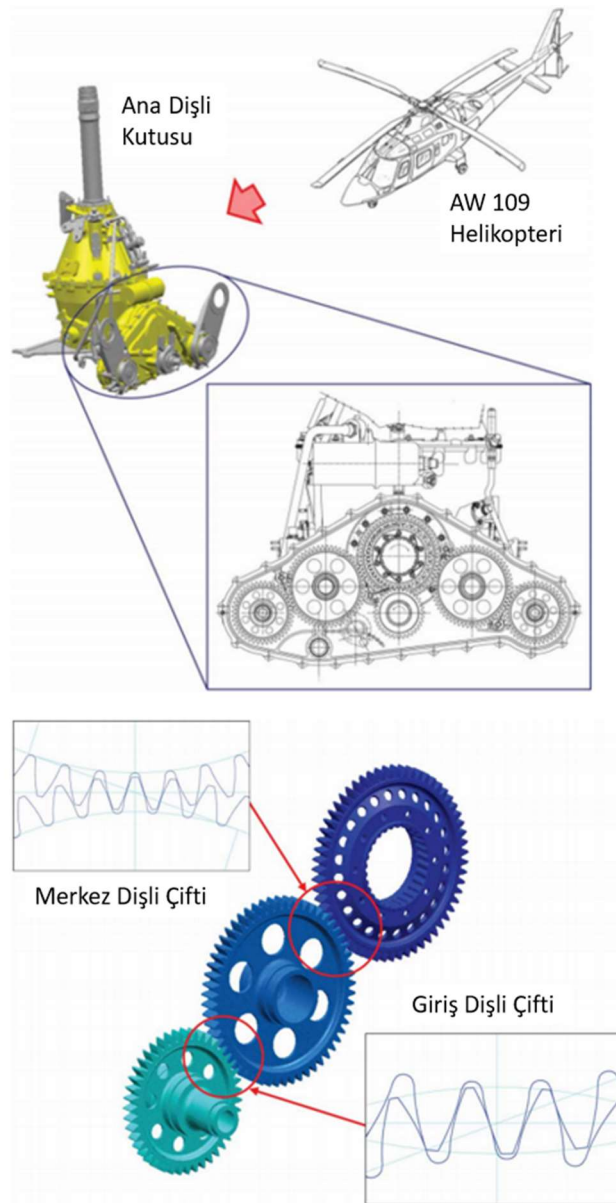
Şekil 2.11 : Maksimum eğilme gerilmesini oluşturan kritik noktanın belirlenmesi [3].



Şekil 2.12 : Kritik kesim ve yüksekliğin parabolik fonksiyon ile elde edilmesi [24].

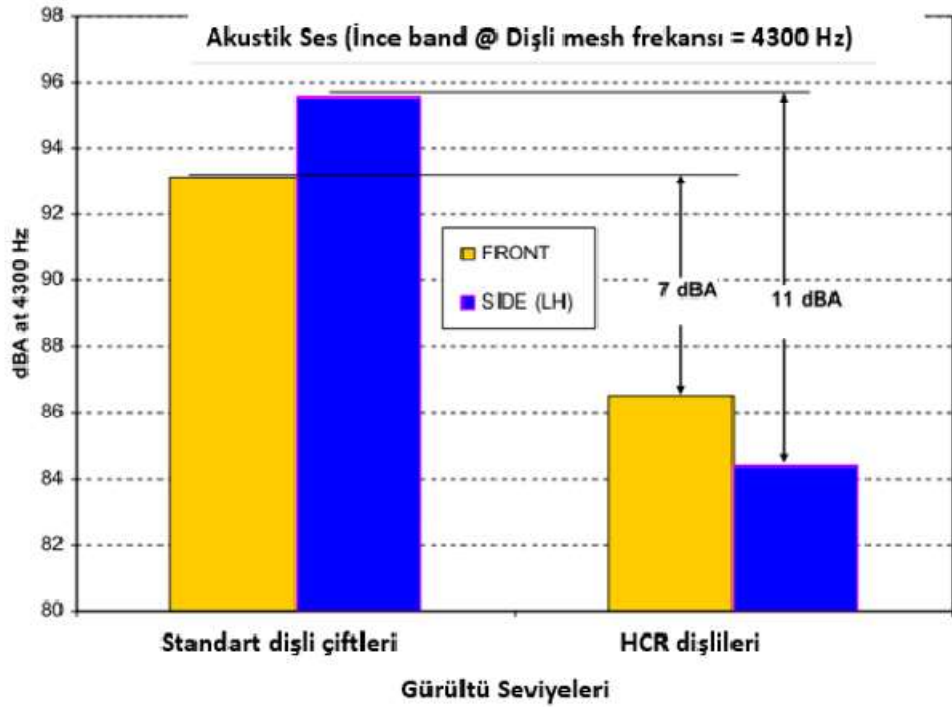
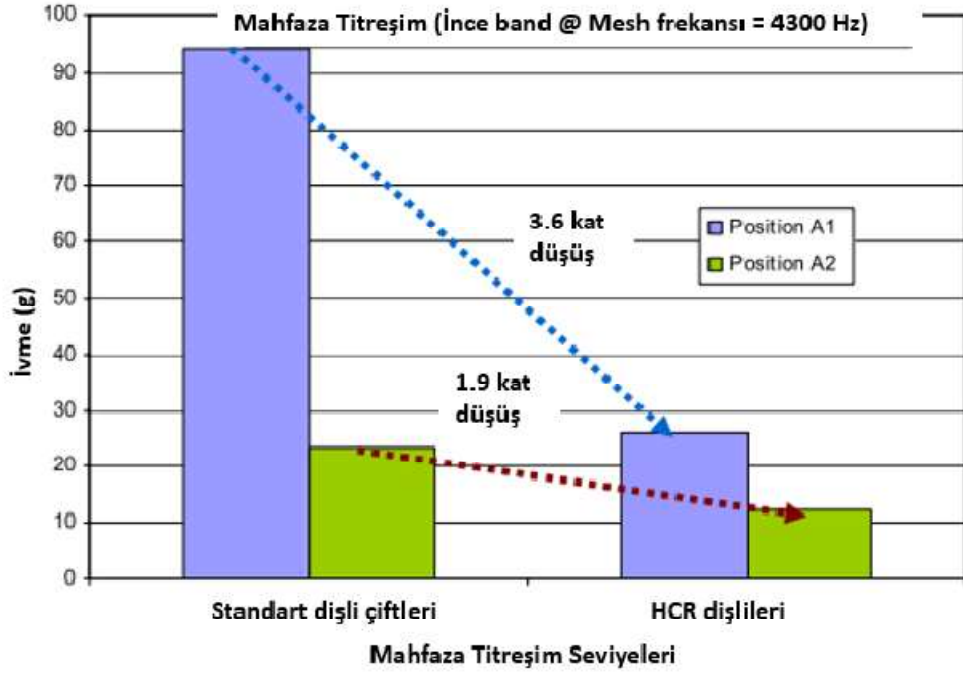
## 2.7 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerin Ses ve Titreşim Özellikleri

YKO dişlileri SKO dişlilerine nazaran yük taşıma kapasitelerinin yüksek olmasının yanı sıra pürüzsüz ve sessiz çalışma açısından da büyük avantaja sahiptir. Yıldırım ve diğerleri [7], 2008 yılında helikopter geliştirme çalışması kapsamında AW109 helikopteri aksesuar dişli kutusunda görülen titreşim ve gürültüyü önlemek amacıyla standart düz dişliler yerine YKO dişlilerinin kullanımı üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışmada modifikasyon yapılan dişliler ve dişli kutusundaki konumları Şekil 2.13'te gösterilmektedir [7].



Şekil 2.13 : AW139 aksesuar dişli kutusunda YKO dişli modifikasyonu [7].

İyileştirme çalışması kapsamında, önceden kullanılan düşük kavrama oranına sahip düz dişli çiftleri yerine, 2.24 ve 2.34 kavrama oranına sahip çiftler kullanılmıştır. Standart dişli çiftinden YKO dişli çiftine geçildiğinde gürültü ve titreşimlerde görülen düşüş Şekil 2.14'te gösterilmektedir [7].

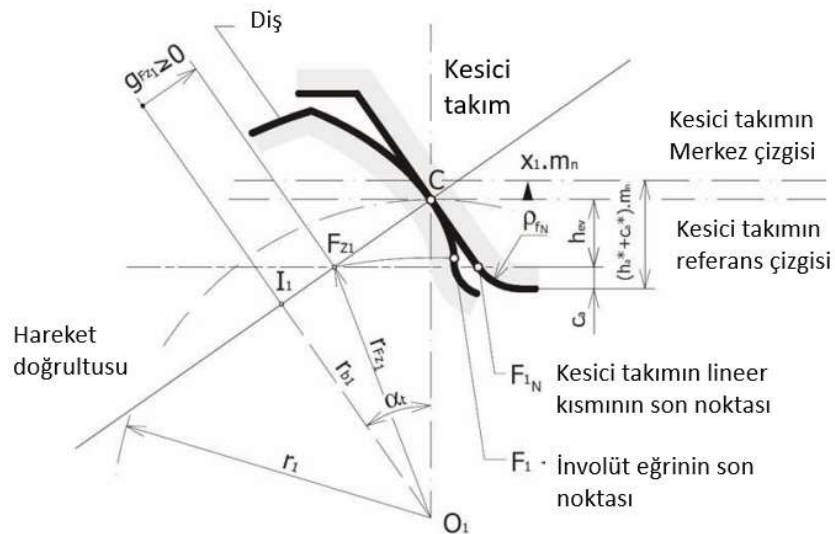


Şekil 2.14 : Standart ve YKO (İng. High Contact Ratio - HCR) dişlileriyle yapılan testlerin sonucunda elde edilen titreşim ve gürültü seviyeleri [7].

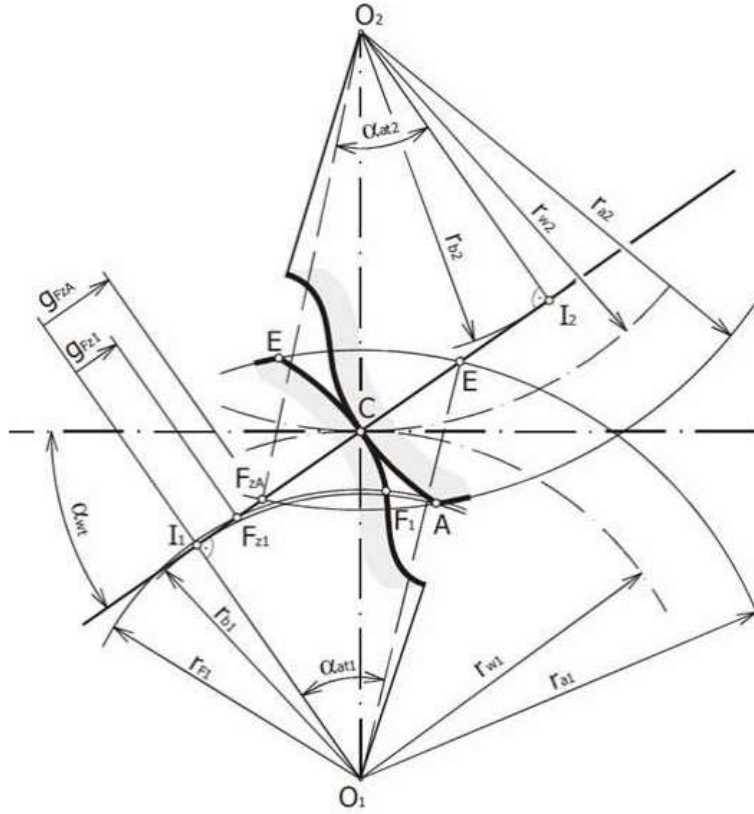
Şekil 2.14'te görüleceği üzere, SKO yerine YKO dişli çifti kullanıldığında titreşim seviyelerinde yaklaşık olarak 2 ile 4 kat arasında azalma olduğu görülmüştür. Elde edilen veriler, YKO dişlilerinin daha pürüzsüz ve sessiz çalıştığını göstermektedir [20].

## 2.8 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Girişim Oluşması

YKO dişlilerinin tasarımında ve çalışması esnasında dikkat edilmesi önem arz eden konulardan bir tanesi de diş ucu ve eşleşen dişin diş dibi arasında oluşabilecek girişimdir. Bu durumun temel sebebi, standart olmayan addendum ve dedendum katsayıları ile diş boyunun girişim yaratacak kadar uzun olmasıdır [17]. Rackov ve diğerleri [17], uç girişiminin engellenmesi amacıyla Matlab yazılımı kullanarak oluşturdukları “Generalized Particle Swarm” (GPS) algoritması ile optimum geometriye sahip YKO dişli çifti elde etmeye çalışmıştır. Çalışmalarında analiz ettikleri iki temel girişim durumu, Şekil 2.15'te gösterilen dişlinin üretimi esnasında kesici takımın dişliyle olan girişimi ve Şekil 2.16'da gösterilen dişliler çalışırken karşılıklı olarak birbiriyle olan girişim durumlarıdır. Bu iki girişim durumunu önlemek adına, girişimi oluşturan dişin ve karşısındaki kesici takımın ve eşleşen dişin üzerindeki noktanın kinematik analizini gerçekleştirmişlerdir. Girişim oluşmaması için, dişli makro geometri parametresi olan diş üstü çapı katsayısı gibi değerler kullanılarak dişli optimize edilmiştir. Optimizasyon esnasında diş üstü kalınlığının (İng. top land thickness) belirli bir seviyenin altında olmaması için belli sınırlamalar kullanmışlardır [17].



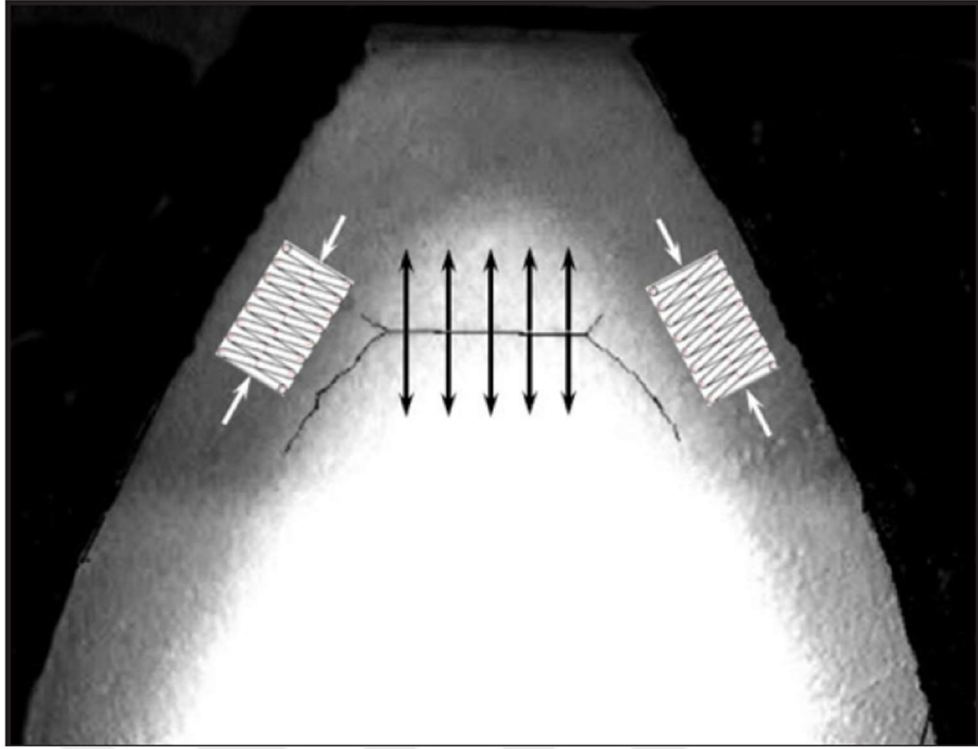
Şekil 2.15 : Dişli üretimi esnasında oluşan girişim [17].



Şekil 2.16 : Dişli çalışırken oluşan girişim [17].

## 2.9 Yüksek Kavrama Oranına (YKO) Sahip Dişlilerde Yüzey Sertleştirilmesi

Diş üstü kalınlığının belirli bir seviyenin üstünde kalması gerekliliğinin temel sebeplerinden bir tanesi de profil yüzeyleri sertleştirilen dişlilerde sertleştirme çakışması (İng. case crash) ihtimalinin yüksek olmasıdır. Dişlilerin, çalışma koşullarına uygun olması için zaman zaman yüzey sertliklerinin artırılması gerekmektedir. Bu amaçla, dişlerin yüzeylerinden karbon emdirme işlemi gerçekleştirilmekte ve yüzeyde diş iç (İng. core) yapısına göre daha sert bir yapı oluşmaktadır. Sertleşmiş yüzey ile nispeten daha yumuşak diş iç yapısı arasında kalan derinliğe sertlik derinliği (İng. case depth) denmektedir. Eğer, gezegen dişli kutularında olduğu gibi, dişin iki yüzeyi de aynı anda çalışıyorsa, iki yüzeyinin de sertleştirilmesi gerekmektedir. İki yüzeyden de sertleştirme olduğu için sertleştirilmiş bölgeler iç içe geçmekte ve çok sert (İng. brittle) bir kısım oluşmaktadır. Dişliler bu bölgede oluşan hasarlardan dolayı çalışamaz hale gelebilmekte veya kırılabilmektedir. Şekil 2.17’de sertleştirme çakışmasına maruz kalmış bir düz dişli örneğinin mikroskop altında çekilmiş görüntüsü yer almaktadır [26].



Şekil 2.17 : Dişli sertleştirilmesinde ayırım bölgesinde oluşan kırık [26].

### 2.10 Yüksek ve Standart Kavrama Oranına Sahip Dişlilerin Karşılaştırılması

Yukarıda ifade edilen çalışmalara el olarak, Hussein ve Abdullah [27], YKO dişli geometrisi elde etmek ve uç girişimini önlemek için azaltılmış kayma teması (İng. reduced sliding contact) uygulanmış involüt olmayan düz dişli çiftlerini involüt YKO dişlileri ve SKO dişlileri ile analitik olarak yük taşıma, dayanıklılık ve kök mukavemeti açılarından kıyaslamıştır.

Pedrero ve diğerleri [18], SKO dişlilerinin temasta olan dişleri arasında yük dağılımının homojen olmayacağı kanısına varıp, minimum elastik potansiyel enerji kriteri metodunu kullanarak yük dağılımı katsayılarını hesaplamıştır.

Sánchez ve diğerleri [12], yüksek kavrama oranına sahip düz ve helis dişli çiftlerinin temas gerilmesi için yeni bir hesaplama yöntemi geliştirmiştir. Bu yöntem, geleneksel Hertz denklemine ve elastik potansiyel kriterinden elde edilen standart dışı profile sahip dişliler için uygun olmakta ve geliştirilmiş bir yük dağılımı modeline dayanmaktadır.

Ravivarman ve diğerleri [4], YKO dişlileri için taksimat dairesi çapında diş kalınlığını SKO dişliden farklı olarak kullanarak sonlu elemanlar yöntemi ile aşınma dayanımını sayısal olarak hesaplamıştır. Ek olarak, diş sayısı, basınç açısı, diş üstü çapı katsayısı

(İng. addendum coefficient), aktarma oranı gibi bazı dişli parametreleri değiştirilerek aşınma dayanımındaki değişim irdelenmiştir.

Thirumurugan ve Muthuveerappan [16], YKO ve SKO düz dişlilerinde sonlu elemanlar yöntemini kullanarak çoklu temas noktası modeli ile yük dağılımı tayinini gerçekleştirmiş ve diş dibi gerilimi ile temas gerilimini hesaplamıştır. Sonuç olarak, gerilim hesabında kullanılan kritik nokta çapının gerilim üzerindeki etkisinin önemine vurgu yapılmıştır.

Liou ve diğerleri [13], kavrama oranının dişli üzerine gelen dinamik yükü nasıl etkilediğini tespit etmek amacıyla bir model geliştirmiştir. Hazırlanan modelde dişlinin diş üstü çapı katsayısı değiştirilerek kavrama oranı 1.2 ile 2.4 olan dişli çiftleri oluşturulmuş ve analizi sadeleştirmek adına kavrama oranını etkileyecek diğer geometrik parametreler sabit tutulmuştur. Çalışmanın sonucunda, yüksek çalışma hızlarında YKO dişlilerinin SKO dişlilerine kıyasla dinamik yüklemeyi daha iyi minimize ettiği tespit edilmiştir.

### 3. TEORİ VE YÖNTEM

YKO düz dişli çiftleri oluşturulurken en büyük risklerden bir tanesi diş uçları ile diş diplerinin girişimde olma durumudur. Girişim probleminin yanı sıra diş üstü kalınlığının istenen seviyede kalmaması da olası riskler arasında yer almaktadır. Bahsedilen risklerin önlenmesi amacıyla, tez çalışması kapsamında optimize edilecek olan dişli çifti birtakım sınırlamalara tâbi tutulacaktır. Bu sınırlamalar, yüksek kavrama oran limiti olan 2'nin elde edilmesi, uç girişiminin engellenmesi, alttan kesmenin (İng. under cut) gerçekleşmemesi ve diş üstü kalınlığının belirlenecek olan limitin altına düşmemesidir. Çalışma kapsamında ilk olarak dişli profilinin Matlab yazılımı (MathWorks, Amerika Birleşik Devletleri) kullanılarak oluşturulması gerekmektedir.

#### 3.1 Dişli Profil Geometrisinin Oluşturulması

Dişliler, karşılıklı olarak çalışabilmeleri için involüt yüzey/yanaklara sahip olmalıdır. Dişlinin modülü, diş sayısı, diş üstü çapı katsayısı, diş dibi çapı katsayısı ve basınç açısı değerleri kullanılarak temel dişli yüzey profili elde edilebilmektedir [8]. İnvolut profilin oluşturulması, temel çap değerlerinin elde edilmesi ve diş kalınlıklarının hesaplanması için Eşitlik (3.1) ile Eşitlik (3.9) arasında gösterilen denklemler kullanılmıştır.

$$S_{pitch} = (m_n \times \pi)/2 \quad (3.1)$$

$$d_{p1} = N1 \times m_n \quad (3.2)$$

$$d_{p2} = N2 \times m_n \quad (3.3)$$

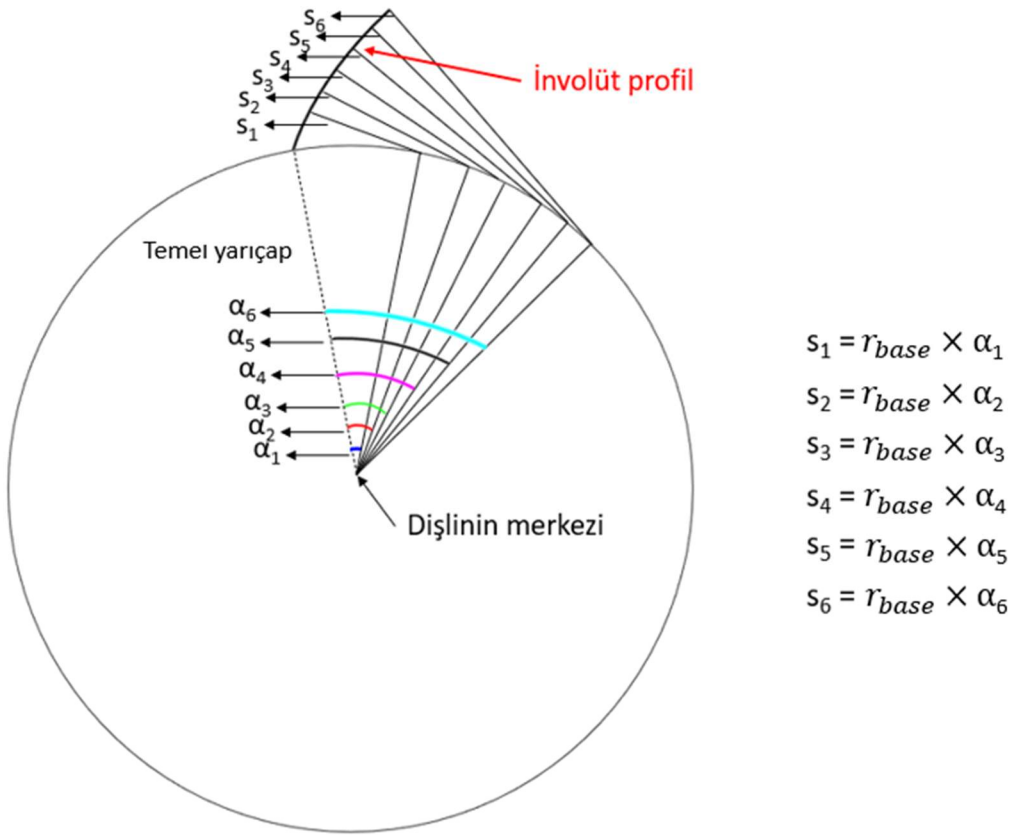
$$d_{a1} = (N1 + 2 \times a1) \times m_n \quad (3.4)$$

$$d_{a2} = (N2 + 2 \times a2) \times m_n \quad (3.5)$$

$$d_{b1} = (N1 + 2 \times b1) \times m_n \quad (3.6)$$

$$d_{b2} = (N2 + 2 \times b2) \times m_n \quad (3.7)$$

Dişlinin involüt profili, temel (İng. Base) daresinin farklı açılara denk gelen uzunluklarının birleştirilmesiyle elde edilen geometridir. Şekil 3.1’de gösterildiği üzere, involüt profil dişlinin temel çapına kadar devam etmektedir.



Şekil 3.1 : Dişlinin involüt profilinin oluşturulması.

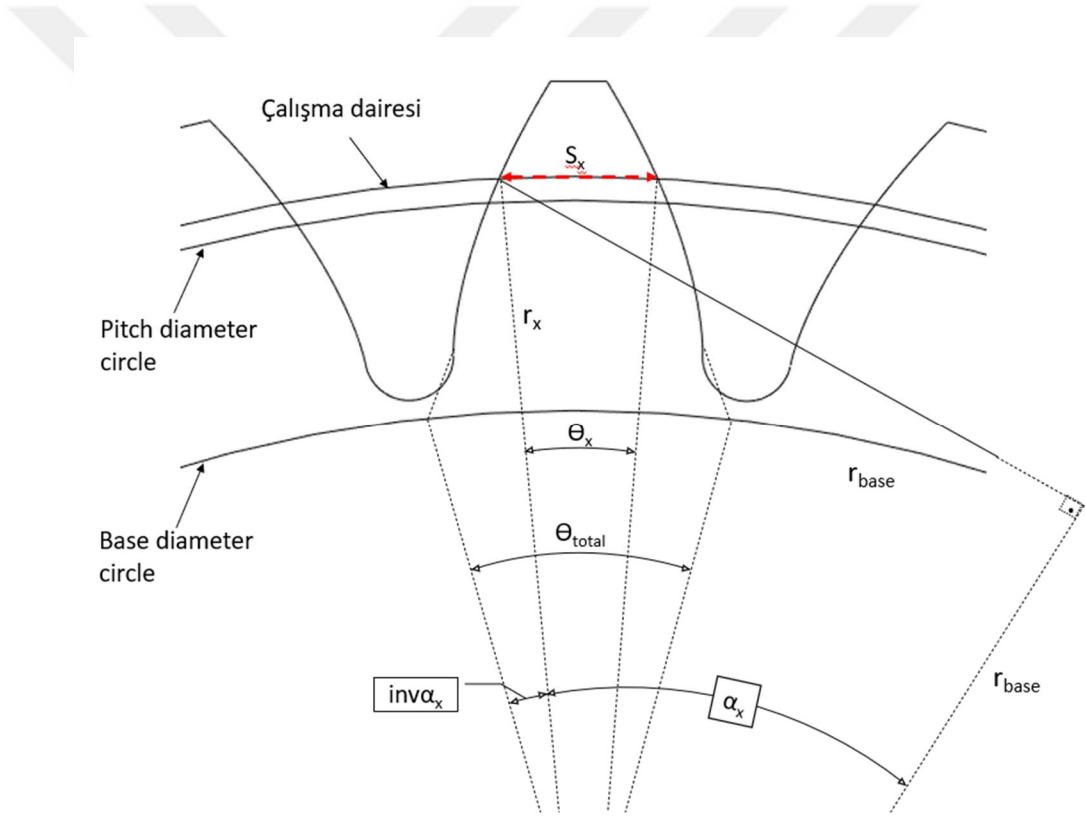
Tez çalışması kapsamında diş profilinin standart dışına çıkarılmasıyla YKO dişlileri elde edilmektedir. YKO dişli geometrisini elde edebilmek için, ilk olarak standart diş profilinin oluşturulması gerekmektedir. İnvölüt açısını elde edebilmek için AGMA [8] standardında belirtilen yöntemler kullanılmıştır. Bir açının involüt değeri tanjant değerinden kendisi çıkarıldığında elde edilen değerdir [8].

$$S_{pitch} = \Theta_{pitch} \times r_{pitch} \quad (3.8)$$

$$inv\alpha_{pitch} = \tan\alpha_t - \alpha_t \quad (3.9)$$

Dişlinin involüt profilinin temel dairesine kadar uzanan profilin açısal değerine  $Total_{angle_{base1}}(\Theta_{total})$  ismi verilmiştir. Bu açı değerinin elde edilmesi için Eşitlik (3.10) kullanılmıştır ve Şekil 3.2 üzerinde  $\Theta_{total}$  parametresi ile gösterilmiştir.

$$Total_{angle_{base1}}(\Theta_{total}) = \frac{2 \times \pi}{N1} + 2 \times inv\alpha_{pit} \quad (3.10)$$



Şekil 3.2 : Dişli profili oluşturulması için gereken temel parametreler.

Toplam involüt açısı hesaplandıktan sonra profil üzerindeki her bir nokta veya çapa denk gelen basınç açısı hesaplanabilmektedir. Tez çalışması kapsamında dişlinin yan yüzeylerinin en uç (İng. tip) ve en dip (İng. base) çapları arası belirli aralıklara bölünüp, bu noktalara denk gelen basınç açıları hesaplanmaktadır. Sonrasında ise bu çaplara denk gelen involüt açı değerleri Eşitlik (3.11), Eşitlik (3.12) ve Eşitlik (3.13) kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$diameter_{step} = [d_{base1} : step_{interim} : d_{a1}] \quad (3.11)$$

$$pressure\_angle\_x = \arccos \left( \frac{d_{base1}}{diameter_{step\_x}} \right) \quad (3.12)$$

$$inv\alpha_{pressure\_angle\_x} = \tan\alpha_{pressure\_angle\_x} - \alpha_{pressure\_angle\_x} \quad (3.13)$$

İnvölüt açı değerleri hesaplandıktan sonra, her bir nokta için diş kalınlık değerleri Eşitlik (3.14) ve Eşitlik (3.15) kullanılarak hesaplanmaktadır [8].

$$thickness_{angle\_x} = Total_{angle_{base1}} - 2 \times inv\alpha_{pressure\_angle\_x} \quad (3.14)$$

$$tooth_{thickness_x} = diameter_{step_x} \times thickness_{angle_x} \quad (3.15)$$

Diş kalınlık açıları ( $thickness_{angle\_x}$ ) ve her bir adımdaki çap değerleri hesaplandıktan sonra, bir dişlinin sağ ve sol profillerini oluşturan geometrik noktaları hesaplanabilmektedir. Eşitlik (3.16) ile Eşitlik (3.19) arasında, dişli profillerinin koordinatlarının hesaplanması amacıyla kullanılan denklemler belirtilmiştir.

$$Left_{point_{x_{pinion}}} = diameter_{step_x} \times \sin \left( -\frac{thickness_{angle_x}}{2} \right) \quad (3.16)$$

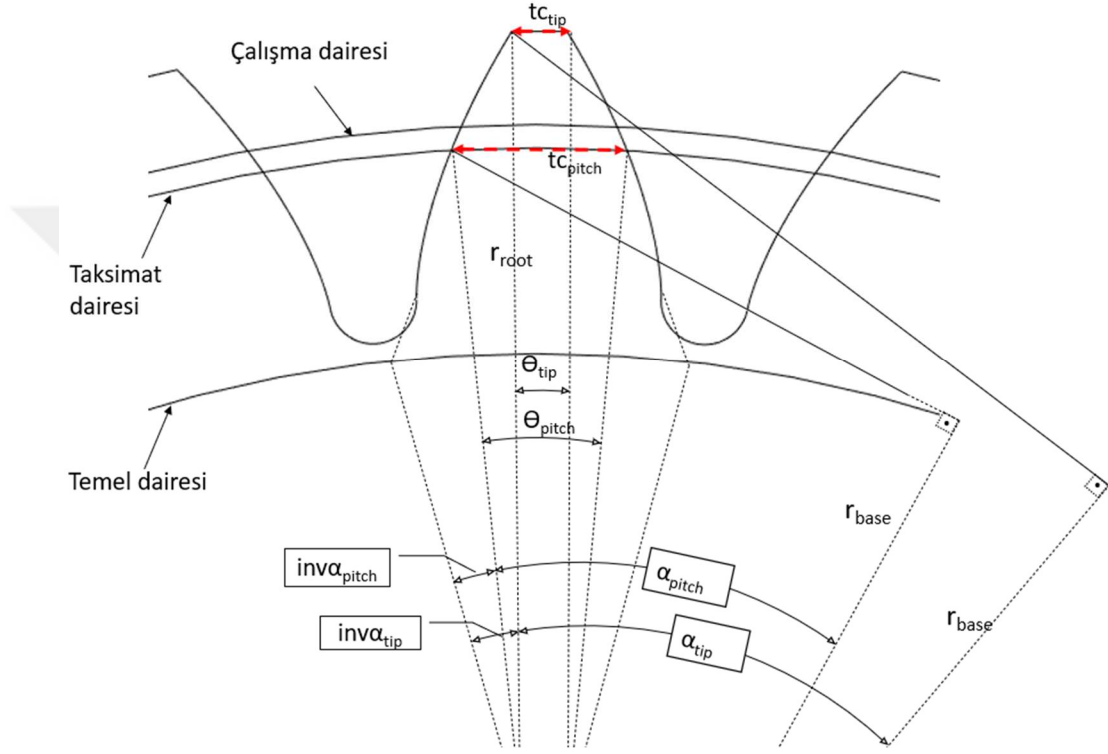
$$Left_{point_{y_{pinion}}} = diameter_{step_x} \times \cos \left( -\frac{thickness_{angle_x}}{2} \right) \quad (3.17)$$

$$Right_{point_{x_{pinion}}} = diameter_{step_x} \times \sin \left( \frac{thickness_{angle_x}}{2} \right) \quad (3.18)$$

$$Right_{point_{y_{pinion}}} = diameter_{step_x} \times \cos \left( \frac{thickness_{angle_x}}{2} \right) \quad (3.19)$$

### 3.2 Dişli Üst Çapının Oluşturulması

Diş üstü kalınlığının hesaplanması için Eşitlik (3.20) ile Eşitlik (3.23) arasında belirtilen formülasyonlar kullanılmaktadır. Diş üstünün yay kalınlığı involüt açısı ile hesaplanmaktadır ve Şekil 3.3'te gösterilmektedir. Diş başı genişliğini oluşturan yayın dişli merkezinde denk geldiği açı değeri ile uç yarıçapının çarpımı diş başı kalınlığını vermektedir.



Şekil 3.3 : Diş üstü kalınlığının gösterimi.

$$pressure\_angle\_tip = \cos^{-1} \left( \frac{d_{base1}}{diameter_{tip}} \right) \quad (3.20)$$

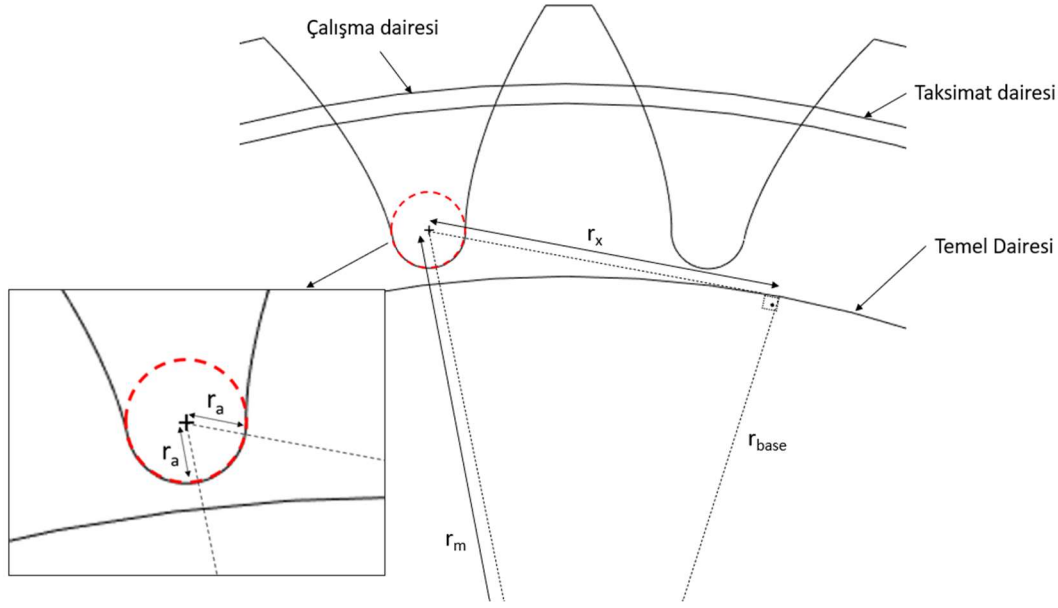
$$inv\alpha_{pressure\_angle\_tip} = \tan\alpha_{pressure\_angle\_tip} - \alpha_{pressure\_angle\_tip} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} thickness_{angle\_tip} &= \theta_{tip} = c^2 \\ &= Total_{angle_{base1}} - 2 \times inv\alpha_{pressure\_angle\_tip} \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$tooth_{thickness_{tip}} = tc_{tip} = diameter_{tip} \times thickness_{angle\_tip} \quad (3.23)$$

### 3.3 Dişli Kök Formunun Oluşturulması

Dişlinin kök bölgesi, üzerine gelen yük nedeniyle ve eğilme momentine maruz kalan bölge olması sebebiyle büyük önem arz etmektedir. Kök bölgesinin oluşturulmasında diş dibi dairesi, basınç açısı, temel daire çapı ve kök dairesi çapı etkin rol almaktadır. Dişli kök formunun oluşturulması için Eşitlik (3.24) ile Eşitlik (3.30) arasında belirtilen denklemler kullanılmıştır. Şekil 3.4 üzerinde dişli kök formunun belirlenmesi için gerekli olan geometrik parametreler gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Kök dairesi formunun gösterimi.

$$r_x = \sqrt{\left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{base1}}{2}\right)^2} \quad (3.24)$$

$$\alpha_{rt1} = \arctan\left(\frac{r_x}{\frac{d_{base1}}{2}}\right) \quad (3.25)$$

$$\alpha_x = \frac{2 \times \frac{\pi}{N1} - thickness_{ang} \text{ root}}{2} \quad (3.26)$$

$$\alpha_m = \alpha_{rt1} + \alpha_x \quad (3.27)$$

$$r_a = \left( \frac{d_{base1}}{2} \right) \times \tan(\alpha_m) - r_x \quad (3.28)$$

$$r_m = \sqrt{(r_x + r_a)^2 + \left( \frac{d_{base1}}{2} \right)^2} \quad (3.29)$$

$$\alpha_{center} = \frac{thickness_{angle_{root}}}{2} + \alpha_x \quad (3.30)$$

### 3.4 Kavrama Oranının Belirlenmesi ve Geometrik Kısıtlamalar

Eşitlik (3.1) ile Eşitlik (3.30) arasında belirtilen formüller ile standart dişli geometrisinin makro geometrisi oluşturulmaktadır. Dişlilerin sahip olduğu kavrama oranı, çalışma esnasında temasta olan ortalama diş sayısı olarak tanımlanmaktadır. Örnek vermek gerekirse, 1.3 kavrama oranına sahip bir dişli çiftinin her bir diş toplam ömrünün 30%'unu 2 diş temasta iken geçirir, geriye kalan 70%'lik ömür süresinde ise tek diş ile temas etmektedir. Standart dişlilerde kavrama oranı yaklaşık olarak 1.3 ile 1.8 arasındadır [2]. İvolüt profile sahip düz dişlilerin kavrama oranları Eşitlik (3.31) kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$CR = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} - c \times \sin(\phi)}{p_b} \quad (3.31)$$

Eşitlik (3.31)'de yer alan parametrelerin açıklamaları Çizelge 3.1'de sunulmuştur. Eşitlik (3.31)'de verilen formülasyondan da görüleceği üzere, dişlinin kontak oranı diş üstü çapına, temel daire çapına ve basınç açısına bağlıdır. Günümüzde kullanılan standart dişlilerin diş üstü ve dibi çapı katsayıları sırasıyla 1 ve 1.25, basınç açıları da 22.5 derece civarındadır. Şekil 3.5'te diş üstü ve diş dibi çapının gösterimi bulunmaktadır.

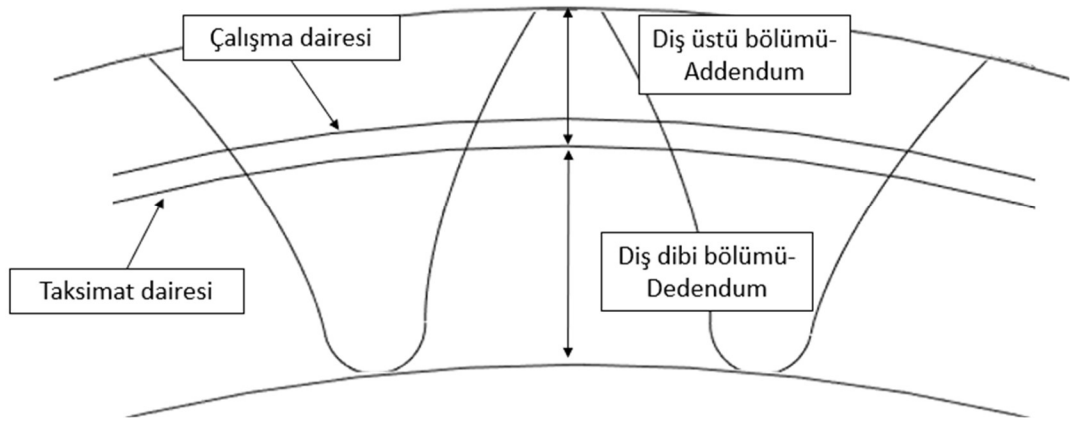
Çizelge 3.1 : Eşitlik (3.31)'de yer alan parametrelerin açıklamaları.

| Parametre | Parametre açıklaması                             |
|-----------|--------------------------------------------------|
| $r_{ap}$  | Pinyon diş üstü yarı çapı                        |
| $r_{ag}$  | Dişli diş üstü yarı çapı                         |
| $r_{bp}$  | Pinyon diş dibi yarı çapı                        |
| $r_{bg}$  | Dişli diş dibi yarı çapı                         |
| $c$       | Pinyon ve dişlinin merkezleri arasındaki uzaklık |
| $\theta$  | Basınç açısı                                     |
| $p_b$     | Temel taksimat                                   |

İlk olarak, yüksek kavrama oranı için alt limit olan 2'lik kavrama oranını elde ederek optimizasyon işlemine başlanacaktır. Aktarım oranı (pinyon ve dişlinin diş sayılarının oranı) değiştirilmeyeceği için yüksek kavrama oranını elde etmek için diş üstü ve diş dibi çapı ile basınç açısı optimize edilecektir.

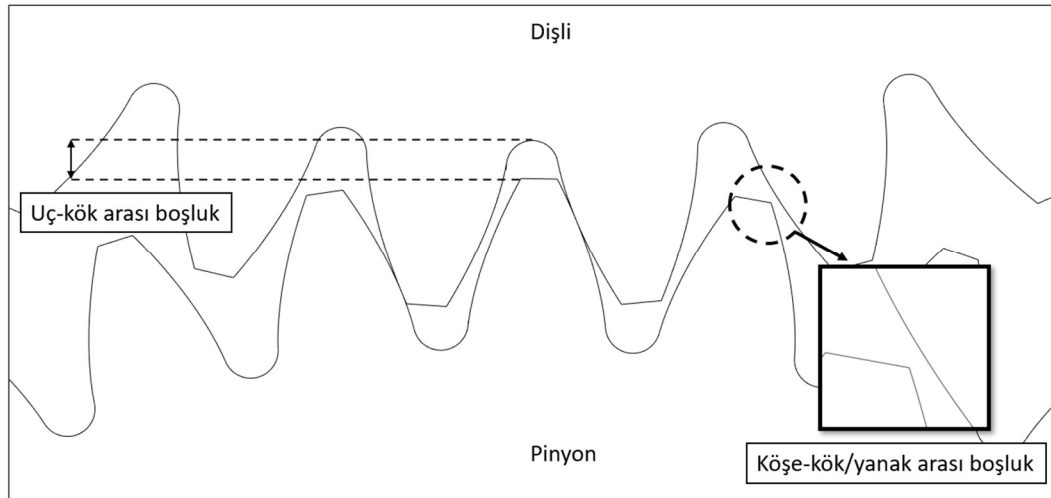
Çalışma kapsamında, diş üstü çapı katsayısı 1 ile 1.8 arasında 0.05'lik aralıklarla (modül olarak 1 mm baz alınırsa 50 mikronluk aralıklarla), diş dibi çapı katsayısı 1.0 ile 1.5 arasında 0.1'lik aralıklarla (modül olarak 1 mm baz alınırsa 100 mikronluk aralıklarla), basınç açısı ise 12 derece ile 28 derece arasında 0.1 derecelik aralıklarla taranarak farklı kombinasyonlar oluşturulacaktır. Elde edilen farklı tasarımlar üzerinde kısıtlamalar uygulanarak optimum tasarım elde edilecektir. Uygulanması planlanan kısıtlamalar aşağıda sıralanmıştır:

1. Kavrama oranının (CR) 2'nin üstünde olması
2. Karşılıklı çalışan pinyon ve dişlinin uç (İng. tip) ve kök (İng. root) girişiminin engellenmesi
3. Diş üstü kalınlığının (İng. top land thickness) sertlik çakışmasına (İng. case crash) izin vermeyecek seviyenin üstünde olması
4. Dişlilerde basınç açısının düşük olmasından ve diş dibi katsayısının uygun olmayan şekilde seçilmesinden dolayı oluşabilecek alttan kesmenin engellenmesi (İng. undercut)

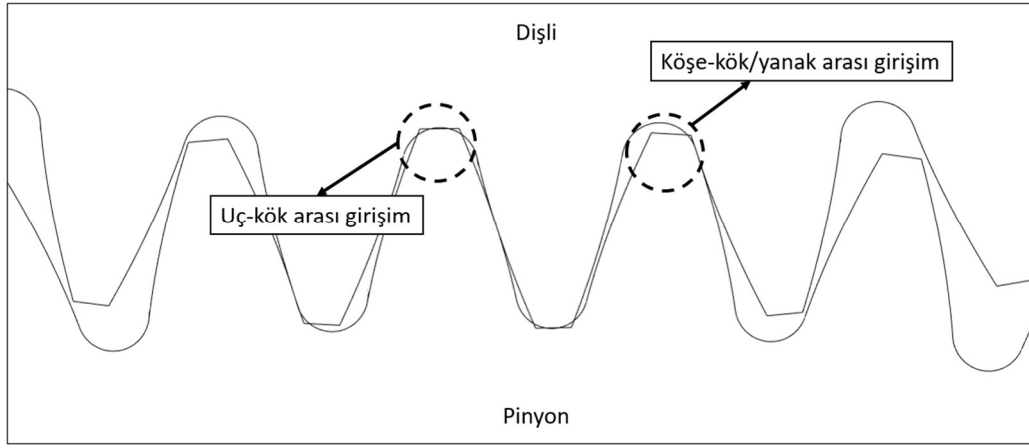


Şekil 3.5 : Diş üstü ve diş dibi bölümü/çapının gösterimi.

Belirtilen kısıtlamalar sonucunda elde edilen dişli çiftleri, sonrasında uç girişim analizine tâbi tutulmaktadır. Uç girişiminin oluşmaması için pinyon diş üstü çapı ile dişlinin kök çapı arasında boşluk bulunmalıdır ve pinyon dişlerinin köşe noktaları temasta iken dişli kök yarıçapına temas etmemesi gerekmektedir. Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de, sırasıyla girişimin olmadığı ve girişimin olduğu iki farklı durum gösterilmektedir.



Şekil 3.6 : Uç-kök girişiminin olmadığı durum.



Şekil 3.7 : Uç-kök girişiminin olduğu durum.

Şekil 3.7’de belirtilen uç-kök girişiminin engellenmesi için kullanılan kriter Eşitlik (3.32)’de belirtilmiştir. Eşitlik (3.33)’te  $r_x$  parametresinin hesaplanması için kullanılan denklem verilmiştir.

$$\frac{d_{p1}}{2} + a_1 \times m_n + Tol_{a1} + \sqrt{(r_x + r_a)^2 + \left(\frac{d_{bas}}{2}\right)^2} - r_a + Tol_{r2} \leq C_d \quad (3.32)$$

$$r_x = \sqrt{\left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{base1}}{2}\right)^2} \quad (3.33)$$

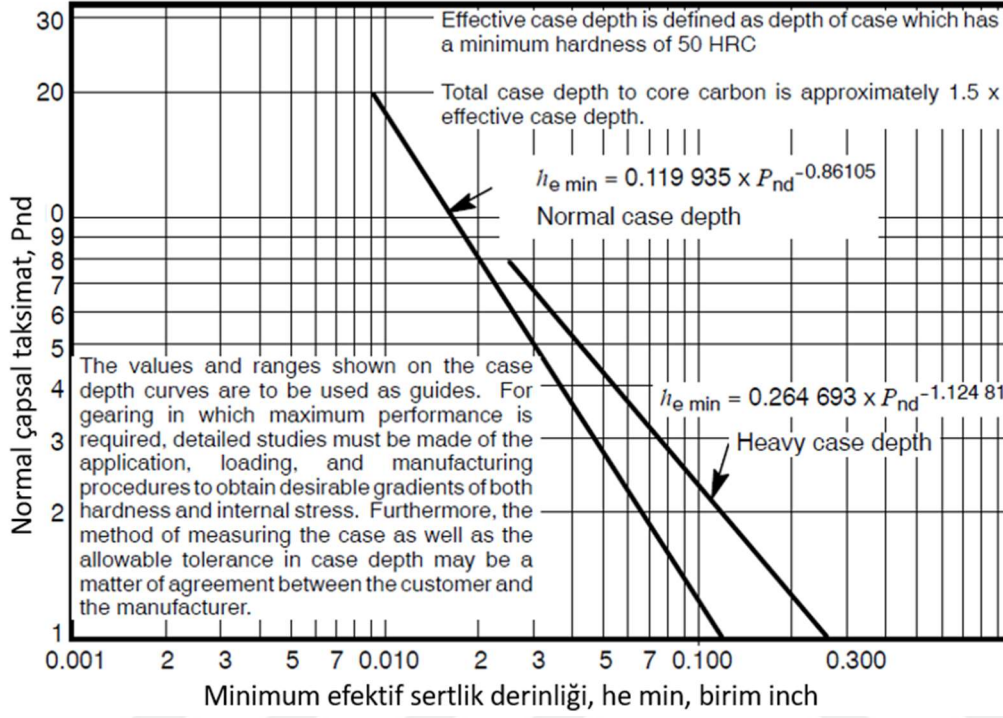
Eşitlik (3.32) ve Eşitlik (3.33)’te yer alan parametrelerin açıklamaları Çizelge 3.2’de sunulmuştur.

Çizelge 3.2 : Eşitlik (3.32)'de yer alan parametrelerin açıklamaları.

| Parametre   | Parametre açıklaması                                                       |
|-------------|----------------------------------------------------------------------------|
| $d_{p1}$    | Pinyon taksimat dairesi çapı                                               |
| $a_1$       | Pinyon diş üstü çapı katsayısı                                             |
| $m_n$       | Normal/Standart modül                                                      |
| $Tol_{a1}$  | Kesici takımın radyal ekseninde diş üstü çapı işlemindeki toleransı/hatası |
| $Tol_{r2}$  | Kesici takımın radyal ekseninde diş dibi çapı işlemindeki toleransı/hatası |
| $r_a$       | Kök dairesi yarıçapı                                                       |
| $d_{base1}$ | Pinyon temel dairesi çapı                                                  |
| $C_d$       | Dişli merkez mesafesi                                                      |
| $d_{b1}$    | Pinyon diş dibi dairesi çapı                                               |
| $r_x$       | Kök dairesi merkez noktasının dişli merkezine uzaklığı                     |

Eşitlik (3.33)'te belirtilen formül optimizasyon kodunda kısıt olarak eklendikten sonra, diş üstü kalınlığı sınır değeri de aynı şekilde dişli geometrisine bağlı olarak iki farklı kriter (Normal sertlik derinliği ve yüksek derinlik değeri) altında tanımlanmaktadır. Diş üstü kalınlığı sınır değeri belirlenirken AGMA standardında belirtilen minimum malzeme sertlik kalınlığı baz alınmaktadır [9]. AGMA standardından alınan iki farklı dişli sertlik kalınlığı için kullanılan formüller Şekil 3.8 üzerinde gösterilmiştir. Sertlik çakışmasının önlenmesi için (diş üstünden malzeme sertleştirilmesi uygulanmaması koşuluyla) kullanılacak olan parametre Eşitlik (3.34)'te sunulmuştur.

$$diameter_{tip} \times \left( \frac{2 \times \pi}{N1} + 2 \times inv\alpha_{pitch} - 2 \times inv\alpha_{pressure\_angle\_tip} \right) \geq 0.188 \times m_n^{0.861} m_n \quad (3.34)$$



Şekil 3.8 : Sertleştirilen dişliler için minimum efektif sertlik derinliği ile normal çapsal taksimat ilişkisi [9].

Yukarıda belirtilen diş üstü kalınlığı kısıtı da optimizasyona eklendiğinde, en son kısıt olarak alttan kesmenin engellenmesi gerekmektedir. Optimizasyon kodunda alttan kesmenin engellenmesi için, dişli kök form bölgesinde kök dairesi yarıçapının diş dibi dairesinin bittiği noktadan aşağıda olduğu tüm durumlar elimine edilmiştir. Bu kısıtın da uygulanması ile birlikte optimizasyon aşamasının tüm gerekleri yerine getirilmiştir.

#### **4. GEOMETRİK ÇIKTILARIN OLUŞTURULMASI VE DOĞRULANMASI**

Bu ünite, kullanıcıdan makro geometri bilgileri alınarak dişli çiftlerinin geometrik formları elde edilmiştir. Geometrik formları elde etmek amacıyla Matlab yazılımı ile bir kod geliştirilmiştir. Geliştirilen kod, 3. ünite, yer alan teorik bilgiler kullanılarak elde edilmiştir. Geliştirilen Matlab kodu, SKO ve YKO dişliler için sonuç verecek şekilde tasarlanmış ve elde edilen sonuçlar ticari bir yazılım ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Geliştirilen kod, ayrıca SKO dişlilerin YKO dişlilere çevrilmesi için gerekli geometrik formları belirleyebilmektedir.

##### **4.1 Standart Dişli Çiftinin Geliştirilen Matlab Kodu ile Çizdirilmesi ve Doğrulanması**

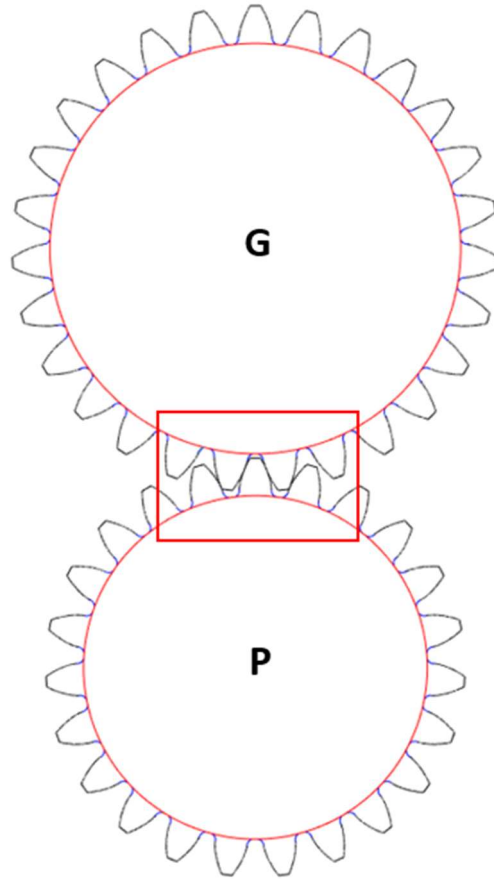
Tez çalışmasının bu bölümünde, standart dişli geometrisi Matlab yazılımı yardımıyla kullanıcıdan alınan makro geometri bilgileri ile iki boyutlu olarak elde edilmektedir. Geometrik çıktıların oluşturulması için geliştirilen kod ile elde edilen geometri, yaygın olarak kullanılan endüstriyel bir transmisyon tasarım yazılımı olan KissSoft ile doğrulanmaktadır. Tez çalışmasının geometrik çıktısının doğrulanması için kullanılacak olan örnek dişli çiftleri ve makro geometri değerleri Çizelge 4.1’de belirtilmektedir. Doğrulama için seçilen örnekler aşağıdaki maddelere göre belirlenmiştir:

1. AW109 helikopterinin aksesuar dişli kutusunda kullanılan dişli çiftlerinden olması düşünülmüştür.
2. Zırhlı araçlarda kullanılan gezegen dişli kutusu örnek tasarımına ait bir güneş-gezegen düz dişli çifti olması düşünülmüştür.
3. Boeing firmasının uçak motoru redüksiyonunda kullanılan düz dişli çifti ve dişli diş sayısı bilgileri mevcut olmadığı için kavrama oranından bu bilgi elde edilmiştir.

Çizelge 4.1 : Geometrik doğrulamayı sağlamak için kullanılan SKO dişli çiftleri.

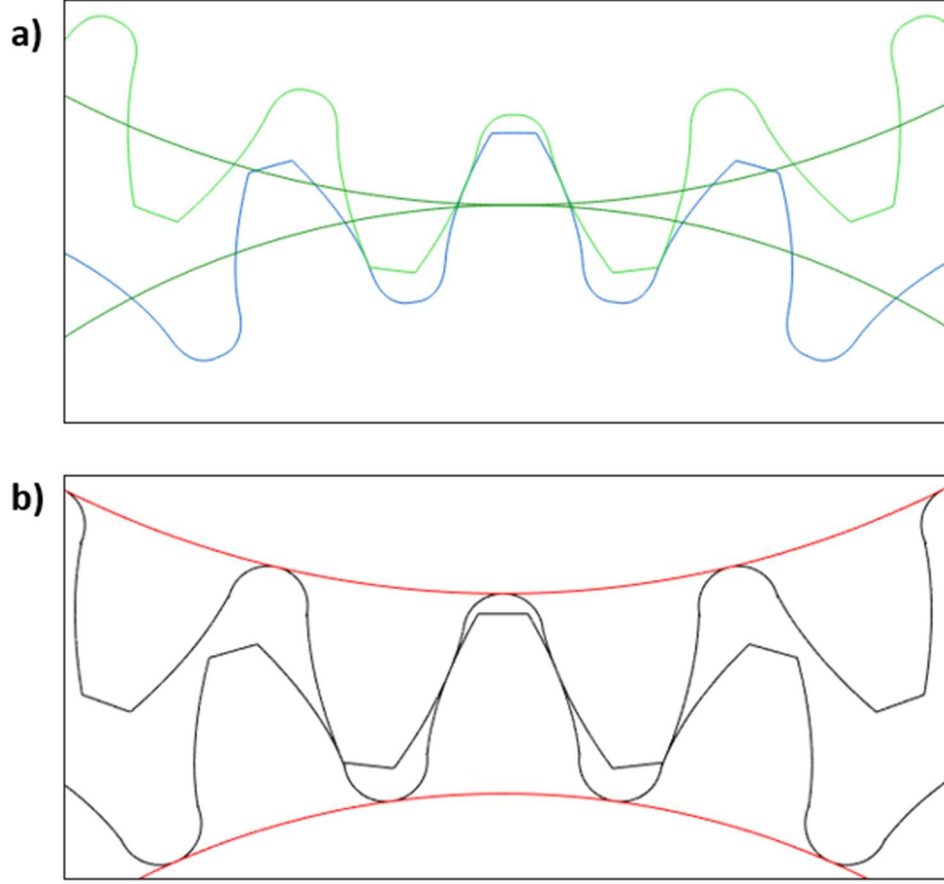
| SKO Çift numarası | Modül (mm) | Pinyon diş sayısı | Dişli diş sayısı | Basınç açısı (Derece) | Diş üstü çapı katsayısı | Diş dibi çapı katsayısı |
|-------------------|------------|-------------------|------------------|-----------------------|-------------------------|-------------------------|
| 1                 | 3          | 23                | 27               | 22.5                  | 1                       | 1.25                    |
| 2                 | 3          | 15                | 23               | 22.5                  | 1                       | 1.25                    |
| 3                 | 4          | 23                | 69               | 22.5                  | 1                       | 1.25                    |

Çizelge 4.1’de verilen dişli bilgileri geliştirilen Matlab koduna kullanıcı tarafından girdi olarak verildiğinde elde edilen iki boyutlu çıktılar ve aynı girdilerin KissSoft ticari yazılımındaki çıktıları aşağıda yer alan Şekil 4.1 ve Şekil 4.18 arasındaki görsellerde sunulmaktadır.



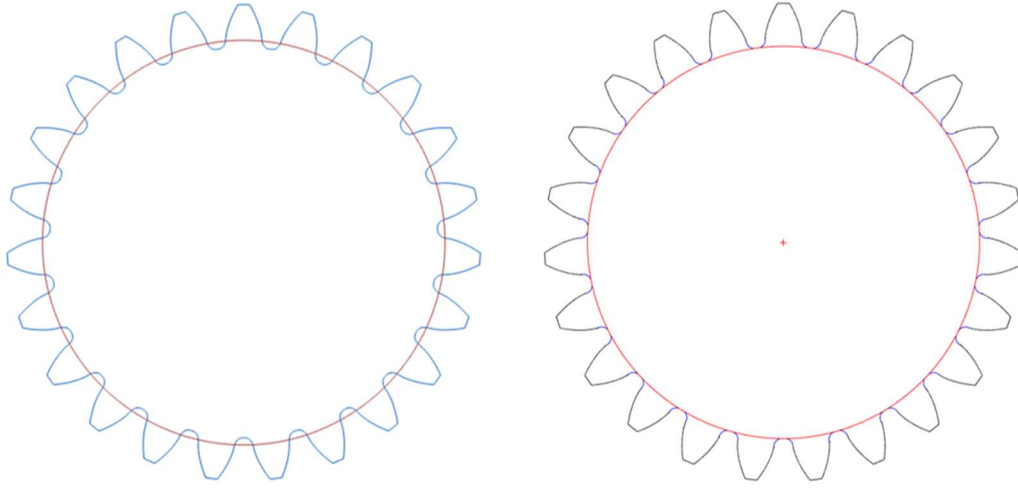
Şekil 4.1 : Çizelge 4.1’de belirtilen 1 numaralı SKO dişli çifti eşleşiminin geometrik çıktısının geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi (P: Pinyon, G: Dişli’yi ifade etmektedir).

Çizelge 4.1’de belirtilen SKO-1 dişli çifti ve geometrileri Şekil 4.2’de iki boyutlu olarak gösterilmektedir. Şekil 4.2’de aynı zamanda KissSoft ve geliştirilen Matlab kodunun çalışma esnasındaki kavrama çıktıları kıyaslanmaktadır.



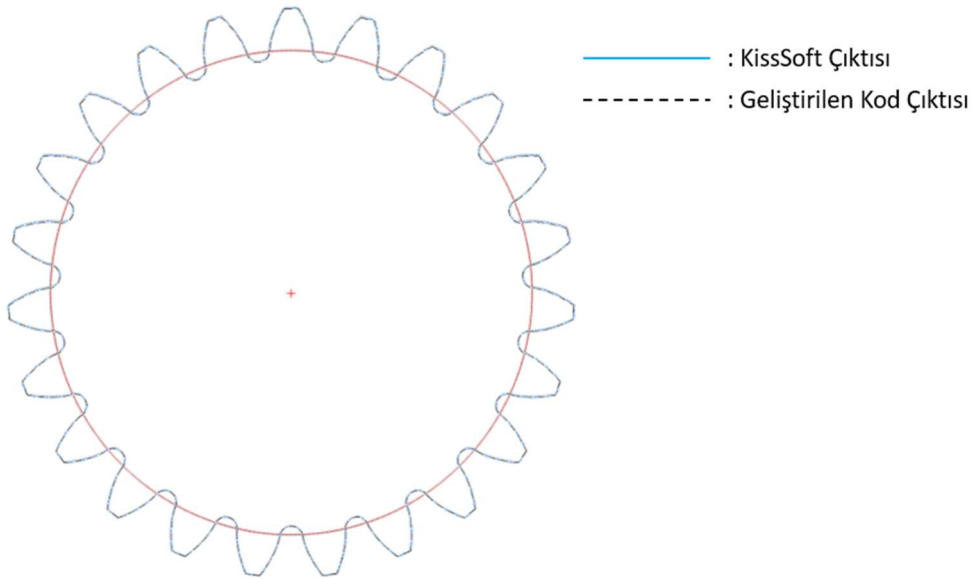
Şekil 4.2 : Şekil 4.1’de gösterilen SKO dişli çifti geometrisinde kırmızı kutu ile gösterilen bölgenin (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi ve karşılaştırılması.

SKO-1 dişli çiftinin pinyon geometrileri hem KissSoft yazılımı hem de geliştirilen Matlab kodu ile elde edilerek Şekil 4.3’te karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



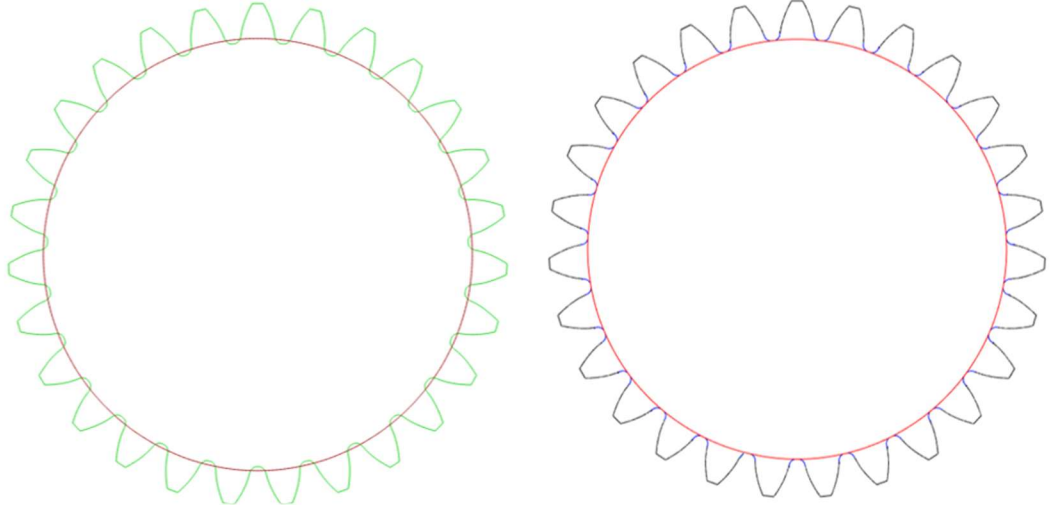
Şekil 4.3 : Çizelge 4.1’de belirtilen 1 numaralı SKO dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

SKO-1 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu ile üst üste çizdirilerek Şekil 4.4’te gösterilmektedir.



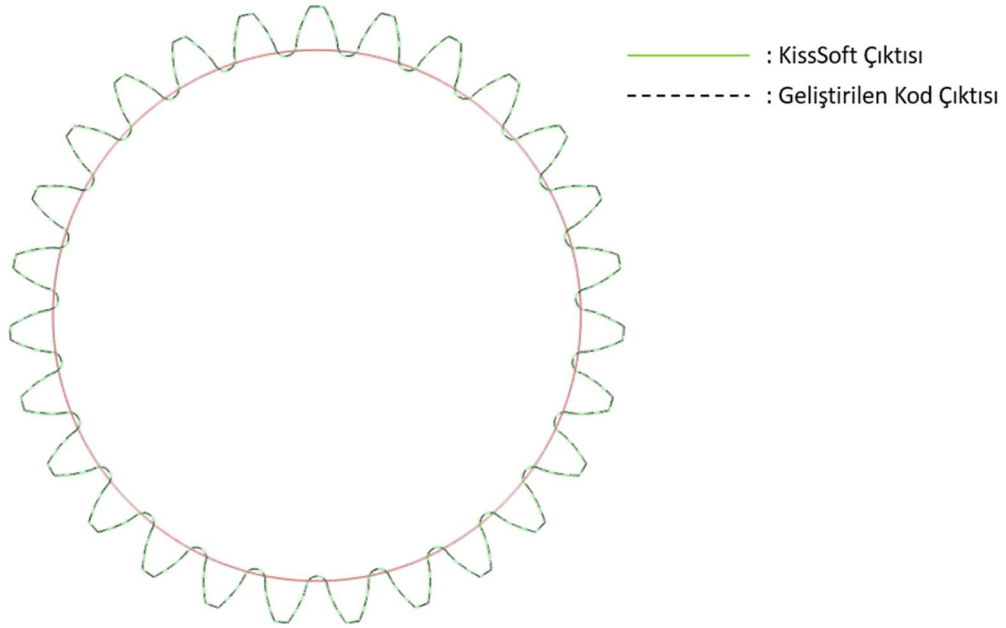
Şekil 4.4 : Şekil 4.3’de belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

SKO-1 dişli çiftinin büyük dişlisinin iki boyutlu geometrisi hem KissSoft yazılımı hem de geliştirilen Matlab kodu ile elde edilip Şekil 4.5’te karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



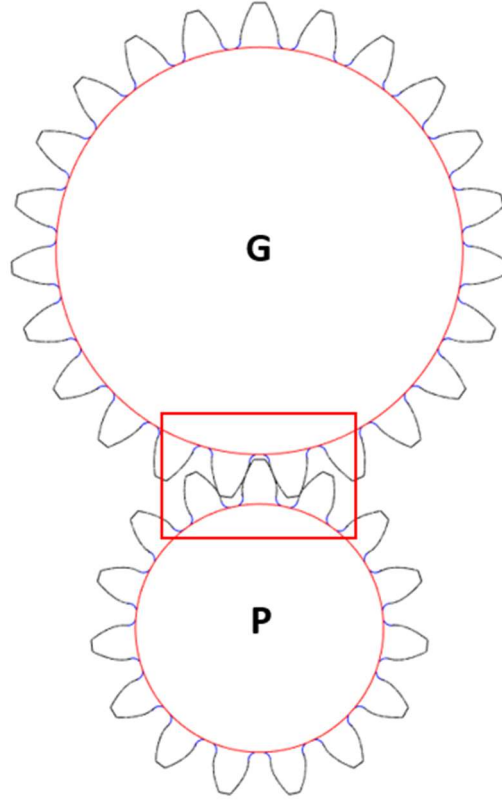
Şekil 4.5 : Çizelge 4.1’de belirtilen 1 numaralı SKO dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

SKO-1 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu ile üst üste çizdirilerek Şekil 4.6’da gösterilmektedir.



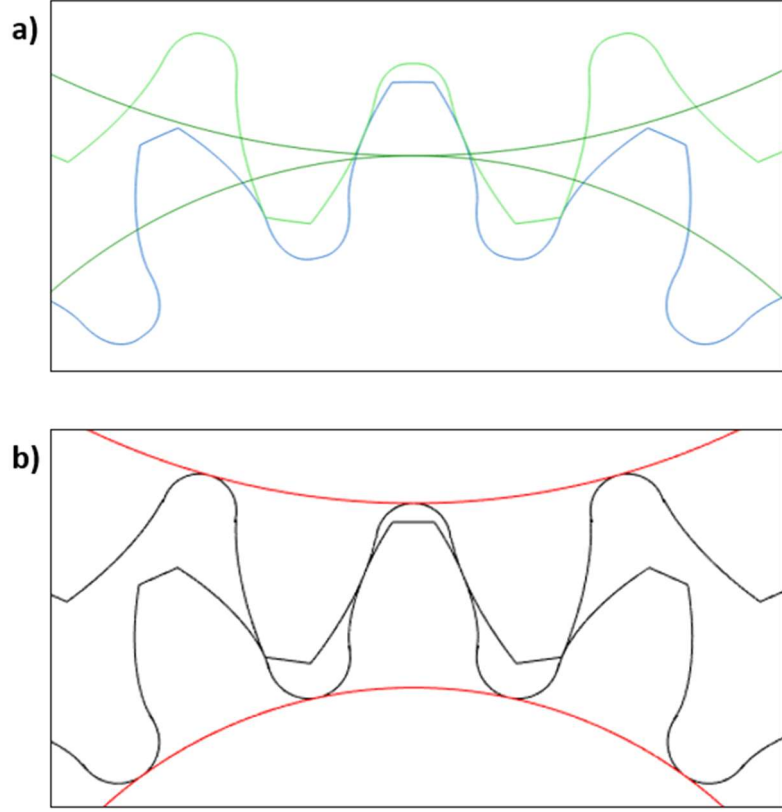
Şekil 4.6 : Şekil 4.5’te belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

SKO-2 dişli çiftine ait dişli kavramasının iki boyutlu görünümü geliştirilen Matlab kodu yardımıyla elde edilip Şekil 4.7’de sunulmaktadır.



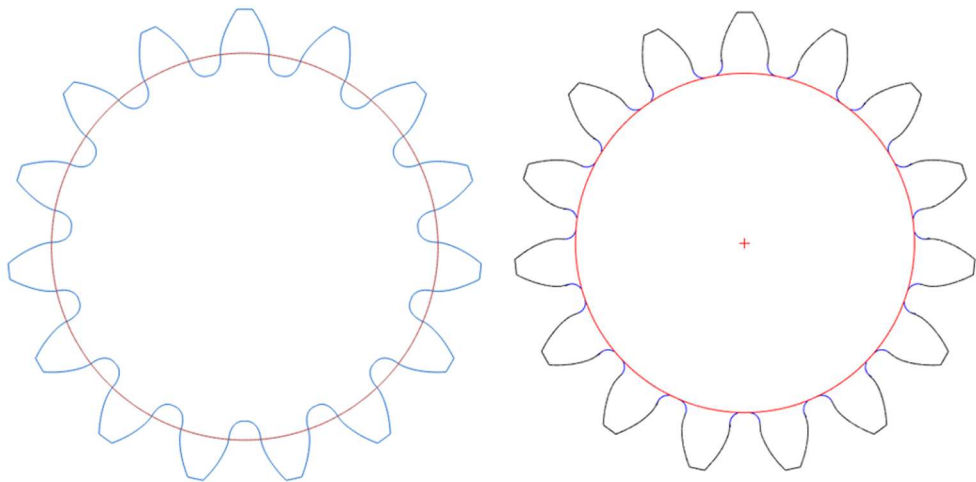
Şekil 4.7 : Çizelge 4.1’de belirtilen 2 numaralı SKO dişli çifti eşleniğinin geometrik çıktısının geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi (P: Pinyon, G: Dişli’yi ifade etmektedir).

SKO-2 dişli çifti ve geometrileri Şekil 4.8’de iki boyutlu olarak gösterilmektedir. Şekil 4.8’de aynı zamanda KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodunun çalışma esnasındaki kavrama çıktıları kıyaslanmaktadır.



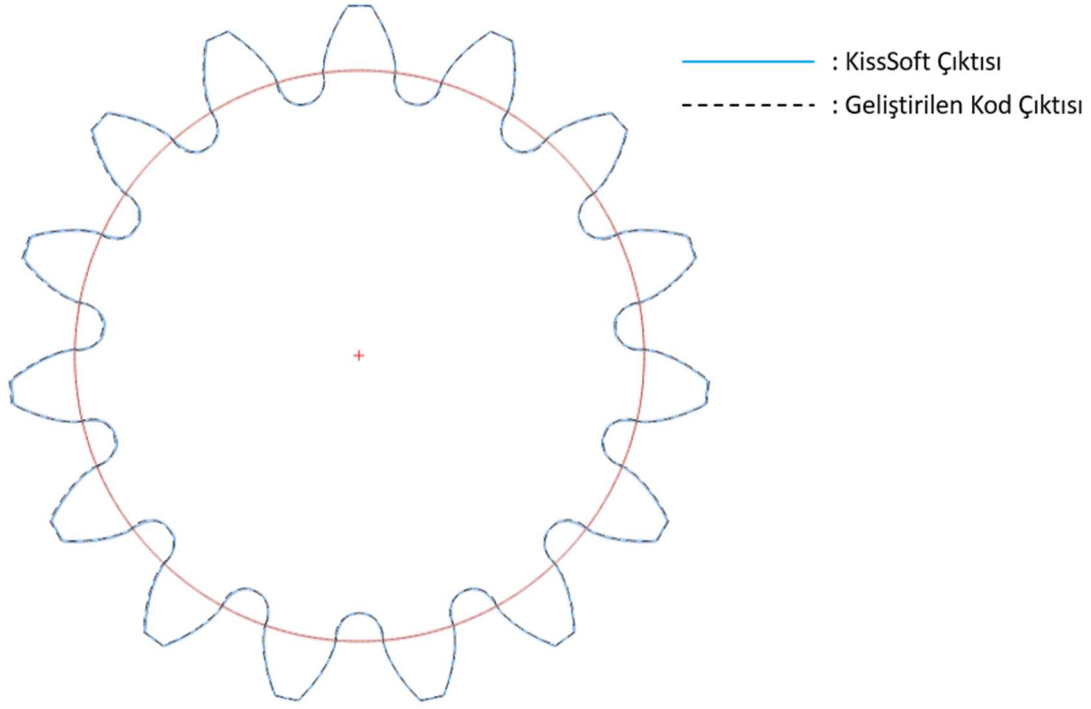
Şekil 4.8 : Şekil 4.7’da gösterilen dişli çifti geometrisinde kırmızı kutu ile gösterilen bölgenin (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi ve karşılaştırılması.

SKO-2 dişli çiftinin pinyon geometrileri hem KissSoft yazılımı hem de geliştirilen Matlab kodu ile elde edilip Şekil 4.9’da karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



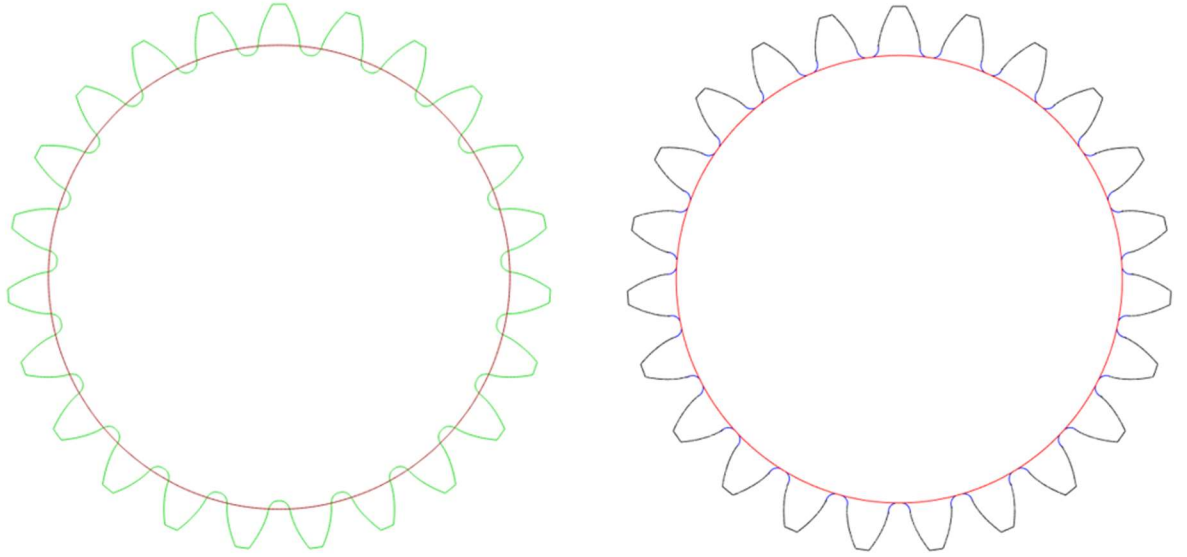
Şekil 4.9 : Çizelge 4.1’de belirtilen 2 numaralı dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

SKO-2 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu üst üste çizdirilerek Şekil 4.10'da gösterilmektedir.



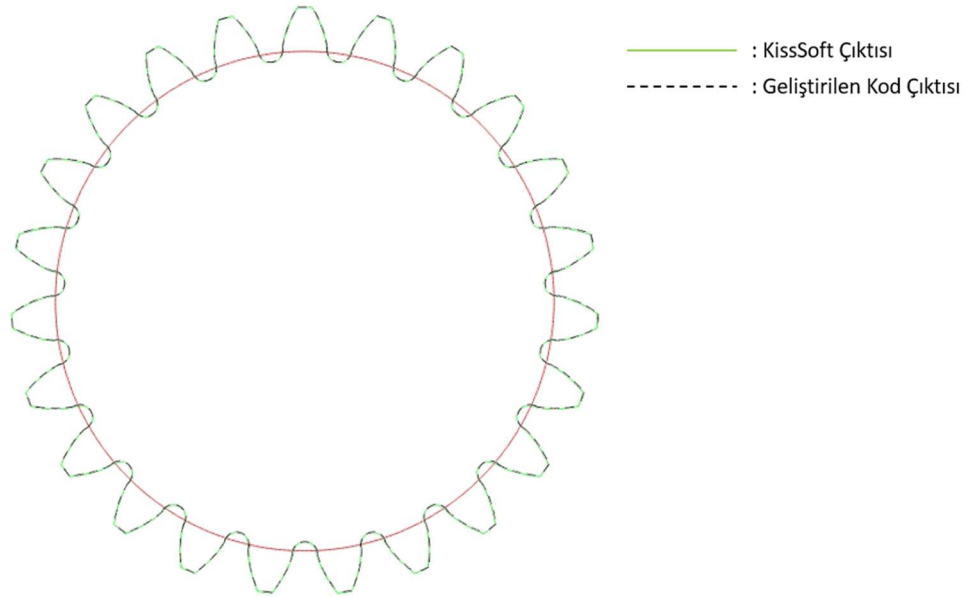
Şekil 4.10 : Şekil 4.9'da belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

SKO-2 dişli çiftinin büyük dişlisinin iki boyutlu geometrisi hem KissSoft yazılımı hem de geliştirilen Matlab kodu ile elde edilip Şekil 4.11'de karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



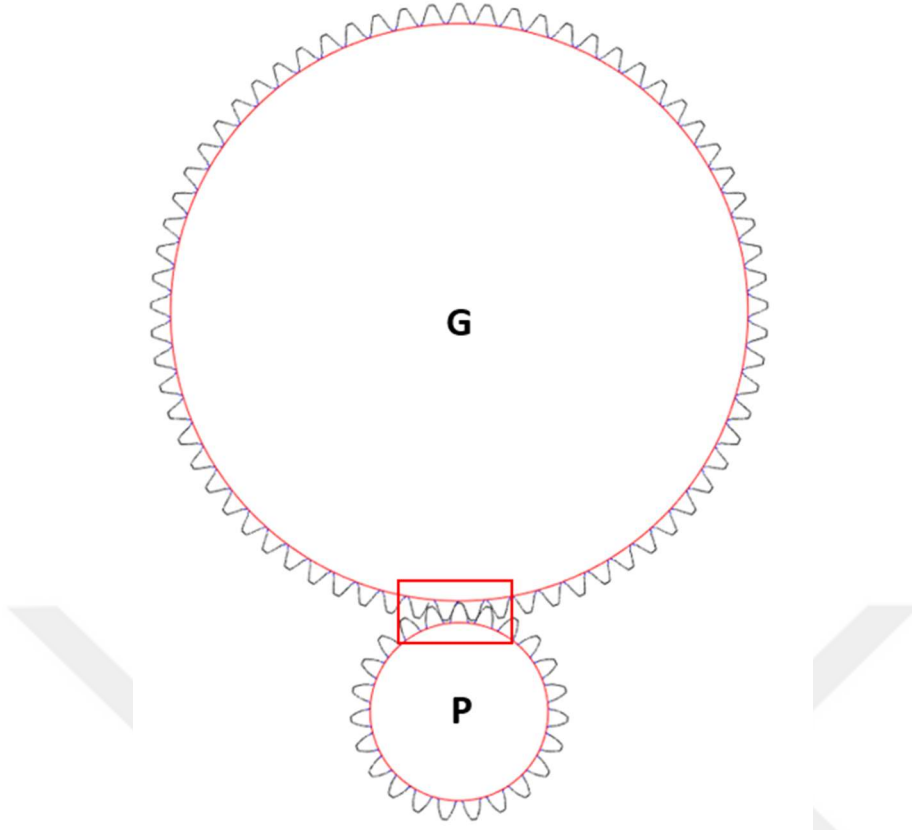
Şekil 4.11 : Çizelge 4.1’de belirtilen 2 numaralı dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

SKO-2 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu ile üst üste çizdirilerek Şekil 4.12’de gösterilmektedir.



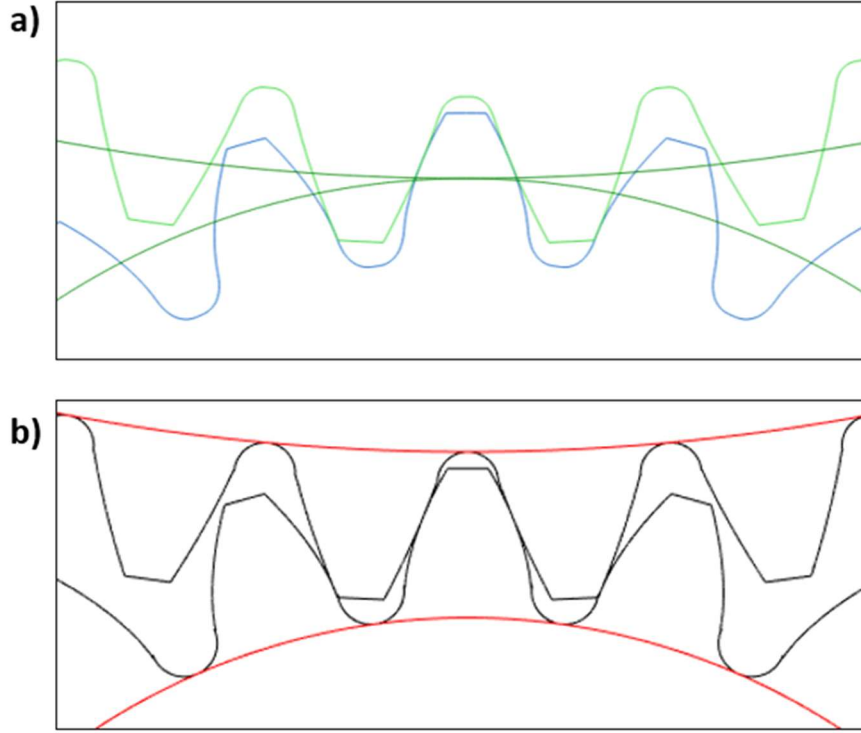
Şekil 4.12 : Şekil 4.11’de belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

SKO-3 dişli çiftine ait dişli kavramasının iki boyutlu görünümü geliştirilen Matlab kodu yardımıyla elde edilip Şekil 4.13’te sunulmaktadır.



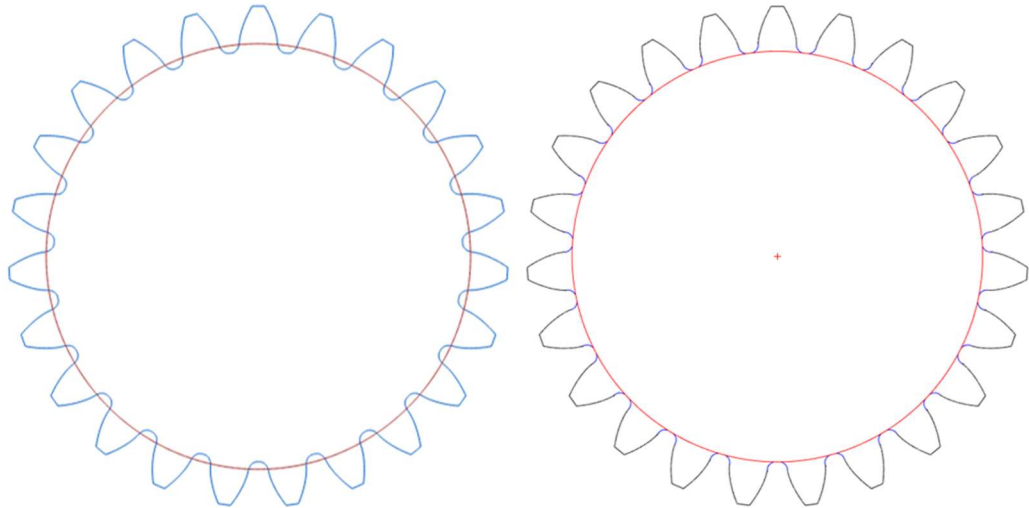
Şekil 4.13 : Çizelge 4.1’de belirtilen 3 numaralı SKO dişli çifti eşleniğinin geometrik çıktısının geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi. (P: Pinyon, G: Dişli’yi ifade etmektedir).

SKO-3 dişli çifti ve geometrileri Şekil 4.14’te iki boyutlu olarak gösterilmektedir. Şekil 4.14’te aynı zamanda KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodunun çalışma esnasındaki kavrama çıktıları kıyaslanmaktadır.



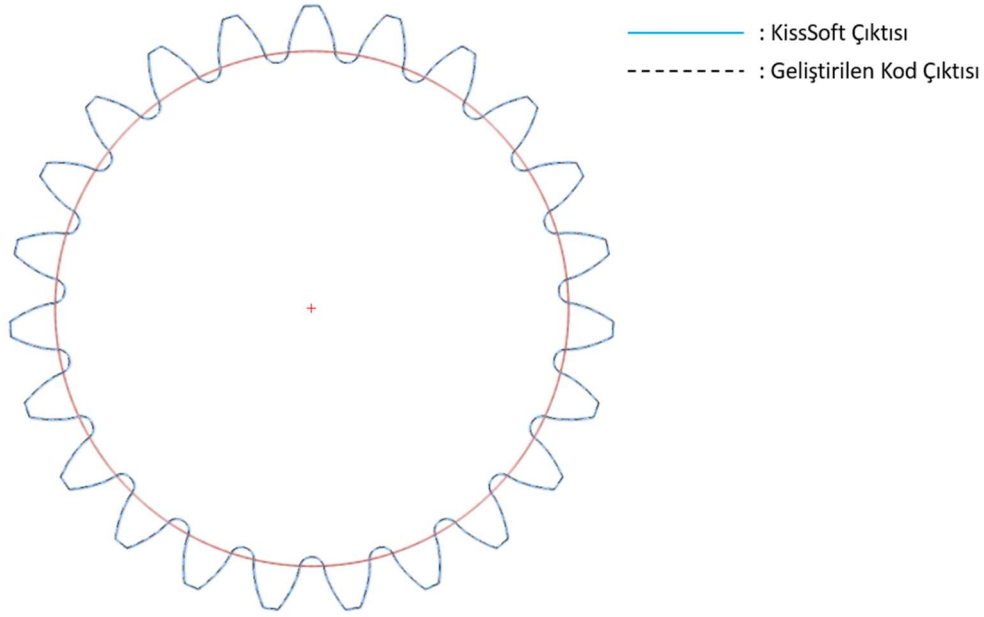
Şekil 4.14 : Şekil 4.13'te gösterilen dişli çifti geometrisinde kırmızı kutu ile gösterilen bölgenin (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi ve karşılaştırılması.

SKO-3 dişli çiftinin pinyon geometrileri hem KissSoft yazılımı hem de geliştirilen Matlab kodu ile elde edilip Şekil 4.15'te karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



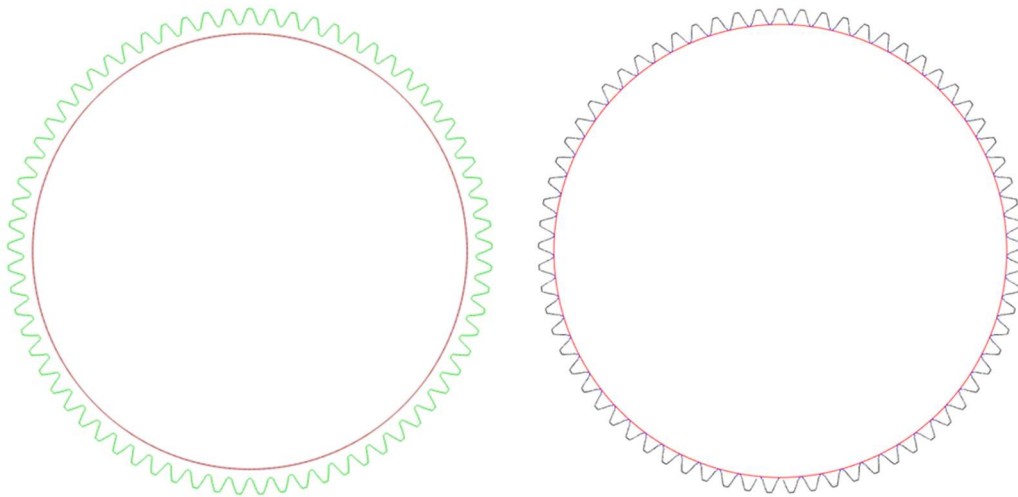
Şekil 4.15 : Çizelge 4.1'de belirtilen 3 numaralı SKO dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

SKO-3 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu ile üst üste çizdirilerek Şekil 4.16’da gösterilmektedir.



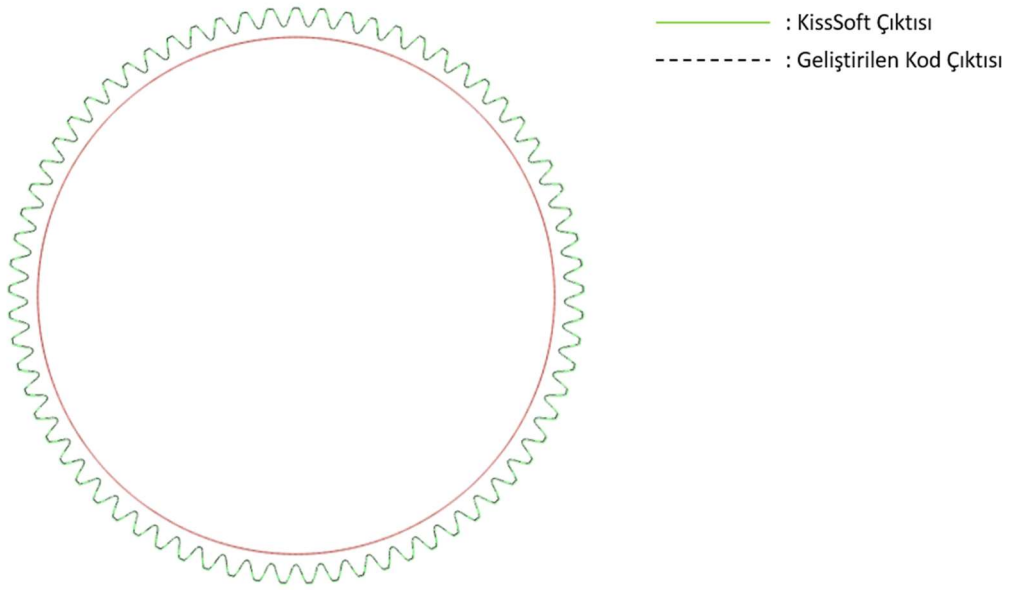
Şekil 4.16 : Şekil 4.15’te belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

SKO-3 dişli çiftinin büyük dişlisinin iki boyutlu geometrisi hem KissSoft yazılımı hem de geliştirilen Matlab kodu ile elde edilip Şekil 4. 17’de karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.17 : Çizelge 4.1’de belirtilen 3 numaralı SKO dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

SKO-3 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu ile üst üste çizdirilerek Şekil 4.18’de gösterilmektedir.



Şekil 4.18 : Şekil 4.17’de belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

Çizelge 4.1’de verilen SKO düz dişli çiftleri için elde edilen Matlab kodu çıktıları ile Kisssoft yazılımının çıktıları, diş kalınlıkları ve çap değerleri yönünden karşılaştırılarak Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3’te belirtilmiştir. Geometrik parametreler olarak, temel dairesi çapı, uç çapı, kök çapı, taksimat diş kalınlığı ve uç diş kalınlığı sonuçları geliştirilen Matlab kodu ve KissSoft yazılımı arasında karşılaştırılıp yüzdesel farklar Çizelge 4.4’te verilmiştir.

Çizelge 4.2 : Çizelge 4.1’de verilen SKO düz dişli çiftlerinin KissSoft yazılımı ile elde edilen geometrik çıktıları.

| <b>Eşlenik dişli</b>               | <b>SKO 1</b>  |              | <b>SKO 2</b>  |              | <b>SKO 3</b>  |              |
|------------------------------------|---------------|--------------|---------------|--------------|---------------|--------------|
| <b>Dişli tipi</b>                  | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> |
| <b>Temel dairesi çapı (mm)</b>     | 63.748        | 78.834       | 41.575        | 63.748       | 84.997        | 254.991      |
| <b>Uç çapı (mm)</b>                | 75            | 87           | 51            | 75           | 100           | 284          |
| <b>Kök çapı (mm)</b>               | 61.5          | 73.5         | 37.5          | 61.5         | 82            | 266          |
| <b>Taksimat diş kalınlığı (mm)</b> | 4.712         | 4.712        | 4.712         | 4.712        | 6.283         | 6.283        |
| <b>Uç diş kalınlığı (mm)</b>       | 1.864         | 1.911        | 1.707         | 1.864        | 2.485         | 2.789        |

Çizelge 4.3 : Çizelge 4.1’de verilen SKO düz dişli çiftlerinin geliştirilen Matlab kodu ile elde edilen geometrik çıktıları.

| <b>Eşlenik dişli</b>               | <b>SKO 1</b>  |              | <b>SKO 2</b>  |              | <b>SKO 3</b>  |              |
|------------------------------------|---------------|--------------|---------------|--------------|---------------|--------------|
| <b>Dişli tipi</b>                  | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> |
| <b>Temel dairesi çapı (mm)</b>     | 63.7477       | 74.8342      | 41.5746       | 63.7477      | 84.9969       | 254.9908     |
| <b>Uç çapı (mm)</b>                | 75            | 87           | 51            | 75           | 100           | 284          |
| <b>Kök çapı (mm)</b>               | 61.5          | 73.5         | 37.5          | 61.5         | 82            | 266          |
| <b>Taksimat diş kalınlığı (mm)</b> | 4.7124        | 4.7124       | 4.7124        | 4.7124       | 6.2832        | 6.2832       |
| <b>Uç diş kalınlığı (mm)</b>       | 1.8641        | 1.9111       | 1.7161        | 1.8641       | 2.4854        | 2.7892       |

Çizelge 4.4 : Çizelge 4.1’de verilen SKO düz dişli çiftleri için geliştirilen Matlab kodu çıktılarının KissSoft yazılımı çıktıları ile arasındaki yüzdelik farklar.

| <b>Eşlenik dişli</b>          | <b>SKO 1</b>  |              | <b>SKO 2</b>  |              | <b>SKO 3</b>  |              |
|-------------------------------|---------------|--------------|---------------|--------------|---------------|--------------|
| <b>Dişli tipi</b>             | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> |
| <b>Temel dairesi çapı</b>     | 0.000471      | 0.000254     | 0.000962      | 0.000471     | 0.000118      | 0.000392     |
| <b>Uç çapı</b>                | 0             | 0            | 0             | 0            | 0             | 0            |
| <b>Kök çapı</b>               | 0             | 0            | 0             | 0            | 0             | 0            |
| <b>Taksimat diş kalınlığı</b> | 0.008489      | 0.008489     | 0.008489      | 0.008489     | 0.003183      | 0.003183     |
| <b>Uç diş kalınlığı</b>       | 0.005365      | 0.002526     | 0.007934      | 0.005365     | 0.016097      | 0.007171     |

Çalışma kapsamında 3 farklı SKO düz dişli çifti için, geliştirilen Matlab kodu çıktısı ile KissSoft yazılımı sonuçları geometrik açıdan kıyaslanmıştır. Şekil 4.1 ile Şekil 4.18 arasında gösterilen sonuçlara göre, dişli involüt profilleri arasında bir farklılık görülmemektedir.

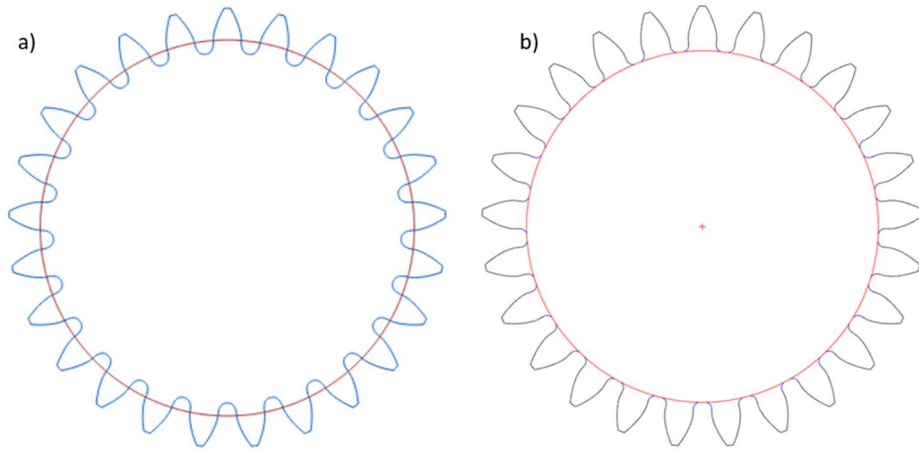
Çizelge 4.4’te belirtildiği üzere temel dairesi çapı, uç çapı, taksimat dairesindeki diş kalınlığı ve uç diş kalınlıkları arasındaki fark değerlerinin tamamı %0.02’in altındadır. Oluşan farkların oldukça küçük olması ve görsel olarak sunulan dişli involüt profillerinin benzerliği göz önüne alındığında, geliştirilen Matlab kodunun SKO geometrik çıktıları açısından yeterli sonuçlar verdiği sonucuna varılmıştır.

#### **4.2 YKO Dişli Çiftinin Geliştirilen Matlab Kodu ile Çizdirilmesi ve Ticari Yazılım ile Doğrulanması**

Bu bölümde, geliştirilen Matlab kodu ile YKO dişli çifti geometrisi için elde edilen sonuçlar ve KissSoft yazılımı ile yapılan karşılaştırmalar sunulmuştur. Çalışma kapsamında Çizelge 4.5’te belirtilen YKO dişli çiftleri kullanılmış ve çıktı olarak diş dibi kalınlığı, diş ucu kalınlığı, basınç açıları ve uç-kök çapları açısından karşılaştırmalar gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.5’te verilen iki farklı dişli çifti için elde edilen görseller Şekil 4.19 ile Şekil 4.26 arasında sunulmuştur.

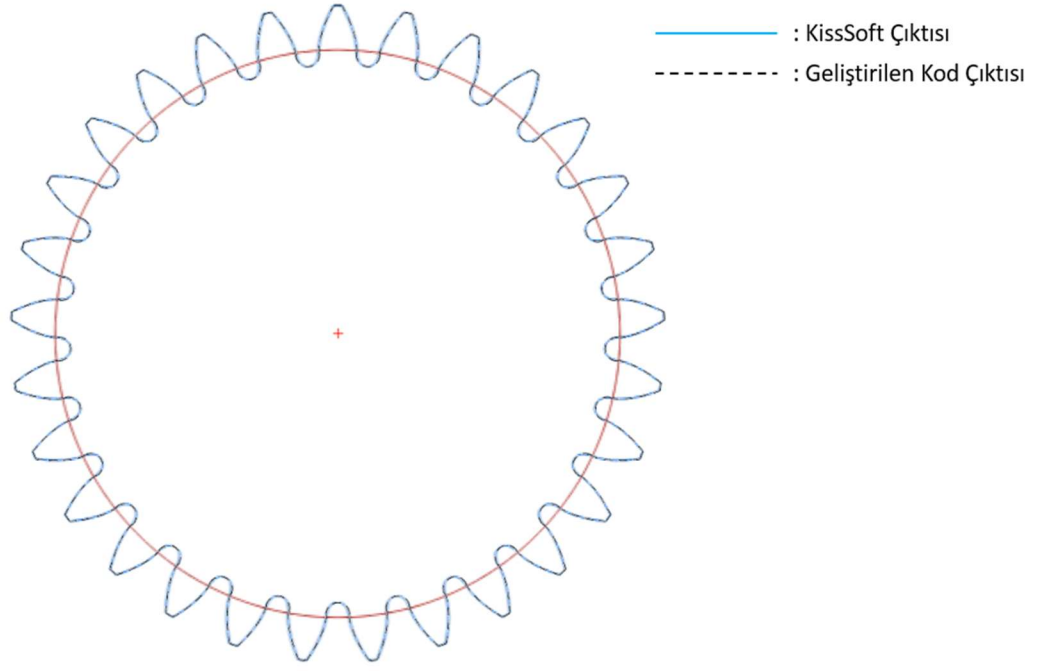
Çizelge 4.5 : KissSoft yazılımı ile doğrulanması için kullanılan YKO düz dişli çiftleri.

| YKO Çift Numarası | Modül (mm) | Pinyon diş sayısı | Dişli diş sayısı | Basınç açısı (derece) | Diş üstü çapı katsayısı | Diş dibi çapı katsayısı |
|-------------------|------------|-------------------|------------------|-----------------------|-------------------------|-------------------------|
| 1                 | 2          | 25                | 33               | 18.85                 | 1.32                    | 1.48                    |
| 2                 | 2.4        | 29                | 37               | 19.10                 | 1.35                    | 1.52                    |



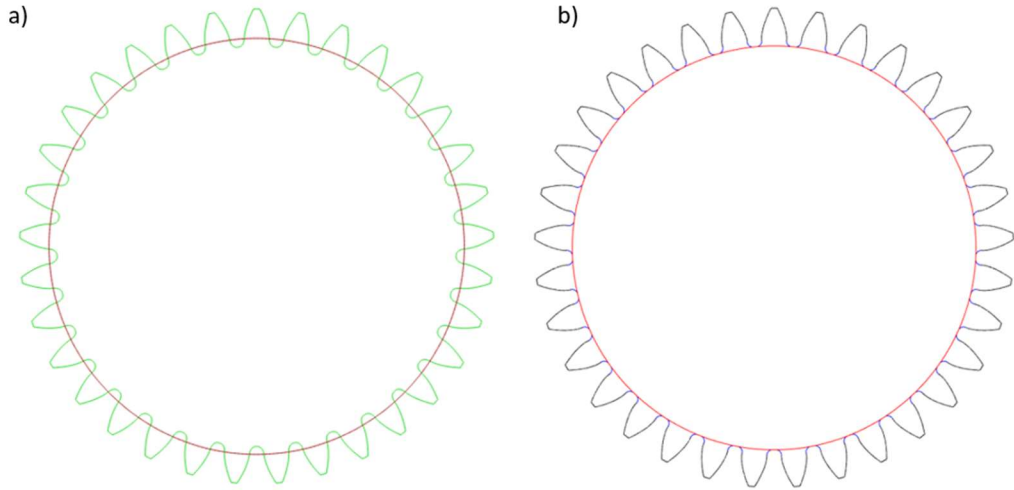
Şekil 4.19 : Çizelge 4.5'te belirtilen 1 numaralı YKO dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

YKO-1 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu ile üst üste çizdirilerek Şekil 4.20'de gösterilmektedir.



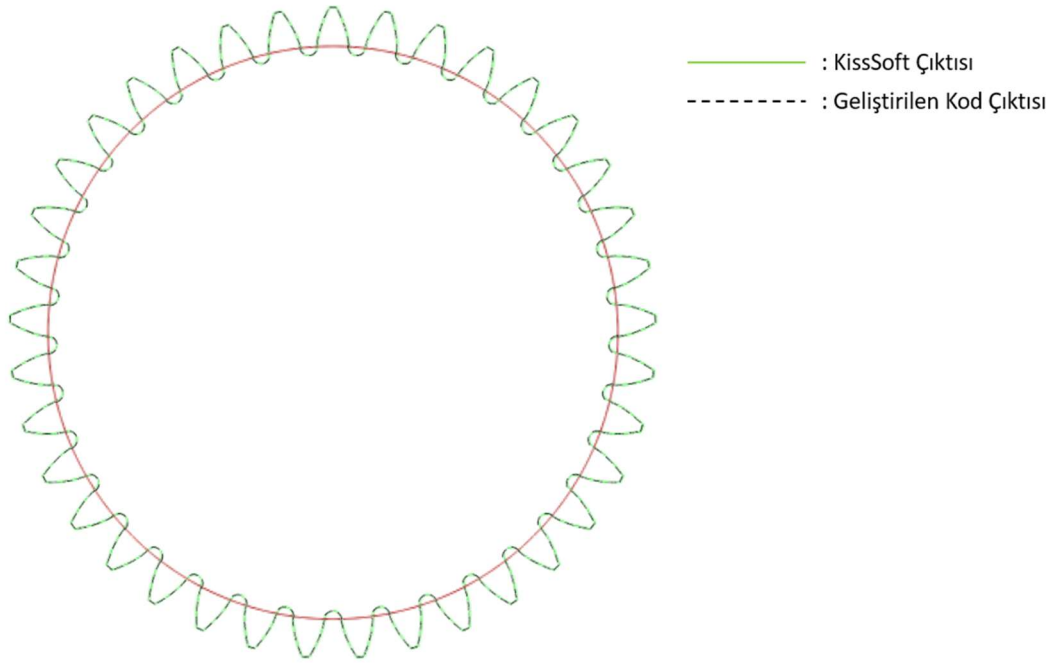
Şekil 4.20 : Şekil 4.19’da belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

YKO-1 dişli çiftinin büyük dişlisinin iki boyutlu geometrisi hem KissSoft yazılımı hem de geliştirilen Matlab kodu ile elde edilip Şekil 4.21’de karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



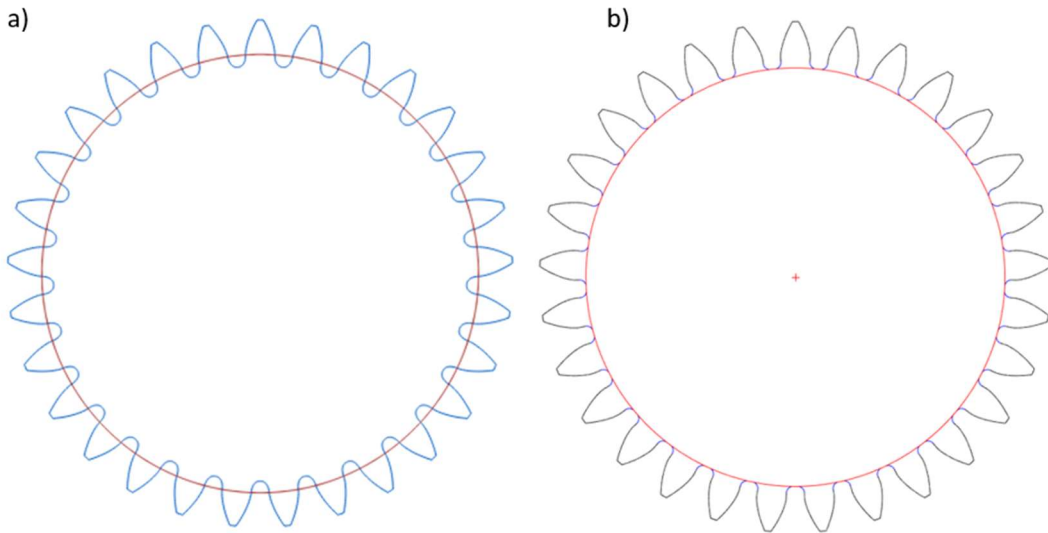
Şekil 4.21 : Çizelge 4.5’te belirtilen 1 numaralı YKO dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

YKO-1 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu ile üst üste çizdirilerek Şekil 4.22’de gösterilmektedir.



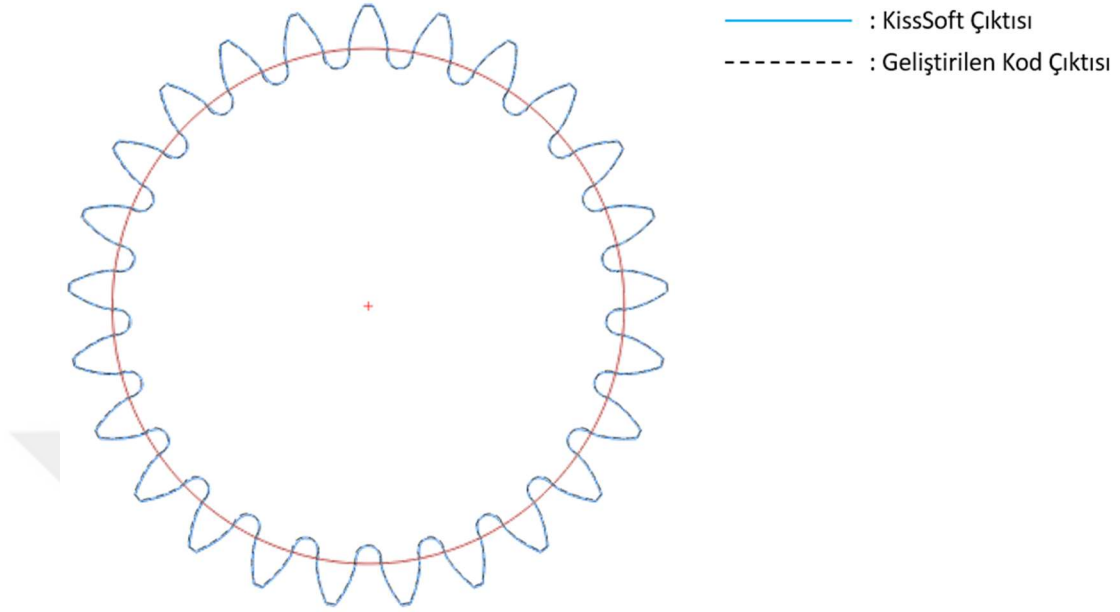
Şekil 4.22 : Şekil 4.21’de belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

YKO-2 dişli çiftinin pinyon geometrileri hem KissSoft yazılımı hem de geliştirilen Matlab kodu ile elde edilip Şekil 4.23’te karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



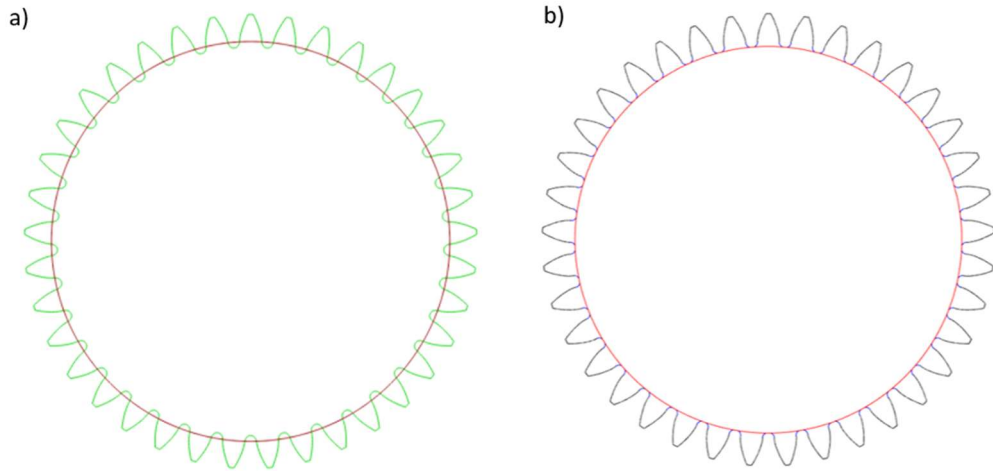
Şekil 4.23 : Çizelge 4.5’te belirtilen 2 numaralı YKO dişli çiftinin pinyon dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

YKO-2 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu üst üste çizdirilerek Şekil 4.24'te gösterilmektedir.



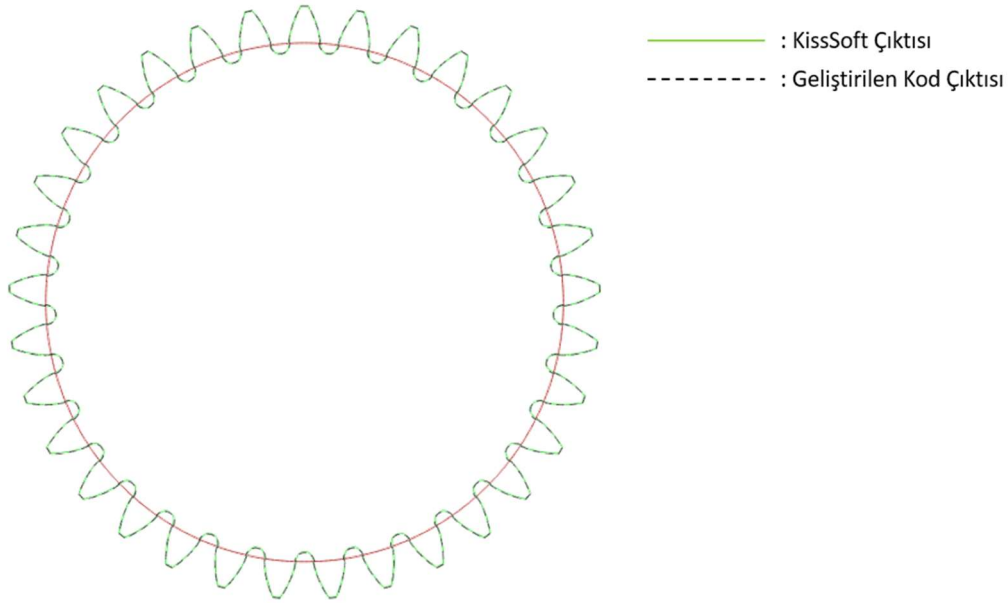
Şekil 4.24 : Şekil 4.23'te belirtilen pinyon dişlilerinin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Mavi çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

YKO-2 dişli çiftinin büyük dişlisinin iki boyutlu geometrisi hem KissSoft yazılımı hem de geliştirilen Matlab kodu ile elde edilip Şekil 4.25'de karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.25 : Çizelge 4.5'te belirtilen 2 numaralı YKO dişli çiftinin dişlilerinin geometrik çıktısının (a) KissSoft (b) Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilmesi.

YKO-2 dişli çiftine ait pinyon dişlisinin geometrisi KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu ile üst üste çizdirilerek Şekil 4.26’da gösterilmektedir.



Şekil 4.26 : Şekil 4.25’te belirtilen dişlilerin üst üste gösterilerek karşılaştırılması. Yeşil çizgi ile gösterilen geometri KissSoft yazılımı ile elde edilen çıktıyı, kesikli siyah çizgi ile gösterilen geometri ise geliştirilen Matlab kodunun çıktısını belirtmektedir.

Çizelge 4.6 ve Çizelge 4.7’de, sırasıyla, KissSoft yazılımı ve geliştirilen Matlab kodu ile elde edilen geometrilerin temel parametrik değerleri sunulmuştur. Çizelge 4.6 ve Çizelge 4.7’deki sonuçların arasındaki farklar Çizelge 4.8’de yüzdesel olarak gösterilmektedir. Çizelge 4.8’de yer alan değerlere göre, temel dairesi çapı, uç çapı, kök çapı, taksimat dairesindeki diş kalınlığı ve uç diş kalınlıkları arasındaki farklar %0.04’ün altındadır. YKO dişlileri için elde edilen geometrik çıktıların KissSoft yazılımı ile benzerliği ve parametrik farkların %0.04’ten düşük olması nedeniyle, geliştirilen kodun YKO dişli çiftleri için yeterli geometrik çıktılar sağladığı görülmüştür.

Çizelge 4.6 : Çizelge 4.5’te verilen YKO düz dişli çiftlerinin KissSoft yazılımı ile elde edilen geometrik çıktıları.

| Eşlenik dişli               | 1      |        | 2      |        |
|-----------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Dişli tipi                  | Pinyon | Dişli  | Pinyon | Dişli  |
| Temel dairesi çapı (mm)     | 47.318 | 62.460 | 65.768 | 83.911 |
| Uç çapı (mm)                | 55.280 | 71.280 | 76.080 | 95.280 |
| Kök çapı (mm)               | 44.080 | 60.080 | 62.304 | 81.504 |
| Taksimat diş kalınlığı (mm) | 1.5708 | 1.5708 | 1.5708 | 1.5708 |
| Uç diş kalınlığı (mm)       | 0.807  | 0.918  | 0.935  | 1.047  |

Çizelge 4.7 : Çizelge 4.5’te verilen YKO düz dişli çiftlerinin geliştirilen Matlab kodu ile elde edilen geometrik çıktıları.

| Eşlenik dişli               | 1       |         | 2       |         |
|-----------------------------|---------|---------|---------|---------|
| Dişli tipi                  | Pinyon  | Dişli   | Pinyon  | Dişli   |
| Temel dairesi çapı (mm)     | 47.3184 | 62.4603 | 65.7684 | 83.9115 |
| Uç çapı (mm)                | 55.280  | 71.280  | 76.08   | 95.280  |
| Kök çapı (mm)               | 44.08   | 60.08   | 62.3040 | 81.5040 |
| Taksimat diş kalınlığı (mm) | 1.5708  | 1.5708  | 1.5708  | 1.5708  |
| Uç diş kalınlığı (mm)       | 0.8067  | 0.9182  | 0.9351  | 1.0468  |

Çizelge 4.8 : Çizelge 4.5’te verilen düz dişli çiftleri için elde edilen Matlab kodu çıktıları ve KissSoft yazılımı çıktıları arasındaki yüzdelik farklar.

| Eşlenik dişli          | 1        |          | 2        |          |
|------------------------|----------|----------|----------|----------|
| Dişli tipi             | Pinyon   | Dişli    | Pinyon   | Dişli    |
| Temel dairesi çapı     | 0.000845 | 0.00048  | 0.00061  | 0.00060  |
| Uç çapı                | 0        | 0        | 0        | 0        |
| Kök çapı               | 0        | 0        | 0        | 0        |
| Taksimat diş kalınlığı | 0        | 0        | 0        | 0        |
| Uç diş kalınlığı       | 0.037175 | 0.021786 | 0.010695 | 0.019102 |

#### 4.3 Dişli Çiftlerinin SKO’dan YKO’ya Çevrilmesi Ve Ticari Yazılım ile Doğrulanması

Bu bölümde, Çizelge 4.1’de verilen düz dişli çiftlerinin geliştirilen Matlab kodu kullanılarak YKO dişli çiftlerine çevrilmesi hakkında bilgi verilmektedir. Geliştirilen

Matlab kodu, kullanıcıdan gelen girdilere göre SKO bir dişli çiftini YKO dişli çiftine dönüştürebilmektedir. Bunun için, kullanıcı ilk olarak SKO dişli çiftinin standart involüt profiline ait parametrik bilgileri girmektedir. Sonrasında ise YKO dişli çiftine çevirmek için parametrik sınırları belirtmektedir. Diğer deyişle, YKO dişli profiline çevrilirken dişlinin diş üstü çapı katsayısı, diş dibi çapı katsayısı ve basınç açısının hangi aralıklarda istendiğini girdi olarak vermektedir. Belirtilen SKO profili ve istenen YKO parametrik aralıkları belirtildikten sonra, geliştirilen Matlab kodu kullanılarak girişim olmayan tüm geometrik opsiyonlar elde edilebilmektedir. Eğer bir SKO dişli çiftini, girilen YKO parametrik aralıklarında YKO dişli çiftine dönüştürmek mümkün değilse, elde edilen sonuç sayısı 0 olmaktadır. Elde edilen sonuç sayısının 0 olması, tüm durumlarda girişim yaşandığını ve verilen SKO dişli çiftinin istenen aralıklarda YKO dişli çiftine dönüştürülemeyeceğini belirtmektedir.

Çizelge 4.1’de verilen 3 farklı SKO dişli çiftinin YKO dişli çiftine çevrilmesi için farklı parametrik aralıklar denenmiştir. Çizelge 4.9’da, SKO 1 dişli setini YKO dişli setine çevirmek için denen 4 farklı senaryo sunulmuştur.

SKO dişli setlerini YKO dişli setlerine çevirmek için, kullanıcı tarafından addendum aralığı, addendum interimi, dedendum aralığı, dedendum interimi, basınç açısı aralığı, basınç açısı interimi için değerler girilmektedir. SKO 1 için girilen tüm senaryolara ait değer aralıkları Çizelge 4.9’da sunulmuştur. İnterim değerleri, ilgili parametrenin alt ve üst limitleri arasındaki adimsal ilerleme değerini belirtmektedir.

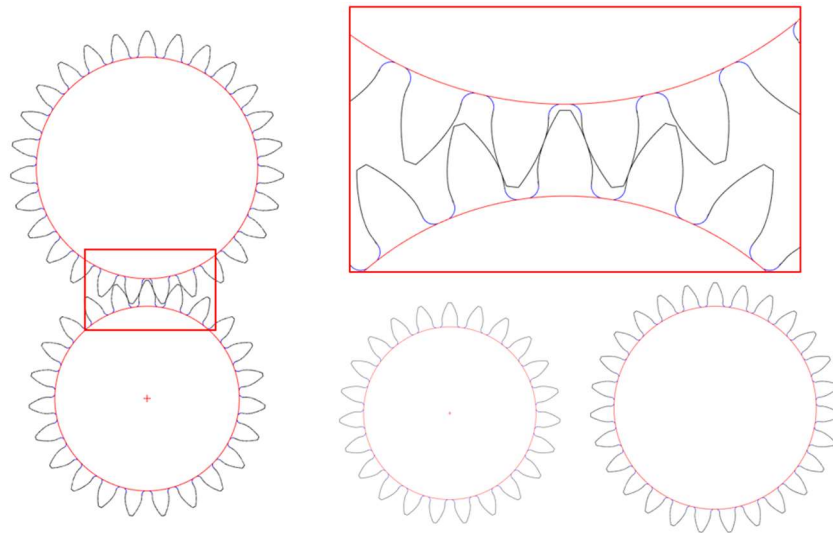
İlk senaryoda, addendum ve dedendum aralıkları 1-1.6 ile 1-1.8 olarak kabul edilip, basınç açısı standart dişlilerdeki gibi alınmıştır. SKO 1 dişli çifti için, ilk senaryonun sonucunda 5 adet YKO dişli çifti sonucu elde edilmektedir. İkinci senaryoda, addendum ve dedendum katsayıları standart dişlide kullanılan katsayılar ile aynıdır ve sadece basınç açısı YKO dişli formu elde etmek için farklılaştırılmıştır. Bu senaryoda, sonuç olarak YKO dişli çifti geometrisine sahip 9 çift elde edilmektedir. Üçüncü senaryoda ise hem addendum hem de basınç açısı YKO katsayılarına daha uygun olarak seçilmiştir ve 83 adet sonuç elde edilmiştir. Son senaryoda (Senaryo 4) ise tüm değerler YKO katsayıları ile analiz edilmekte ve aynı zamanda interim değeri daha düşük seçilmektedir. Bu durumda ise toplam 606 adet YKO formu elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara ait örnek dişli profilleri Şekil 4.27 ile Şekil 4.30 arasında gösterilmektedir. Fazla sayıda YKO alternatifi ortaya çıktığı için, tüm geometrik

sonuçları göstermek yerine her bir senaryo için örnek bir geometrik YKO alternatifi gösterilmiştir.

Çizelge 4.9 : Çizelge 4.1’de verilen SKO dişli çiftlerini YKO formuna çevirmek için denenen 4 farklı senaryoya ait parametrik değerler ve aralıklar.

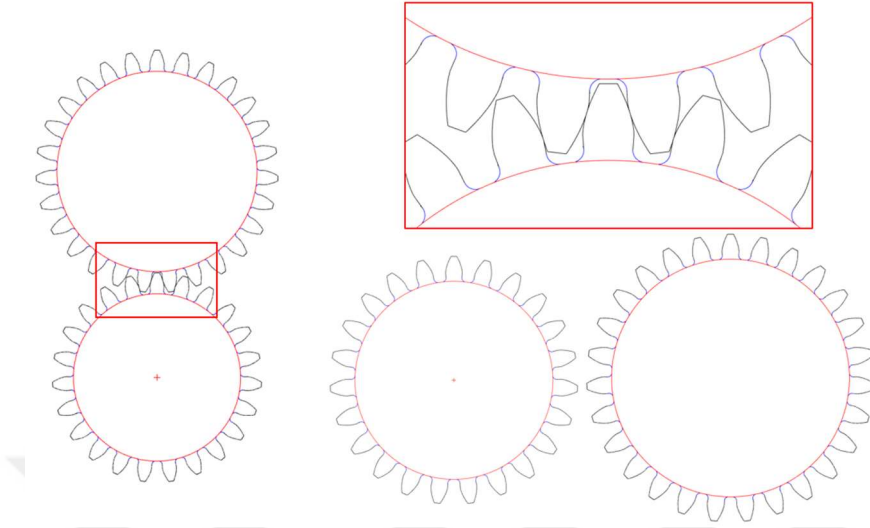
|                                   | Senaryo 1 | Senaryo 2 | Senaryo 3     | Senaryo 4     |
|-----------------------------------|-----------|-----------|---------------|---------------|
| <b>Addendum aralık</b>            | 1.0-1.6   | 1.0-1.25  | 1.0-1.6       | 1.0-1.6       |
| <b>Addendum interim</b>           | 0.1       | 0.1       | 0.1           | 0.05          |
| <b>Dedendum aralık</b>            | 1.0-1.8   | 1.25-1.5  | 1.0-1.8       | 1.0-1.8       |
| <b>Dedendum interim</b>           | 0.1       | 0.1       | 0.1           | 0.05          |
| <b>Basınç açısı aralık</b>        | 20.0-22.5 | 16-24     | 16-24         | 16-24         |
| <b>Basınç açısı interim</b>       | 0.5       | 0.5       | 0.5           | 0.25          |
| <b>Diş üstü kalınlığı aralığı</b> | 0         | 0         | 1.0428-1.2122 | 0.9783-1.4128 |

SKO 1 dişli seti için Çizelge 4.9’daki senaryolar incelendiğinde, tüm senaryolar için YKO opsiyonlarının oluştuğu görülmektedir. Geliştirilen Matlab kodu, girilen değerlere göre tüm YKO dişli çifti olasılıklarını ortaya koymaktadır. Senaryolardaki parametrelerin aralıkları genişletildiğinde ve interim değerleri azaltıldığında daha fazla YKO dişli çifti alternatifinin oluştuğu görülmektedir.



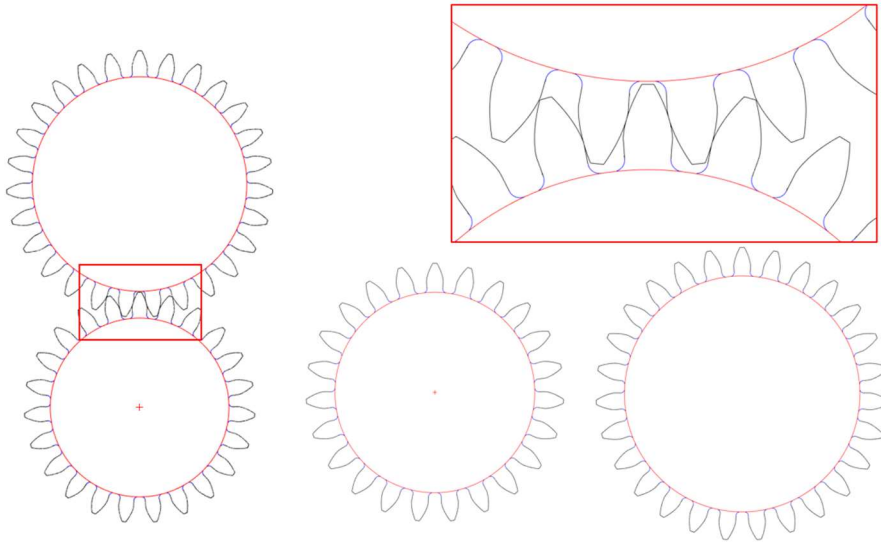
Şekil 4.27 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 1 durumunda, SKO 1 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (2 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.

Senaryo 2 durumunda, SKO-1 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi Şekil 4.28'de sunulmaktadır.



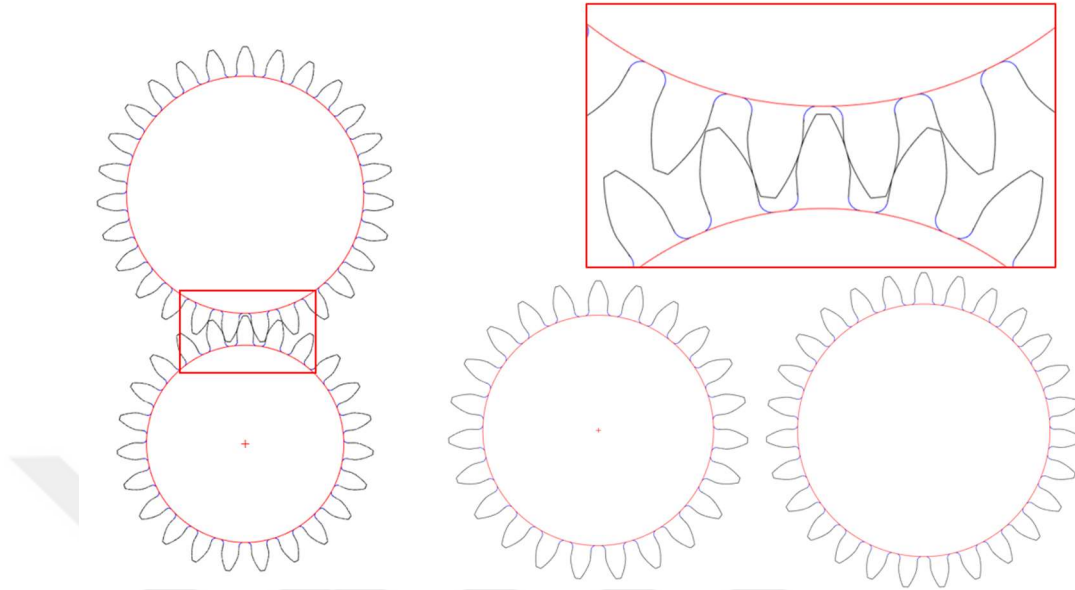
Şekil 4.28 : Çizelge 4.9'da belirtilen Senaryo 2 durumunda, SKO 1 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (6 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.

Senaryo 3 durumunda, SKO-1 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi Şekil 4.29'da sunulmaktadır.



Şekil 4.29 : Çizelge 4.9'da belirtilen Senaryo 3 durumunda, SKO 1 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (64 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.

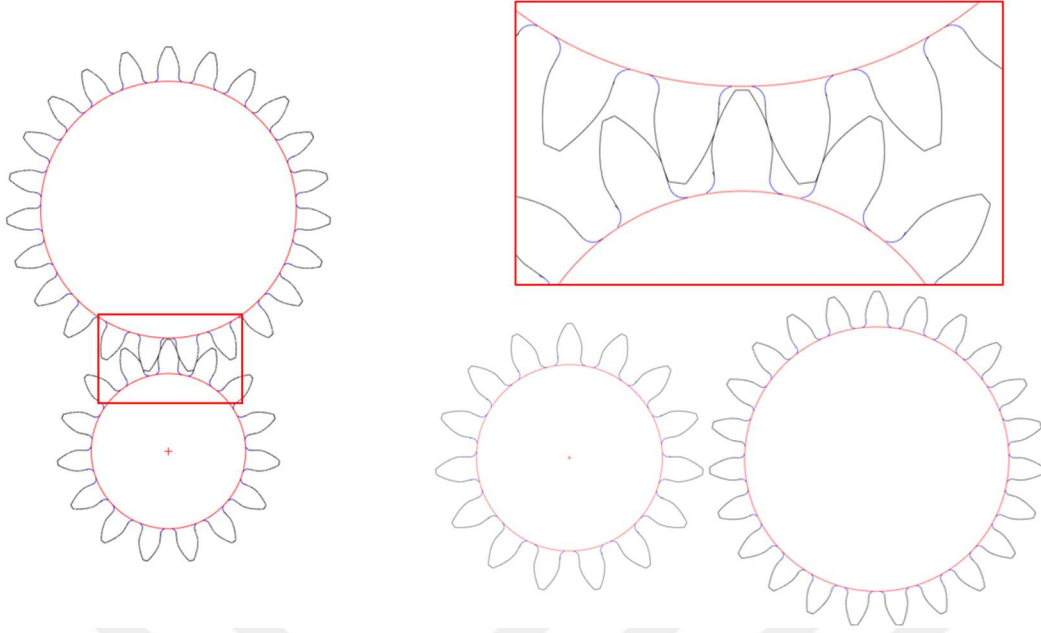
Senaryo 4 durumunda, SKO-1 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi Şekil 4.30'da sunulmaktadır.



Şekil 4.30 : Çizelge 4.9'da belirtilen Senaryo 4 durumunda, SKO 1 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (447 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.

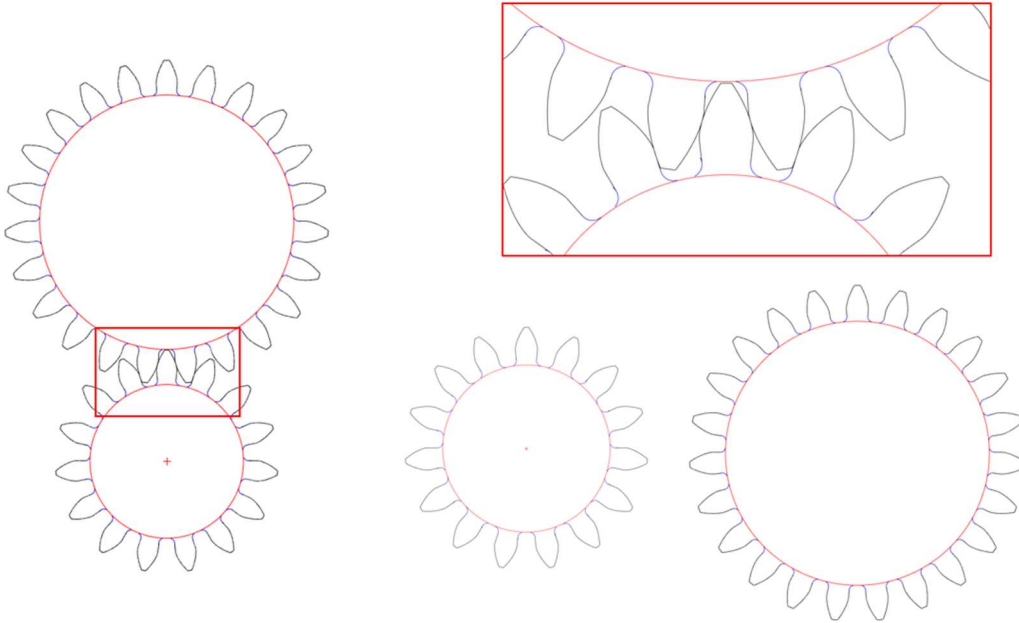
SKO 1 dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için yapılan analizlerin benzeri Çizelge 4.1'de yer alan SKO 2 ve SKO 3 dişli çiftleri için de yapılmıştır. SKO 2 dişli çifti için gerçekleştirilen YKO dönüşümünde de yine SKO 1 dişli çifti için kullanılan ve Çizelge 4.9'da belirtilen senaryolar kullanılmıştır.

SKO 2 dişli çifti için ilk iki senaryoda sonuç olarak hiçbir değer elde edilememektedir. Ancak, 3. senaryoda 20 adet sonuç elde edildiği görülmüştür. Bu durum, sadece addendum, dedendum katsayısı veya basınç açısı ayrı ayrı YKO aralıkları ile farklılaştırılarak YKO dişli geometrisine ulaşamadığını göstermektedir. YKO dişli geometrisi elde edebilmek için, bu üç değer de aynı anda YKO aralıklarına uygun seçilmesi gerekmektedir. Son senaryoda addendum, dedendum ve basınç açısı değerleri YKO aralıklarına uygun seçildiğinde (Senaryo 4) 99 adet sonuç elde edilmektedir. SKO2 dişli çiftini YKO formuna çevirmek için elde edilen sonuçlara ait örnek dişli profilleri Şekil 4.31 ve Şekil 4.32'de gösterilmektedir.



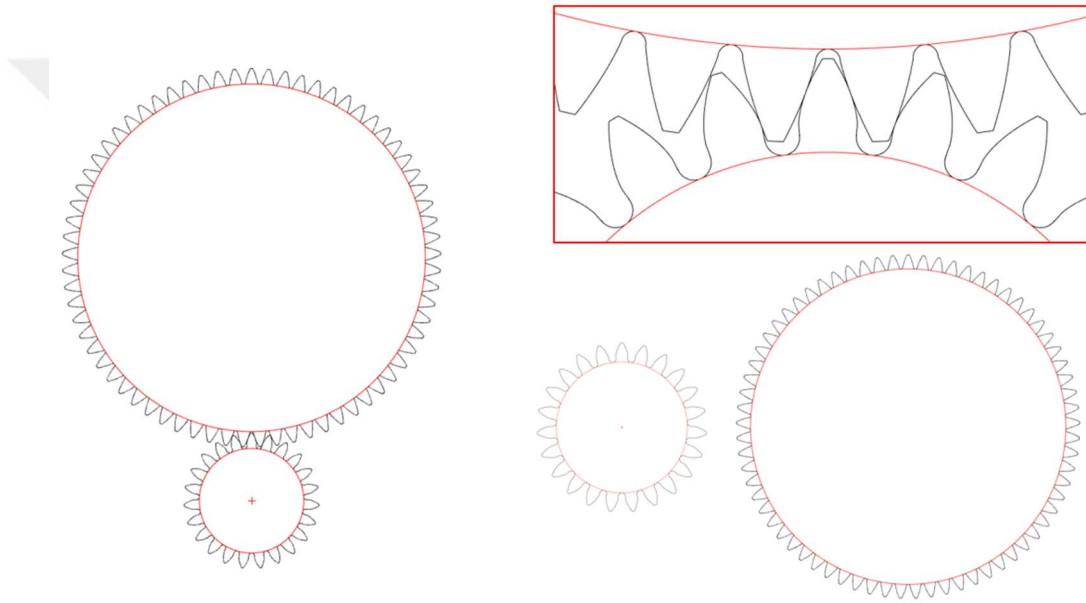
Şekil 4.31 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 3 durumunda, SKO 2 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (4 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.

Senaryo 4 durumunda, SKO-2 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi Şekil 4.32’de gösterilmektedir.



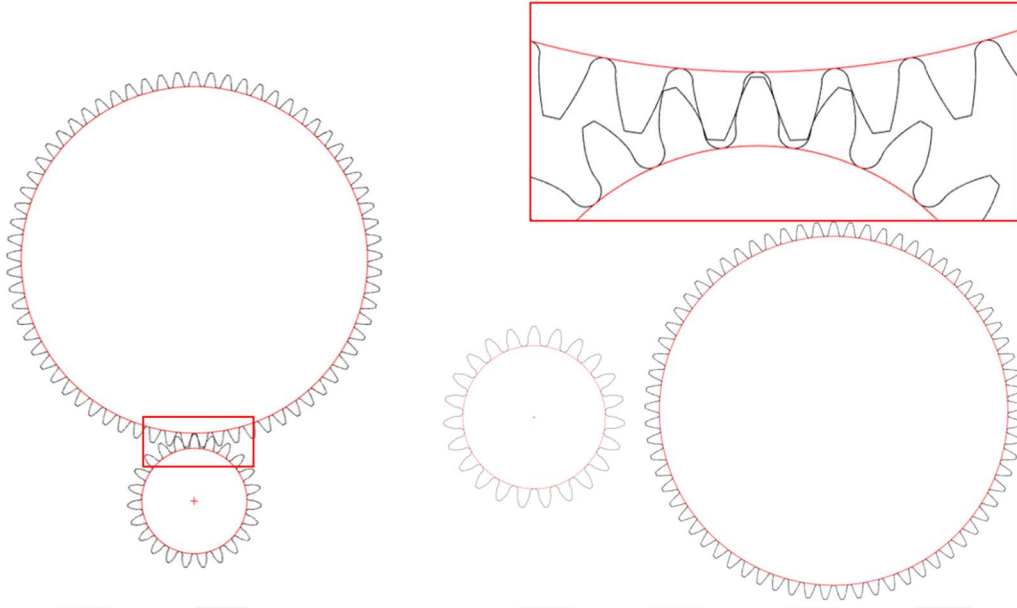
Şekil 4.32 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 4 durumunda, SKO 2 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (83 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.

Son olarak, SKO-3 dişli çifti için gerçekleştirilen YKO dönüşüm çalışmasında Çizelge 4.9'da belirtilen Senaryo 1, Senaryo 2, Senaryo 3 ve Senaryo 4 için elde edilen sonuçların sayısı sırasıyla 15, 33, 144 ve 1129 olarak bulunmuştur. Sonuç sayılarının diğer iki SKO dişli çiftine nazaran daha fazla olmasının temel sebebi diş sayısı ve modül değeridir. Modül değeri arttıkça, basınç açısındaki azalmaya bağlı diş üstü kalınlığı düşüşü tolere edilebilmektedir. SKO 3 dişli çifti için elde edilen sonuçlara ait örnek dişli profilleri Şekil 4.33 ile Şekil 4.36 arasında gösterilmektedir. Çizelge 4.10'de belirtilen SKO 1, SKO 2 ve SKO 3 dişli çiftlerini, Çizelge 4.11'da verilen 4 farklı senaryo ile YKO formuna çevirme çalışmalarında elde edilen sonuç sayıları Çizelge 'da sunulmuştur.



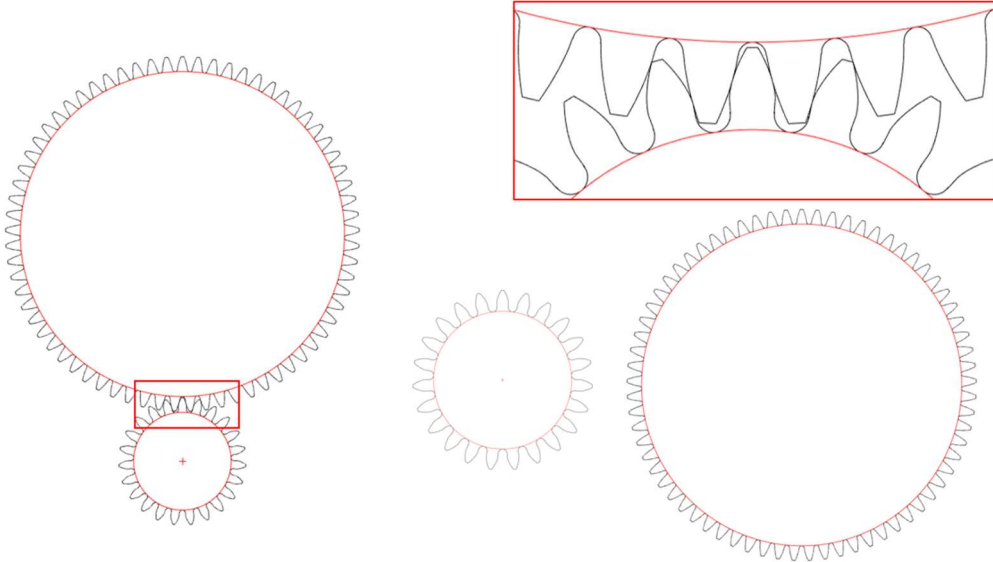
Şekil 4.33 : Çizelge 4.9'da belirtilen Senaryo 1 durumunda, SKO 3 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (8 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.

Senaryo 2 durumunda, SKO-3 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi Şekil 4.34'te gösterilmektedir.



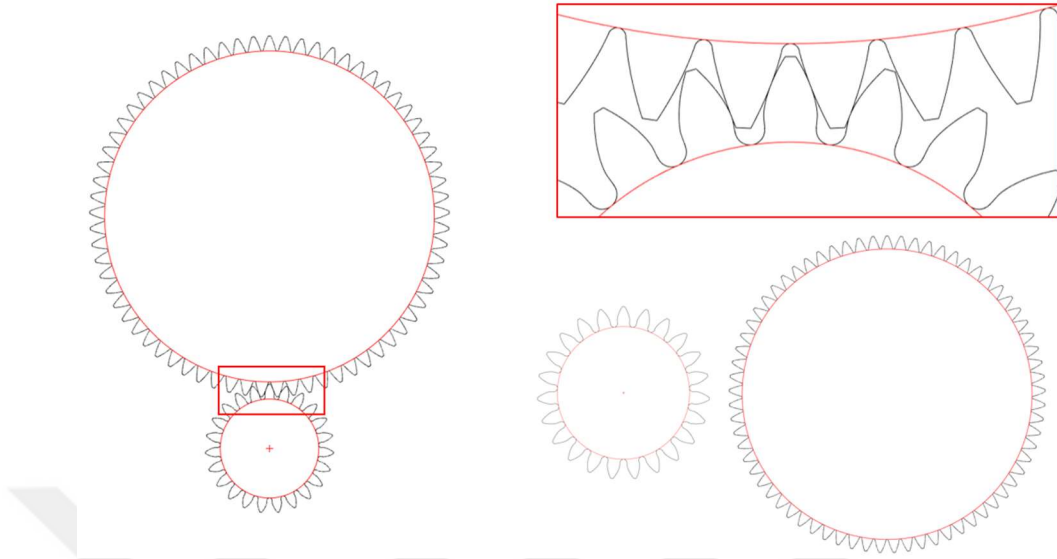
Şekil 4.34 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 2 durumunda, SKO 3 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (24 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.

Senaryo 3 durumunda, SKO-3 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi Şekil 4.35’te gösterilmektedir.



Şekil 4.35 : Çizelge 4.9’da belirtilen Senaryo 3 durumunda, SKO 3 dişli çiftinden YKO’ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (130 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen ise temas alanının yakından görünümüdür.

Senaryo 4 durumunda, SKO-3 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi Şekil 4.36'da sunulmaktadır.



Şekil 4.36 : Çizelge 4.9'da belirtilen Senaryo 4 durumunda, SKO 3 dişli çiftinden YKO'ya çevrilmiş dişli çiftinin eşlenik, pinyon ve dişli gösterimi (632 numaralı sonuç). Solda yer alan görsel eşlenik durumu göstermektedir. Sağ altta, pinyon ve dişli bağımsız olarak gösterilmiştir. Kırmızı dörtgen temas alanının yakından görünümüdür.

Çizelge 4.10 : Çizelge 4.1'de verilen SKO düz dişli çiftleri için Çizelge 4.9'da belirtilen 4 farklı senaryo kullanılarak elde edilen YKO dişli çifti alternatiflerinin sayıları.

|                   | Senaryo 1 | Senaryo 2 | Senaryo 3 | Senaryo 4 |
|-------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| SKO 1 dişli çifti | 5         | 9         | 83        | 606       |
| SKO 2 dişli çifti | 0         | 0         | 20        | 99        |
| SKO 3 dişli çifti | 15        | 33        | 144       | 1129      |

#### 4.4 Örnek Bir SKO Dişli Çiftini YKO Dişli Çiftine Çevirmek İçin Parametrik Sınır Değerlerinin Belirlenmesi

Bu bölümde, endüstride yaygın olarak kullanılan standart düz dişli çiftlerinden bir tanesinin geometri ve profil değerleri baz alınarak geliştirilen YKO dönüşümünün sınır değerleri irdelenmektedir. Bu aşamada kullanılacak standart dişliye ait geometrik bilgiler Çizelge 4.11'de belirtilmektedir.

Çizelge 4.11 : YKO dönüşümü sınır değerlerini belirlemek için kullanılacak olan dişli çiftine ait geometrik bilgiler.

| <b>Dişli tipi</b>                  | <b>Pinyon</b> | <b>Dişli</b> |
|------------------------------------|---------------|--------------|
| <b>Diş sayısı</b>                  | 19            | 39           |
| <b>Modül (mm)</b>                  | 2             | 2            |
| <b>Basınç açısı (derece)</b>       | 20            | 20           |
| <b>Boşluk (İng. Backlash) (mm)</b> | 0             | 0            |
| <b>Profil kaydırma (mm)</b>        | 0             | 0            |
| <b>Temel dairesi çapı (mm)</b>     | 35.7083       | 73.2960      |
| <b>Kök yarıçapı (mm)</b>           | 1.19          | 0.95         |
| <b>Taksimat diş kalınlığı (mm)</b> | 3.1416        | 3.1416       |

#### 4.4.1. Basınç açısı kriteri

Basınç açısı aralığı 16 ile 25 derece arasında iken 0.5 derecelik aralıklar kullanılarak kavrama oranı, uç-kök girişimi, diş üstü kalınlığı ve alttan kesme kriterlerine göre uygun geometriye sahip dişli çiftlerini elde etmek için geliştirilen Matlab kodu kullanılmıştır. Çizelge 4.11’de geometrik değerleri verilen standart düz dişli çifti için basınç açısı 16 ile 25 derece arasındayken YKO dönüşümü için sonuç elde edilememiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.12’de belirtilmiştir. Çizelge 4.12’de belirtilen SKO dişli çiftinden YKO dişli çifti elde edebilmek için basınç açısının en fazla 13.03 derece olması gerektiği görülmüştür.

Çizelge 4.12 : Çizelge 4.11’de geometrik bilgileri verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için gerekli olan basınç açısı sınır değerleri.

| <b>Geometri Bilgileri</b>           |                                                                             |
|-------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|
| <b>Addendum değeri</b>              | 1.25                                                                        |
| <b>Dedendum değeri</b>              | 1.0                                                                         |
| <b>Taranan basınç açısı aralığı</b> | 16-25                                                                       |
| <b>Basınç açısı adımı (interim)</b> | 0.5                                                                         |
| <b>Uygun basınç açısı aralığı</b>   | Sonuç yok (Sadece 13.00-13.03 derece arasında sonuç elde edilebilmektedir.) |

#### 4.4.2. Addendum ve dedendum katsayısı kriteri

Geliştirilen Matlab kodu ile Çizelge 4.11’de verilen dişli geometrisini YKO dişli çiftine dönüştürmek adına addendum ve dedendum katsayıları açısından sınır değerlerinin bulabilmek için analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucuna göre YKO dişli formu elde için gerekli olan sınır değerleri Çizelge 4.13’te sunulmuştur. Bu sonuçlara göre, Çizelge 4.13’te verilen SKO dişli setinin YKO dişli setine çevrilebilmesi için addendum değeri 1.28 olmalı, dedendum değeri ise 1.29-1.32 aralığında olmalıdır.

Çizelge 4.13 : Çizelge 4.11’de geometrik bilgileri verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için gerekli olan addendum ve dedendum sınır değerleri.

| Geometri Bilgileri       |           |
|--------------------------|-----------|
| Basınç açısı aralığı     | 20.0-22.5 |
| Taranan addendum aralığı | 1.0-1.8   |
| Addendum interim         | 0.01      |
| Taranan dedendum aralığı | 1.25-1.8  |
| Dedendum adımı (interim) | 0.01      |
| Uygun addendum aralığı   | 1.28      |
| Uygun dedendum aralığı   | 1.29-1.32 |

#### 4.4.3. Boyut (modül) kriteri

Modül, dişli için taksimat dairesinin diş sayısına oranını belirtmektedir. Diş sayısını sabit tutarak modül artırılırsa dişin çapı artmaktadır. Modül azaldıkça, Çizelge 4.11’de verilen geometrik değerler sabit tutulduğunda diş üstü kalınlığı azalmaktadır. Bu durum, sertleştirilen dişliler için sertleştirilme derinliklerinin çarpışması anlamına gelmektedir. Dişli modülünün düşürülmesini kısıtlayan en önemli kriterlerden bir tanesi de bu durumdur. Çizelge 4.11’de geometrik özellikleri verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için farklı modül değerleri denenerek analizler yapılmıştır. Modül değeri 1 ile 3 arasında 0.01 mm aralıklarla tarandığında, Çizelge 4.14’te gösterildiği üzere, YKO dönüşümü için modül değerinin 2.55-2.56 arasında olması gerektiği görülmüştür.

Çizelge 4.14 : Çizelge 4.11’de geometrik bilgileri verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için gerekli olan modül sınır değerleri.

| <b>Geometri Bilgileri</b>           |           |
|-------------------------------------|-----------|
| <b>Addendum değeri</b>              | 1.25      |
| <b>Dedendum değeri</b>              | 1.0       |
| <b>Basınç açısı aralığı</b>         | 20.0-22.5 |
| <b>Basınç açısı adımı (interim)</b> | 0.1       |
| <b>Taranan modül aralığı</b>        | 1.0-3.0   |
| <b>Modül ilerleme adımı (mm)</b>    | 0.01      |
| <b>Uygun modül aralığı</b>          | 2.55-2.56 |

#### 4.4.4. Kök yarıçapı kriteri

Diş kök yarıçapı değeri teorik olarak kavrama oranını etkilememektedir. Ancak dişli kök formunun oluşmasında doğrudan rol oynamaktadır. Dişli kök form çapının kontak yüzeyini aşmaması ve komşu olan iki kök yarıçaplarının girişmemesi, bu değerin alt ve üst sınır değerlerinin belirlenmesini sağlamaktadır. Gerçekleştirilen denemeler sonucunda Çizelge 4.15’te gösterildiği üzere, Çizelge 4.11’de verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirebilmek için, kök yarıçapı değerinin 1.18-1.22 aralığında olması gerektiği görülmüştür.

Çizelge 4.15 : Çizelge 4.11’de geometrik bilgileri verilen SKO dişli çiftini YKO dişli çiftine çevirmek için gerekli olan kök yarıçapı sınır değerleri.

| <b>Geometri Bilgileri</b>           |           |
|-------------------------------------|-----------|
| <b>Adendum değeri</b>               | 1.25      |
| <b>Dedendum değeri</b>              | 1.0       |
| <b>Basınç açısı aralığı</b>         | 20.0-22.5 |
| <b>Basınç açısı adımı (interim)</b> | 0.1       |
| <b>Taranan kök yarıçapı aralığı</b> | 1.1-2.4   |
| <b>Kök yarıçapı adımı (mm)</b>      | 0.01      |
| <b>Uygun kök yarıçapı aralığı</b>   | 1.18-1.22 |

## 5. YKO DIŞLİLERİNİN YÜK TAŞIMA KAPASİTELERİNİN BELİRLENMESİ

YKO dişlilerinin çalışması esnasında en az iki adet diş çifti kavramayı sağlamaktadır. Temasta olan iki veya üç diş çiftinin, aktarılan yükün ne kadarını taşıdığı diş dibi geriliminin hesaplanmasında kullanılmaktadır. Aktarılan yükün dişlere olan dağılımı dişlerin sertlik değerlerine bağlı olarak değişmektedir. Diş sertliği hesaplanırken dişin eksenel sıkışma, eğilme, kesme ve Hertz kontak sertlik değerleri hesaplandıktan sonra eşdeğer sertlik değeri elde edilmektedir. Yük dağılımı hesabını doğrusal olarak gerçekleştirmek için aşağıda belirtilen bazı varsayımlar uygulanmaktadır [22].

- Her bir dişli çifti kontağı için dişlerin eğilme miktarı eşittir.
- Dişli çiftleri kontakta iken dişler üzerine gelen yüklerin toplamı aktarılan yüke eşittir.
- Temas gerilmesi hesaplanırken sürtünme katsayısı sabit kabul edilmektedir.

### 5.1 YKO Dişli Çiftlerinde Diş Dibi Gerilimlerinin Hesaplanması

Kontak gerilmesi hesabı, dişli geometrisi, dişli malzemesi ve dişli üzerine gelen yük kullanılarak gerçekleştirilir. YKO dişli çiftlerinde yük dağılımını hesaplamak için dişlerdeki kritik kesimin kalınlık ve derinlik değerlerini hesaplamak gerekmektedir. Bu değerlerin hesaplanma yöntemi, Şekil 5.1’de gösterilmektedir. Hesaplamalarda, diş üzerine gelen yükün etki ettiği çap, o noktadaki involüt açısı, dişlinin temel dairesi çapı, diş kalınlığı, kesici ucun basınç açısı ve diş sayısı bilgileri kullanılmaktadır. Aşağıda yer alan Eşitlik (5.1) ve Eşitlik (5.2)’de sırasıyla pinyon ve dişli için yük etkime açısına ait denklemler gösterilmektedir [24].

$$\phi_{LP} = \frac{\sqrt{d_x^2 - d_b^2}}{d_b} - \left( \frac{t_p^m}{d_s} + \text{inv}\phi^c \right) \quad (5.1)$$

$$\phi_{LG} = \frac{\sqrt{D_x^2 - D_b^2}}{D_b} - \left( \frac{t_G^m}{D_s} + inv\phi^c \right) \quad (5.2)$$

Yük etkime açısı hesaplandıktan sonra diş dibi gerilimini hesaplamak için geometri faktörünün elde edilmesi gerekmektedir. Geometrik faktör, dişli formuna yani dişin yüksekliği, kalınlığı, eğrilik yarıçapı ve kök yarıçapına bağlıdır ve diş form faktörünün, gerilme doğrulama faktörüne oranı olarak tanımlanmaktadır. AGMA standardında SKO düz dişliler ve helis dişliler için diş form faktörünün nasıl hesaplanacağına dair yönlendirmeler mevcuttur [3]. Ancak, YKO dişlilerinin diş yapısının SKO dişlilerinden farklı olmasından dolayı hesaplama yöntemleri de farklılık göstermektedir. Örnek bir çalışmada, geometri faktörünün polinom denklemleri ile YKO dişlilerinde nasıl hesaplanacağını gösterilmiştir [24].

Kritik kesimin yüksekliğini ve kalınlığını hesaplamak amacıyla, Lewis parabolünü oluşturan kollardan diş kökü yarıçapına teğet olacak şekilde doğru indirildiğinde oluşan geometrik bağıntılar kullanılmaktadır. Şekil 5.2’de gösterilen Lewis parabolünün vertex noktası (en üst noktası), diş kök yarıçapını birleştiren doğrunun uzunluğu ile dikey eksenle yaptığı açı tanımlandıktan sonra kritik kesimin yüksekliği ve genişliği elde edilebilmektedir. Kritik kesimin yüksekliği ve diş kalınlığının nasıl hesaplandığına dair formüller Eşitlik (5.3) ile Eşitlik (5.12) arasında sunulmuştur.

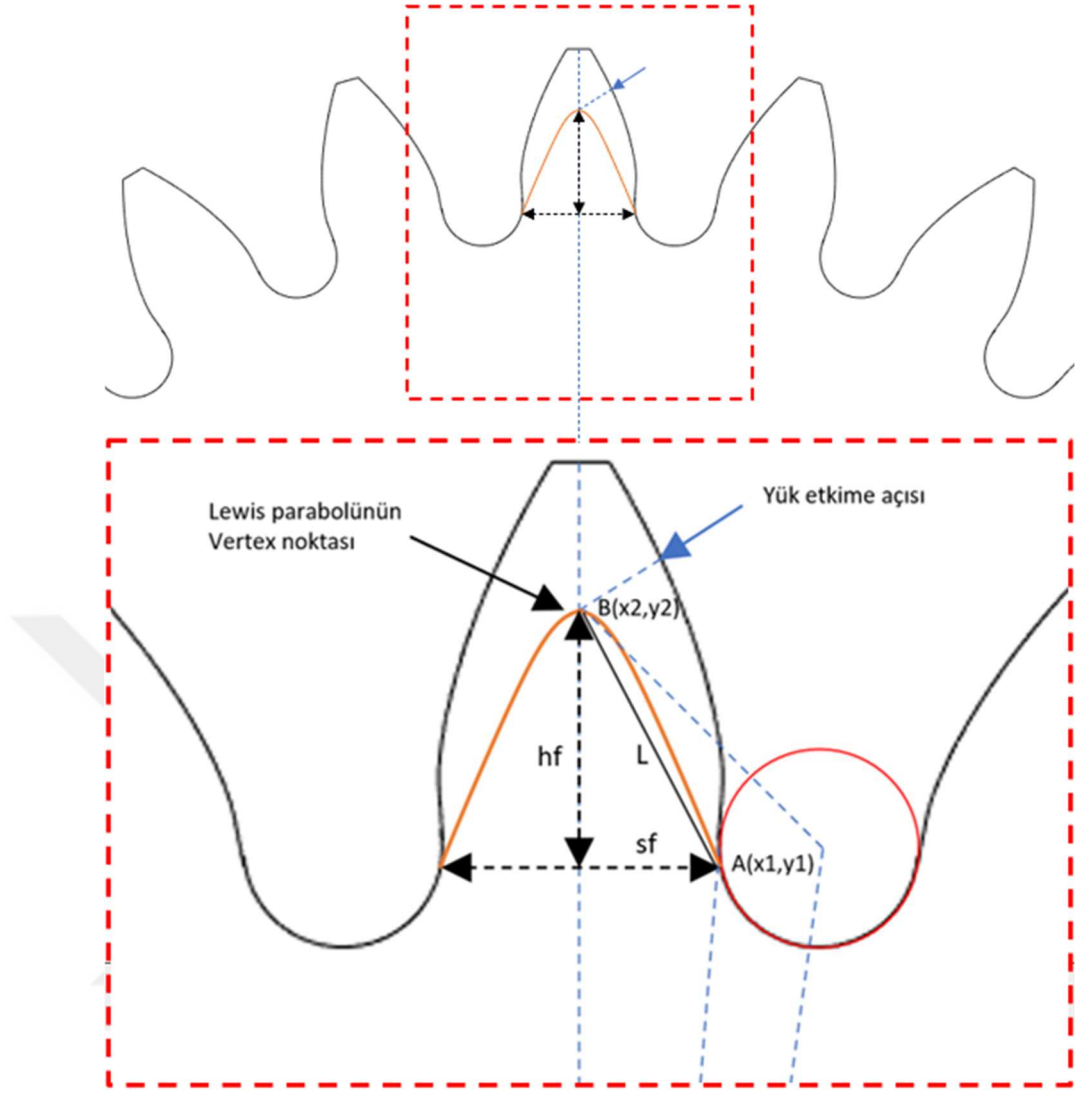
$$xm = R_m \times \sin(\beta + \vartheta) \quad (5.3)$$

$$ym = R_m \times \cos(\beta + \vartheta) \quad (5.4)$$

$$L_2 = \sqrt{(yv - ym)^2 + (xv - xm)^2} \quad (5.5)$$

$$L_b = yv \quad (5.6)$$

$$\alpha = \arccos\left(\frac{L_2^2 + L_b^2 - L_a^2}{2 \times L_2 \times L_b}\right) - \arcsin\left(\frac{r_a}{L_2}\right) \quad (5.8)$$



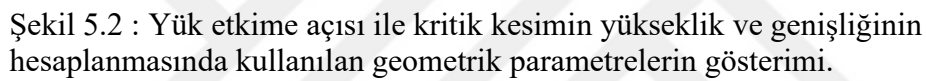
Şekil 5.1 : YKO dişlilerde kritik kesimin yüksekliğinin ve diş kalınlığının belirlenmesi.

$$xt = \sqrt{L_2^2 - r_a^2} \times \sin(a) \quad (5.9)$$

$$yt = L_b - \sqrt{L_2^2 - r_a^2} \times \cos(a) \quad (5.10)$$

$$sf = 2 \times xt \quad (5.11)$$

$$hf = L_b - yt \quad (5.12)$$


$$J = \frac{Y}{K_f} \quad (5.13)$$

$$Y = \frac{1}{\frac{\cos\phi_L (6h_F}{s_F^2} - \frac{\tan\phi_L}{s_F})} \quad (5.14)$$

$$K_f = H + \left(\frac{S_F}{\rho_F}\right)^L \left(\frac{S_F}{h_F}\right)^M \quad (5.15)$$

$$H = 0.331 - 0.436 \times \phi^c \quad (5.16)$$

$$L = 0.324 - 0.492 \times \phi^c \quad (5.17)$$

$$M = 0.261 - 0.545 \times \phi^c \quad (5.18)$$

Çizelge 5.1 : Geometri faktörü hesabında kullanılan formüllerde yer alan parametrelerin tanımları.

| Parametre   | Parametre açıklaması                                                                                   |
|-------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $R_m$       | Diş dibi yarıçapı merkezinin dişli merkezine olan uzaklığı                                             |
| $xm$        | $R_m$ ölçüsünün x eksenindeki koordinatı                                                               |
| $ym$        | $R_m$ ölçüsünün y eksenindeki koordinatı                                                               |
| $xv$        | Lewis parabolünün vertex noktasının x eksenindeki koordinatı                                           |
| $yv$        | Lewis parabolünün vertex noktasının y eksenindeki koordinatı                                           |
| $xt$        | Vertex noktasından geçen uzantının diş dibi yarıçapına teğet geçtiği noktanın x eksenindeki koordinatı |
| $yt$        | Vertex noktasından geçen uzantının diş dibi yarıçapına teğet geçtiği noktanın y eksenindeki koordinatı |
| $sf$        | Kritik kesitteki diş kalınlığı                                                                         |
| $hf$        | Kritik kesitin y eksenindeki koordinatı ile vertex noktası arasındaki uzaklık                          |
| $\phi_{LP}$ | Pinyon yük etkime açısı                                                                                |
| $d_x$       | Pinyon yük etkime çapı                                                                                 |
| $d_b$       | Pinyon temel dairesi çapı                                                                              |
| $t_p^m$     | Pinyon yük etkime çapındaki diş kalınlığı                                                              |
| $d_s$       | Pinyon taksimat dairesi çapı                                                                           |
| $\phi^c$    | Kesici takımın basınç açısı                                                                            |
| $\phi_{LG}$ | Dişli yük etkime açısı                                                                                 |
| $D_x^2$     | Dişli yük etkime çapı                                                                                  |
| $D_b^2$     | Dişli temel dairesi çapı                                                                               |
| $t_G^m$     | Dişli yük etkime çapındaki diş kalınlığı                                                               |
| $D_s$       | Dişli taksimat dairesi çapı                                                                            |
| $\phi_L$    | Yük etkime açısı                                                                                       |
| $h_F$       | Kritik kesimin yüksekliği                                                                              |
| $s_F$       | Kritik kesimin genişliği                                                                               |
| $J$         | Geometri faktörü                                                                                       |
| $Y$         | Diş form faktörü                                                                                       |
| $K_f$       | Gerilme doğrulama faktörü                                                                              |
| $\rho_F$    | Dişli yuvarlanma yarıçapı                                                                              |
| $H, L, M$   | Gerilme doğrulama faktörü hesabında kullanılacak faktörler                                             |

## 5.2 Örnek Bir SKO Dişli Çifti İçin Diş Dibi Geriliminin Hesaplanması ve Doğrulanması

Tez çalışması kapsamında, 4.ünitelerde elde edilen YKO dişli geometrileri diş dibi gerilim hesabına tabi tutulmuştur. En yüksek yük taşıma kapasitesine sahip dişli çifti optimum dişli çifti olarak adlandırılmaktadır. Geliştirilen Matlab kodunun diş dibi gerilim hesabı sonuçları KissSoft yazılımının YKO dişlileri için yük dağılım hesabı yapamamasından dolayı KissSoft yazılımı ile direkt olarak doğrulanamamaktadır. Bu nedenle, geliştirilen Matlab kodunun doğru olarak çalıştığını teyit etmek amacıyla örnek bir SKO dişli çiftinin pinyon dişlisinin diş dibi gerilimi KissSoft yazılımı ile karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Diş dibi geriliminin hesaplanmasında YKO ile SKO arasındaki en önemli fark, diş geometrilerinin ve yüklenme aşamasında diş sertliklerinin farklı olmasıdır. Aşağıda yer alan Eşitlik (5.19) ile Eşitlik (5.29) arasında, Çizelge 4.1’de verilen SKO 1 dişli çifti için diş dibi geriliminin nasıl hesaplandığı gösterilmektedir.

$$R_m = \frac{d_b}{2} + r_a = \frac{61.5}{2} + 2.8 = 33.5 \quad (5.19)$$

$$xm = R_m \times \sin(\alpha_{center}) = 33.5 \times \sin(8.565) = 4.997 \quad (5.20)$$

$$ym = R_m \times \cos(\alpha_{center}) = 33.5 \times \cos(8.565) = 33.176 \quad (5.21)$$

$$L_2 = \sqrt{(yv - ym)^2 + (xv - xm)^2} = \sqrt{(34.4085 - 33.176)^2 + 4.997^2} \\ = 5.1465 \quad (5.22)$$

$$L_b = yv = 34.4085 \quad (5.23)$$

$$L_a = R_m = 33.55 \quad (5.24)$$

$$\begin{aligned}
\alpha &= \arccos\left(\frac{L_2^2 + L_b^2 - L_a^2}{2 \times L_2 \times L_b}\right) - \arcsin\left(\frac{r_a}{L_2}\right) \\
&= \arccos\left(\frac{5.1465^2 + 34.4085^2 - 33.55^2}{2 \times 5.1465 \times 34.4085}\right) - \arcsin\left(\frac{2.8}{5.1465}\right) \quad (5.25) \\
&= 43.181
\end{aligned}$$

$$xt = \sqrt{L_2^2 - r_a^2} \times \sin(a) = \sqrt{5.1465^2 - 2.8^2} \times \sin(43.181) = 2.955 \quad (5.26)$$

$$\begin{aligned}
yt &= L_b - \sqrt{L_2^2 - r_a^2} \times \cos(a) \\
&= 34.4085 - \sqrt{5.1465^2 - 2.8^2} \times \cos(43.181) \quad (5.27) \\
&= 31.2598
\end{aligned}$$

$$sf = 2 \times xt = 2 \times 2.955 = 5.9098 \quad (5.28)$$

$$hf = L_b - yt = 3.1487 \quad (5.29)$$

Kritik kesimin kalınlığı ve yüksekliği hesaplandıktan sonra, yük etkime çapı ve açısının da belirlenmesi gerekmektedir. Yük etkime çapı SKO dişlileri için iki farklı nokta için hesaplanmaktadır. Bunlar, diş üstü çapı ve HPSTC'dir. Tez çalışması kapsamında, en kritik durum olan, yükün tamamının tek diş kontağından gerçekleştiği ve en yüksek çap olan HPSTC'den etki ettiği duruma göre hesaplamalar gerçekleştirilmektedir. HPSTC çapı Şekil 2.8'te gösterilmektedir ve hesaplamak için kullanılan denklemler Eşitlik (5.30) ile Eşitlik (5.34) arasında gösterilmiştir.

$$\begin{aligned}
C_6 &= \left(\frac{d_{base1}}{2} + \frac{d_{base2}}{2}\right) \times \tan(\alpha) \\
&= \left(\frac{63.7477}{2} + \frac{74.8342}{2}\right) \times \tan(22.5) = 28.7013 \quad (5.30)
\end{aligned}$$

$$C_1 = C_6 - \sqrt{\left(\frac{da_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bas}}{2}\right)^2} = 28.7013 - \sqrt{\left(\frac{87}{2}\right)^2 - \left(\frac{74.8342}{2}\right)^2} \quad (5.31)$$

$$= 6.5155$$

$$p_{bt} = \pi \times \frac{d_{base1}}{N1} = \pi \times \frac{63.7477}{23} = 8.7074 \quad (5.32)$$

$$d_{HPSTC} = 2 \times \sqrt{(C_1 + p_{bt})^2 + r_b^2} \quad (5.33)$$

$$= 2 \times \sqrt{(6.5155 + 8.7074)^2 + \left(\frac{63.7477}{2}\right)^2} = 70.6449$$

$$\phi_{LP} = \frac{\sqrt{d_x^2 - d_b^2}}{d_b} - \left(\frac{t_p^m}{d_s} + \text{inv}\phi^c\right) \quad (5.34)$$

$$= \frac{\sqrt{(70.6449)^2 - 63.7477^2}}{63.7477} - \left(\frac{4.0817}{69} + 0.0215\right)$$

$$= 22.7422$$

Diş dibi gerilim hesabında kullanılan diş form faktörü, gerilme doğrulama faktörü ve geometri faktörlerinin elde edilmesine dair örnek hesaplamalar Eşitlik (5.35) ile Eşitlik (5.40) arasında sunulmuştur.

$$Y_{form} = \frac{1}{\left(\frac{\cos(\phi_{LP})}{\cos(\alpha_{op})} - \left(6 \times \frac{hf}{sf^2} - \frac{\tan(\phi_{LP})}{sf}\right)\right)} \quad (5.35)$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{\cos(22.7422)}{\cos(22.5)} - \left(6 \times \frac{3.1487}{5.9098^2} - \frac{\tan(22.7422)}{5.9098}\right)\right)} = 0.7105$$

$$K_f = H + \left(\frac{sf}{ro_f}\right)^L \times \left(\frac{sf}{hf}\right)^M \quad (5.36)$$

$$H = 0.331 - 0.436 \times \alpha = 0.1598 \quad (5.37)$$

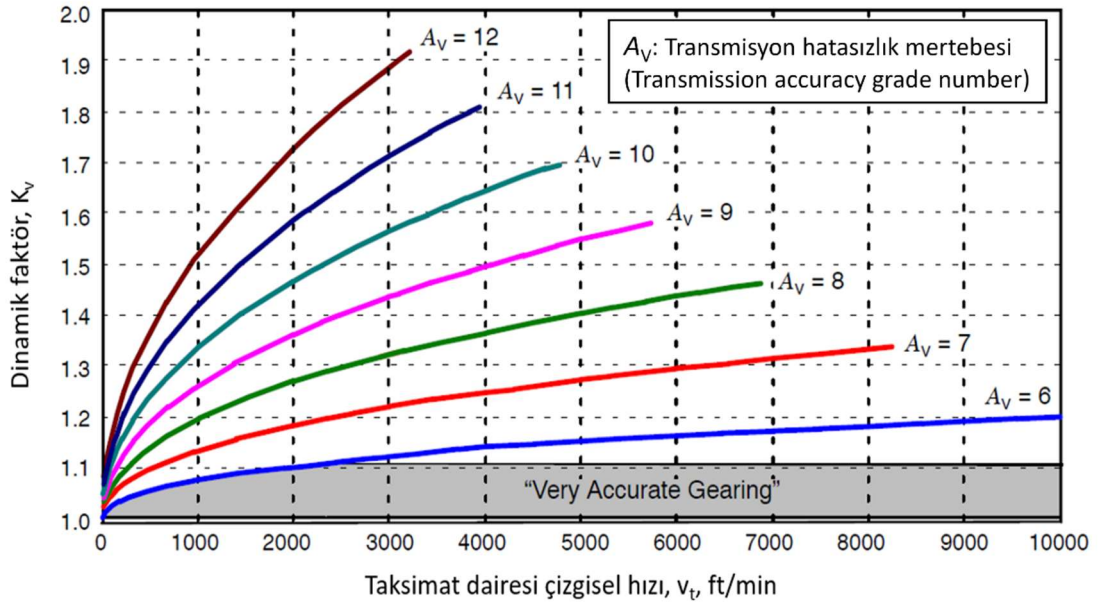
$$L = 0.324 - 0.492 \times \alpha = 0.1308 \quad (5.38)$$

$$M = 0.261 + 0.545 \times \alpha = 0.4750 \quad (5.39)$$

$$K_f = H + \left(\frac{sf}{ro_f}\right)^L \times \left(\frac{sf}{hf}\right)^M \quad (5.40)$$

$$= 0.1598 + \left(\frac{5.9098}{1.32}\right)^{0.1308} \times \left(\frac{5.9098}{3.1487}\right)^{0.4750} = 1.8005$$

Daha önce Eşitlik (2.1)'de belirtildiği üzere diş dibi gerilimi üzerinde geometrik faktörlerin yanı sıra dinamik etkilerin de etkisi vardır ve bu etki dinamik faktör ( $K_v$ ) ile ifade edilmektedir. Dinamik faktör, transmisyon hatasızlık derecesi değerine (İng. transmission accuracy grade number) ve taksimat dairesi çizgisel hızına bağlı olarak değişmektedir ve değişim grafiği Şekil 5.3'te gösterilmektedir. Dinamik faktöre benzer olarak, aşırı yüklenme ve yük dağılım faktörü de diş dibi gerilimini doğrudan etkilemektedir.



Şekil 5.3 : Dinamik faktör grafiği [9].

Çizelge 4.1'de verilen SKO 1 dişli çifti için yukarıda verilen hesaplamalar ile elde edilen geometrik değerler ve faktör sonuçları kullanılarak, dişli üzerine gelen yük

değerine bağlı olarak diş dibi gerilimi hesaplanabilmektedir. Dişli çiftinin aktaracağı toplam gücün 5 kW olduğu durumda, giriş şaft dönüş hızının 100 rpm ile döndüğü durumda aktarılan tork 477.5 Nm olarak, taksimat dairesi çizgisel hızı ise 71.12 ft/min olarak hesaplanmaktadır. Bu durumda tek diş ile aktarılan yük 13839.6 N olarak hesaplanmaktadır. En son adımda, diş dibi geriliminin değeri Eşitlik (5.41) kullanılarak elde edilmiştir.

$$\begin{aligned}\sigma_F &= F_t \times K_O \times K_V \times K_S \times \frac{1}{b \times m_t} \times \frac{K_H \times K_B}{Y_J} \\ &= 13839.6 \times 1.25 \times 1.03 \times 1 \times \frac{1}{73.6 \times 3.0} \times \frac{1.243 \times 1}{0.3946} \quad (5.41) \\ &= 254.204 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}$$

Yukarıda belirtilen değerler ile KissSoft yazılımında aynı dişli çifti modellendiği durumda, yine aynı yükler altında diş dibi gerilimi 242.94 N/mm<sup>2</sup> olarak elde edilmektedir. Geliştirilen Matlab kodu ile KissSoft yazılımının diş dibi gerilim sonuçları kıyaslandığında, aradaki farkın yaklaşık olarak %4.6 olduğu görülmektedir. Geliştirilen Matlab kodu için kullanılan kritik kesim genişlik-yükseklik hesaplama yöntemlerinin farklı olmasından ötürü küçük bir yüzdesel farkın oluştuğu değerlendirilmektedir. Geliştirilen Matlab kodunun sonucu ile KissSoft yazılımının sonucunun arasında %5'den daha küçük bir fark bulunmasından ötürü, geliştirilen Matlab kodunun isabetli bir şekilde diş dibi gerilim hesabı yapabildiği görülmüştür.

### 5.3 YKO Dişli Çiftleri İçin Diş Dibi Gerilim Hesabı ve Yük Açısından En Uygun YKO Dişli Çiftinin Belirlenmesi

Bu kısımda, 4.ünite de SKO dişli geometrisinden YKO dişli geometrisine çevrilmiş dişli çiftleri için diş dibi gerilim değerleri hesaplanmaktadır. En yüksek yük taşıma kapasitesine sahip dişli çifti, optimum YKO dişli çifti olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla, mevcut YKO alternatifleri içinde en düşük diş dibi gerilimine sahip olan geometrik form, optimum YKO dişli seti olarak belirlenmektedir. Hesaplamalarda, boyut ve dişli et kalınlığı faktörlerinin değerleri bir birim olarak alınmaktadır. Elde edilen sonuçlarda, dişli geometrisi, yük etkime açısı ve yük dağılımının etkisi incelenmektedir.

Diş dibi gerilimi dişlileri boyutlandırma açısından önemli rol oynamaktadır. Bu durumun temel sebebi, diş dibi gerilimi olarak nitelendirilen ve hesaplanması için geometrik ve dinamik faktörlerin de kullanıldığı, dişli malzemesi ve ısıl işlem çeşidine bağlı olarak sınır değeri değişen izin verilebilir bir gerilim değerinin dişli tasarımlarında kriter olarak kullanılmasıdır.

AGMA standardında diş dibi gerilim hesabı için kullanılan formül Eşitlik (5.42)'de verilmektedir. Çizelge 5.2'de diş dibi gerilimini hesaplamak için kullanılan parametreler ve açıklamaları sunulmuştur.

$$\sigma_F = F_t \times K_O \times K_V \times K_S \times \frac{1}{b \times m_t} \times \frac{K_H \times K_B}{Y_J} \quad (5.42)$$

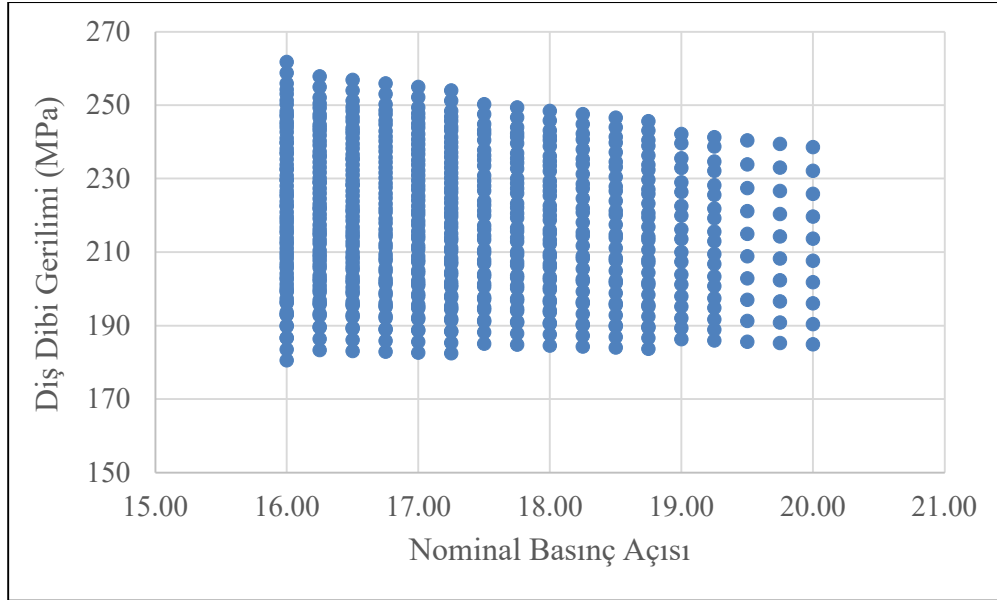
Çizelge 5.2 : AGMA diş dibi gerilim hesabında kullanılan formüllerinin bileşen tanımları.

| Parametre  | Parametre açıklaması                      |
|------------|-------------------------------------------|
| $\sigma_F$ | Diş dibi gerilimi                         |
| $F_t$      | Aktarılan yük (N)                         |
| $K_O$      | Aşırı yüklenme faktörü                    |
| $K_V$      | Dinamik faktör                            |
| $K_S$      | Boyut faktörü                             |
| $b$        | Dişli genişliği                           |
| $m_t$      | Dişli modülü (transvers kesitte)          |
| $K_H$      | Yük dağılım faktörü (dişli enine kesitte) |
| $K_B$      | Dişli et kalınlığı faktörü                |

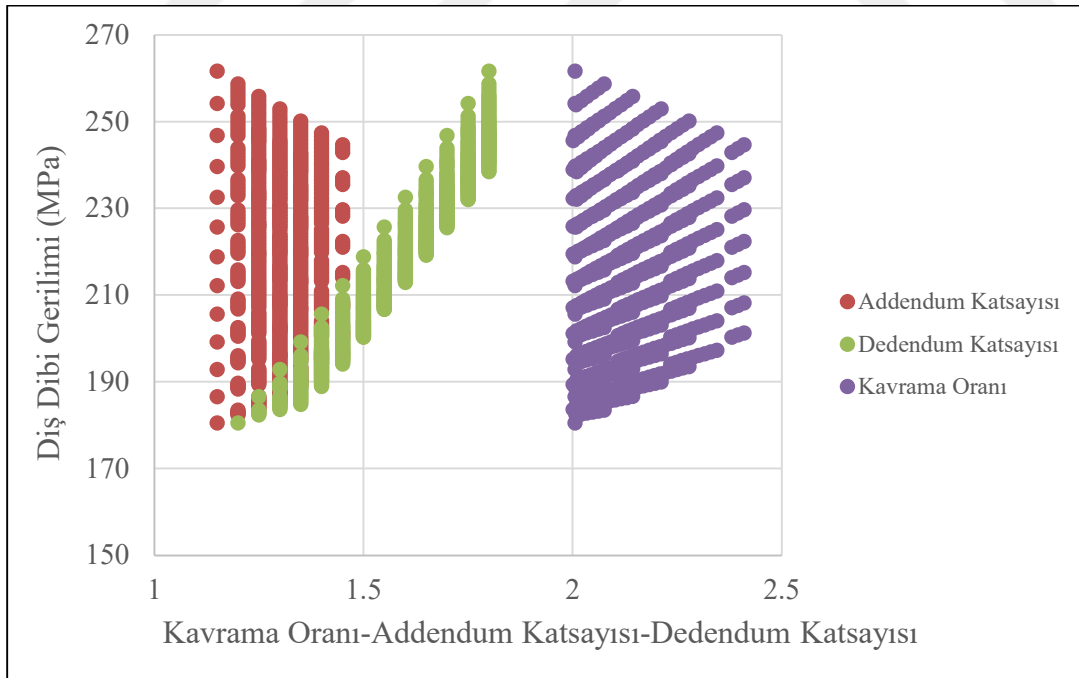
Daha önce 4.ünitte farklı SKO dişli çiftleri için YKO'ya çevirme işlemi gerçekleştirilmişti. Bu YKO'ya çevirme işlemi için Çizelge 4.9'da belirtilen 4 farklı senaryo kullanılmıştı. Senaryo 4 düşünülerek, Çizelge 'de sunulduğu üzere, SKO 1, SKO 2 ve SKO 3 dişli çiftleri için sırasıyla 606, 99 ve 1129 adet YKO alternatifi bulunmuştu.

Bu kısımda, daha önce bulunan tüm YKO alternatifleri için geliştirilen Matlab yazılımı kullanılarak diş dibi gerilimleri hesaplanmıştır. SKO 1'den YKO'ya çevrilerek elde edilen dişli çiftleri için, diş dibi gerilim değerlerinin nominal basınç açısına bağlı

değişimi Şekil 5.4'te verilmiştir. Şekil 5.4'te yer alan sonuçlara göre dış dibi gerilim değerleri yaklaşık olarak 180 MPa ile 265 MPa arasında elde edilmiştir. Şekil 5.5'te ise dış dibi geriliminin addendum katsayısına, dedendum katsayısına ve kavrama oranına bağlı değişimi görülmektedir.

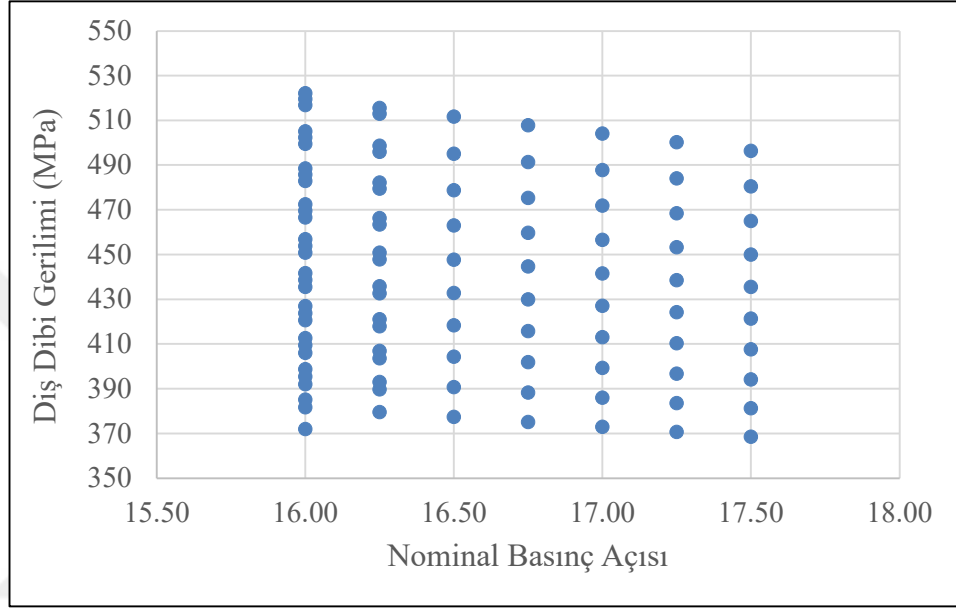


Şekil 5.4 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 1 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için dış dibi geriliminin nominal basınç açısına bağlı değişimi.

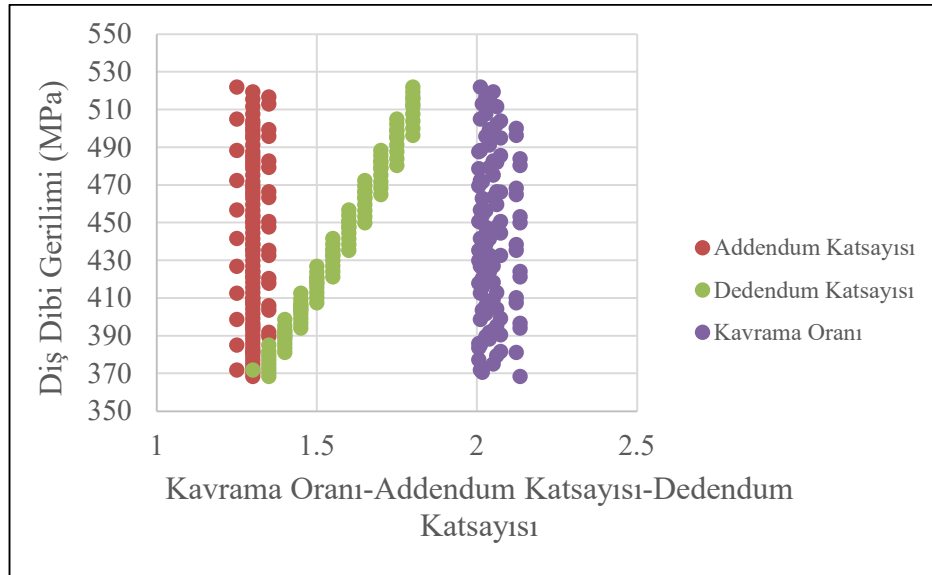


Şekil 5.5 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 1 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için dış dibi geriliminin addendum katsayısına, dedendum katsayısına ve kavrama oranına bağlı değişimi.

SKO 2’den YKO’ya çevrilerek elde edilen dişli çiftleri için, diş dibi gerilim değerlerinin nominal basınç açısına bağlı değişimi Şekil 5.6’da verilmiştir. Şekil 5.6’da yer alan sonuçlara göre, diş dibi gerilim değerleri yaklaşık olarak 370 MPa ile 530 MPa arasında değişmektedir. Şekil 5.7’de, SKO 2’den YKO’ya çevrilen dişliler için, diş dibi geriliminin addendum katsayısına, dedendum katsayısına ve kavrama oranına bağlı değişimi görülmektedir.

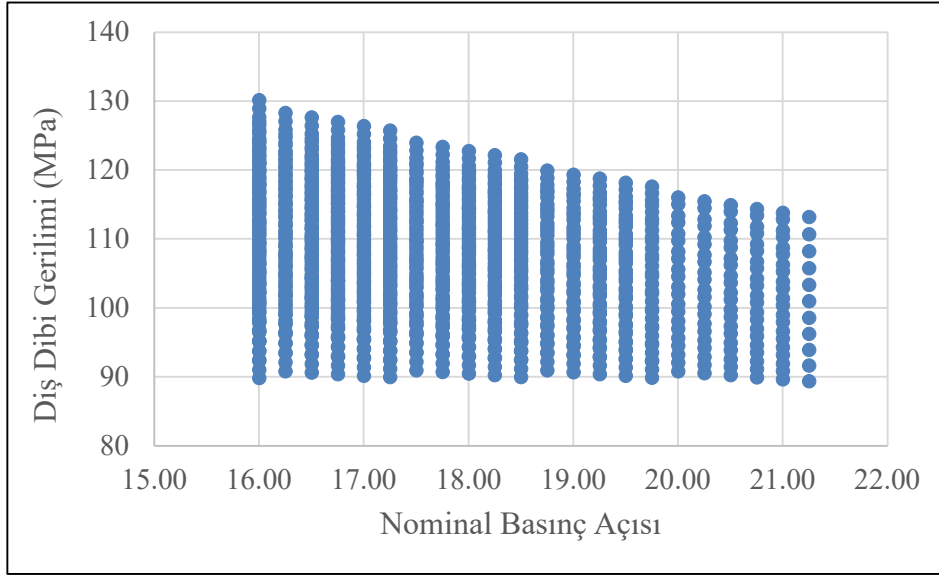


Şekil 5.6 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 2 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin nominal basınç açısına bağlı değişimi.

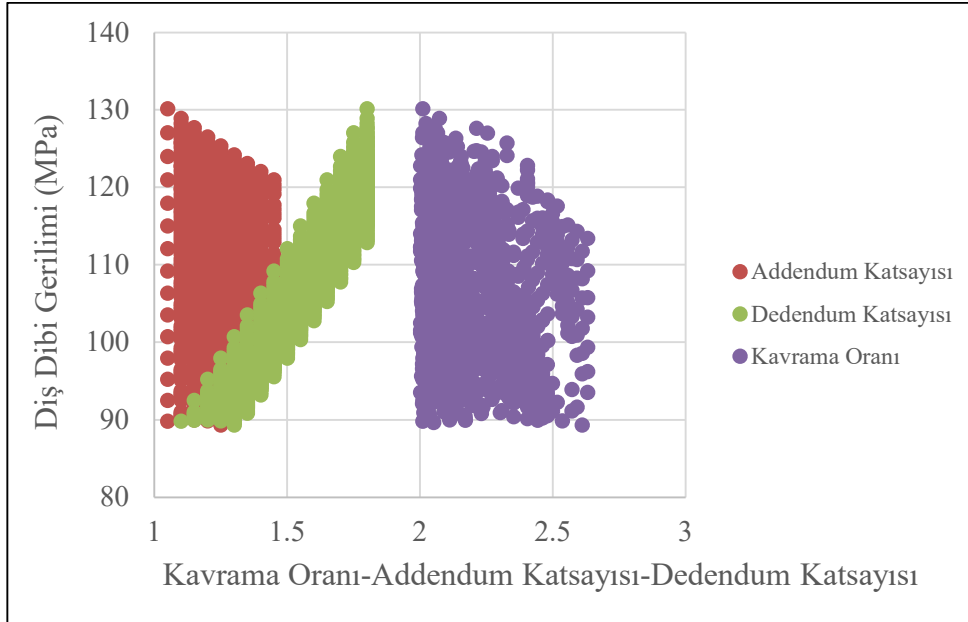


Şekil 5.7 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 2 dişli çiftinden YKO’ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin addendum katsayısına, dedendum katsayısına ve kavrama oranına bağlı değişimi.

SKO 3'ten YKO'ya çevrilerek elde edilen dişli çiftleri için, diş dibi gerilim değerlerinin nominal basınç açısına bağlı değişimi Şekil 5.8'de yer almaktadır. Şekil 5.8'de sunulan sonuçlara göre, diş dibi gerilim değerleri yaklaşık olarak 90 MPa ile 130 MPa arasında değişmektedir. Şekil 5.9'da, SKO 3'ten YKO'ya çevrilen dişliler için, diş dibi geriliminin addendum katsayısına, dedendum katsayısına ve kavrama oranına bağlı değişimi görülmektedir.



Şekil 5.8 : Çizelge 4.1'de verilen SKO 3 dişli çiftinden YKO'ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin nominal basınç açısına bağlı değişimi.



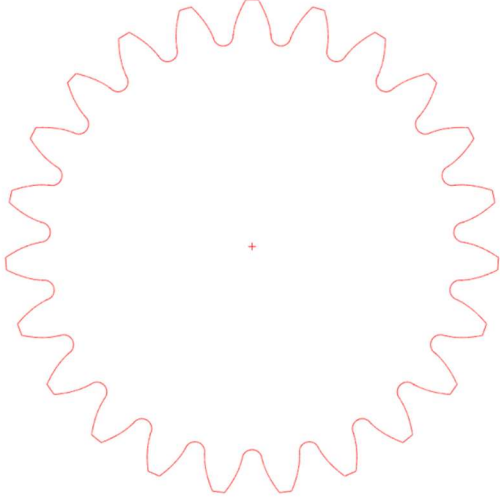
Şekil 5.9 : Çizelge 4.1'de verilen SKO 3 dişli çiftinden YKO'ya çevrilen dişli çiftleri için diş dibi geriliminin addendum katsayısına, dedendum katsayısına ve kavrama oranına bağlı değişimi.

Şekil 5.4 ile Şekil 5.9 arasında sunulan diş dibi gerilim dağılım grafikleri incelendiğinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

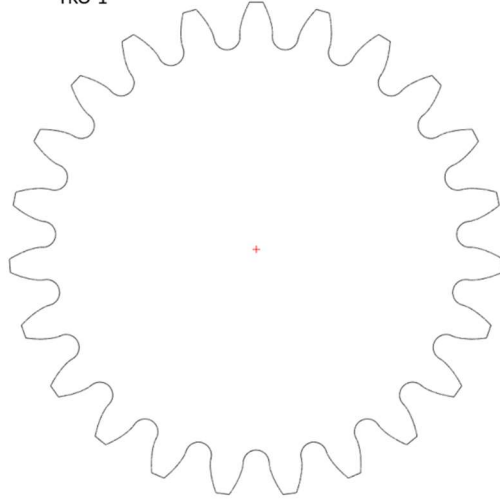
- Basınç açısının düşüşü, addendum katsayısının artışı veya kavrama oranının artışı tek başına diş dibi gerilimini düşürmek için yeterli değildir.
- Diş dibi gerilim sayısı hesabında, geometri faktörünün azalması gerilimin artmasına sebep olmaktadır. Geometrik faktör ise yük etkime çapı ve açısı ile elde edilen kritik kesim yüksekliğine bağlıdır. Kritik kesim yüksekliği arttıkça diş dibine etkiyen tork kolunun uzunluğu da artacağı için gerilim artmaktadır. Şekil 5.5, Şekil 5.7 ve Şekil 5.9’da elde edilen sonuçlara göre diş yüksekliğini belirleyen addendum katsayısı düştükçe diş dibi gerilimi de düşmektedir.
- Dişli uç-kök girişimini engellemek için önemli rol oynayan dedendum katsayısı azaldıkça diş dibi gerilimi de azalmaktadır.
- Basınç açısının kavrama oranını artırmadaki rolü önemlidir. Çünkü addendum katsayısının 1.3’ün altında olması durumunda dahi, basınç açısının düşük olmasından dolayı YKO dişli çifti elde edilebilmektedir. Şekil 5.4, Şekil 5.6 ve Şekil 5.8’de elde edilen sonuçlarda, basınç açısının artması ile gerilim değerlerinin üst limitinin düştüğü görülmektedir.

SKO 1 için elde edilen 606 YKO alternatifinden en düşük diş dibi gerilimine sahip olan alternatif 1 numaralı YKO sonucudur. SKO 2 için elde edilen 99 YKO alternatifi arasından en düşük diş dibi gerilimine sahip olan alternatif 18 numaralı YKO sonucudur. SKO 3 için elde edilen 1129 YKO alternatifi arasından en düşük diş dibi gerilimine sahip olan alternatif 456 numaralı YKO sonucudur. SKO 1, SKO 2 ve SKO 3 dişli çiftleri için en uygun bulunan YKO dişli alternatifleri karşılaştırmalı olarak Şekil 5.10 ile Şekil 5.15 arasında gösterilmiştir.

SKO-1

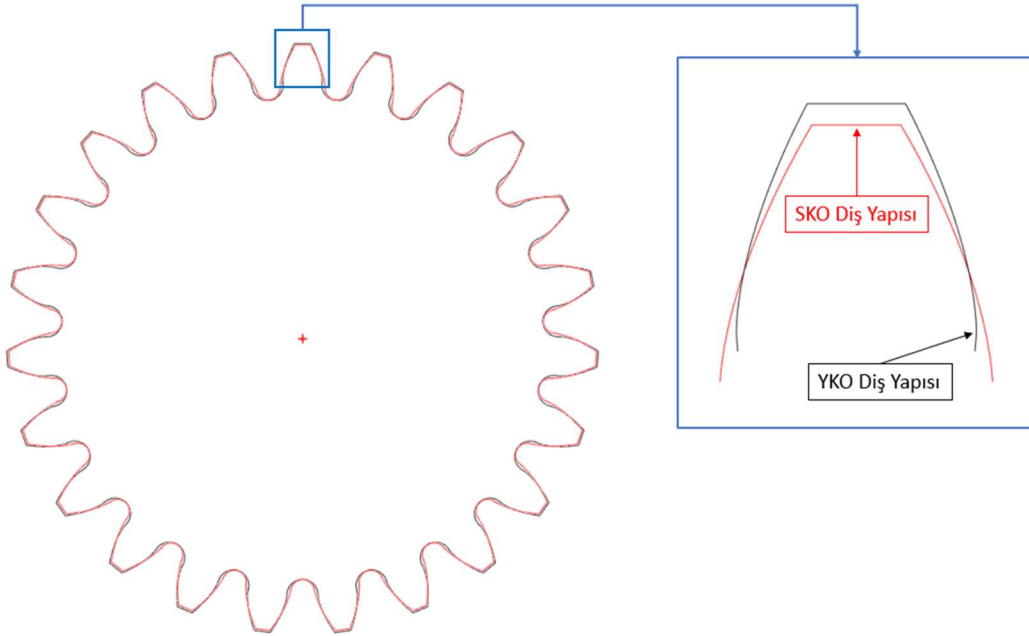


YKO-1



Şekil 5.10 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 1 ile elde edilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisi karşılaştırması. Solda yer alan görselde SKO 1 dişli çiftinin pinyon dişlisi görülmektedir. Sağda yer alan görselde, yük açısından optimum YKO geometrisi için oluşan pinyon dişlisi görülmektedir.

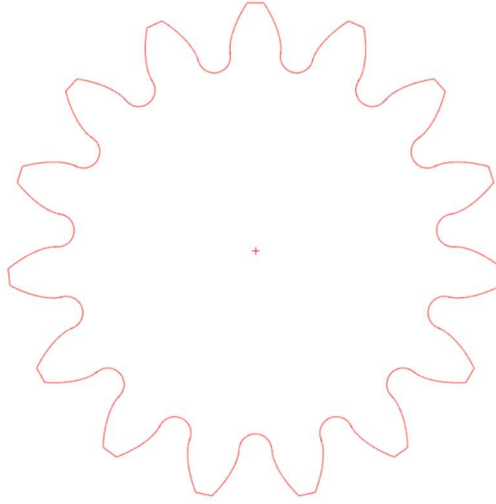
SKO-1 ile eldilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisine ait diş yapılarının karşılaştırılması Şekil 5.11’de gösterilmektedir.



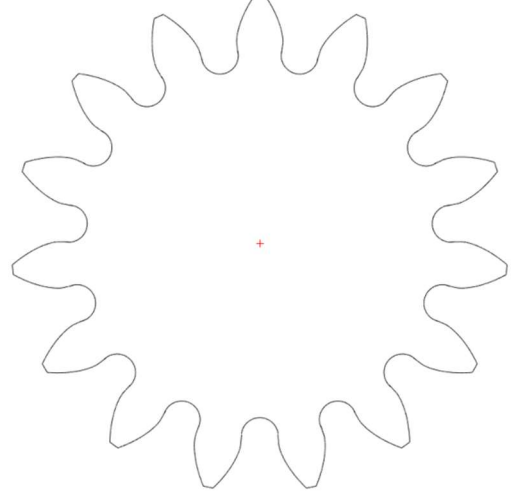
Şekil 5.11 : Şekil 5.10’da gösterilen pinyon dişli formlarının üst üste karşılaştırılması.

SKO-2 ile elde edilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisi karşılaştırılması Şekil 5.12’de sunulmaktadır.

SKO-2

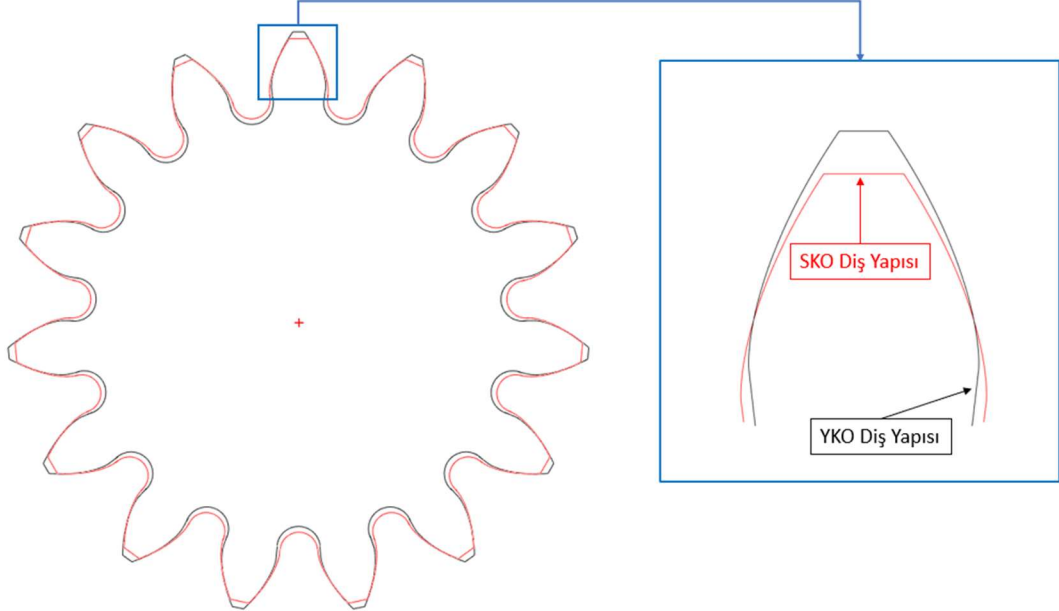


YKO-2



Şekil 5.12 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 2 ile elde edilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisi karşılaştırması. Solda yer alan görselde SKO 2 dişli çiftinin pinyon dişlisi görülmektedir. Sağda yer alan görselde, yük açısından optimum YKO geometrisi için oluşan pinyon dişlisi görülmektedir.

SKO-2 ile eldilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisine ait diş yapılarının karşılaştırılması Şekil 5.13’te gösterilmektedir.

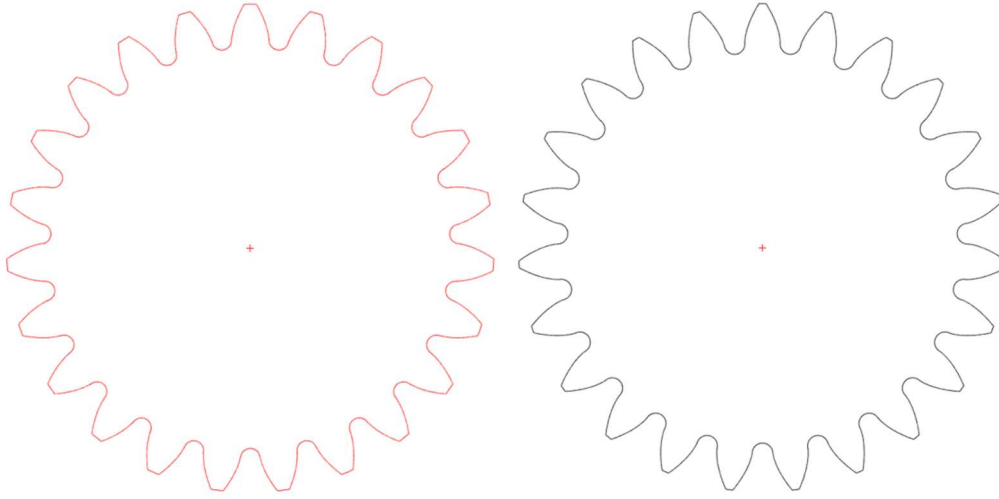


Şekil 5.13 : Şekil 5.12’de gösterilen pinyon dişli formlarının üst üste karşılaştırılması.

SKO-3 ile elde edilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisi karşılaştırılması Şekil 5.14’te sunulmaktadır.

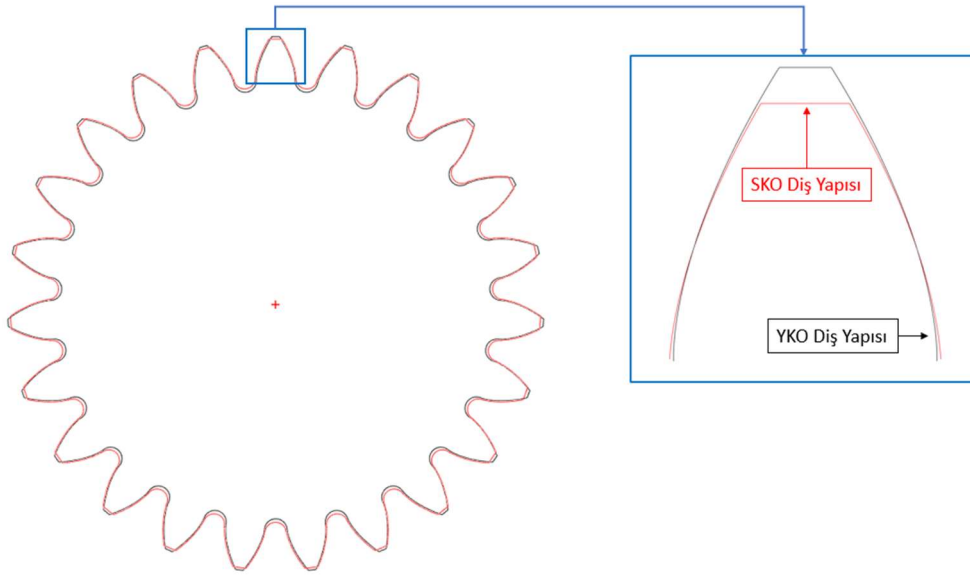
SKO-3

YKO-3



Şekil 5.14 : Çizelge 4.1’de verilen SKO 3 ile elde edilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisi karşılaştırması. Solda yer alan görselde SKO 3 dişli çiftinin pinyon dişlisi görülmektedir. Sağda yer alan görselde, yük açısından optimum YKO geometrisi için oluşan pinyon dişlisi görülmektedir.

SKO 3 ile eldilen optimum YKO dişli çiftinin pinyon dişlisine ait diş yapılarının karşılaştırılması Şekil 5.15’te gösterilmektedir.



Şekil 5.15 : Şekil 5.14’te gösterilen pinyon dişli formlarının üst üste karşılaştırılması.

Şekil 5.10 ile Şekil 5.15 arasında verilen dişli yapılarından da görüldüğü üzere, yüksek kavrama oranlı dişli çiftlerinin diş yapıları, normal kavrama oranına sahip düz dişli çiftlerine göre daha uzun ve ince yapıdadır. Bu sayede, kavrama esnasında hareket

çizgisinin (İng. line of action) uzunluğu artmaktadır ve kavrama oranını artışına sebep olmaktadır.

#### **5.4 Yük Açısından SKO Ve YKO Dişli Çiftlerinin Karşılaştırılması**

Bir önceki kısımda, SKO 1, SKO 2 ve SKO 3 dişli çiftleri için yük açısından en uygun YKO dişli çiftleri belirlenmişti. Bu kısımda ise, SKO dişli çiftleri ile YKO'ya dönüştürülmüş optimum YKO alternatifleri arasında bir karşılaştırma yapılmıştır. SKO 1, SKO 2 ve SKO 3 dişli çiftleri için sırasıyla 254.204 MPa, 449.787 MPa ve 131.890 MPa değerlerinde diş dibi gerilimi elde edilmiştir. Bu SKO dişliler YKO'ya çevrildiğinde, yük açısından en uygun YKO dişli setleri için sırasıyla 180.535 MPa, 368.558 MPa ve 89.875 MPa değerlerinde diş dibi gerilimleri bulunmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre, SKO 1 dişlisi, yük açısından optimum YKO dişlisine çevrildiğinde %29.1 değerinde diş dibi gerilimi azalması olduğu gözlemlenmiştir. SKO 2 ve SKO 3 dişli çiftleri için ise bu azalma değerleri, sırasıyla %18.0 ve %31.8 olarak elde edilmiştir. Çizelge 5.3'te SKO dişliler ve bu dişlilerin optimum YKO halleri için geometrik parametreler ve elde edilen diş dibi gerilimleri sunulmuştur.

Çizelge 5.3'te yer alan diş dibi gerilimi değerlerinin SKO-YKO dönüşümü sonucunda yüzdesel değişimine bakıldığında, standart dişli geometrisine göre daha uzun ve düşük basınç açılı dişli kullanıldığında yük taşıma kapasitesi yaklaşık olarak %18 ile %32 arasında artış göstermektedir.

Çizelge 5.3'ün son satırında verilen YKO dönüşümüne sahip dişli çiftinin kavrama oranı 2'nin üzerinde olmasına rağmen, diş yapıları, kritik çap ve yükseklik ile yük dağılımının uygun olmaması sebebiyle, diş dibi gerilimi standart dişlilere kıyasla daha yüksek gelmektedir. Bu durum, her YKO dönüşümünün yük açısından avantaj getirmeyeceğini ve YKO dönüşüm alternatifleri arasından en uygun olanların seçilmesi gerekliliğini göstermektedir. Geliştirilen Matlab kodu vasıtasıyla, diş dibi gerilimini düşürmek ve yük taşıma kapasitesini artırmak amacıyla, SKO dişli geometrileri YKO dişli geometrilerine uygun kısıtlamalar uygulanarak çevrilmektedir ve yük açısından en uygun YKO formu belirlenmektedir.

Çizelge 5.3 : SKO dişli çiftlerinin en uygun YKO'ya dönüştürülmüş durumları ile diş dibi gerilimi karşılaştırması.

| <b>Geometrik parametre</b>                                                                     | <b>SKO 1</b> | <b>SKO 2</b> | <b>SKO 3</b> |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|
| Pinyon diş sayısı                                                                              | 23           | 15           | 23           |
| Dişli diş sayısı                                                                               | 27           | 23           | 69           |
| Modül (mm)                                                                                     | 3            | 3            | 4            |
| Boşluk (İng. backlash) (mm)                                                                    | 0            | 0            | 0            |
| Addendum katsayısı                                                                             | 1            | 1            | 1            |
| Dedendum katsayısı                                                                             | 1.25         | 1.25         | 1.25         |
| Basınç açısı (Derece)                                                                          | 22.5         | 22.5         | 22.5         |
| Yük etkime açısı (Derece)                                                                      | 22.74        | 22.44        | 21.15        |
| Yük etkime çapı (mm)                                                                           | 70.64        | 46.82        | 93.52        |
| KissSoft yazılımı ile elde edilen diş dibi gerilimi (MPa)                                      | 242.94       | 454.04       | 128.48       |
| Geliştirilen Matlab kodu ile elde edilen diş dibi gerilimi (MPa)                               | 254.204      | 449.787      | 131.890      |
| KissSoft yazılımı ile geliştirilen Matlab kodu arasındaki yüzdesel fark                        | 4.6          | 1.0          | 2.6          |
| <b>Yük açısından en uygun YKO dişli geometrisi ve gerilim sonuçları</b>                        |              |              |              |
| Addendum katsayısı                                                                             | 1.15         | 1.30         | 1.25         |
| Dedendum katsayısı                                                                             | 1.20         | 1.35         | 1.30         |
| Basınç açısı (Derece)                                                                          | 16.00        | 17.50        | 21.25        |
| Diş dibi gerilimi (MPa)                                                                        | 180.535      | 368.558      | 89.875       |
| <b>SKO ile optimum YKO durumunun diş dibi gerilimi karşılaştırılması</b>                       |              |              |              |
| Gerilim azalması (%)                                                                           | 29.1         | 18.0         | 31.8         |
| <b>Yük açısından optimum durumda olmayan bir YKO alternatifinin diş dibi gerilim değerleri</b> |              |              |              |
| Diş dibi gerilim (MPa)                                                                         | 261.705      | 522.068      | 125.170      |

## 6. SONUÇ

Tezin bu bölümünde tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmalara ait sonuçlar, değerlendirmeler ve gelecek çalışmalara ait yol haritası sunulmaktadır.

### 6.1 Değerlendirmeler

Tez çalışması kapsamında, standart dişli geometrisine sahip dişli çiftleri uç girişimi engellenerek ve dişli uç genişliği kısıtı uygulanarak yüksek kavrama oranlı dişli çiftlerine çevrilmektedir. Çalışmanın gerçekleştirilmesi için gerekli olan kod Matlab yazılımı kullanılarak elde edilmiştir. Geliştirilen Matlab kodunun doğru çalıştığını kanıtlamak amacıyla endüstride yaygın olarak kullanılan KissSoft yazılımı ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Hem SKO hem de YKO dişli çiftlerinin diş involüt profillerinin doğru olarak elde edilebildiği görülmüştür.

Çalışmanın devamında, seçilen 3 SKO dişli çifti üzerinde 4 farklı senaryo uygulanarak YKO geometrisine çevrim gerçekleştirilmiştir. Çevrim işlemi gerçekleştirilirken, uç girişiminin olmamasına ve diş üstü kalınlığının AGMA standardında belirtilen kriterlere uygun olmasına dikkat edilmiştir.

Uygulanan senaryolarda, ilk olarak diş üstü çapını belirleyen addendum katsayısı ve diş dibi çapını belirleyen dedendum katsayısı standart olmayan aralıklara dönüştürülüp, basınç açısı standart değer aralığında tutularak YKO dişli çifti elde edilmeye çalışılmıştır. İkinci senaryoda ise, bu sefer basınç açısı standart dışı aralıklara dönüştürülüp, addendum ve dedendum katsayıları standart aralıklarda tutulmaktadır. Üçüncü senaryoda ise, hem basınç açısı hem de addendum-dedendum katsayıları YKO dişli çifti elde etmek için standart olmayan aralıklara dönüştürülmektedir. Son senaryoda ise, yine üçüncü senaryodaki aralıklar düşünülmüş, ancak daha küçük aralıklar kullanılarak YKO'ya çevrim gerçekleştirilmiştir.

SKO'dan YKO'ya çevrim sonucunda elde edilen YKO dişli çiftleri için diş dibi gerilimleri hesaplanmıştır. YKO dişli çiftlerinin SKO dişlilerine kıyasla en önemli avantajlarından biri aktarılan yükü en kötü koşulda dahi iki diş ile taşımasıdır. Aktarılan toplam yükün hangi oranlarda dişlere dağılacığı dişlerin sertlik değerlerine

bağlıdır. Yük dağılım hesabına dair yapılan akademik çalışmalar çeşitlilik göstermektedir. Gerçekleştirilen çalışmalarda yük dağılımının hesaplanma yöntemi genel olarak ikiye ayrılmaktadır. Yöntemlerin bir tanesi bazı varsayımlar kabul edilerek analitik çalışmalar ile gerçekleştirmektir. Diğer yöntem ise, sonlu elemanlar yöntemini kullanarak hesaplamaları gerçekleştirmektir. Çalışmaların sonucunda elde edilen yük dağılım faktörleri ile her bir diş düşen yük, çift diş teması esnasında en yüksek çap olan HPDTC (İng. Highest point of double tooth contact) noktasına etki ettirilerek diş dibi gerilimleri elde edilmektedir. Tez çalışması kapsamında, yük dağılım faktörü için benzer akademik çalışmalar ile elde edilen değer kullanılmıştır.

SKO'dan çevrilerek elde edilen YKO düz dişli çiftleri için AGMA standardı kullanılarak diş dibi gerilimleri elde edilmiştir. Gerilim hesabı için birçok faktör bulunmaktadır. YKO dişlilerinde, diş yapısına ait etkinin dahil edildiği geometrik faktör için AGMA [3] standardı geçerli değildir. Bu durumun temel sebebi, YKO diş yapısının standart dişli formundan farklı olmasıdır. Bu nedenle, literatürde yer alan alternatif çalışmalar kullanılmıştır [24]. Kullanılan yöntem ile elde edilen sonuçlar, ayrıca KissSoft yazılımı ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Elde edilen diş dibi gerilim sonuçları incelendiğinde, KissSoft yazılımı ile tez kapsamında geliştirilen Matlab kodu arasındaki fark %1 ile %4.6 arasında değişmektedir.

SKO'dan YKO'ya yapılan çevrimler incelendiğinde, YKO dişlilerinin SKO dişlilerine kıyasla daha ince ve uzun diş formuna sahip olduğu görülmektedir. Diş boyutunun ve yük etkime çapının düşük olduğu durumlarda diş dibi geriliminin YKO dişlilerinde düşme eğiliminde olduğu görülmektedir. Diş dibi gerilimleri incelendiğinde, YKO dişli çiftleri ile aynı diş sayısı ve modüle sahip SKO dişli çiftleri karşılaştırıldığında, YKO dişli çiftlerinin yük taşıma kapasitelerinin %18 ile %31.8 arasında yükseldiği görülmüştür. Yük taşıma kapasitesinin yükselme değeri, diş sayısı, modül, addendum katsayısı, dedendum katsayısı ve basınç açısı gibi parametrelere göre değişkenlik göstermektedir.

## 6.2 Gelecek Çalışmalar

Tez çalışmasının bu bölümünde, gelecek çalışmalara dair gerçekleştirilmesi muhtemel olan iyileştirmeler hakkında bilgi verilmektedir. YKO dişli geometrisi elde edilirken çalışan merkezler arası uzaklık (İng. operating center disance) değeri, profil kaydırma katsayıları ile iki dişliyi birbirine yakınlaştırıp uzaklaştırarak değiştirilebilir. Dişlilerde

oluşabilecek alttan kesme riskini en aza indirmek için profil kaydırmaları ile farklı addendum ve dedendum katsayıları belirlenebilmektedir. Ayrıca, dişliler arası boşluk (İng. backlash) ile de diş kalınlıkları belirlenebilmektedir. Tez çalışması kapsamında boşluğun olmadığı ve profil kaydırmaların işlemlere dahil edilmediği durumlar düşünülerek çalışılmıştır. Gelecek çalışmalar kapsamında, dişliler arası boşluğun ve profil kaydırmaların da uygulanacağı çalışmalar gerçekleştirilebilir.

Bir diğer önemli nokta da dişler arasında dağıtılacak yükler ile ilgilidir. YKO dişlileri için diş dibi gerilimi hesabı yapılırken, dişlere dağıtılacak olan yükler diş sertlik değerlerine göre değişkenlik göstermektedir. Bu değerleri elde etmek amacıyla akademik çalışmalarda kullanılan yöntem genellikle sonlu elemanlar yöntemidir. Bu çalışmada, dişler arasındaki yük dağılımı literatürden elde edilen bilgilere dayalı olarak gerçekleştirilmiştir. Gelecek çalışmalarda, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak dişler üzerine gelen yükler belirlenebilir. Ayrıca, deneysel çalışmalar ile her bir dişin ne kadar esnediği ölçülerek dişler arası yük dağılımı daha isabetli bir şekilde belirlenebilir.



## KAYNAKLAR

- [1] **Aydeniz, A. İ.** (2007). *Yüksek kavrama oranının düz alın dişli mekanizmalarında statik ve dinamik davranışa etkileri* (Doktora tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [2] **Towsend, D. P., Baber, B. B., & Nagy, A.** (1979). Evaluation of high-contact-ratio spur gears with profile modification. NASA Lewis Research Center (No. E-9949).
- [3] **B-89, A. 9.** (1989). *Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth*. American Gear Manufacturers Association.
- [4] **Ravivarman, R., Palaniradja, K., & Sekar, R. P.** (2018). Evolution of balanced root stress and tribological properties in high contact ratio spur gear drive. *Mechanism and Machine Theory*, 126, 491-513.
- [5] **Marimuthu, P., & Muthuveerappan, G.** (2016). Investigation of load carrying capacity of asymmetric high contact ratio spur gear based on load sharing using direct gear design approach. *Mechanism and Machine Theory*, 96, 52-74.
- [6] **Gonzalo, G. R.** (2009). Higher contact ratios for quieter gears. *Gear Solutions*, 20-27.
- [7] **Yildirim, N., Gasparini, G., ve Sartori, S.** (2008). An improvement on helicopter transmission performance through use of high contact ratio spur gears with suitable profile modification design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 222(8), 1193-1210.
- [8] **A-98, A. 9.** (1998). *Method for specifying the geometry of spur and helical gears*. American Gear Manufacturers Association.
- [9] **B-98, A. 2.** (1989). *Geometry factors for determining the pitting resistance and bending strength of spur, helical and herringbone gear teeth*. American Gear Manufacturers Association.
- [10] **14FTM06, A.** (2014). *High contact ratio gearing: A technology ready for implementation?* American Gear Manufacturers Association.
- [11] **Anderson, N. E., & Loewenthal, S. H.** (1986). Efficiency of nonstandard and high contact ratio involute spur gears. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 108, 119-126.
- [12] **Sánchez, M. B., Pedrero, J. I., & Pleguezuelos, M.** (2013). Contact stress calculation of high transverse contact ratio spur and helical gear teeth. *Mechanism and Machine Theory*, 64, 93-110.

- [13] **Liou, C. H., Lin, H. H., Oswald, F. B., & Townsend, D. P.** (1996). Effect of contact ratio on spur gear dynamic load with no tooth profile modifications. *Journal of Mechanical Design*, 118, 439-443.
- [14] **Podzharov, E., & Mozuras, A.** (2003). Design of high contact ratio spur gears cut with standard tools. *Gear Technology*, 20(4), 34-37.
- [15] **Wang, J., & Howard, I.** (2005). Finite element analysis of high contact ratio spur gears in mesh. *Journal of Tribology*, 127(3), 469-483.
- [16] **Thirumurugan, R., & Muthuveerappan, G.** (2011). Critical loading points for maximum fillet and contact stresses in normal and high contact ratio spur gears based on load sharing ratio. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 39(1), 118-141.
- [17] **Rackov, M., Veres, M., Kanovic, Ž., ve Kuzmanovic, S.** (2013). HCR gearing and optimization of its geometry. *Advanced Materials Research*, 633, 117-132.
- [18] **Pedrero, J. I., Pleguezuelos, M., Artés, M., & Antona, J. A.** (2010). Load distribution model along the line of contact for involute external gears. *Mechanism and Machine Theory*, 45(5), 780-794.
- [19] **Huang, K., Yi, Y., Xiong, Y., Cheng, Z., & Chen, H.** (2020). Nonlinear dynamics analysis of high contact ratio gears system with multiple clearances. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42(2), 98.
- [20] **Pandya, Y., & Parey, A.** (2013). Crack behavior in a high contact ratio spur gear tooth and its effect on mesh stiffness. *Engineering Failure Analysis*, 34, 69-78.
- [21] **Elkholy, A. H.** (1985). Tooth load sharing in high contact ratio spur gears. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*. 107(1), 11-16.
- [22] **Mohanty, S. C.** (2003). Tooth load sharing and contact stress analysis of high contact ratio spur gears in mesh. *Journal of the Institution of Engineers (India)*, 84, 66-70.
- [23] **Muraro, M. A., Koda, F., Reisdorfer Jr, U., & Silva, C. H. D.** (2012). The influence of contact stress distribution and specific film thickness on the wear of spur gears during pitting tests. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 34, 135-144.
- [24] **Arikan, M. S.** (2002). Direct calculation of AGMA geometry factor J by making use of polynomial equations. *Mechanics Research Communications*, 29(4), 257-268.
- [25] **Rameshkumar, M., Sivakumar, P., Sundaresh, S., ve Gopinath, K.** (2010). Load Sharing Analysis of High-Contact-Ratio Spur Gears in Military Tracked Vehicle Applications. *Gear Technology*, 1(3), 43-50.
- [26] **Errichello, R., & Milburn, A.** (2020). Optimum Carburized and Hardened Case Depth. *Gear Technology*, 58-65.

- [27] **Hussein, A. W., & Abdullah, M. Q.** (2022). High-contact ratio spur gears with conformal contact and reduced sliding. *Results in Engineering*, 14, 100412.





## **EKLER**

EK 1: Dişli Profili Oluşturan Matlab Kodu

EK 2: SKO'dan YKO'ya Dönüşümü Sağlayan ve Yük Açısından Optimum YKO Dişli Çiftini Belirleyen Matlab Kodu

EK 3: İngilizce-Türkçe Terminoloji Karşılaştırması

EK 4: SKO'dan YKO'ya Dönüşümü Sağlayan ve Yük Açısından Optimum YKO Dişli Çiftini Belirleyen Matlab Kodunun Çalışma Sistemini Anlatan Şema



## EK 1

```
clear all
clc

mn= 3; % module
N1= 23; % tooth number of pinion
N2= 57; % tooth number of gear
dp1= N1*mn; % pitch diameter of pinion
dp2= N2*mn; % pitch diameter of gear
a= 1.25; %addendum coefficient
b= 1; %dedendum coefficient
alpha= 20.5; %pressure angle @pitch
x1=0; % Profile shift coefficient for pinion
% x1=0.1; % Profile shift coefficient for pinion
y1=x1*mn; % Profile shift for pinion
x2=0;% Profile shift coefficient for gear
% x2=-0.2;% Profile shift coefficient for gear
y2=x2*mn; % Profile shift for gear

F_t = 2000; % Tangential load, N
face_width = 40;
dp1_op= N1*mn+2*y1; % pitch diameter of pinion
dp2_op= N2*mn+2*y2; % pitch diameter of gear

t= pi*mn/2;% tooth thickness
t1= pi*mn/2 + 2*y1*tan(alpha*pi/180); %tooth thickness at pitch circle
t2= pi*mn/2 + 2*y2*tan(alpha*pi/180); %tooth thickness at pitch circle

da1= dp1_op + 2*a*mn; % addendum/tip diameter of pinion
da2= dp2_op + 2*a*mn; % addendum/tip diameter of gear
db1= dp1_op - 2*b*mn; % dedendum/root diameter of pinion
db2= dp2_op - 2*b*mn; % dedendum/root diameter of gear
d_base1= dp1*cos(alpha*pi/180); %base diameter of pinion
d_base2= dp2*cos(alpha*pi/180); %base diameter of pinion
angle_pitch_1= pi/N1; %Roll angle of pinion @pitch
angle_pitch_2= pi/N2; %Roll angle of gear @pitch
Cp= (dp1+dp2)/2; %Center distance
Cp_op = (dp1_op+dp2_op)/2; % Operating Center distance

%% Pressure angles
alpha_root1= acos(d_base1/db1)*180/pi;
alpha_root2= acos(d_base2/db2)*180/pi;

alpha_tip1= acos(d_base1/da1)*180/pi;
alpha_tip2= acos(d_base2/da2)*180/pi;

%% Seperated points
step_number= 999;
interim_dia1= da1-db1; %Section which seperated equally to control contact points for pinion
interim_dia2= da2-db2; %Section which seperated equally to control contact points for gear
step_length1=interim_dia1/step_number;
step_length2=interim_dia2/step_number;
```

```

step_dias1=[db1:step_length1: da1];
step_dias2=[db2:step_length2: da2];

for i=1:step_number+1
pressure_angles1(i) = acos(d_base1/step_dias1(i))*180/pi;
pressure_angles2(i) = acos(d_base2/step_dias2(i))*180/pi;
i=i+1;
end

J_all=0.3; % Total Backlash
J_p= -0.2; % Pinion Backlash
J_g= J_all-J_p; % Gear Backlash

backlash_angle1= J_p/(dp1/2)*180/pi;
backlash_angle2= J_g/(dp2/2)*180/pi;

total_angle_base1 = 180/N1 + 2*(tan(alpha*pi/180)*180/pi-alpha);
total_angle_base2 = 180/N2 + 2*(tan(alpha*pi/180)*180/pi-alpha);

total_angle_base1 = total_angle_base1-backlash_angle1;
total_angle_base2 = total_angle_base2-backlash_angle2;

for i=1:step_number+1
involute_alphas1(i) = tan(pressure_angles1(i)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles1(i);
involute_alphas2(i) = tan(pressure_angles2(i)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles2(i);
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
thickness_angles1(i) = total_angle_base1 - 2*involute_alphas1(i);
% Tooth thickness angles for pinion
thickness_angles2(i) = total_angle_base2 - 2*involute_alphas2(i);
% Tooth thickness angles for gear
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
tooth_thicknesses1(i) =
step_dias1(i)*thickness_angles1(i)*pi/360; % Tooth thickness for
pinion
tooth_thicknesses2(i) =
step_dias2(i)*thickness_angles2(i)*pi/360; % Tooth thickness for
gear
i=i+1;
end

%% Contact Ratio Calculations
Lac= sqrt((da1/2)^2-(d_base1/2)^2)+sqrt((da2/2)^2-(d_base2/2)^2)-
Cp*sin(alpha*pi/180);%Length of Action
Pb=pi*d_base1/N1; %Base pitch
CR = Lac/Pb;

```

```

%% Working velocities
n1= 1000; % Pinion speed, rpm
n2= n1*N2/N1; % Gear speed, rpm

% Tip Interference Analysis

dev=10; % Deviation interim, degree
for t=1:1

% figure(t)
figure('units','normalized','outerposition',[0 0 1 1])
% Pinion deviation
for k=0:N1
for i=1:step_number+1
Left_points_x1(i)= (step_dias1(i)/2)*sin((dev+360/N1*k-
(thickness_angles1(i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);
Left_points_y1(i)= (step_dias1(i)/2)*cos((dev+360/N1*k-
(thickness_angles1(i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);
Right_points_x1(i)=
(step_dias1(i)/2)*sin((dev+360/N1*k+(thickness_angles1(i)/2)+back
lash_angle1/2)*pi/180);
Right_points_y1(i)=
(step_dias1(i)/2)*cos((dev+360/N1*k+(thickness_angles1(i)/2)+back
lash_angle1/2)*pi/180);
i=i+1;
end
hold on;

plot(0,0,'r+'),hold on,axis equal;
plot(Left_points_x1,Left_points_y1,'black')

top_land_points_x1=[Left_points_x1(step_number+1),Right_points_x1
(step_number+1)];
top_land_points_y1=[Left_points_y1(step_number+1),Right_points_y1
(step_number+1)];
plot(top_land_points_x1,top_land_points_y1,'black')

plot(Right_points_x1,Right_points_y1,'black')

%% Root form evaluation for pinion

rx=sqrt((db1/2)^2-(d_base1/2)^2);
alpha_rt1 =atan(rx/(d_base1/2))*180/pi;
alpha_x= (360/N1 - thickness_angles1(1))/2;
alpha_m = alpha_rt1 + alpha_x;
r_a = (d_base1/2)*tan(alpha_m*pi/180)-rx;
r_m = sqrt((rx+r_a)^2+(d_base1/2)^2);
alpha_center =
thickness_angles1(1)/2+alpha_x+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;

% Central pionts
r_mx= r_m*sin(alpha_center*pi/180);
r_my= r_m*cos(alpha_center*pi/180);

% Start pionts

```

```

alpha_start =
thickness_angles1(1)/2+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;
r_sx= (db1/2)*sin(alpha_start*pi/180);
r_sy= (db1/2)*cos(alpha_start*pi/180);

% Finish pionts
alpha_finish =
thickness_angles1(1)/2+2*alpha_x+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;
r_fx= (db1/2)*sin(alpha_finish*pi/180);
r_fy= (db1/2)*cos(alpha_finish*pi/180);

% Scanned angles
% Central to start
if r_my > 0 && r_mx>0
start_angle = 180+atan((r_my-r_sy)/(r_mx-r_sx))*180/pi;
finish_angle = 360-atan(abs((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx)))*180/pi;

elseif r_my < 0 && r_mx>0
    if r_mx > r_sx
        start_angle = 180-atan(abs((r_my-r_sy)/(r_mx-
r_sx)))*180/pi;
finish_angle = 180+atan(abs((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx)))*180/pi;
    else
        start_angle = atan(abs((r_my-r_sy)/(r_mx-r_sx)))*180/pi;
finish_angle = 180+atan(abs((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx)))*180/pi;
    end

elseif r_my < 0 && r_mx < 0
    start_angle = -atan(abs((r_my-r_sy)/(r_mx-r_sx)))*180/pi;
finish_angle = 180-atan(abs((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx)))*180/pi;

else
    start_angle = atan(abs((r_my-r_sy)/(r_mx-r_sx)))*180/pi-180;
finish_angle = atan(abs((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx)))*180/pi;
end

x=r_mx;
y=r_my;
r=r_a;
th = pi*start_angle/180:pi/50:finish_angle*pi/180;

xunit = r * cos(th) + x;
yunit = r * sin(th) + y;
h = plot(xunit, yunit, 'black'),axis equal;

% k=k+1;
end

% Gear deviation
for k=0:N2

```

```

for i=1:step_number+1
Left_points_x2(i)= (step_dias2(i)/2)*sin((360/N2*k-
(thickness_angles2(i)/2)-dev*N1/N2+backlash_angle2/2)*pi/180);
Left_points_y2(i)= (step_dias2(i)/2)*cos((360/N2*k-
(thickness_angles2(i)/2)-dev*N1/N2+backlash_angle2/2)*pi/180);
Right_points_x2(i)=
(step_dias2(i)/2)*sin((360/N2*k+(thickness_angles2(i)/2)-
dev*N1/N2+backlash_angle2/2)*pi/180);
Right_points_y2(i)=
(step_dias2(i)/2)*cos((360/N2*k+(thickness_angles2(i)/2)-
dev*N1/N2+backlash_angle2/2)*pi/180);
i=i+1;
end
hold on;

plot(0,Cp,'r+'),hold on,axis equal;
Left_points_y2=Left_points_y2+Cp;
plot(Left_points_x2,Left_points_y2,'black')
Right_points_y2=Right_points_y2+Cp;
plot(Right_points_x2,Right_points_y2,'black')
top_land_points_x2=[Left_points_x2(step_number+1),Right_points_x2
(step_number+1)];
top_land_points_y2=[Left_points_y2(step_number+1),Right_points_y2
(step_number+1)];
plot(top_land_points_x2,top_land_points_y2,'black')

% k=k+1;

rx2=sqrt((db2/2)^2-(d_base2/2)^2);
alpha_rt2 =atan(rx2/(d_base2/2))*180/pi;
alpha_x2= (360/N2 - thickness_angles2(1))/2;
alpha_m2 = alpha_rt2 + alpha_x2;
r_a2 = (d_base2/2)*tan(alpha_m2*pi/180)-rx2;
r_m2 = sqrt((rx2+r_a2)^2+(d_base2/2)^2);
alpha_center2 = thickness_angles2(1)/2+alpha_x2+360*k/N2-
dev*N1/N2+backlash_angle2/2;

% Central pionts
r_mx2= r_m2*sin(alpha_center2*pi/180);
r_my2= r_m2*cos(alpha_center2*pi/180);

% Start pionts
alpha_start2 = thickness_angles2(1)/2+360*k/N2-
dev*N1/N2+backlash_angle2/2;
r_sx2= (db2/2)*sin(alpha_start2*pi/180);
r_sy2= (db2/2)*cos(alpha_start2*pi/180);

% Finish pionts
alpha_finish2 = thickness_angles2(1)/2+2*alpha_x2+360*k/N2-
dev*N1/N2+backlash_angle2/2;
r_fx2= (db2/2)*sin(alpha_finish2*pi/180);
r_fy2= (db2/2)*cos(alpha_finish2*pi/180);

% Scanned angles
% Central to start
if r_my2 > 0 && r_mx2>0
start_angle2 = 180+atan((r_my2-r_sy2)/(r_mx2-r_sx2))*180/pi;

```

```

finish_angle2 = 360-atan(abs((r_my2-r_fy2)/(r_mx2-
r_fx2)))*180/pi;

elseif r_my2 < 0 && r_mx2>0
    if r_mx2 > r_sx2
        start_angle2 = 180-atan(abs((r_my2-r_sy2)/(r_mx2-
r_sx2)))*180/pi;
        finish_angle2 = 180+atan(abs((r_my2-r_fy2)/(r_mx2-
r_fx2)))*180/pi;
    else
        start_angle2 = atan(abs((r_my2-r_sy2)/(r_mx2-
r_sx2)))*180/pi;
        finish_angle2 = 180+atan(abs((r_my2-r_fy2)/(r_mx2-
r_fx2)))*180/pi;
    end

elseif r_my2 < 0 && r_mx2 < 0
    start_angle2 = -atan(abs((r_my2-r_sy2)/(r_mx2-r_sx2)))*180/pi;
    finish_angle2 = 180-atan(abs((r_my2-r_fy2)/(r_mx2-
r_fx2)))*180/pi;
else
    start_angle2 = atan(abs((r_my2-r_sy2)/(r_mx2-r_sx2)))*180/pi-
180;
    finish_angle2 = atan(abs((r_my2-r_fy2)/(r_mx2-r_fx2)))*180/pi;
end

x=r_mx2;
y=r_my2+Cp;
r=r_a2;
th = pi*start_angle2/180:pi/50:finish_angle2*pi/180;

xunit = r * cos(th) + x;
yunit = r * sin(th) + y;
h = plot(xunit, yunit, 'black'),axis equal;
end

dev=dev+1;

end

```

## EK 2

```
% clear all
% clc
%

clear all
clc

mn= 3; % module
N1= 23; % tooth number of pinion
N2= 27; % tooth number of gear
dp1= N1*mn; % pitch diameter of pinion
dp2= N2*mn; % pitch diameter of gear
a= 1; %addendum coefficient
b= 1.25; %dedendum coefficient
alpha= 22.5; %pressure angle @pitch
x1=0; % Profile shift coefficient for pinion
% x1=0.1; % Profile shift coefficient for pinion
y1=x1*mn; % Profile shift for pinion
x2=0;% Profile shift coefficient for gear
% x2=-0.2;% Profile shift coefficient for gear
y2=x2*mn; % Profile shift for gear

r_root = 2.8/mn;
% F_t = 2000; % Tangential load, N
% face_width = 40;
dp1_op= N1*mn+2*y1; % pitch diameter of pinion
dp2_op= N2*mn+2*y2; % pitch diameter of gear

t= pi*mn/2;% tooth thickness
t1= pi*mn/2 + 2*y1*tan(alpha*pi/180); %tooth thickness at pitch
circle
t2= pi*mn/2 + 2*y2*tan(alpha*pi/180); %tooth thickness at pitch
circle

da1= dp1_op + 2*a*mn; % addendum/tip diameter of pinion
da2= dp2_op + 2*a*mn; % addendum/tip diameter of gear
db1= dp1_op - 2*b*mn; % dedendum/root diameter of pinion
db2= dp2_op - 2*b*mn; % dedendum/root diameter of gear
d_base1= dp1*cos(alpha*pi/180); %base diameter of pinion
d_base2= dp2*cos(alpha*pi/180); %base diameter of pinion
angle_pitch_1= pi/N1; %Roll angle of pinion @pitch
angle_pitch_2= pi/N2; %Roll angle of gear @pitch
Cp= (dp1+dp2)/2; %Center distance
Cp_op = (dp1_op+dp2_op)/2; % Operating Center distance

%% Pressure angles
alpha_root1= acos(d_base1/db1)*180/pi;
alpha_root2= acos(d_base2/db2)*180/pi;

alpha_tip1= acos(d_base1/da1)*180/pi;
alpha_tip2= acos(d_base2/da2)*180/pi;

%% Seperated points
step_number= 999;
```

```

interim_dia1= da1-db1; %Section which seperated equally to
control contact points for pinion
interim_dia2= da2-db2; %Section which seperated equally to
control contact points for gear
step_length1=interim_dia1/step_number;
step_length2=interim_dia2/step_number;

step_dias1=[db1:step_length1: da1];
step_dias2=[db2:step_length2: da2];

for i=1:step_number+1
pressure_angles1(i) = acos(d_base1/step_dias1(i))*180/pi;
pressure_angles2(i) = acos(d_base2/step_dias2(i))*180/pi;
i=i+1;
end

J_all=0; % Total Backlash
J_p= 0; % Pinion Backlash
J_g= J_all-J_p; % Gear Backlash

% J_all=0.3; % Total Backlash
% J_p= -0.2; % Pinion Backlash
% J_g= J_all-J_p; % Gear Backlash

backlash_angle1= J_p/(dp1/2)*180/pi;
backlash_angle2= J_g/(dp2/2)*180/pi;

total_angle_base1 = 180/N1 + 2*(tan(alpha*pi/180)*180/pi-alpha);
total_angle_base2 = 180/N2 + 2*(tan(alpha*pi/180)*180/pi-alpha);

total_angle_base1 = total_angle_base1-backlash_angle1;
total_angle_base2 = total_angle_base2-backlash_angle2;

for i=1:step_number+1
involute_alphas1(i) = tan(pressure_angles1(i)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles1(i);
involute_alphas2(i) = tan(pressure_angles2(i)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles2(i);
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
thickness_angles1(i) = total_angle_base1 - 2*involute_alphas1(i);
% Tooth thickness angles for pinion
thickness_angles2(i) = total_angle_base2 - 2*involute_alphas2(i);
% Tooth thickness angles for gear
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
tooth_thicknesses1(i) =
step_dias1(i)*thickness_angles1(i)*pi/360; % Tooth thickness for
pinion
tooth_thicknesses2(i) =
step_dias2(i)*thickness_angles2(i)*pi/360; % Tooth thickness for
gear
i=i+1;
end

```

```

%% Contact Ratio Calculations
Lac= sqrt((da1/2)^2-(d_base1/2)^2)+sqrt((da2/2)^2-(d_base2/2)^2)-
Cp*sin(alpha*pi/180);%Length of Action
Pb=pi*d_base1/N1; %Base pitch
CR = Lac/Pb;

dev=0; % Deviation interim, degree
% for t=1:1
%
% figure(t)
% figure('units','normalized','outerposition',[0 0 1 1])
% title('Standard Gear Profile')
% % Pinion deviation
% hold on;
for k=0:N1

%% Root form evaluation for pinion

% Left Section

r_a1 = r_root*mn;
% r_a1 = db1/(2*(1/sin(pi/N1-thickness_angles1(1)*pi/360)-1));
r_m1 = db1/2 + r_a1;
alpha_circle_dia_1 = 2*asin(r_a1/r_m1)*180/pi;
alpha_x_1= alpha_circle_dia_1/2;
% alpha_x_1= (360/N1 - thickness_angles1(1))/2;
alpha_center_1 =
thickness_angles1(1)/2+alpha_x_1+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;

r_a2 = r_root*mn;
% r_a2 = db2/(2*(1/sin(pi/N2-thickness_angles2(1)*pi/360)-1));
r_m2 = db2/2 + r_a2;
alpha_circle_dia_2 = 2*asin(r_a2/r_m2)*180/pi;
alpha_x_2= alpha_circle_dia_2/2;
% alpha_x_2= (360/N2 - thickness_angles2(1))/2;
alpha_center_2 =
thickness_angles2(1)/2+alpha_x_2+360*k/N2+dev+backlash_angle2/2;

alpha_middle_1_start = thickness_angles1(1)/2+alpha_x_1;
alpha_middle_1_finish = 360/N1 - thickness_angles1(1)-
2*alpha_x_1;

% Central pions
r_mx_1= r_m1*sin(alpha_center_1*pi/180);
r_my_1= r_m1*cos(alpha_center_1*pi/180);
r_mx_report_1(k+1) = r_mx_1;
r_my_report_1(k+1) = r_my_1;

r_mx_2= r_m2*sin(alpha_center_2*pi/180);
r_my_2= r_m2*cos(alpha_center_2*pi/180);
r_mx_report_2(k+1) = r_mx_2;
r_my_report_2(k+1) = r_my_2;

```

```

alpha_start_1 = thickness_angles1(1)/2 + 360*k/N1 + dev +
backlash_angle1/2;
r_sx_1= (r_m1/2)*sin(alpha_start_1*pi/180);
r_sy_1= (r_m1/2)*cos(alpha_start_1*pi/180);

alpha_start_2 = thickness_angles2(1)/2 + 360*k/N2 + dev +
backlash_angle2/2;
r_sx_2= (r_m2/2)*sin(alpha_start_2*pi/180);
r_sy_2= (r_m2/2)*cos(alpha_start_2*pi/180);

% Finish pionts
% alpha_finish =
thickness_angles1(1)/2+2*alpha_x+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;
alpha_finish_1 = alpha_start_1 + alpha_circle_dia_1;
r_fx_1= (r_m1/2)*sin(alpha_finish_1*pi/180);
r_fy_1= (r_m1/2)*cos(alpha_finish_1*pi/180);

alpha_finish_2 = alpha_start_2 + alpha_circle_dia_2;
r_fx_2= (r_m2/2)*sin(alpha_finish_2*pi/180);
r_fy_2= (r_m2/2)*cos(alpha_finish_2*pi/180);

% Scanned angles for pinion
% Central to start

if r_my_1 > 0 && r_mx_1>0
start_angle_1 = 90 + atan((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-
r_sx_1))*180/pi;
finish_angle_1 = 180+atan(abs((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-
r_fx_1)))*180/pi;

elseif r_my_1 < 0 && r_mx_1>0
    if r_mx_1 > r_sx_1
        start_angle_1 = 90-atan(abs((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-
r_sx_1)))*180/pi;
        finish_angle_1 = 180+atan((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-
r_fx_1))*180/pi;
    else
        start_angle_1 = 90-atan(abs((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-
r_sx_1)))*180/pi;
        finish_angle_1 = atan(abs((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-
r_fx_1)))*180/pi;
    end

elseif r_my_1 < 0 && r_mx_1 < 0
%     if r_mx < r_sx
start_angle_1 = atan((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-r_sx_1))*180/pi-90;
        finish_angle_1 = atan((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-r_fx_1))*180/pi;
    else
        start_angle_1 = atan((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-r_sx_1))*180/pi-
90;
        finish_angle_1 = atan((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-r_fx_1))*180/pi;
    end
end

```

```

x=r_mx_1;
y=r_my_1;
r=r_a1;
th = pi*start_angle_1/180:pi/250:finish_angle_1*pi/180;

xunit = r * cos(th) + x;
yunit = r * sin(th) + y;
% h = plot(xunit, yunit, 'blue'),axis equal;

% Right Section

r_a1 = r_root*mn;
% r_a1 = db1/(2*(1/sin(pi/N1-thickness_angles1(1)*pi/360)-1));
r_m1 = db1/2 + r_a1;
alpha_circle_dia_1 = 2*asin(r_a1/r_m1)*180/pi;
alpha_x_1= alpha_circle_dia_1/2;
% alpha_x_1= (360/N1 - thickness_angles1(1))/2;
alpha_center_1 = -thickness_angles1(1)/2-
alpha_x_1+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;

r_a2 = r_root*mn;
% r_a2 = db2/(2*(1/sin(pi/N2-thickness_angles2(1)*pi/360)-1));
r_m2 = db2/2 + r_a2;
alpha_circle_dia_2 = 2*asin(r_a2/r_m2)*180/pi;
alpha_x_2= alpha_circle_dia_2/2;
% alpha_x_2= (360/N2 - thickness_angles2(1))/2;
alpha_center_2 = -thickness_angles2(1)/2-
alpha_x_2+360*k/N2+dev+backlash_angle2/2;

% Central pionts
r_mx_1= r_m1*sin(alpha_center_1*pi/180);
r_my_1= r_m1*cos(alpha_center_1*pi/180);
r_mx_report_1(k+1) = r_mx_1;
r_my_report_1(k+1) = r_my_1;

r_mx_2= r_m2*sin(alpha_center_2*pi/180);
r_my_2= r_m2*cos(alpha_center_2*pi/180);
r_mx_report_2(k+1) = r_mx_2;
r_my_report_2(k+1) = r_my_2;

alpha_start_1 = thickness_angles1(1)/2 + 360*k/N1 + dev +
backlash_angle1/2;
r_sx_1= (r_m1/2)*sin(alpha_start_1*pi/180);
r_sy_1= (r_m1/2)*cos(alpha_start_1*pi/180);

alpha_start_2 = thickness_angles2(1)/2 + 360*k/N2 + dev +
backlash_angle2/2;
r_sx_2= (r_m2/2)*sin(alpha_start_2*pi/180);
r_sy_2= (r_m2/2)*cos(alpha_start_2*pi/180);

% Finish pionts

```

```

% alpha_finish =
thickness_angles1(1)/2+2*alpha_x+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;
alpha_finish_1 = alpha_start_1 + alpha_circle_dia_1;
r_fx_1= (r_m1/2)*sin(alpha_finish_1*pi/180);
r_fy_1= (r_m1/2)*cos(alpha_finish_1*pi/180);

alpha_finish_2 = alpha_start_2 + alpha_circle_dia_2;
r_fx_2= (r_m2/2)*sin(alpha_finish_2*pi/180);
r_fy_2= (r_m2/2)*cos(alpha_finish_2*pi/180);

% Scanned angles for pinion
% Central to start

if r_my_1 > 0 && r_mx_1>0
    if r_mx_1 > r_sx_1
        start_angle_1 = 180+atan((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-r_sx_1))*180/pi;
        finish_angle_1 = 270+atan(abs((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-
r_fx_1)))*180/pi;
    else
        start_angle_1 = 360+atan((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-
r_sx_1))*180/pi;
        finish_angle_1 = 270+atan(abs((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-
r_fx_1)))*180/pi;
    end

elseif r_my_1 < 0 && r_mx_1>0
    if r_mx_1 > r_sx_1
        start_angle_1 = 180-atan(abs((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-
r_sx_1)))*180/pi;
        finish_angle_1 = 270+atan((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-
r_fx_1))*180/pi;
    else
        start_angle_1 = atan(abs((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-
r_sx_1)))*180/pi;
        finish_angle_1 = atan(abs((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-
r_fx_1)))*180/pi-90;
    end

elseif r_my_1 < 0 && r_mx_1 < 0
    if r_mx_1 < r_sx_1
        start_angle_1 = atan((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-r_sx_1))*180/pi;
        finish_angle_1 = 90+atan((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-
r_fx_1))*180/pi;
    else
        start_angle_1 = 180+atan((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-
r_sx_1))*180/pi;
        finish_angle_1 = 270+atan((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-
r_fx_1))*180/pi;
    end

else
    start_angle_1 = atan((r_my_1-r_sy_1)/(r_mx_1-r_sx_1))*180/pi;
    finish_angle_1 = 90+atan((r_my_1-r_fy_1)/(r_mx_1-r_fx_1))*180/pi;
end

```

```

x=r_mx_1;
y=r_my_1;
r=r_a1;
th = pi*start_angle_1/180:pi/250:finish_angle_1*pi/180;

xunit = r * cos(th) + x;
yunit = r * sin(th) + y;
% h = plot(xunit, yunit, 'blue'),axis equal;

involte_plot1_start_dia = 2*sqrt(r_m1^2-r_a1^2);
interim_dia1_plot= da1-involte_plot1_start_dia; %Section which
seperated equally to control contact points for pinion
step_length1=interim_dia1_plot/step_number;
step_dias1_plot=[involte_plot1_start_dia:step_length1: da1];

involte_plot2_start_dia = 2*sqrt(r_m2^2-r_a2^2);
interim_dia2_plot= da2-involte_plot2_start_dia; %Section which
seperated equally to control contact points for pinion
step_length2=interim_dia2_plot/step_number;
step_dias2_plot=[involte_plot2_start_dia:step_length2: da2];

for i=1:step_number+1
pressure_angles1_plot(i) =
acos(d_base1/step_dias1_plot(i))*180/pi;
pressure_angles2_plot(i) =
acos(d_base2/step_dias2_plot(i))*180/pi;
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
involute_alphas1_plot(i) =
tan(pressure_angles1_plot(i)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles1_plot(i);
involute_alphas2_plot(i) =
tan(pressure_angles2_plot(i)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles2_plot(i);
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
thickness_angles1_plot(i) = total_angle_base1 -
2*involute_alphas1_plot(i); % Tooth thickness angles for pinion
thickness_angles2_plot(i) = total_angle_base2 -
2*involute_alphas2_plot(i); % Tooth thickness angles for gear
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
Left_points_x1(i)=(step_dias1_plot(i)/2)*sin((dev+360/N1*k-
(thickness_angles1_plot(i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);
Left_points_y1(i)= (step_dias1_plot(i)/2)*cos((dev+360/N1*k-
(thickness_angles1_plot(i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);

```

```

Right_points_x1(i)=
(step_dias1_plot(i)/2)*sin((dev+360/N1*k+(thickness_angles1_plot(
i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);
Right_points_y1(i)=
(step_dias1_plot(i)/2)*cos((dev+360/N1*k+(thickness_angles1_plot(
i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);
i=i+1;
end
% hold on;
%
% plot(0,0,'r+'),hold on,axis equal;
% plot(Left_points_x1,Left_points_y1,'black')
top_land_points_x1=[Left_points_x1(step_number+1),Right_points_x1
(step_number+1)];
top_land_points_y1=[Left_points_y1(step_number+1),Right_points_y1
(step_number+1)];
% plot(top_land_points_x1,top_land_points_y1,'black')
% plot(Right_points_x1,Right_points_y1,'black')
%
% k=k+1;
end

% Middle Section

% hold on;

for k=0:N1-1

    alpha_middle_1_start =
thickness_angles1(1)/2+alpha_circle_dia_1/2+90+k*360/N1;
alpha_middle_1_finish = 360/N1 - thickness_angles1(1)-
2*alpha_x_1+thickness_angles1(1)/2+alpha_circle_dia_1/2+90+k*360/
N1;

x=0;
y=0;
r=db1/2;
th = pi*0/180:pi/250:360*pi/180;
% th =
pi*alpha_middle_1_start/180:pi/250:alpha_middle_1_finish*pi/180;

xunit = r * cos(th) + x;
yunit = r * sin(th) + y;
% h = plot(xunit, yunit, 'red'),axis equal;

end

% figure('units','normalized','outerposition',[0 0 1 1])

for k=0:N2

%% Root form evaluation for gear

```

```

%% Root form evaluation for pinion

% Left Section

r_a1 = r_root*mn;
% r_a1 = db1/(2*(1/sin(pi/N1-thickness_angles1(1)*pi/360)-1));
r_m1 = db1/2 + r_a1;
alpha_circle_dia_1 = 2*asin(r_a1/r_m1)*180/pi;
alpha_x_1= alpha_circle_dia_1/2;
% alpha_x_1= (360/N1 - thickness_angles1(1))/2;
alpha_center_1 =
thickness_angles1(1)/2+alpha_x_1+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;

r_a2 = r_root*mn;
% r_a2 = db2/(2*(1/sin(pi/N2-thickness_angles2(1)*pi/360)-1));
r_m2 = db2/2 + r_a2;
alpha_circle_dia_2 = 2*asin(r_a2/r_m2)*180/pi;
alpha_x_2= alpha_circle_dia_2/2;
% alpha_x_2= (360/N2 - thickness_angles2(1))/2;
alpha_center_2 =
thickness_angles2(1)/2+alpha_x_2+360*k/N2+dev+backlash_angle2/2;

alpha_middle_1_start = thickness_angles1(1)/2+alpha_x_1;
alpha_middle_1_finish = 360/N1 - thickness_angles1(1) -
2*alpha_x_1;

% Central pions
r_mx_1= r_m1*sin(alpha_center_1*pi/180);
r_my_1= r_m1*cos(alpha_center_1*pi/180);
r_mx_report_1(k+1) = r_mx_1;
r_my_report_1(k+1) = r_my_1;

r_mx_2= r_m2*sin(alpha_center_2*pi/180);
r_my_2= r_m2*cos(alpha_center_2*pi/180);
r_mx_report_2(k+1) = r_mx_2;
r_my_report_2(k+1) = r_my_2;

alpha_start_1 = thickness_angles1(1)/2 + 360*k/N1 + dev +
backlash_angle1/2;
r_sx_1= (r_m1/2)*sin(alpha_start_1*pi/180);
r_sy_1= (r_m1/2)*cos(alpha_start_1*pi/180);

alpha_start_2 = thickness_angles2(1)/2 + 360*k/N2 + dev +
backlash_angle2/2;
r_sx_2= (r_m2/2)*sin(alpha_start_2*pi/180);
r_sy_2= (r_m2/2)*cos(alpha_start_2*pi/180);

% Finish pions
% alpha_finish =
thickness_angles1(1)/2+2*alpha_x+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;
alpha_finish_1 = alpha_start_1 + alpha_circle_dia_1;
r_fx_1= (r_m1/2)*sin(alpha_finish_1*pi/180);
r_fy_1= (r_m1/2)*cos(alpha_finish_1*pi/180);

alpha_finish_2 = alpha_start_2 + alpha_circle_dia_2;
r_fx_2= (r_m2/2)*sin(alpha_finish_2*pi/180);

```

```

r_fy_2= (r_m2/2)*cos(alpha_finish_2*pi/180);

% Scanned angles for pinion
% Central to start

if r_my_2 > 0 && r_mx_2>0
start_angle_2 = 90 + atan((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-
r_sx_2))*180/pi;
finish_angle_2 = 180+atan(abs((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-
r_fx_2)))*180/pi;

elseif r_my_2 < 0 && r_mx_2>0
    if r_mx_2 > r_sx_2
        start_angle_2 = 90-atan(abs((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-
r_sx_2)))*180/pi;
finish_angle_2 = 180+atan((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-
r_fx_2))*180/pi;
    else
        start_angle_2 = 90-atan(abs((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-
r_sx_2)))*180/pi;
finish_angle_2 = atan(abs((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-
r_fx_2)))*180/pi;

    end

elseif r_my_2 < 0 && r_mx_2 < 0
%     if r_mx < r_sx
start_angle_2 = atan((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-r_sx_2))*180/pi-90;
finish_angle_2 = atan((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-r_fx_2))*180/pi;
    else
        start_angle_2 = atan((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-r_sx_2))*180/pi-
90;
finish_angle_2 = atan((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-r_fx_2))*180/pi;
    end

x=r_mx_2;
y=r_my_2+Cp_op;
r=r_a2;
th = pi*start_angle_2/180:pi/250:finish_angle_2*pi/180;

xunit = r * cos(th) + x;
yunit = r * sin(th) + y;
% h = plot(xunit, yunit, 'blue'),axis equal;

% Right Section

r_a1 = r_root*mn;
% r_a1 = db1/(2*(1/sin(pi/N1-thickness_angles1(1)*pi/360)-1));
r_m1 = db1/2 + r_a1;
alpha_circle_dia_1 = 2*asin(r_a1/r_m1)*180/pi;
alpha_x_1= alpha_circle_dia_1/2;
% alpha_x_1= (360/N1 - thickness_angles1(1))/2;
alpha_center_1 = -thickness_angles1(1)/2-
alpha_x_1+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;

```

```

r_a2 = r_root*mn;
% r_a2 = db2/(2*(1/sin(pi/N2-thickness_angles2(1)*pi/360)-1));
r_m2 = db2/2 + r_a2;
alpha_circle_dia_2 = 2*asin(r_a2/r_m2)*180/pi;
alpha_x_2= alpha_circle_dia_2/2;
% alpha_x_2= (360/N2 - thickness_angles2(1))/2;
alpha_center_2 = -thickness_angles2(1)/2-
alpha_x_2+360*k/N2+dev+backlash_angle2/2;

% Central pions
r_mx_1= r_m1*sin(alpha_center_1*pi/180);
r_my_1= r_m1*cos(alpha_center_1*pi/180);
r_mx_report_1(k+1) = r_mx_1;
r_my_report_1(k+1) = r_my_1;

r_mx_2= r_m2*sin(alpha_center_2*pi/180);
r_my_2= r_m2*cos(alpha_center_2*pi/180);
r_mx_report_2(k+1) = r_mx_2;
r_my_report_2(k+1) = r_my_2;

alpha_start_1 = thickness_angles1(1)/2 + 360*k/N1 + dev +
backlash_angle1/2;
r_sx_1= (r_m1/2)*sin(alpha_start_1*pi/180);
r_sy_1= (r_m1/2)*cos(alpha_start_1*pi/180);

alpha_start_2 = thickness_angles2(1)/2 + 360*k/N2 + dev +
backlash_angle2/2;
r_sx_2= (r_m2/2)*sin(alpha_start_2*pi/180);
r_sy_2= (r_m2/2)*cos(alpha_start_2*pi/180);

% Finish pions
% alpha_finish =
thickness_angles1(1)/2+2*alpha_x+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;
alpha_finish_1 = alpha_start_1 + alpha_circle_dia_1;
r_fx_1= (r_m1/2)*sin(alpha_finish_1*pi/180);
r_fy_1= (r_m1/2)*cos(alpha_finish_1*pi/180);

alpha_finish_2 = alpha_start_2 + alpha_circle_dia_2;
r_fx_2= (r_m2/2)*sin(alpha_finish_2*pi/180);
r_fy_2= (r_m2/2)*cos(alpha_finish_2*pi/180);

% Scanned angles for pinion
% Central to start

if r_my_2 > 0 && r_mx_2>0
    if r_mx_2 > r_sx_2
start_angle_2 = 180+atan((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-r_sx_2))*180/pi;
finish_angle_2 = 270+atan(abs((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-
r_fx_2)))*180/pi;
    else
        start_angle_2 = 360+atan((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-
r_sx_2))*180/pi;

```

```

finish_angle_2 = 270+atan(abs((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-
r_fx_2)))*180/pi;
end

elseif r_my_2 < 0 && r_mx_2>0
    if r_mx_2 > r_sx_2
        start_angle_2 = 180-atan(abs((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-
r_sx_2)))*180/pi;
        finish_angle_2 = 270+atan((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-
r_fx_2))*180/pi;
    else
        start_angle_2 = atan(abs((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-
r_sx_2)))*180/pi;
        finish_angle_2 = atan(abs((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-
r_fx_2)))*180/pi-90;

        end

elseif r_my_2 < 0 && r_mx_2 < 0
    if r_mx_2 < r_sx_2
        start_angle_2 = atan((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-r_sx_2))*180/pi;
        finish_angle_2 = 90+atan((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-
r_fx_2))*180/pi;
    else
        start_angle_2 = 180+atan((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-
r_sx_2))*180/pi;
        finish_angle_2 = 270+atan((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-
r_fx_2))*180/pi;
    end

else
    start_angle_2 = atan((r_my_2-r_sy_2)/(r_mx_2-r_sx_2))*180/pi;
    finish_angle_2 = 90+atan((r_my_2-r_fy_2)/(r_mx_2-r_fx_2))*180/pi;
end

x=r_mx_2;
y=r_my_2+Cp_op;
r=r_a2;
th = pi*start_angle_2/180:pi/250:finish_angle_2*pi/180;

xunit = r * cos(th) + x;
yunit = r * sin(th) + y;
% h = plot(xunit, yunit, 'blue'),axis equal;

involte_plot1_start_dia = 2*sqrt(r_m1^2-r_a1^2);
interim_dia1_plot= da1-involte_plot1_start_dia; %Section which
seperated equally to control contact points for pinion
step_length1=interim_dia1_plot/step_number;
step_dia1_plot=[involte_plot1_start_dia:step_length1: da1];

involte_plot2_start_dia = 2*sqrt(r_m2^2-r_a2^2);
interim_dia2_plot= da2-involte_plot2_start_dia; %Section which
seperated equally to control contact points for pinion
step_length2=interim_dia2_plot/step_number;

```

```

step_dias2_plot=[involute_plot2_start_dia:step_length2: da2];

for i=1:step_number+1
pressure_angles1_plot(i) =
acos(d_base1/step_dias1_plot(i))*180/pi;
pressure_angles2_plot(i) =
acos(d_base2/step_dias2_plot(i))*180/pi;
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
involute_alphas1_plot(i) =
tan(pressure_angles1_plot(i)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles1_plot(i);
involute_alphas2_plot(i) =
tan(pressure_angles2_plot(i)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles2_plot(i);
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
thickness_angles1_plot(i) = total_angle_base1 -
2*involute_alphas1_plot(i); % Tooth thickness angles for pinion
thickness_angles2_plot(i) = total_angle_base2 -
2*involute_alphas2_plot(i); % Tooth thickness angles for gear
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
Left_points_x2(i)= (step_dias2_plot(i)/2)*sin((dev+360/N2*k-
(thickness_angles2_plot(i)/2)+backlash_angle2/2)*pi/180);
Left_points_y2(i)= (step_dias2_plot(i)/2)*cos((dev+360/N2*k-
(thickness_angles2_plot(i)/2)+backlash_angle2/2)*pi/180);
Right_points_x2(i)=
(step_dias2_plot(i)/2)*sin((dev+360/N2*k+(thickness_angles2_plot(
i)/2)+backlash_angle2/2)*pi/180);
Right_points_y2(i)=
(step_dias2_plot(i)/2)*cos((dev+360/N2*k+(thickness_angles2_plot(
i)/2)+backlash_angle2/2)*pi/180);
i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
Left_points_y2(i)= Left_points_y2(i)+Cp_op;
Right_points_y2(i)= Right_points_y2(i)+Cp_op ;
i=i+1;
end

% hold on;
%
% plot(0,0,'r+'),hold on,axis equal;
% plot(Left_points_x2,Left_points_y2,'black')

```

```

top_land_points_x2=[Left_points_x2(step_number+1),Right_points_x2
(step_number+1)];
top_land_points_y2=[Left_points_y2(step_number+1),Right_points_y2
(step_number+1)];
% plot(top_land_points_x2,top_land_points_y2,'black')
% plot(Right_points_x2,Right_points_y2,'black')

% k=k+1;
end

% Middle Section

% hold on;

for k=0:N2-1

    alpha_middle_2_start =
thickness_angles2(1)/2+alpha_circle_dia_2/2+90+k*360/N2;
alpha_middle_2_finish = 360/N2 - thickness_angles2(1)-
2*alpha_x_2+thickness_angles2(1)/2+alpha_circle_dia_2/2+90+k*360/
N2;

x=0;
y=Cp_op;
r=db2/2;
% th =
pi*alpha_middle_2_start/180:pi/250:alpha_middle_2_finish*pi/180;
th = pi*0/180:pi/250:360*pi/180;

xunit = r * cos(th) + x;
yunit = r * sin(th) + y;
% h = plot(xunit, yunit, 'red'),axis equal;

end

%% HCR ANALYSIS

%% Contact ratio optimization
% fprintf('module    N1        N2        alpha    a        b        CR\n');
k=1;
for a=1.0:0.05:1.6 % Addendum coefficient selection
    for b= 1:0.05:1.8
        for alpha= 16:0.25:24 % Pressure angle selection
            x1=0; % Profile shift coefficient for pinion
            y1=x1*mn; % Profile shift for pinion
            x2=0;% Profile shift coefficient for gear
            y2=x2*mn; % Profile shift for gear

            dp1_op= N1*mn+2*y1; % pitch diameter of pinion
            dp2_op= N2*mn+2*y2; % pitch diameter of gear

            t= pi*mn/2; % tooth thickness without profile shift

```

```

    t1= pi*mn/2 + 2*y1*tan(alpha*pi/180); %tooth thickness at
pitch circle
    t2= pi*mn/2 + 2*y2*tan(alpha*pi/180); %tooth thickness at
pitch circle

    da1= dp1_op + 2*a*mn; % addendum/tip diameter of pinion
    da2= dp2_op + 2*a*mn; % addendum/tip diameter of gear
    db1= dp1_op - 2*b*mn; % dedendum/root diameter of pinion
    db2= dp2_op - 2*b*mn; % dedendum/root diameter of gear
    d_base1= dp1*cos(alpha*pi/180); %base diameter of pinion
    d_base2= dp2*cos(alpha*pi/180); %base diameter of pinion
    angle_pitch_1= pi/N1; %Roll angle of pinion @pitch
    angle_pitch_2= pi/N2; %Roll angle of gear @pitch
    Cp= (dp1+dp2)/2; %Center distance
    Cp_op = (dp1_op+dp2_op)/2; % Operating Center distance

    % Top Land Thickness & Root under cut constraint

    J_all=0; % Total Backlash
    J_p= 0; % Pinion Backlash
    J_g= J_all-J_p; % Gear Backlash

    backlash_angle= J_p/(dp1/2)*180/pi;

    pressure_angles1(step_number+1) =
acos(d_base1/da1)*180/pi;
    pressure_angles2(step_number+1) =
acos(d_base2/da2)*180/pi;

    involute_alphas1(step_number+1) =
tan(pressure_angles1(step_number+1)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles1(step_number+1);
    involute_alphas2(step_number+1) =
tan(pressure_angles2(step_number+1)*pi/180)*180/pi-
pressure_angles2(step_number+1);

    total_angle_base1 = 180/N1 + 2*(tan(alpha*pi/180)*180/pi-
alpha);
    total_angle_base2 = 180/N2 + 2*(tan(alpha*pi/180)*180/pi-
alpha);

    total_angle_base1 = total_angle_base1-backlash_angle;
    total_angle_base2 = 180/N2 + 2*(tan(alpha*pi/180)*180/pi-
alpha);

    thickness_angles1(step_number+1) = total_angle_base1 -
2*involute_alphas1(step_number+1); % Tooth thickness angles for
pinion
    thickness_angles2(step_number+1) = total_angle_base2 -
2*involute_alphas2(step_number+1); % Tooth thickness angles for
gear

    Left_points_xa= (da1/2)*sin((( -
thickness_angles1(step_number+1)/2))*pi/180);
    Left_points_ya= (da1/2)*cos((( -
thickness_angles1(step_number+1)/2))*pi/180);

```

```

        Right_points_xa=
        (da1/2)*sin(((thickness_angles1(step_number+1)/2))*pi/180);
        Right_points_ya=
        (da1/2)*cos(((thickness_angles1(step_number+1)/2))*pi/180);
        top_land_thickness = Right_points_xa- Left_points_xa;

        Lac= sqrt((da1/2)^2-(d_base1/2)^2)+sqrt((da2/2)^2-
        (d_base2/2)^2)-Cp*sin(alpha*pi/180);%Length of Action
        Pb=pi*d_base1/N1; %Base pitch
        CR = Lac/Pb;
        if CR>2
            if top_land_thickness > 2*0.188*(mn^0.861)
                if b>a
                    Clrnc = Cp_op-da1/2-db2/2;
                    Result(k,:)= [mn N1 N2 alpha a b CR Left_points_xa
                    Right_points_xa top_land_thickness Clrnc];
                    % fprintf('%.3f %.3f %.3f %.3f %.3f %.3f %.3f
                    \n', mn , N1, N2, alpha, a, b, CR);
                    % ccc=4
                    k=k+1;
                end
            end
        end
    end
end

for ppp=1:1:length(Result)

%% OPTIMIZER

% mn= 3; % module
% N1= 23; % tooth number of pinion
% N2= 27; % tooth number of gear

% mn= 3; % module
% N1= 23; % tooth number of pinion
% N2= 27; % tooth number of gear
dp1= N1*mn; % pitch diameter of pinion
dp2= N2*mn; % pitch diameter of gear
a= Result(ppp,5); %addendum coefficient
b= Result(ppp,6); %dedendum coefficient
alpha= Result(ppp,4); %pressure angle @pitch

x1=0; % Profile shift coefficient for pinion
% x1=0.1; % Profile shift coefficient for pinion
y1=x1*mn; % Profile shift for pinion
x2=0;% Profile shift coefficient for gear
% x2=-0.2;% Profile shift coefficient for gear
y2=x2*mn; % Profile shift for gear

%Dedendum limitations
max_b1 = N1*(1-cos(alpha*pi/180))/2;
max_b2 = N2*(1-cos(alpha*pi/180))/2;

```

```

F_t = 13839.6; % Tangential load, N
face_width = 73.6;
dp1_op= N1*mn+2*y1; % pitch diameter of pinion
dp2_op= N2*mn+2*y2; % pitch diameter of gear

t= pi*mn/2;% tooth thickness
t1= pi*mn/2 + 2*y1*tan(alpha*pi/180); %tooth thickness at pitch
circle
t2= pi*mn/2 + 2*y2*tan(alpha*pi/180); %tooth thickness at pitch
circle

da1= dp1_op + 2*a*mn; % addendum/tip diameter of pinion
da2= dp2_op + 2*a*mn; % addendum/tip diameter of gear
db1= dp1_op - 2*b*mn; % dedendum/root diameter of pinion
db2= dp2_op - 2*b*mn; % dedendum/root diameter of gear
d_base1= dp1*cos(alpha*pi/180); %base diameter of pinion
d_base2= dp2*cos(alpha*pi/180); %base diameter of pinion
angle_pitch_1= pi/N1; %Roll angle of pinion @pitch
angle_pitch_2= pi/N2; %Roll angle of gear @pitch
Cp= (dp1+dp2)/2; %Center distance
Cp_op = (dp1_op+dp2_op)/2; % Operating Center distance

%% Pressure angles
alpha_root1= acos(d_base1/db1)*180/pi;
alpha_root2= acos(d_base2/db2)*180/pi;

alpha_tip1= acos(d_base1/da1)*180/pi;
alpha_tip2= acos(d_base2/da2)*180/pi;

%% Separated points
step_number= 999;
interim_dia1= da1-db1; %Section which separated equally to
control contact points for pinion
interim_dia2= da2-db2; %Section which separated equally to
control contact points for gear
step_length1=interim_dia1/step_number;
step_length2=interim_dia2/step_number;

step_dias1=[db1:step_length1: da1];
step_dias2=[db2:step_length2: da2];

for i=1:step_number+1
pressure_angles1(i) = acos(d_base1/step_dias1(i))*180/pi;
pressure_angles2(i) = acos(d_base2/step_dias2(i))*180/pi;
i=i+1;
end

J_all=0; % Total Backlash
J_p= 0; % Pinion Backlash
J_g= J_all-J_p; % Gear Backlash

% J_all=0.3; % Total Backlash
% J_p= -0.2; % Pinion Backlash
% J_g= J_all-J_p; % Gear Backlash

backlash_angle1= J_p/(dp1/2)*180/pi;
backlash_angle2= J_g/(dp2/2)*180/pi;

```

```

total_angle_base1 = 180/N1 + 2*(tan(alpha*pi/180)*180/pi-alpha);
total_angle_base2 = 180/N2 + 2*(tan(alpha*pi/180)*180/pi-alpha);

total_angle_base1 = total_angle_base1-backlash_angle1;
total_angle_base2 = total_angle_base2-backlash_angle2;

for i=1:step_number+1
    involute_alphas1(i) = tan(pressure_angles1(i)*pi/180)*180/pi-
    pressure_angles1(i);
    involute_alphas2(i) = tan(pressure_angles2(i)*pi/180)*180/pi-
    pressure_angles2(i);
    i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
    thickness_angles1(i) = total_angle_base1 - 2*involute_alphas1(i);
    % Tooth thickness angles for pinion
    thickness_angles2(i) = total_angle_base2 - 2*involute_alphas2(i);
    % Tooth thickness angles for gear
    i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
    tooth_thicknesses1(i) =
    step_dias1(i)*thickness_angles1(i)*pi/360; % Tooth thickness for
    pinion
    tooth_thicknesses2(i) =
    step_dias2(i)*thickness_angles2(i)*pi/360; % Tooth thickness for
    gear
    i=i+1;
end

%% Contact Ratio Calculations
Lac= sqrt((da1/2)^2-(d_base1/2)^2)+sqrt((da2/2)^2-(d_base2/2)^2)-
Cp*sin(alpha*pi/180); %Length of Action
Pb=pi*d_base1/N1; %Base pitch
CR = Lac/Pb;

%% Working velocities
n1= 1000; % Pinion speed, rpm
n2= n1*N2/N1; % Gear speed, rpm

% Tip Interference Analysis

dev=0; % Deviation interim, degree

for k=0:N1

%% Root form evaluation for pinion

r_a1 = db1/(2*(1/sin(pi/N1-thickness_angles1(1)*pi/360)-1));
r_m1 = db1/2 + r_a1;
rx1 = sqrt((r_m1)^2-(d_base1/2)^2);
alpha_circle_dia = 2*asin(r_a1/r_m1)*180/pi;
% rx=sqrt((db1/2)^2-(d_base1/2)^2);

```

```

% alpha_rt1 =atan(rx/(d_base1/2))*180/pi;
alpha_x= (360/N1 - thickness_angles1(1))/2;
% alpha_x= asin(r_a1/r_m1)*90/pi;
% alpha_m = alpha_rt1 + alpha_x;
% r_a = (d_base1/2)*tan(alpha_m*pi/180)-rx;
% r_m = sqrt((rx+r_a)^2+(d_base1/2)^2);
alpha_center =
thickness_angles1(1)/2+alpha_x+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;
% alpha_center = thickness_angles1(1)/2 + alpha_x;

% Central pionts
r_mx= r_m1*sin(alpha_center*pi/180);
r_my= r_m1*cos(alpha_center*pi/180);
r_mx_report(k+1) = r_mx;
r_my_report(k+1) = r_my;

% alpha_start =
thickness_angles1_circle/2+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;
alpha_start = thickness_angles1(1)/2 + 360*k/N1 + dev +
backlash_angle1/2;

r_sx= (r_m1/2)*sin(alpha_start*pi/180);
r_sy= (r_m1/2)*cos(alpha_start*pi/180);

% Finish pionts
% alpha_finish =
thickness_angles1(1)/2+2*alpha_x+360*k/N1+dev+backlash_angle1/2;
alpha_finish = alpha_start + alpha_circle_dia;
r_fx= (r_m1/2)*sin(alpha_finish*pi/180);
r_fy= (r_m1/2)*cos(alpha_finish*pi/180);

% Scanned angles
% Central to start

if r_my > 0 && r_mx>0
start_angle = 90 + atan((r_my-r_sy)/(r_mx-r_sx))*180/pi;
finish_angle = 270+atan(abs((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx)))*180/pi;

elseif r_my < 0 && r_mx>0
    if r_mx > r_sx
        start_angle = 90-atan(abs((r_my-r_sy)/(r_mx-
r_sx)))*180/pi;
finish_angle = 270+atan((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx))*180/pi;
    else
        start_angle = 90-atan(abs((r_my-r_sy)/(r_mx-
r_sx)))*180/pi;
finish_angle = atan(abs((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx)))*180/pi+90;

    end

elseif r_my < 0 && r_mx < 0
%     if r_mx < r_sx
start_angle = atan((r_my-r_sy)/(r_mx-r_sx))*180/pi-90;
finish_angle = atan((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx))*180/pi+90;

```

```

else
    start_angle = atan((r_my-r_sy)/(r_mx-r_sx))*180/pi-90;
    finish_angle = atan((r_my-r_fy)/(r_mx-r_fx))*180/pi+90;
end

x=r_mx;
y=r_my;
r=r_a1;
th = pi*start_angle/180:pi/250:finish_angle*pi/180;

xunit = r * cos(th) + x;
yunit = r * sin(th) + y;
% h = plot(xunit, yunit, 'black'),axis equal;

involute_plot1_start_dia = 2*sqrt(r_m1^2-r_a1^2);
interim_dial_plot= da1-involute_plot1_start_dia; %Section which
seperated equally to control contact points for pinion
% interim_dia2= da2-involute_plot2_start_dia; %Section which
seperated equally to control contact points for gear
step_length1=interim_dial_plot/step_number;
% step_length2=interim_dia2/step_number;

% involute_plot2_start_dia = 2*sqrt(r_m2^2-r_a2^2);
step_dias1_plot=[involute_plot1_start_dia:step_length1: da1];
%step_dias2_plot(i) =[involute_plot2_start_dia:step_length2: da2];

for i=1:step_number+1
    pressure_angles1_plot(i) =
    acos(d_base1/step_dias1_plot(i))*180/pi;
    % pressure_angles2_plot(i) =
    acos(d_base2/step_dias2_plot(i))*180/pi;
    i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
    involute_alphas1_plot(i) =
    tan(pressure_angles1_plot(i)*pi/180)*180/pi-
    pressure_angles1_plot(i);
    % involute_alphas2_plot(i) =
    tan(pressure_angles2_plot(i)*pi/180)*180/pi-
    pressure_angles2_plot(i);
    i=i+1;
end

for i=1:step_number+1
    thickness_angles1_plot(i) = total_angle_base1 -
    2*involute_alphas1_plot(i); % Tooth thickness angles for pinion
    % thickness_angles2_plot(i) = total_angle_base2 -
    2*involute_alphas2_plot(i); % Tooth thickness angles for gear
    i=i+1;
end

```

```

for i=1:step_number+1

Left_points_x1(i)= (step_dias1_plot(i)/2)*sin((dev+360/N1*k-
(thickness_angles1_plot(i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);
Left_points_y1(i)= (step_dias1_plot(i)/2)*cos((dev+360/N1*k-
(thickness_angles1_plot(i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);
Right_points_x1(i)=
(step_dias1_plot(i)/2)*sin((dev+360/N1*k+(thickness_angles1_plot(
i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);
Right_points_y1(i)=
(step_dias1_plot(i)/2)*cos((dev+360/N1*k+(thickness_angles1_plot(
i)/2)+backlash_angle1/2)*pi/180);
i=i+1;
end

top_land_points_x1=[Left_points_x1(step_number+1),Right_points_x1
(step_number+1)];
top_land_points_y1=[Left_points_y1(step_number+1),Right_points_y1
(step_number+1)];

end

%% Contact Points on involute curves

r_ETEP = dal/2;
r_ap = r_ETEP; % Ending of tooth engagement point (ETEP)

r_bp = d_base1/2;
AF= CR*Pb;

r_ESDTEP = sqrt((sqrt(r_ap^2-r_bp^2)-AF+2*Pb)^2 + r_bp^2); %
Ending of second double tooth engagement point (ESDTEP)
r_BSDTEP = sqrt((sqrt(r_ap^2-r_bp^2)-Pb)^2 + r_bp^2); % Beginning
of second double tooth engagement point (BSDTEP)
r_EFDTEP = sqrt((sqrt(r_ap^2-r_bp^2)-AF+Pb)^2+r_bp^2); % Ending
of first double tooth engagement point (EFDTEP)
r_BFDTEP = sqrt((sqrt(r_ap^2-r_bp^2)-2*Pb)^2 + r_bp^2); %
Beginning of first double tooth engagement point (BFDTEP)
r_BTEP = sqrt((sqrt(r_ap^2-r_bp^2)-AF)^2+r_bp^2); % Beginning of
teeth engagement point (BTEP)

%% New Method for load sharing /zhygear

d_ESDTEP = r_ESDTEP*2; % Ending of second double tooth engagement
point (ESDTEP)
%d_BSDTEP = r_BSDTEP*2; % Beginning of second double tooth
engagement point (BSDTEP)

```

```

d_EFDTEP = r_EFDTEP*2; % Ending of first double tooth engagement
point (EFDTEP)
%d_BFDTEP = r_BFDTEP*2; % Beginning of first double tooth
engagement point (BFDTEP)

%% h_d_ESDTEP for pinion Determination

%% h_d_HPSTC for pinion Determination

d_HPSTC = d_ESDTEP;

alpha_cutter = alpha;
inv_press_cutter_deg = tan(alpha_cutter*pi/180)*180/pi-
alpha_cutter;
inv_press_cutter_rad = inv_press_cutter_deg*pi/180;

pressure_angles1_d_HPSTC = acos(d_base1/d_HPSTC)*180/pi;
involute_alphas1_d_HPSTC =
tan(pressure_angles1_d_HPSTC*pi/180)*180/pi-
pressure_angles1_d_HPSTC;
thickness_angles1_d_HPSTC = total_angle_base1 -
2*involute_alphas1_d_HPSTC;
tooth_thicknesses1_d_HPSTC =
d_HPSTC*thickness_angles1_d_HPSTC*pi/360;

Load_angles_rad_p_d_HPSTC = sqrt(d_HPSTC^2-d_base1^2)/d_base1-
(tooth_thicknesses1_d_HPSTC/dp1+inv_press_cutter_rad);
Load_angles_deg_p_d_HPSTC = Load_angles_rad_p_d_HPSTC*180/pi;

x11_d_HPSTC=
(d_HPSTC/2)*sin((thickness_angles1_d_HPSTC/2)*pi/180);
y11_d_HPSTC=
(d_HPSTC/2)*cos((thickness_angles1_d_HPSTC/2)*pi/180);

y_L1_d_HPSTC = y11_d_HPSTC -
x11_d_HPSTC*tan(Load_angles_rad_p_d_HPSTC);

rx=sqrt((db1/2)^2-(d_base1/2)^2);
alpha_rt1 =atan(rx/(d_base1/2))*180/pi;
alpha_x= (360/N1 - thickness_angles1(1))/2;
alpha_m = alpha_rt1 + alpha_x;

r_a = 1.9;
alpha_center = 8.565;

r_m = db1/2 + r_a;
r_mx= r_m*sin(alpha_center*pi/180);
r_my= r_m*cos(alpha_center*pi/180);

L_2 = sqrt((y_L1_d_HPSTC-r_my)^2+r_mx^2);
L_b = y_L1_d_HPSTC;

```

```

L_a = r_m;
alpha_331 = acos((L_2^2+L_b^2-L_a^2)/(2*L_2*L_b))-asin(r_a/L_2);
alpha_331_deg = alpha_331*180/pi;

x_a = sqrt(L_2^2-r_a^2)*sin(alpha_331);
y_a = y_L1_d_HPSTC - sqrt(L_2^2-r_a^2)*cos(alpha_331);

H_h5 = y_L1_d_HPSTC-y_a;
S_h5 = 2*x_a;
h_d_HPSTC = H_h5;
s_d_HPSTC = S_h5;

E1 = 207000; % Elasticity modulus of gear1
E2 = 207000; % Elasticity modulus of gear2
L1 = 73.6; % Facewidth of the pinion
L2 = 73.6; % Facewidth of the gear
v1 = 0.3; % Poisson ratio of pinion
v2 = 0.3; % Poisson ratio of gear

% k_MESH1 = KP(2)*KP(3)/(KP(2)+KP(3));
% k_MESH2 = KP(4)*KP(1)/(KP(4)+KP(1));

%% Geometrical Factor Calculation

d_HCR_point_list = d_HPSTC;
h_HCR_list = h_d_HPSTC;
s_HCR_list = s_d_HPSTC;

alpha_cutter = alpha;
inv_press_cutter_deg = tan(alpha_cutter*pi/180)*180/pi-
alpha_cutter;
inv_press_cutter_rad = inv_press_cutter_deg*pi/180;

pressure_angles1_critical =
acos(d_base1/d_HCR_point_list)*180/pi;
involute_alphas1_critical =
tan(pressure_angles1_critical*pi/180)*180/pi-
pressure_angles1_critical;
thickness_angles1_critical = total_angle_base1 -
2*involute_alphas1_critical;
tooth_thicknesses1_critical =
d_HCR_point_list*thickness_angles1_critical*pi/360;

Load_angles_rad_p_critical = sqrt(d_HCR_point_list^2-
d_base1^2)/d_base1-
(tooth_thicknesses1_critical/dp1+inv_press_cutter_rad);
Load_angles_deg_p_critical = Load_angles_rad_p_critical*180/pi;

alpha_op = acos(Cp*cos(alpha*pi/180)/Cp_op)*180/pi; % Operating
contact angle, degree
% s_HCR_list(1) = 6.14;

```

```

% h_HCR_list(1) = 3.14;

part1 = cos(Load_angles_rad_p_critical)/cos(alpha_op*pi/180);
part2 = 6*h_HCR_list/(s_HCR_list^2);
part3 = tan(Load_angles_rad_p_critical)/s_HCR_list;

Y_factor = ((part1*(part2-part3))^-1)/mn; % Tooth form factor

% Y_factor(i) = 0.768;
% orann=Y_factor(i)/Y_factor1(i)

H = 0.331 - 0.436*alpha*pi/180;
L = 0.324 - 0.492*alpha*pi/180;
M = 0.261 + 0.545*alpha*pi/180;

% R_m1 = (dax/2 + (Cp_op-da2x/2))/2;
R_m1 = (dal/2 + (Cp_op-da2/2))/2;
% ro_f = sqrt(R_m1^2 - (d_base1/2)^2); % Radius of curvature
ro_f = sqrt(R_m1^2 - (d_base1/2)^2)*0.1; % Radius of curvature
% orann2 = 1.32/ro_f
% ro_f = ro_f*2/N1;

% ro_f = sqrt(R_m1^2 - (d_basex/2)^2); % Radius of curvature
% ro_f = 1.32; % Radius of curvature
% s_HCR_list(1) = 5.89;
% h_HCR_list(1) = 2.49;

K_f = H + ((s_HCR_list/ro_f)^L) * ((s_HCR_list/h_HCR_list)^M);
% Stress correction factor
J_factor = Y_factor/K_f;

K_over = 1.25; % Overload factor
K_dynamic = 1.03; % Overload factor
K_loaddist = 1.243; % Overload factor

F_t1 = F_t*0.52;

Sigma_fillet1 =
(F_t1/(face_width*mn*J_factor))*K_over*K_dynamic*K_loaddist;

Results_optimized(ppp,1) = Sigma_fillet1;
Results_optimized(ppp,2) = a;
Results_optimized(ppp,3) = b;
Results_optimized(ppp,4) = alpha;
% Results_optimized(ppp,5) = Y_factor;
% Results_optimized(ppp,6) = K_f;
Results_optimized(ppp,5) = J_factor;
Results_optimized(ppp,6) = h_HCR_list;
Results_optimized(ppp,7) = s_HCR_list;
Results_optimized(ppp,8) = CR;
Results_optimized(ppp,9) = Load_angles_deg_p_critical;

end

```

**EK 3**

| <b>İngilizce</b>       | <b>Türkçe</b>          |
|------------------------|------------------------|
| Involute               | Evolvent               |
| Pressure angle         | Kavrama/basınç açısı   |
| Backlash               | Diş boşluğu            |
| Pitch circle diameter  | Taksimat dairesi çapı  |
| Profile shift          | Profil kaydırma        |
| Gear backup            | Dişli cidarı           |
| Addendum               | Diş üstü yüksekliği    |
| Dedendum               | Diş tabanı derinliği   |
| Topland thickness      | Diş üstü kalınlığı     |
| Root radius            | Diş dibi yarı çapı     |
| Root circle diameter   | Taban dairesi çapı     |
| Module                 | Modül                  |
| High contact ratio     | Yüksek kavrama oranı   |
| Standard contact ratio | Standart kavrama oranı |
| Spur gear              | Alın/düz dişli         |
| Circular pitch         | Çevresel adım          |
| Crowning               | Yanak yuvarlaması      |
| Tip relief             | Uç kırma               |
| Flank                  | Yanak                  |
| Base circle            | Temel dairesi          |
| Tip diameter           | Uç çapı                |
| Root diameter          | Kök çapı               |
| Rolling angle          | Yuvarlanma açısı       |
| Diametral pitch        | Çapsal adım            |
| Base pitch             | Temel taksimat         |
| Under-cut              | Alttan kesme           |
| Gear pair              | Dişli çifti            |

