

**ÇİFT MALZEMELİ YENİ NESİL HAFİFLETİLMİŞ DÜZ
DİŞLİLERİN YAPISAL ANALİZİ**

Tufan Gürkan YILMAZ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇİFT MALZEMELİ YENİ NESİL HAFİFLETİLMİŞ DÜZ DİŞLİLERİN
YAPISAL ANALİZİ**

Tufan Gürkan YILMAZ
0000-0003-3772-7871

Doç. Dr. Gültekin KARADERE
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Tufan Gürkan YILMAZ tarafından hazırlanan "ÇİFT MALZEMELİ YENİ NESİL HAFİFLETİLMİŞ DÜZ DIŞLİLERİN YAPISAL ANALİZİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç.Dr. Gültekin KARADERE
İkinci Danışman : Prof.Dr. Fatih KARPAT

Başkan : Doç.Dr. Gültekin KARADERE
0000-0002-9280-0982
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof.Dr. Nurettin YAVUZ
0000-0002-8670-2438
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Doç. Dr. Ersen YILMAZ
0000-0002-6620-655X
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Elektrik-Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Dr. Öğr.Üyesi Mümin TUTAR
0000-0002-7286-3433
Milli Savunma Üniversitesi,
Hava Astsubay Meslek Yüksek Okulu,
Teknoloji Bilimleri Bölümü

İmza

Üye : Dr. Öğr.Üyesi Celalettin YÜCE
0000-0003-1387-907X
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım
Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü
30/12/2020

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

30/12/2020

Tufan Gürkan YILMAZ

ÖZET

Doktora Tezi

ÇİFT MALZEMELİ YENİ NESİL HAFİFLETİLMİŞ DÜZ DIŞLİLERİN YAPISAL ANALİZİ

Tufan Gürkan YILMAZ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Gültekin KARADERE

Bu tez çalışmasında çelik ve kompozit malzemeden tasarlanmış yeni nesil hafifletilmiş hibrit düz dişli çarkların gerilme, modal ve dinamik analizleri nümerik metotlarla gerçekleştirilmiştir. Hibrit dişlilerin farklı rim kalınlıklarının diş dibi ve birleşme bölgesindeki gerilmelere, doğal frekanslara, tek diş ve kavrama rijitliklerine, statik iletim hatası ve dinamik faktöre etkileri elde edilmiş ve bu değerler standart çelik ve hafifletilmiş çelik dişliler ilgili karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma neticesinde ağırlık azalımı açısından en uygun parametreler belirlenmiştir. Hibrit dişlilerin gerilme analizinde birleşme bölgesi kalınlığı olmayan kohezif bölge metodu ile tanımlanmış, deformasyonların bulunmasında ise birleşme bölgesi kalınlığı hesaba alınmıştır. Dinamik faktörü ve statik iletim hatalarını elde etmek için 2 serbestlik dereceli dişli hareket denklemleri MATLAB ortamında programlanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre 1.5xm rim kalınlığından sonra diş dibi gerilmeleri standart çelik dişlide oluşan gerilmeye oldukça yaklaşmaktadır. Tek diş rijitliği açısından ise hibrit dişlilerin standart çelik dişlilere göre daha kötü hafifletilmiş dişlilere göre ise çok daha iyi bir durumda olduğu görülmüştür. Buna göre aynı ağırlığa ve rim kalınlığına sahip hibrit dişlilerin hem gerilme hem de rijitlik açısından hafifletilmiş çelik dişlilere üstün olduğu söylenebilir.

Anahtar Kelimeler: Çelik-kompozit dişli, sonlu elemanlar analizi, MATLAB, dinamik analiz

2020, ix + 109 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

STRUCTURAL ANALYSIS OF NEW GENERATION LIGHTENED SPUR GEARS WITH DUAL MATERIAL

Tufan Gürkan YILMAZ

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Gültekin Karadere

In this thesis, the stress, modal and dynamic analysis of the new generation lightened hybrid spur gear wheels designed from steel and composite material are carried out by numerical methods. The effects of different rim thicknesses of hybrid gears on the stresses in the root and joint regions, natural frequencies, single tooth and mesh stiffnesses, static transmission error and dynamic factor are obtained and these values are compared with standard steel and lightened steel gears. As a result of the comparison, the most suitable parameters in terms of weight reduction were determined. In the stress analysis of hybrid gears, the joint region thickness is defined by the cohesive zone method without zero thickness, and the joint region thickness is taken into account in finding deformations. In order to obtain dynamic factor and static transmission errors, gear motion equations with 2 degrees of freedom are programmed in MATLAB environment. According to the results, after 1.5xm rim thickness, tooth root stresses are very close to the stress occurring in standard steel gear. In terms of single tooth stiffness, it has been observed that hybrid gears are worse than standard steel gears, and much better than lightened gears. According to the results, it can be said that hybrid gears with the same weight and rim thickness are superior to lightened steel gears in terms of both stress and rigidity.

Key words: Steel-Composite gear, finite element analysis, MATLAB, dynamic analysis

2020, ix + 109 pages.

TEŞEKKÜR

Lisansüstü eğitimime başladığım zamandan doktora tez çalışmamın sonuna kadar beni her yönden destekleyen, bilgi ve deneyimlerini benimle paylaşan, ortaya çıkan problemlerin çözümünde daima yardımcı ve yol gösterici olan asistanı olmaktan büyük gurur duyduğum değerli hocam Prof.Dr. Fatih KARPAT ' a teşekkürlerimi sunarım.

Bu süreçte mesleki olarak gelişmemi sağlayan farklı tecrübelerini bana aktaran yine asistanlığını yapmış olduğum Prof.Dr. Emin GÜLLÜ, Doç.Dr. Kadir ÇAVDAR ve Doç.Dr. Gültekin KARADERE' ye teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans ve doktora eğitimim boyunca ortak çalışmalara imza attığım, her konuda desteklerini benden esirgemeyen değerli meslektaşım Arş. Gör. Dr. Oğuz DOĞAN' a katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Lisansüstü eğitimim boyunca vermiş olduğu cesaret, güven ve göstermiş olduğu sabır dolayısıyla değerli eşim Makine Yüksek Mühendisi Eylem Şenocak YILMAZ 'a teşekkür ederim.

Tüm hayatım boyunca maddi manevi her türlü desteği bana göstermiş olan değerli babam Sıtkı YILMAZ ve değerli annem Hafize YILMAZ 'a teşekkürlerimi sunarım.

Lisansüstü hayatım boyunca yine maddi manevi her türlü desteği bana göstermiş olan değerli kayınpederim Selim ŞENOCAK ve değerli kayınvalidem Mualla ŞENOCAK' a teşekkürlerimi sunarım.

Başta ilkokul öğretmenim Ali USLU olmak üzere beni eğiten ve beni geliştiren tüm öğretmenlerime sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tufan Gürkan YILMAZ
30/12/2020

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|--|--------------|
| ÖZET..... | i |
| ABSTRACT..... | ii |
| TEŞEKKÜR..... | iii |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ | v |
| ŞEKİLLER DİZİNİ..... | vi |
| ÇİZELGELER DİZİNİ | ix |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI | 4 |
| 2.1. Diş Dibi Gerilmelerinin Tespitini İnceleyen Çalışmalar | 4 |
| 2.2. Hafifletilmiş Çelik Dişli Çarklar Üzerine Yapılmış Çalışmalar | 8 |
| 2.3. Çift Malzemeli Dişli Çarklar Üzerine Yapılmış Çalışmalar | 10 |
| 3. MATERYAL ve YÖNTEM..... | 16 |
| 3.1. Dişli Çarklar | 16 |
| 3.1.1. Evolvent Profilin Temelleri | 18 |
| 3.1.2. Dişli Çark Referans Profili ve Ana Parametreleri | 19 |
| 3.1.3. Dişli Ana Kanunu..... | 22 |
| 3.1.4. Düz Dişli Çarklarda Kavrama Olayı | 24 |
| 3.1.5. Düz Dişli Çarkların İmalatı ve Matematiksel Modellenmesi | 26 |
| 3.2. Karbon Fiber Kompozit Malzeme Modellenmesi..... | 31 |
| 3.3. Yapıştırma Bağlantı Bölgesinin Modellenmesi | 37 |
| 3.4. Dişli Çarkların Üç Boyutlu Tasarımlarının Oluşturulması | 41 |
| 3.5. Sonlu Elemanlar Analizlerinin Kurgulanması | 45 |
| 3.5.1. Diş Dibi ve Yapıştırma Bağlantı Bölgesindeki Gerilmelerin Tespiti | 47 |
| 3.5.2. Elastik Deformasyonların Tespiti | 50 |
| 3.6. Tek diş ve kavrama rijitliğinin hesaplanması..... | 52 |
| 3.7. İki Serbestlik Dereceli Dişli Çark Dinamik Modeli..... | 54 |
| 4. BULGULAR ve TARTIŞMA..... | 59 |
| 4.1. Hibrit dişlilerde kesici takım diş dibi radyüsünün diş dibi ve yapıştırma bölgesi gerilmelerine etkisi..... | 59 |
| 4.2. Hibrit dişlilerde süren taraf kavrama açısının diş dibi ve bağlantı bölgesi gerilmelerine etkileri | 68 |
| 4.3. Hafifletilmiş çelik dişlilerde rim kalınlığının diş dibi ve göbek bölgesi gerilmelerine etkileri | 74 |
| 4.4. Kompozit plaka elastisite modülünün diş dibi ve bağlantı bölgesi gerilmelerine etkileri | 80 |
| 4.5. Hibrit dişli çarklarda rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının tek diş rijitliğine etkileri..... | 82 |
| 4.6. Hafifletilmiş çelik dişli çarklarda rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının tek diş rijitliğine etkileri | 84 |
| 4.7. Kompozit plaka elastisite modülünün tek diş rijitliğine etkileri | 87 |
| 4.8. Rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının kavrama rijitliğine etkileri | 88 |
| 4.9. Rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının dinamik faktöre etkileri..... | 91 |
| 4.10. Rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının statik iletim hatasına etkileri | 93 |
| 5. SONUÇ | 96 |
| KAYNAKLAR | 100 |
| ÖZGEÇMİŞ | 108 |

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

| Simgeler | Açıklama |
|-----------------|--|
| Simgeler | Açıklama |
| α_c | Sürülen taraf basınç açısı |
| α_d | Süren taraf basınç açısı |
| m | Modül |
| h_a | Diş başı yüksekliği |
| h_f | Diş dibi yüksekliği |
| z | Diş sayısı |
| b | Diş genişliği |
| s_0 | Taksimat üzerindeki diş kalınlığı |
| e_0 | Taksimat üzerindeki diş boşluğu |
| E | Elastisite modülü |
| G | Kayma modülü |
| ν | Poisson oranı |
| ρ | Kesici takım uç yarıçapı |
| k_p | Pinyon diş rijitliği |
| k_d | Dişli diş rijitliği |
| x_p | Pinyon üzerinde oluşan toplam deformasyonu |
| x_d | Dişli üzerinde oluşan toplam deformasyonu |
| r_0 | Taksimat dairesi yarıçapı |
| r_{bp} | Pinyon taksimat dairesi |
| r_{ap} | Pinyon diş başı dairesi |
| r_{bd} | Dişli taksimat dairesi |
| r_{ad} | Dişli diş başı dairesi |
| ξ_α | Kavrama oranı |
| m_p | Pinyon kütlesi |
| m_g | Dişli kütlesi |

| Kısaltmalar | Açıklama |
|--------------------|------------------------------------|
| SEM | Sonlu elemanlar metodu |
| KBF | Kohezif bölge metodu |
| AGMA | Amerikan dişli üreticileri derneği |
| DIN | Alman standartları enstitüsü |

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

| | |
|--|----|
| Şekil 3.1. Farklı malzeme ve boyutlardaki dişli çarklar..... | 16 |
| Şekil 3.2. Alın dişli çark tipleri: a) Düz, b) Helisel, c) Ok (Çavuş)..... | 17 |
| Şekil 3.3. Konik dişli çark tipleri: a) Düz, b) Helisel, c) Spiral | 17 |
| Şekil 3.4. Aykırı miller arasında güç ileten dişli tipleri: a) Spiral dişli, b) Sonsuz vida, c) Hipoid dişli..... | 17 |
| Şekil 3.5. Evolvent profilin oluşumu | 18 |
| Şekil 3.6. DIN867' ye göre dişli çark referans profili | 19 |
| Şekil 3.7. Dişli çark standart geometrik büyüklükleri..... | 20 |
| Şekil 3.8. Evolvent dişlideki diş kalınlıkları | 22 |
| Şekil 3.9. Dişli çarklardaki hızlar..... | 23 |
| Şekil 3.10. Düz dişli çarklarda kavrama olayı | 24 |
| Şekil 3.11. Yuvarlanma metotları ile dişli çark imali | 26 |
| Şekil 3.12. Dişli imalatı: a) Kesici takım, b) Taslak-kesici takım arasındaki ilişki..... | 28 |
| Şekil 3.13. Uçaklardaki kompozit kullanımı..... | 32 |
| Şekil 3.14. Kompozitlerde matris ve takviye elemanı | 32 |
| Şekil 3.15. Sürekli karbon fibere sahip polimer matrisli kompozit katman..... | 33 |
| Şekil 3.16. Çok katmanlı kompozit yapı görüntüsü..... | 34 |
| Şekil 3.17. Yapıştırma bağında kuvvetler | 37 |
| Şekil 3.18. Bağlantı şekillerinin yapıştırıcı mukavemetine etkisi..... | 38 |
| Şekil 3.19. Kohezif bölge davranışları..... | 39 |
| Şekil 3.20. Yapıştırıcıda ayrılma şekilleri: a) Mod I-Çekme, b) Mod II-Kayma, c) Mod III-Yırtılma..... | 40 |
| Şekil 3.21. Yapıştırıcı birleşik ayrılma modu (Üçgen kuralı)..... | 40 |
| Şekil 3.22. Dişli çark tasarım aşamaları..... | 41 |
| Şekil 3.23. Farklı rim kalınlıklarına sahip çelik-kompozit dişli çarklar: a) 0,5xm, b) 1xm, c) 1,5xm, d) 2xm..... | 43 |
| Şekil 3.24. Farklı süren taraf kavrama açısına sahip hibrit dişli çarklar: a) 20°, b) 25°, c) 30° | 43 |
| Şekil 3.25. Deformasyon analizleri için örnek tasarım modeli..... | 44 |
| Şekil 3.26. Farklı rim kalınlıklarına sahip hafifletilmiş çelik dişliler: a) 0,5xm, b) 1xm, c) 1,5xm, d) 2xm | 44 |
| Şekil 3.27. Örnek bir ağ oluşturma işlemi..... | 46 |
| Şekil 3.28. SOLID186 eleman yapısı..... | 49 |
| Şekil 3.29. Gerilme analizindeki yükleme ve sınır koşulları | 50 |
| Şekil 3.30. Deformasyon analizindeki yükleme ve sınır koşulları..... | 51 |
| Şekil 3.31. 2 serbestlik dereceli dişli sistemi | 54 |
| Şekil 4.1. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,1xm$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilme sonuçları | 59 |
| Şekil 4.2. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,2xm$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilme sonuçları..... | 60 |
| Şekil 4.3. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilme sonuçları..... | 61 |
| Şekil 4.4. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,1xm$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri..... | 62 |

| | |
|--|----|
| Şekil 4.5. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_{fp}=0,2xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile imal edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri..... | 63 |
| Şekil 4.6. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_{fp}=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile imal edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri..... | 64 |
| Şekil 4.7. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,1xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile tasarlanmış edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri | 65 |
| Şekil 4.8. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,2xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile tasarlanmış edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri | 66 |
| Şekil 4.9. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile tasarlanmış edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri | 67 |
| Şekil 4.10. $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilmeleri | 68 |
| Şekil 4.11. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilmeleri | 69 |
| Şekil 4.12. $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri | 70 |
| Şekil 4.13. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri | 71 |
| Şekil 4.14. $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri | 72 |
| Şekil 4. 15. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takım ile tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri | 73 |
| Şekil 4.16. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takım ile tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin diş dibi gerilmeleri..... | 74 |
| Şekil 4.17. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takım ile tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin göbek gerilmeleri..... | 75 |
| Şekil 4.18. $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takım ile tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin diş dibi gerilmeleri..... | 76 |
| Şekil 4.19. $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takım ile tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin göbek bölgesi gerilmeleri | 77 |
| Şekil 4.20. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takım ile tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin diş dibi gerilmeleri..... | 78 |
| Şekil 4.21. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takım ile tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin göbek bölgesi gerilmeleri | 79 |
| Şekil 4.22. Hibrit dişlilerin farklı rim kalınlıkları için tek diş rijitliği sonuçları; a) $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$ c) $\alpha_d-\alpha_c:30-20^\circ$ | 82 |
| Şekil 4.23. Çelik dişlilerin tek diş rijitliklerinin süren taraf kavrama açısına göre değişimi | 83 |
| Şekil 4.24. $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0.3$ kesici takım uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarklar için tek diş rijitlikleri: a) Hibrit, b) Hafifletilmiş çelik..... | 84 |
| Şekil 4.25. $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0.3$ kesici takım uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarklar için tek diş rijitlikleri: a) Hibrit, b) Hafifletilmiş çelik..... | 85 |
| Şekil 4.26. $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0.3$ kesici takım uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarklar için tek diş rijitlikleri: a) Hibrit, b) Hafifletilmiş çelik..... | 86 |
| Şekil 4. 27. Hibrit dişlilerde süren taraf kavrama açısının kavrama rijitliğine etkileri; a) $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$, c) $\alpha_d-\alpha_c:30-20^\circ$ | 88 |
| Şekil 4.28. Çelik dişlilerde süren taraf kavrama açısının kavrama rijitliğine etkileri..... | 89 |

| | |
|---|----|
| Şekil 4.29. Hafifletilmiş çelik dişlilerde rim kalınlıklarının kavrama rijitliğine etkileri; a) $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$, c) $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ | 90 |
| Şekil 4.30. Hibrit dişlilerde süren taraf kavrama açısının dinamik faktöre etkileri; a) $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$, c) $\alpha_d-\alpha_c:30-20^\circ$ | 91 |
| Şekil 4.31. Hafifletilmiş çelik dişlilerde süren taraf kavrama açısının dinamik faktöre etkileri; a) $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$, c) $\alpha_d-\alpha_c:30-20^\circ$ | 92 |
| Şekil 4. 32. Hibrit dişlilerde süren taraf kavrama açısının statik iletim hatası üzerine etkileri; a) $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$, c) $\alpha_d-\alpha_c:30-20^\circ$ | 93 |
| Şekil 4.33. Hafifletilmiş çelik dişlilerde süren taraf kavrama açısının statik iletim hatası üzerine etkileri; a) $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$, c) $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ | 94 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

| | Sayfa |
|--|--------------|
| Çizelge 3.1. Dişli Çark tasarım parametreleri..... | 42 |
| Çizelge 3.2. Kompozit plakadaki fiber ve matris özellikleri | 47 |
| Çizelge 3.3. Tek kompozit katman malzeme özellikleri..... | 47 |
| Çizelge 3.4. Çok katmanlı kompozit plakanın homojen ortotropik malzeme özellikleri | 48 |
| Çizelge 3.5. Yapıştırma bölgesi malzeme özellikleri..... | 48 |
| Çizelge 3.6. Rim kalınlığına bağlı olarak hibrit ve hafifletilmiş çelik dişlilerin birim ağırlıkları..... | 58 |
| Çizelge 4.1. Hibrit dişlilerde diş dibi gerilmelerine kompozit plaka elastisite modülünün etkisi..... | 80 |
| Çizelge 4.2. Hibrit dişlilerde bağlantı bölgesi normal gerilmelerine kompozit plaka elastisite modülünün etkisi..... | 81 |
| Çizelge 4.3. Hibrit dişlilerde bağlantı bölgesi normal gerilmelerine kompozit plaka elastisite modülünün etkisi..... | 81 |
| Çizelge 4.4. $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_{fp}=0.3$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş dişli çarklar da tek diş rijitliğinin kompozit elastisite modülüne göre değişimi | 87 |

1. GİRİŞ

Dişli çarklar kullanım oranı ve uygulama alanı itibariyle en yaygın olarak kullanılan güç aktarma organlarıdır. Özellikle sağladıkları sabit çevrim oranı ile güç ve hareket aktarımının sürekli ve düzgün olması sebebiyle en küçük saat mekanizmalarından çok büyük boyutlu makinelerde kullanılmaktadırlar. Dişli çarklar içinde de en önemli payı evolvent profile sahip dişli çarklar almaktadır. Makinelerde imalat kolaylığı ve ucuzluğu nedeniyle hemen hemen sadece bu dişli kullanılmaktadır. Bunun yanı sıra eksenler arası mesafenin değişmesinin çevrim oranını değişmemesi ve dişe gelen normal kuvvetin dönme esnasında değişmemesi gibi avantajları bulunmaktadır. Evolvent profile sahip dişli çarklar içinde düz dişli çarklar önemli bir yer tutmaktadır.

Gelişen teknoloji ile birlikte dişli çarklardan daha yüksek güç ve moment aktarımını daha hafif ve sessiz bir biçimde sağlaması beklentileri oluşmuştur. Bunun için tasarımcılar farklı dişli geometrileri ve malzemeleri üzerinde çalışmalarını yoğunlaştırmışlardır. Ayrıca yine bu amaçlardan birini veya birkaçını sağlamak için çeşitli optimizasyon teknikleri de kullanılmaktadır. Dişli geometrisi üzerine çalışmalar asimetrik dişli çarklar üzerine yoğunlaşmıştır. Asimetrik evolvent ve asimetrik trokoid geometriye sahip dişli çarklar birim dişli genişliği başına daha büyük yükleri taşıyabilmektedirler. Bunun yanında dişli çark tasarımlarında ağırlık azaltımı için plastik ve alüminyum dişli kullanımları da son yıllarda giderek artan uygulamalar arasındadır.

Dişli çarklar otomotiv, uçak, helikopter ve çeşitli makine konstrüksiyonlarında sayıca çok miktarda kullanılmaktadır. Bu sektörlerde enerji için gerekli yakıt maliyetleri ile yakıtların yanması neticesi oluşan CO₂ emisyon oranlarının azaltılması önemli bir stratejik hedef olarak önümüzde durmaktadır. Bu sebeplerle bu araçlardaki yük taşımayan yapısal parçalar artık yeterli mukavemete sahip düşük yoğunluklu metal ve metal dışı alaşımlardan yapılmaktadır.

Yüksek yük taşıyan ve güç aktaran elemanlarda ise hala yüksek mukavemetli çelikler yaygın olarak kullanılmaktadır. Bahsedilen tarzdaki elemanlara düz dişli çarklar güzel bir örnektir. Esasen düz dişli çarklarda güç aktarımı esnasında sadece belli bölgeler

yoğun gerilmeye maruz kalmaktadırlar. Bunun dışındaki bölgelerde gerilme minimum düzeyde kalmaktadır. Bu gerçekliği temel alarak uygun ve mukavim bir birleştirme metodu olduğu takdirde dişli çark tasarımında iki farklı malzeme kullanılabilir. Yüksek gerilmeye maruz kalan bölgelerde yüksek mukavemetli çelikler kullanılmaya devam ederken, düşük gerilme bölgesinde alüminyum alaşımları veya kompozit malzemeler kullanılabilir. Bu şekilde hafifletme amacı gerçekleşirken, dişli çarklar dış yüklerle karşı emniyetli bir şekilde görevlerini yerine getirebilirler. Bunun yanı sıra ağırlık azalması ve malzeme özellikleri sebebiyle titreşimlerin de azalması sağlanabilir.

Bu tez çalışmasında kaynak araştırması kısmında dişli geometrisinin gerilme üzerine etkisi hakkında bilgi verilmiş ve farklı dişli parametrelerinin diş dibi gerilmelerini inceleyen çalışmalar özetlenmiştir. Hafifletilmiş çelik dişli çarkların rijitlik ve dinamik davranış üzerine etkileri anlatılmış ve son olarak hibrit malzemeli dişli çarkların birleştirme metotları hakkında bilgiler verilmiştir.

Tezin materyal ve yöntem kısmında dişli çark tasarımının matematiksel temelleri irdelenmiş ve kavrama olayı anlatılmıştır. Hibrit dişli çarkların farklı rim kalınlıkları ve kavrama açıları için 3B tasarımlarının oluşturulması hakkında bilgi verilmiştir. Dişli tasarımında kullanılan kompozit plakanın ortotropik malzeme özellikleri fiber ve matrisin malzeme özelliklerinden hareketle analitik olarak elde edilmiş ve yapıştırma bölgesinin özelliklerinin belirlenmesi için Kohezif bölge metodu (KBM) anlatılmıştır. Geometri ve malzeme özelliklerinin elde edilmesinden sonra diş dibi ve bağlantı bölgesinde oluşan gerilemelerin, diş deformasyonlarının ve dişli doğal frekanslarının eldesi için sonlu elemanlar analizlerinin kurgulanması anlatılmıştır. Diş deformasyon analizinden elde edilen değerlerle tek diş rijitlikleri ile buradan hareketle dinamik davranışın belirlenmesi için çok önemli olan kavrama rijitliklerinin hesaplanması hakkında bilgi verilmiştir. En son olarak dinamik faktör ve statik iletim hatasının bulunması için 2 serbestlik dereceli dişli hareket denklemleri verilmiştir.

Tezin bulgular bölümünde materyal ve yöntemde anlatılan prosedür uygulanmıştır ve çeşitli sonuçlar elde edilmiştir. Öncelikle farklı rim kalınlıklarının farklı süren taraf kavrama açıları için diş dibi gerilmesi ve bağlantı bölgesi gerilmeleri üzerine etkileri bulunmuş buradan hareketle en uygun rim kalınlığı belirlenmiştir. Yine aynı

parametrelerin diş deformasyonları üzerine etkileri görölmüş tek diş ve kavrama rijitlikleri elde edilmiştir. Hafifletilmiş çelik ve hafifletilmiş hibrit dişliler için aynı analizler yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. MATLAB programında 100-45000 d/d hız aralığı için dinamik faktörler elde edilmiş, yine 1 d/d için statik iletim hata sonuçları grafiksel olarak verilmiştir.

Tezin sonuç bölümünde ise elde edilen sonuçlar madde madde irdelenmiştir. Bu tarz bir tasarımın karşılaşılabileceği zorluklardan da bahsederek ilerisi için yapılacak çalışmalarda nümerik ve deneysel metotlar tartışılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu tez çalışmasında literatür üç ana başlık altında incelenmiştir. Öncelikle dişlilerdeki diş dibi gerilmesini farklı parametreler için inceleyen nümerik, analitik ve deneysel metotlar anlatılmış daha sonra hafifletilmiş ve çift malzemeli düz dişli çarklara ait çalışmalar özetlenmiştir.

2.1. Diş Dibi Gerilmelerinin Tespitini İnceleyen Çalışmalar

Evolvent profile sahip düz dişli çarklarda güç aktarımı esnasında üç bölgede gerilme oluşmaktadır. Bu bölgeler süren taraftaki diş dibi gerilmesi, sürülen taraftaki diş dibi gerilmesi ve süren taraftaki yüzey Hertz gerilmeleridir. Bu gerilmeler neticesinde diş dibinde yorulma kırılması gerçekleşirken, yan yüzeyde aşınma ve ezilmeler meydana gelir. Deneysel tecrübeler göstermiştir ki süren taraftaki diş dibi gerilmeleri yorulma kırılmasının kaynağıdır. Sürülen taraftaki diş dibi gerilmelerinin büyüklüğünün bu açıdan pek bir önemi yoktur. Bu sebeple araştırmacı ve tasarımcılar süren taraftaki diş dibi gerilmelerini azaltma yöntemlerini araştırmışlardır. Genel olarak kavrama açısı, kesici takımın uç radyüsünü artırmak veya standart dışı dişli geometrileri kullanmak gibi metotlar literatürde yer almıştır.

Bunun yanı sıra dişliler çok yüksek bir kullanım oranında tek yönlü çalışırlar. Buradan hareketle süren ve sürülen taraftaki kavrama açılarının eşit olması zorunlu değildir. Diş dibi ve yan yüzey mukavemetini artırmasının yanında diş rijitliğini de arttırması sebebiyle asimetrik dişli çarklara ait literatürde çok sayıda yayın bulunmaktadır. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Çavdar ve ark. asimetrik dişli çarkların diş dibi gerilmelerini simetrik dişlilerin gerilme standardı olan DIN3990' u modifiye ederek elde etmişler sonuçları ANSYS programında sonlu elemanlar metodu (SEM) ile doğrulamışlardır. Çalışmada tek diş modeli kullanılmış ve kuvvet diş başından verilmiştir. Çalışmada diş sayısının ve süren taraf kavrama açısının diş dibi gerilmelerine etkileri incelenmiş ve sonuçlar simetrik dişli ile karşılaştırılmıştır. Asimetrik dişlilerin diş dibi gerilmeleri açısından avantajlı olduğu görülürken kavrama oranını azalttığı belirlenmiştir (Çavdar ve ark. 2005).

Masuyama ve Miyazaki, çalışmalarında asimetrik evolvent ve asimetrik trokoid diş formuna sahip dişlilerin diş dibi ve temas gerilmelerini SEM kullanarak bulmuşlardır. Çalışmada üç diş modeli kullanılmıştır. Kuvvet en üst tekil noktadan kullanılmıştır. Süren taraf kavrama açısının artmasının özellikle temas gerilmelerini iyileştirdiği görülmüştür. Diş dibi gerilmelerinde ise 30° süren taraf kavrama açısının optimum olduğu belirlenmiştir (Masuyama ve Miyazaki 2016).

Deng ve ark. asimetrik dişli çarklarda süren taraf kavrama açısının etkilerini MARC MENTAT programında SEM kullanarak incelemişlerdir. Çalışmada tek diş modeli kullanılmıştır, yük diş başı dairesinden uygulanmıştır. Süren taraf kavrama açısı 20° den 35° ye çıkarıldığında süren taraf diş dibi gerilmeleri yaklaşık %17 düşmektedir. Diş dibi bölgesindeki yorulma kırılmasının başlangıç yeri önem arz eder. Buna göre süren taraf kavrama açısı arttıkça maksimum nokta dişin dibine doğru kaymaktadır. Bunun yanı sıra süren taraf kavrama açısının eğilme rijitliğine etkileri de değerlendirilmiştir (Deng ve ark. 2003).

Costopoulos ve Spitas, diş dibi gerilmelerini önlemek için farklı bir tasarım önermişler ve bu dişli tasarımını SEM ile analiz etmişlerdir. Çalışmada tek diş modeli üzerinden dişin başından kuvvet uygulanmıştır. Çalışmada asimetrik diş süren taraf yerine sürülen tarafı arttırarak (25°) oluşturmuşlardır. Diş dibi bölgesinde de standart trokoid eğrisi değil dairesel bir eğri kullanmışlardır. Sonuçlara göre standart 20° kavrama açısına sahip düz dişliye göre %28' e yakın bir gerilme düşüşü elde etmişlerdir. Alt kesme sınırının altındaki diş sayılarında önerilen tasarımın yüksek diş sayılarına göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür (Costopoulos ve Spitas 2009).

Kumar ve ark. asimetrik dişli çarklarda standart ve direk tasarım metodlarının diş dibi gerilmelerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada üç diş modeli kullanılmıştır. Kuvvet kavrama esnasındaki yük paylaşımını dikkate alarak en yüksek tekil noktadan uygulanmıştır. Çalışmada dişli ile pinyon arasındaki diş dibi gerilmelerini eşitlemek için optimum profil kaydırma değerleri bulunmuştur. Asimetriklik süren taraf kavrama açısı değiştirilerek sağlanmıştır. Sonuçlara göre tasarım metodunun gerilmeye çok düşük bir etkisi görülmüştür (Senthil Kumar ve ark. 2008).

Doğan ve ark. simetrik dişli çarklarda tasarım parametrelerinin diş dibi gerilmelerine etkisini SEM ve önerdikleri bir analitik metot ile belirlemişlerdir. Analitik metot DIN3990-C yi temel alarak maksimum diş dibi gerilmesinin yerine sabit tutmak yerine trokoid bölgesinin her noktasında aramaktadır. Çalışmada üç diş modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre diş dibi gerilmesini düşürmek için en önemli parametrenin kesici takım diş dibi radyüsü olduğu görülmüştür. Kavrama açısı ikincil önemli parametre olarak belirlenmiştir. Önerilen analitik metodun SEM ile uyumlu olduğu görülmüştür (Doğan ve ark. 2018a).

Pedersen çalışmalarında standart dış kesici takım uç geometrisi kullanarak simetrik ve asimetrik dişlilerde diş dibi gerilmelerinin azaltılmasını SEM ile araştırmıştır. alışmalarında tek diş modeli kullanılmış ve yk diş başından uygulanmıştır. Kesici takım uç geometrisi dairesel yerine eliptik formda dşnlmş farklı eliptik parametreleri için gerilmeler karşılaştırılmıştır. Yapılan optimizasyon çalışmalarında simetrik dişlilerde %14, asimetrik dişlilerde %44' e varan gerilme düşüşleri görülmüştür (Pedersen 2009, 2010).

Spitas ve Spitas, standart takımın oluşturduğu diş dibi trokoid eğrisi yerine dairesel diş dibi eğrisini önermişler ve SEM ile trokoid ile dairesel diş dibi eğrilerini karşılaştırmışlardır. Çalışmada üç diş modeli kullanılmış ve kuvvet diş başından uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre dairesel diş dibi eğrisi özellikle düşük diş sayılarında üstünken bu avantajını yüksek diş sayılarında kaybetmektedir (Spitas ve Spitas 2007).

Yılmaz ve Karpat, çalışmalarında eliptik, dairesel ve trokoid eğrilerinin diş dibi gerilmesi üzerine etkilerini SEM ile incelemişlerdir. Çalışmada üç diş modeli kullanılmış ve kuvvet en st tekil noktadan uygulanmıştır. En iyi formun eliptik eğri olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Bununla beraber eliptik eğrinin başlangıç noktası diş dibine yaklaştıka gerilmenin arttığı görülmüştür (T. G. Yılmaz ve Karpat 2018).

Asimetrik trokoide sahip dış ve iç dişli çarklarda farklı kesici takım diş dibi radyslerinin diş dibi gerilmesi üzerine etkilerini SEM ile inceleyen çalışmalarda bulunmaktadır (Akpolat 2018, Yılmaz ve ark. 2017). Çalışmalarda nerilen diş dibi

radyüs değerleri için standart maksimum diş dibi radyüs değeri ile tasarlanmış dişliye göre %8-10 arası gerilme düşüşü görülmüştür. Uç girişiminin olmadığı en büyük radyüs değeri analitik ve nümerik metotlarla bulunmuştur.

Zou ve ark., çalışmalarında trokoid, dairesel ve optimizasyon neticesinde elde ettikleri eğrinin diş dibi gerilmesi ve yorulma ömrü üzerine etkilerini SEM ile analiz etmişlerdir. Diş dibinin mukavemetini arttırmak için mümkün olan en küçük eğriliğe sahip eğriyi optimizasyonda aramışlardır. Çalışmada üç diş modeli kullanılmıştır. Kuvvet en tehlikeli nokta olan en üst tekil noktadan uygulanmıştır. Optimum eğriye sahip dişlinin diş dibi gerilmesinin standart trokoid eğriye sahip dişliye göre yaklaşık %25 daha iyi olduğu görülmüştür. Bu tasarım değişikliğinin hasar başlangıç zamanı 8×10^5 çevrim arttırdığı belirlenmiştir. Bunun yanı sıra hasar ilerleme zamanını ise iki kat arttırdığı görülmüştür (Zou ve ark. 2017).

Wen ve ark. farklı diş parametrelerinin diş dibi gerilmesi üzerine etkilerini görmek için analitik bir metot önermişlerdir. Önerilen metot DIN3990 ve AGMA standartları ile karşılaştırılmış ve SEM ile doğrulanmıştır. Çalışmada tek diş modeli kullanılmış ve rim etkisi ihmal edilmiştir. Kuvvetin en üst tekil noktadan uygulandığı düşünülmüştür. Önerilen metotla diş dibindeki maksimum gerilmenin olduğu noktanın da tespiti yapılmıştır (Wen ve ark. 2018).

Lisle ve ark. çalışmalarında öncelikle tek diş üç diş ve daha yüksek diş sayısına sahip dişli modellerini analiz etmişler ve modeller arasında farkın diş dibi gerilmesi açısından çok düşük olduğunu görmüşlerdir. Bu tespitten sonra $m=50$ mm olan bir dişli çarkın diş dibi gerilmesini ISO, AGMA standartlarını kullanarak, SEM ile analiz ederek ve uzama ölçer metodu ile deneysel olarak bulmuşlardır. Deneysel verilerle kıyaslandığında SEM in hem maksimum gerilme hem de maksimum gerilmenin olduğu nokta açısından en yakın sonucu verdiğini bulmuşlardır (Lisle ve ark. 2017).

Thomas ve ark. asimetrik dişli çarkın diş dibi gerilmelerini ve maksimum gerilme olan noktayı bulmak için DIN3990 u temel alan farklı bir analitik metot önermişlerdir. Kritik kesiti bulmak için farklı iki referans noktası belirlemişlerdir. DIN3990 da dikkate alınmayan radyal kuvvet etkisini de hesaplamaya katmışlardır. Analitik metottan elde

ettikleri değerleri SEM ile doğrulamışlardır. Çalışmada üç diş modeli kullanılmış ve yük en üst tekil noktadan uygulanmıştır (Thomas ve ark. 2018).

Mo ve ark. asimetrik dişli çarkların diş dibi gerilmelerini tespit etmek için SEM kullanmışlardır. Önerdikleri metot DIN3990 u baz alan ve standartta olmayan gerilmeleri de dahil eden bir metottur. Bunun yanı sıra sürtünme katsayısının diş dibi gerilmesine etkisini de göz önüne almışlardır. Buna göre sürtünme katsayısı arttıkça diş dibi gerilmeleri de artmaktadır. Bu değişim ortalama %10 kadar olmaktadır. (Mo ve ark. 2018)

Kesici takım uç formunu altıncı, yedinci ve sekizinci mertebeden Bezier eğrilerinden oluşmuş dişli çarkları inceleyen çalışmalarda bulunmaktadır. (R. He ve ark. 2021) (Dong ve ark. 2020). Elde edilen dişliler standart dişliler ile diş dibi gerilmesi yönüyle karşılaştırılmıştır. Çalışmada üç diş modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre yeni tasarım dişlilerle yaklaşık ortalama %10' luk bir gerilme düşüşü gözlenmiştir.

2.2. Hafifletilmiş Çelik Dişli Çarklar Üzerine Yapılmış Çalışmalar

Yüksek mukavemetli çelik dişlilerden tasarlanmış düz dişli çarklarda hafifletme genel olarak dişli gövdesinden malzeme boşaltarak yapılmaktadır. Bu boşaltma delik ve kanallar şeklinde olabildiği gibi inceltilmiş göbek kalınlığı kullanmak suretiyle de yapılabilir. Bu durum esasen dişli gövdesinde süreksizlik oluşturarak dişliyi gerilme ve dinamik davranış açısından kötüleştirilmektedir. Bunun yanı sıra eklemeli imalat yöntemlerinin kullanıldığı optimize edilmiş tasarımlarda mevcuttur. Bu alanda literatürdeki çalışmalar özetlenecek olursa;

Bibel ve ark. hafifletilmiş dişlilerde rim kalınlığının diş dibi gerilmelerine etkilerini SEM ile incelemişlerdir. Çalışmada çelik dişlilerde daha çok görülen üç diş modeli yerine rim in elastikiyetini daha iyi bir şekilde dahil etmek için beş diş modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre süren taraftaki diş dibi gerilmesi rim destek oranı 0,45 ten 2,55'e çıkarıldığında oldukça düşük bir miktarda azalırken rim yüzeyindeki gerilmeler neredeyse 10 kat artmaktadır. Rim destek oranı 1,3 ün üzerine çıktığında diş dibi ve rimde oluşan gerilmeler değişmemektedir (Bibel ve ark. 1994).

Li çalışmasında hafifletilmiş düşük rim kalınlığına sahip dişlilerde gövde destek parametrelerinin temas ve diş dibi gerilmelerine etkisini SEM ile incelemiştir. Gövde destek açısı arttıkça temas ve gövde gerilmelerinin arttığını destek konumunun simetri ekseninin sağında olması durumunda orta ve sol tarafta olmasına göre daha düşük gerilmelerin elde edildiğini gözlemlemiştir. Elde edilen diğer sonuca göre destek açısı arttıkça süren taraftaki diş dibi gerilmeleri düşmektedir (Li 2012).

Toso ve ark. düz dişlilerde hafifletilmiş gövde konstrüksiyon tipinin dişlinin dinamik davranışına etkilerini incelemiştir. Tek diş rijitliği ve kavrama rijitliği açısından ince gövde kalınlığına sahip dişlinin gövde üzerine kanallar açılmış dişliye göre daha iyi olduğu görülmüştür. Maksimum dinamik kuvvetlerde önemli bir fark görülmezken, iletim hatalarında kanallı tasarımın daha yüksek değerlere ulaştığı görülmüştür (Toso ve Heirman 2017).

Shweiki ve ark. Çalışmalarında dört farklı dişli mekanizması konfigürasyonu kullanmışlardır. Bunlarda ikisi ince gövde destek kalınlığına sahipken diğer ikisi gövdede delik ve kanal şeklinde boşaltılmıştır. Bunlardan ikisi aynı ağırlığa sahiptir. Statik iletim hatası bakımından kanal şeklinde gövdesi boşaltılmış dişlinin en yüksek değerlere ulaştığı görülmüştür. En düşük iletim hatası ortalama kavrama rijitliği en yüksek olan ince gövde kalınlığına sahip dişlide görülmüştür (Shweiki ve ark. 2017).

Ramadani ve ark. titanyum alaşımından imal edilmiş eklemeli imalat yöntemi ile oluşturulmuş hafifletilmiş düz dişli çarkların ses davranışı üzerine deneysel araştırmalar yürütmüşlerdir. Elde edilen sonuçlara göre hafifletilmiş tasarımda maksimum ses basıncının yarı yarıya düştüğü görülmüştür. Hafifletilmiş gövdeye polimer malzeme eklenmesi durumunda ses basıncı bir miktar daha düşmektedir. Bunun yanı sıra titreşim verilerinin de benzer bir eğilim gösterdiği görülmüştür (Ramadani ve ark. 2018)

Mura ve ark. gövdeye delikler açılarak hafifletilmiş düz dişli çark tasarımına alternatif bir eklemeli imalat metodu ile tasarlanmış dişli önermişlerdir. Elde edilen tasarımla diş dibi gerilmesi bir miktar artmasına rağmen statik iletim hataları neredeyse aynı kalmıştır. Bunun yanı sıra ağırlıktan tasarruf sağlanmış ve birinci rezonans bölgesi daha ileri devir sayılarına ötelenmiştir (Mura ve ark. 2018).

Hou ve ark. elektrikli araçların dişli kutularındaki düz dişliye çarklarda hafifletmenin statik ve dinamik davranışa etkilerini SEM-analitik hibrit bir metotla incelemişlerdir. Öncelikle farklı rim ve gövde kalınlıklarında statik iletim hatalarını incelemişlerdir. Rim kalınlığı 5 mm den 25 mm ye çıkarıldığında iletim hataları ortalama %15 düşerken bu azalış gövde kalınlığının aynı miktarda değişiminde %30' a varmaktadır. Tek diş ve çift diş temas bölgelerindeki maksimum iletim hataları arasındaki farkta artan web ve rim kalınlığında düşmektedir. Dinamik kuvvetlerde ise rim kalınlığının etkisi gövde kalınlığına göre daha yüksektir (Hou ve ark. 2020).

2.3. Çift Malzemeli Dişli Çarklar Üzerine Yapılmış Çalışmalar

Dişli çarklarda geleneksel olarak hafifletme gövde üzerine kanallar açıldığı veya gövde kalınlığının inceltilmesiyle oluşturulması bazı durumlarda dişli üzerindeki gerilmeleri arttırmakta ve rijitliği azaltabilmektedir. Gövdede yapılan esasen malzemenin oradan boşaltılmasıdır. Gövdedeki bu boşaltmayı yapmadan da dişli çarkların hafifletilmesi mümkündür. Literatür incelendiğinde çift malzemeli dişlilerin kullanılması üzerine yapılan yayınların sayısı son zamanlarda artış göstermekle beraber hala tatmin edici seviyede değildir. Bu yayınlar incelendiğinde çelik-alüminyum tasarımlı ve çelik-kompozit malzeme tasarımlı dişliler öne çıkmaktadır. Bu tip dişlilerin statik ve dinamik davranışları ile ilgili yapılan çalışmalar özetlenecek olursa;

Politis ve ark. çelik-alüminyum düz dişli çarklarda farklı çelik kısım kesit kalınlıkları için diş dibi ve temas gerilmelerini SEM ile bulmuşlardır. Elde edilen sonuçlara göre kesit kalınlıkları temas gerilmelerine düşük etkide bulunurken diş dibi gerilmelerine etkisi büyüktür. Bu dişlilerin aynı zamanda imalatları da sıcak dövme metoduyla gerçekleştirilmiştir. Özellikle düşük çelik kesit kalınlıklarında üretim hatalarının olduğu görülmüştür. Üretilen parçaların geometrileri imalattan çıkan geometriye göre tekrar oluşturulmuş ve sonlu elemanlar analizine tekrar tabi tutulmuştur. Elde edilen sonuçların önceki sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür (Politis 2013, D. J. Politis ve ark. 2014, D. Politis ve ark. 2018). Politis ve ark. çalışmalarında çelik-alüminyum dişlilerin imalatının simülasyonunu SEM ile gerçekleştirmişlerdir. Bunun yanı sıra üretim prosesini deneysel olarak da incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre imalat neticesinde çelik kesit kalınlığı diş profili boyunca değişim göstermektedir. Bu durumun

imalat esnasında temas eden parçalar arasındaki sürtünmeden kaynaklandığı düşünülmüştür. Nümerik analizde sürtünme katsayısının artması ile üretim hatalarının azaldığı görülmüştür (D. Politis ve ark. 2012).

Wu ve ark. çelik-alüminyum düz dişli çarkların sıcak dövme ile imalatında parametrelerin malzeme akışına etkilerini nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. Çelik ve alüminyum taslakları arasındaki yüksek boşluk ve dar yükseklik toleranslarının olması durumunda dövme kuvvetlerinin azaldığı görülmüştür. Bununla birlikte dar boşluk toleransının bağlantı kalitesine olumlu etkisi olduğu değerlendirilmiştir. Çelik taslağın kalınlığı arttıkça malzeme akışının güçleştiği görülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre deneysel ve nümerik metal akış görüntülerinin uyumlu olduğu tespit edilmiştir. (Wu ve ark. 2017).

Chavdar ve ark. çalışmalarında farklı bir tasarıma ve üretim metoduna sahip çelik-alüminyum dişlileri SEM ile gerilme analizine tabi tutmuşlardır. Çalışmada tam diş modeli kullanılmış ve kuvvet taksimat dairesinden uygulanmıştır. Ağırlık azalması ve gerilme artışı arasında bir korelasyon kurarak farklı çelik kesit kalınlıkları için ağırlık kazanım faktörü bulunmuştur. Sonuçlara 1.5xm çelik kesit kalınlığının gerilme açısından optimum bulunmuştur (Chavdar ve ark. 2015).

Yılmaz ve ark. çalışmalarında farklı çelik kesit kalınlıklarına sahip çelik-alüminyum dişlerde süren taraf kavrama açısı, diş yüksekliğinin gerilme, rijitlik ve dinamik davranış üzerine etkilerini SEM ile incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre artan kalınlık ile gerilme ve rijitliğin düştüğü görülmüştür. Yine artan kalınlıkla beraber statik iletim hataları da azalmıştır. Süren taraf kavrama açısının etkisi standart çelik dişlilerle benzer nitelikte olmuştur. Ağırlıktan tasarruflar bulunarak optimum çelik kesit kalınlığı elde edilmiştir. Dinamik faktörler iki serbestlik dereceli hareket modeli kullanılarak çözülmüştür. Sonuçlara göre rezonans bölgeleri ağırlık sebebiyle değişmekle beraber maksimum değerler arasındaki farkın oldukça düşük olduğu görülmüştür (T. Yılmaz ve ark. 2019). Yılmaz ve Karpat çalışmalarında çelik-alüminyum ve çelik-magnezyum tasarıma sahip düz dişli çarkların diş dibi gerilmelerini ve doğal frekanslarını aynı kesit kalınlığı için SEM ile karşılaştırmışlardır. Çelik-alüminyum tasarıma sahip dişlinin çelik-magnezyum dişliden diş dibi gerilmeleri açısından yaklaşık %20 daha iyi olduğu

görülmüştür. Ağırlık olarak ise düşük yoğunluğundan dolayı çelik-magnezyum dişlilerin daha avantajlı olabileceği değerlendirilmiştir. Doğal frekansların çelik-magnezyum tasarımında en düşük olduğu görülmüştür (T. Yılmaz ve Karpat 2019).

Handschuh ve ark. özel bir tasarımı olan çelik-kompozit dişlilerin prototip imalatını havacılık toleranslarının altında gerçekleştirmişlerdir. İmal edilmiş hibrit dişliye modal ve yorulma testleri uygulanmıştır. Doğal frekansların hibrit dişlide çelik dişliye nazaran düştüğü görülmüştür. Modal analiz ayrıca SEM kullanılarak yapılmış ancak sonuçlar kompozit malzemenin izotropik kabulü ile deneysel sonuçlarla uyumsuz bulunmuştur. Dinamik testler dört farklı hız ve dört farklı moment için dört farklı dişli mekanizma konfigürasyonu için uygulanmıştır. Titreşim sonuçlarına göre en iyi seçeneğin hibrit dişlinin döndüren çelik dişlinin döndürülen olduğu görülmüştür. Ses seviyelerinde ise ancak yüksek devir hızlarında hibrit-hibrit konfigürasyonda kayda değer bir azalma görülmektedir. Yapılan yorulma testlerinde 10000 d/d' da ve 55 Nm moment altında 300×10^6 çevrim boyunca gözle görülür herhangi bir hasar başlangıcı gözlenmemiştir (R. Handschuh ve ark. 2012). Handschuh ve ark. önceki çalışmalarındaki tasarımı havacılık imalat toleranslarında prototip olarak üretmişlerdir. Dişlinin doğal frekansları tam serbestlik şartlarında deneysel ve nümerik olarak elde edilmiştir. Modal analiz kısmında SEM kullanılmış ve kompozit malzeme ortotropik malzeme olarak modellenmiştir. Bunun neticesinde deneysel verilerle nümerik sonuçlar uyumlu hale gelmiştir. Beş farklı dönme hızında 3 farklı moment seviyesinde dinamik testler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre yüksek yük ve devir sayılarında hibrit-hibrit konfigürasyonun ses ve titreşim açısından uygun olduğu görülmüştür. Yorulma testinde 48,6 Nm moment seviyesinde 10000 d/d ' da 10^7 çevrim boyunca hasar görmediği belirtilmiştir. Çelik-çelik dişliye göre %20' lik bir ağırlık kazancı olduğu görülmüştür (R. F. Handschuh ve ark. 2014).

LaBerge ve ark. hibrit dişli çarkların performansını yağsız ortamda deneysel olarak araştırmışlardır. 10000 d/d ' da ve farklı moment seviyelerinde dişlileri çalıştırmışlar ve hibrit dişlilerin çeşitli bölgelerinden sıcaklıkları ölçmüşlerdir. Yağsız ortamda sıcaklığın önemli ölçüde yükseldiği ve kompozit malzemenin çelik malzeme üzerine yayıldığı gözlemlenmiştir. Çalışmada kompozit ile çelik malzeme arasında hegzagonal bir şekil bağı ile şu şekil bağına ek pimlerle desteklenmiş iki yapı denenmiştir. Pim destekli

yapının daha dayanıklı olduğu ve diğer yapıda hasar olduğu görülmüştür. Çelik-çelik dişli çifti ile kıyaslandığında hibrit-hibrit konfigürasyonunda daha az sıcaklık artışı tespit edilmiştir (LaBerge ve ark. 2017). LaBerge ve ark. farklı bir tasarıma sahip hibrit helisel dişlilerin performanslarını deneysel olarak incelemiştir. Hibrit dişli 2460 kW lık çok yüksek bir gücü güvenle iletebilmiştir. Titreşim verilerine bakıldığında çelik özdeş dişli ile çok yakın değerler elde edilmiştir. Çalışma esnasındaki sıcaklık değişimlerinin de çelik özdeş dişliyle hemen hemen aynı olduğu tespit edilmiştir (Laberge ve ark. 2016).

Gauntt ve Campbell hibrit dişli çarklarda farklı kompozit plakaların doğal frekanslar üzerine etkilerini deneysel olarak ve SEM kullanarak elde etmişlerdir. Çalışmada altı farklı kompozit plaka kullanılmıştır. En düşük düzlem elastisite modülüne sahip plakanın en düşük doğal frekans değerini oluşturduğu gözlenmiştir. Doğal frekansların çelik dişliye göre yaklaşık %23 daha düşük olduğu görülmüştür. Elde edilen deneysel verilerle sonlu elemanlar modal analizinden çıkan sonuçların uyumlu olduğu tespit edilmiştir (S. M. Gauntt ve Campbell 2019). Gauntt ve ark. hibrit dişlilerde optimum çelik-kompozit bağlantı geometrisini bulmak için bir optimizasyon çalışması yapmışlardır. Bağlantı geometrisi olarak sinüzoidal bir şekil önermişler ve bu geometrinin parametrelerini değiştirerek yapısal gerilmeleri elde etmişlerdir. Optimum seçeneğin düşük genlikli sinüzoidal şekle sahip hibrit dişli olduğu görülmüştür (S. Gauntt ve ark. 2019).

Catera ve ark. hibrit dişli çarkları mikro, mezo ve makro seviyelerde modellemiş ve modal analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Mikro seviyede fiber ve matris malzeme özelliklerini dikkate almış ve analitik formüller uygulamıştır. Mezo seviyede birim hücre özelliklerini elde etmiş, son olarak makro seviyede kompozit plaka homojen hale getirilmiştir. Bu plaka hem izotropik hem de ortotropik olarak modellenmiş, ortotropik modelin literatürdeki deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür (P. Catera ve ark. 2017a). Catera ve ark. özel bir hibrit dişli tasarımının gerilme analizini nümerik olarak gerçekleştirerek statik iletim hatalarını bulmuşlar ve aynı ağırlığa sahip ince gövde kalınlığına sahip çelik dişli ile karşılaştırmışlardır. Gövdedeki kompozit malzeme sanki izotropik bir plaka oluşacak şekilde simetrik olarak levhaların dizilmesiyle oluşturulmuştur. Gövde 12 adet kompozit katmandan oluşmaktadır. Birbirini takip eden

iki katman arasında 30° dönme verilmiştir. Elde edilen kompozit plaka yapı analitik formüllerle homojenize edilmiş ve kompozit plakanın global malzeme sabitleri elde edilmiştir. Çelik ile kompozit arasında yapıştırma bağı düşünülmüştür. Bu bağ gerilme analizinde kohezif bölge metodu kullanılarak kalınlığı olmayan bir kabuk olarak tanımlanmıştır. 300 Nm gibi ağır bir moment altında bağlantı bölgesindeki gerilme değeri 5.7 MPa gibi düşük bir değer bulunmuştur. Statik iletim hatası analizinde ise yapıştırma bağı fiziksel olarak ifade edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre hibrit dişlide oluşan statik iletim hatası aynı ağırlıktaki ince gövdeli çelik dişliye göre yaklaşık %20 azalmıştır (Catera ve ark. 2018).

Contartese ve ark. hibrit dişlilerin kavrama rijitliklerini diş ve gövde etkisini ayrı ayrı modelleyerek elde etmeye çalışmışlardır. Gövdeleri seri bağlı yaylar olarak düşünmüşlerdir. Bu yaklaşık gövdeyi bir bütün olarak alan yaklaşımla karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Önerilen metotla kavrama rijitliklerinin ve statik iletim hatalarının elde edilebileceği gözlemlenmiştir (Contartese ve ark. 2019).

Karpat ve ark. çelik-kompozit ve çelik-alüminyum dişlilerin diş dibi ve tek diş-kavrama rijitliklerini SEM kullanarak incelemişlerdir. Bağlantı bölgesi iki tasarımda da rijit kabul edilmiştir. Çalışmada üç diş modeli kullanılmış ve kuvvet en yüksek tekil noktadan uygulanmıştır. Çalışmada kullanılan iki farklı tasarımda rim kalınlıkları aynı kabul edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre çelik-kompozit dişlinin hem ağırlık hem rijitlik hem de gerilme açısından çelik-alüminyum dişliye göre daha avantajlı olduğu görülmüştür (Karpat ve ark. 2019).

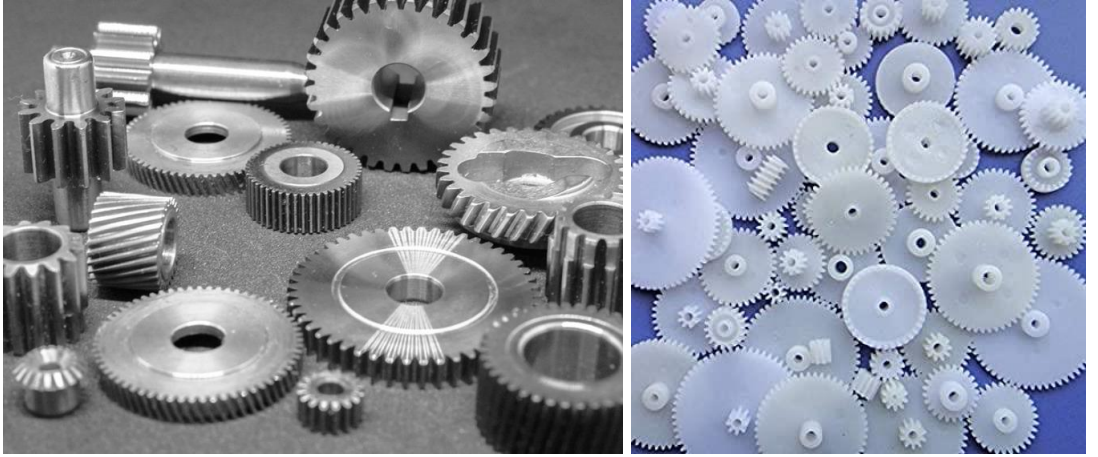
Kim ve ark. helisel dişli çarklarda hibrit malzeme kullanımının titreşim ve sese etkisini incelemişlerdir. Otomotivlerde sıklıkla kullanılan 2000-3000 d/d arasında titreşim etkisi SEM ile ses etkisi ise sınır eleman metodu ile incelenmiştir. Farklı kompozit genişliklerinin ses ve titreşim üzerine etkisi gözlemleyip optimum tasarıma ulaşmışlardır. Elde edilen sonuçlara bakılırsa standart çelik dişliye göre titreşimler yaklaşık %15 ses basıncı düzeyi de ortalama %22 civarında düşmüştür (Kim ve ark. 2019).

Sim ve ark. helisel hibrit dişli çarklarda elik ve kompozit arasındaki bağlantı şeklinin dayanım üzerine etkilerini nümerik olarak incelemişler ve dişliyi prototip olarak imal etmişlerdir. Bağlantı şeklini temel olarak girintili çıkıntılı bir geometri kabul etmişlerdir. Bu optimum şekle ulaşmak için 1000 Nm' luk moment aktarımını güvenle yapacak şekilde şekil optimizasyonu yapmışlardır. Elde edilen optimum bağlantı şekli üzerinden gerçekleşen titreşim testinde hibrit dişlilerde sönüm oranının %42 daha iyi olduğu görülmüştür. Bu durumun dişlinin ses ve titreşim özelliklerini iyileştirdiği değerlendirilmiştir (Sim ve ark. 2020).

3. MATERYAL ve YÖNTEM

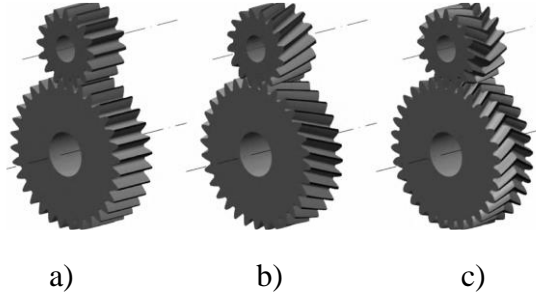
3.1. Dişli Çarklar

Dişli çarklar, eksenleri birbirlerine göre farklı konumlarda olan iki mil arasında güç ve hareket aktarımını sağlayan makine elemanlarıdır. Mikro boyutlardan devasa boyutlara kadar, farklı malzemelerden ve farklı imalat metotları ile imal edilebilirler (Şekil 3.1). Dişli çarklar sınıflandırılırken genelde iki tip ayrıma gidilir. Bunlardan ilki dişli profiline göre dişlileri sınıflandırmaktadır. Burada evolvent ve sikloid profiller göze çarpmaktadır. Bu profillerden çalışmamızın konusu olan evolvent profilli dişli çarklar en yaygın kullanılan tiptir.



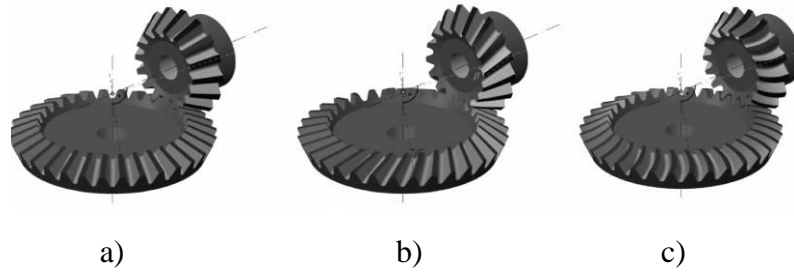
Şekil 3.1. Farklı malzeme ve boyutlardaki dişli çarklar

Diğer ayrım ise güç aktaran millerin eksenlerinin birbirlerine göre konumuna göredir. Bu sınıflandırma evolvent profilli dişli çarklarda da yaygındır. Millerin eksenlerinin uzayda birbirlerine göre konumları, paralel, açılı veya aykırı olabilir. Paralel eksenli miller arasında güç ileten dişliler alın dişli çarklar olarak isimlendirilir. Şekil 3.2' de alın dişli çarklar görülmektedir (Temiz 2020).



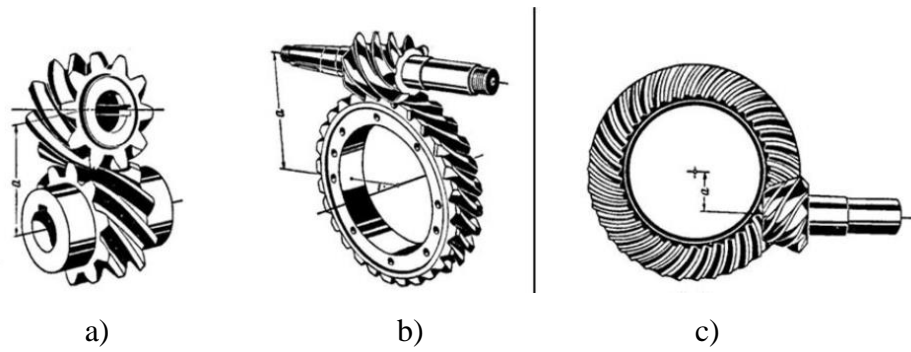
Şekil 3.2. Alın dişli çark tipleri: a) Düz, b) Helisel, c) Ok (Çavuş)

Eksenleri kesişen ve aralarındaki açı genelde dik olan miller arasında güç ileten dişli tipleri Şekil 3.3' te gösterilmiştir (Temiz 2020).



Şekil 3.3. Konik dişli çark tipleri: a) Düz, b) Helisel, c) Spiral

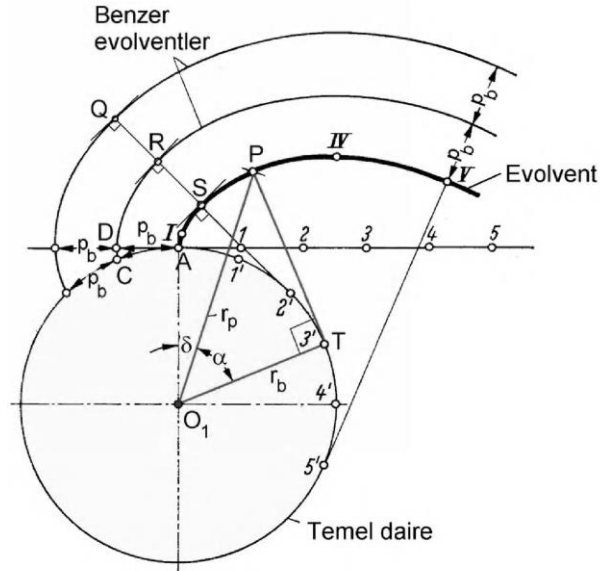
Eksenleri uzayda kesişmeyen aykırı duran miller arasında güç ve moment ileten dişli tipleri Şekil 3.4' te verilmiştir (Fetvacı 2020).



Şekil 3.4. Aykırı miller arasında güç ileten dişli tipleri: a) Spiral dişli, b) Sonsuz vida, c) Hipoid dişli

3.1.1. Evolvent Profilin Temelleri

Evolvent profil, sabit bir temel daire üzerine ona herhangi bir A noktasında teğet olan bir doğrunun o daire üzerinde kaymadan yuvarlanması neticesinde oluşan eğriye denmektedir. Bu durumun şekli ifadesi Şekil 3.5’ te verilmektedir (Temiz 2020).



Şekil 3.5. Evolvent profilin oluşumu

Şekil 3.5 dikkatle incelendiğinde geometri bilgilerine göre AT yayı ile PT doğru parçasına eşit olmaktadır. Buradan hareketle evolvent fonksiyonunun (eva) matematiksel ifadesi Eş. 3.2’ de verilmiştir.

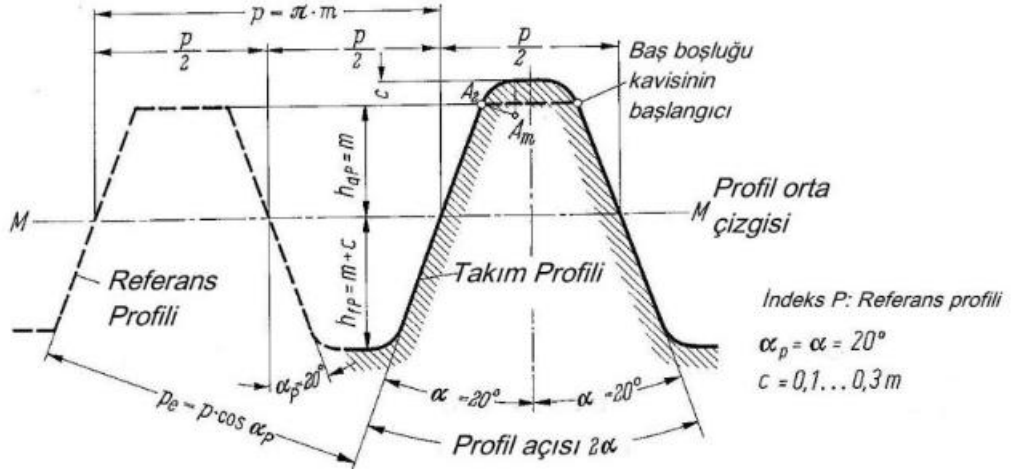
$$r_b(\delta + \alpha) = r_b \tan(\alpha) \quad (3.1)$$

$$\delta = ev\alpha = \tan(\alpha) - \alpha \quad (3.2)$$

Temel daireye çizilen teğetler evolvent eğrisini kestiği noktada evolventin normalidir. Buradan hareketle örneğin P noktasındaki eğrilik yarıçapı PT doğru parçasının uzunluğuna eşittir. Şekilden hareketle değeri $r_b \tan(\alpha)$ olarak hesaplanır. Burada r_b temel dairenin yarıçapı α ise profilin basınç açısı olarak tanımlanmaktadır. Profil basınç açısı dişliyi imal eden takımın kavrama açısına göre değişiklik göstermektedir.

3.1.2. Dişli Çark Referans Profili ve Ana Parametreleri

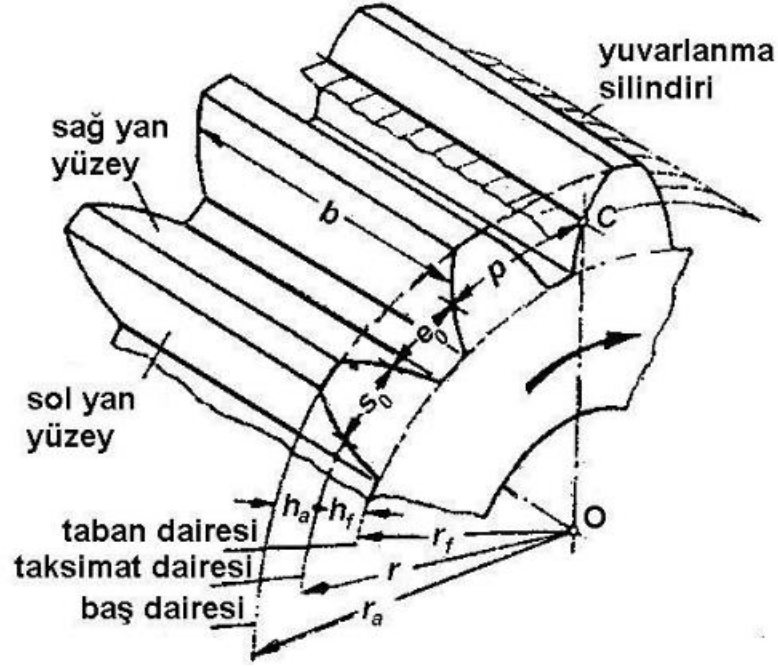
Evolverent dişli çarkların şekli ve boyutları DIN867' de belirlenen referans profil (Şekil 3.6) ile oluşturulmaktadır (Babalık ve Çavdar 2019). Referans profile profil yan yüzeyleri eğri değil doğrudur yani temel dairesi bir doğruya dönüşmüştür ($r_b = \infty$).



Şekil 3.6. DIN867' ye göre dişli çark referans profili

Takım Kavrama açısı (α) standart bir büyüklük olup ülke ve bölgelere göre farklı değerler alabilmektedir. Örneğin ABD' de $14,5^\circ$ ve 25° yaygın kullanılırken, Avrupa ve ülkemizde 20° çoğunlukla kullanılmaktadır. Ardışık iki yan yüzey arasındaki mesafeye taksimat (p) denmektedir. MM taksimat doğrusu üzerinde diş boşluğu ve diş kalınlıkları birbirlerine eşit ve $p/2 = \pi x m / 2$ değerindedir. Diş başı yüksekliği $h_a = m$, diş dibi yüksekliği $h_f = h_a + c$ formülleri ile hesaplanır. Diş boşluğu değeri "c", 0,1 ile 0,3xm arasında değişir. Bu değer çoğunlukla 0,25xm değerindedir. Bu değer verilmesi zorunlu bir değerdir. Diş başı yüksekliği ile diş dibi yüksekliği eşit olursa dişli çarklar güç aktarma esnasında sıkışıp görevlerini yerine getiremezler.

Şekil 3.7’ de bir evolvent dişli çarkın standart büyüklükleri gösterilmiştir (Babalık ve Çavdar 2019).



Şekil 3.7. Dişli çark standart geometrik büyüklükleri

Dişli çarkların temel büyüklükleri DIN3960’ a göre standartlaştırılmıştır. Dişli çarkın en önemli iki parametresi modül (m) ve kavrama açısı (α)’ dır. Bunun yanı sıra diş sayısı (z) ve diş genişliği (b) de dişli çarkı tanımlayabilmek için gereklidir. Modül rastgele seçilen bir büyüklük olmayıp standarttır. Dişlerin eşit olarak taksim edildiği hayali daireye taksimât dairesi denir. Bu dairenin çevresi $U=\pi x d$ dir. Bu değer aynı zamanda $U=pxz$ olmaktadır. “d” taksimât dairesi çapıdır. O halde modül ifadesi Eş. (3.3) ‘ te verilmiştir.

$$d = \frac{p}{\pi} z = mz \quad (3.3)$$

Eş. 3.3’ te p/π ifadesi modül (m) olmaktadır. Burada p taksimât yani taksimât dairesi üzerindeki iki diş arasındaki uzaklıktır. Diğer büyüklükler ilerleyen eşitliklerde belirtilmiştir.

Diş başı yüksekliği;

$$h_a = m \quad (3.4)$$

Diş dibi yüksekliği;

$$h_f = h_a + c \quad (3.5)$$

Diş başı dairesi yarıçapı;

$$r_a = mz/2 + h_a \quad (3.6)$$

Diş dibi (taban) dairesi yarıçapı;

$$r_f = mz/2 - h_f \quad (3.7)$$

Temel dairesi yarıçapı;

$$r_b = (mz/2)\cos(\alpha) \quad (3.8)$$

Taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı;

$$s_0 = \pi m/2 \quad (3.9)$$

Taksimat dairesi üzerindeki diş boşluğu;

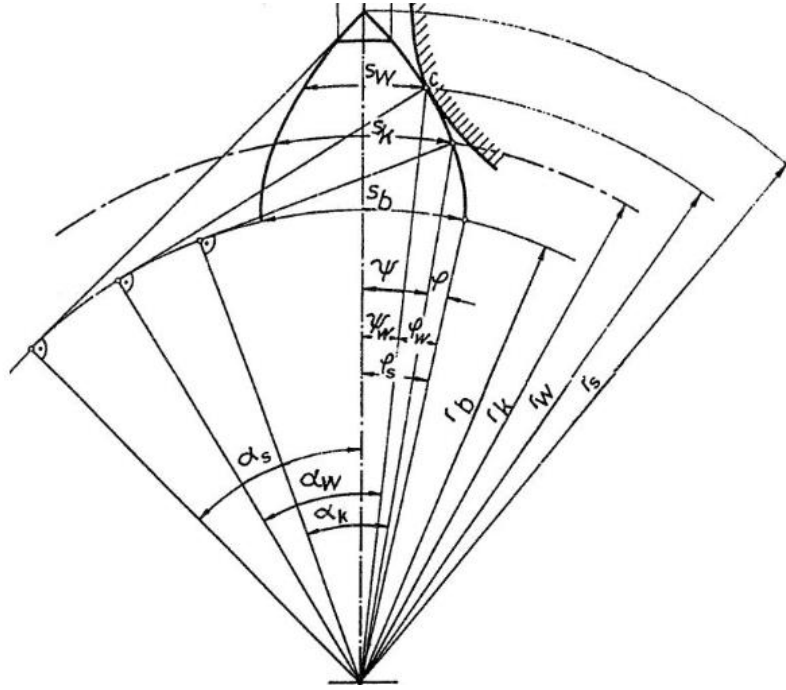
$$e_0 = \pi m/2 \quad (3.10)$$

Taksimat;

$$p = s_0 + e_0 = \pi m \quad (3.11)$$

Dikkat edilirse Şekil 3.6 ile Şekil 3.7 deki büyüklükler arasında direkt bir bağlantı bulunmaktadır. Bu büyüklüklerin yanı sıra diş genişliği (b) esasen bağımlı bir büyüklük değildir. Dişli çarkın çeşitli yükleme ve yataklama durumları için modüle bağlı olarak farklı değerler alabilmektedir.

Evolvent dişin her hangi bir çaptaki kalınlıkları (Şekil 3.8) ise Eş. (3.12) ile hesaplanabilir (Babalık ve Çavdar 2019).



Şekil 3.8. Evolvent dişlideki diş kalınlıkları

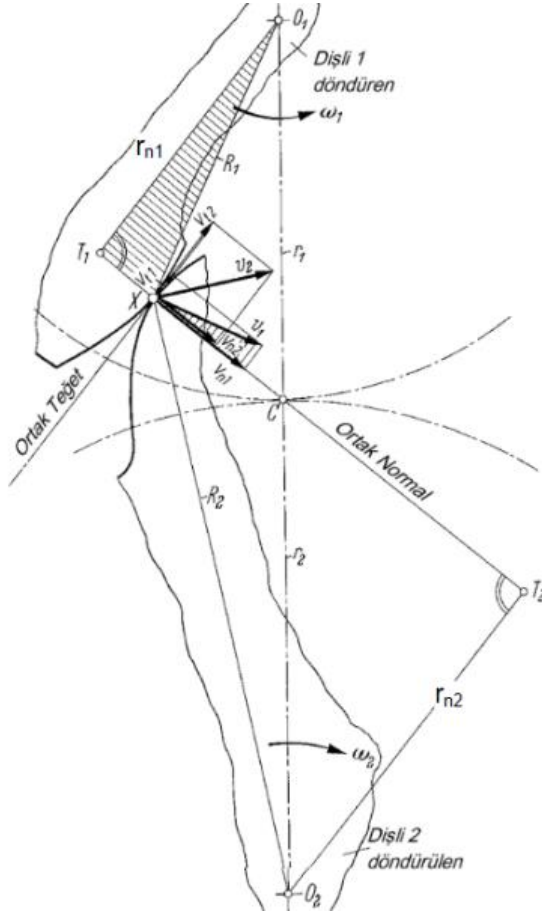
$$s_k = 2r_k \left[\frac{\pi}{2z} + ev(\alpha) - ev(\alpha_k) \right] \quad (3.12)$$

α_k , r_k yarıçapındaki basınç açısıdır ve $\alpha_k = \arccos(r_b/r_k)$ ifadesi ile hesaplanır.

3.1.3. Dişli Ana Kanunu

Dişli çark mekanizmalarında hareketin sürekli ve çevrim oranının da sabit olması istenir. Bu şart herhangi bir diş profili ile sağlanamaz. Hareket sürekliliğinin olması için temas eden profillerin o noktadaki normal hızları ($v_{n1} = v_{n2}$) birbirlerine eşit olmalıdır

(Şekil 3.9). Eşit olmazsa ya dişliler birbiri içine girerek sıkışır veya birbirlerinden ayrılırlar (Babalık ve Çavdar 2019).



Şekil 3.9. Dişli çarklardaki hızlar

Normal hızların eşitliği aşağıdaki gibi ifade edilirse;

$$v_{n1} = r_{n1}\omega_1 \quad (3.13)$$

$$v_{n2} = r_{n2}\omega_2 \quad (3.14)$$

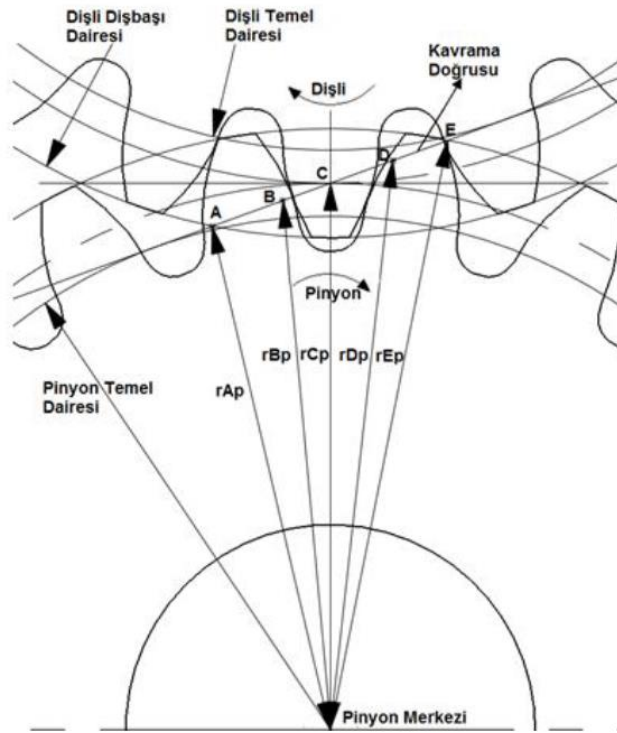
Eş. (3.13) ve Eş. (3.14) birleştirilse Eş. (3.15) elde edilir.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{n2}}{r_{n1}} = i \quad (3.15)$$

Buradan hareketle dişli çarklarda döndüren milin hızının döndürülen milin hızına oranına çevrim oranı (i) denir. $i < 1$ ise hızlıya çevrim, $i > 1$ ise yavaşa çevrim durumu söz konusudur. Pratikte dişli kutularında %95 oranında yavaşa çevrim (redüktörler) vardır. Şekil 3.9’ da C noktası yuvarlanma noktasıdır. Dönme hareketinde çevrim oranının sabit olması için diş profillerinin temas ettiği her noktadaki ortak normal bu C noktasından geçmelidir. Bu kurala “Dişli Ana Kanunu” denmektedir.

3.1.4. Düz Dişli Çarklarda Kavrama Olayı

Bir önceki kısımda diş profillerinin dönerken temas ettikleri noktalardan bahsetmiştik. Bu noktalar bir tam tur dönme boyunca tespit edilip birleştirilse düz dişli çarklarda bir doğru elde edilir. Buna kavrama doğrusu denmektedir. Bu doğrunun uzunluğuna kavrama boyu (AE) denmektedir. Kavrama boyunun kavrama taksimatına ($p \cos(\alpha)$) oranına kavrama oranı (ϵ_α) denmektedir. Şekil 3.10’ da kavrama durumundaki dişliler görülmektedir (Doğan ve Karpaz 2018).



Şekil 3.10. Düz dişli çarklarda kavrama olayı

Kavrama dönme yönüne bağlı olarak pinyonun diş başında başlar ve dişlinin diş başında sona erer. Şekil 3.10' da gösterilen A,B,C,D,E noktalarına ait yarıçap değerleri Eş. (3.16) ile Eş.(3.21) arasında verilmiştir (Doğan ve Karpat 2018).

$$rAp = [rbp^2 + ((r0p + r0d) \sin \alpha - (rad^2 - rbd^2)^{0.5})^2]^{0.5} \quad (3.16)$$

$$rBp = [rbp^2 + ((rap^2 - rbp^2)^{0.5} - \pi m_n \cos \alpha)^2]^{0.5} \quad (3.17)$$

$$rCp = 0,5 m z_p \quad (3.18)$$

$$rDp = [rbp^2 + ((rbp + rbd) \tan \alpha - (rad^2 - rbd^2)^{0.5} + \pi m \cos \alpha)^2]^{0.5} \quad (3.19)$$

$$rEp = 0,5 (m z_p + 2m) \quad (3.20)$$

Kavrama doğrusu üzerindeki uzunluklar Eş. (3.21) ile Eş. (3.24) arasında verilmiştir.

$$|AE| = \sqrt{rap^2 - rbp^2} + \sqrt{rad^2 - rbd^2} - a_d \sin \alpha \quad (3.21)$$

$$|AD| = \pi m_n \cos \alpha \quad (3.22)$$

$$|AC| = |CE| = |AE|/2 \quad (3.23)$$

$$|AB| = |AE| - \pi m_n \cos \alpha \quad (3.24)$$

Son olarak kavrama oranı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\epsilon_\alpha = \frac{|AE|}{\pi m_n \cos \alpha} \quad (3.25)$$

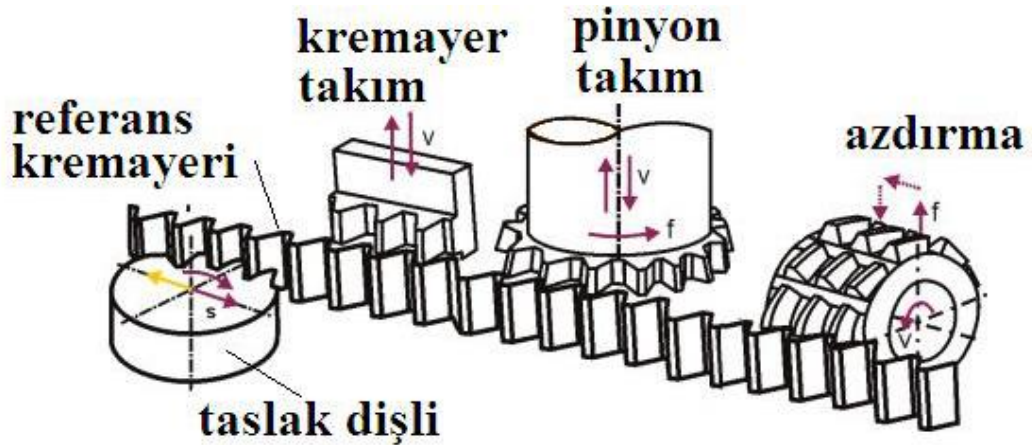
Kavrama oranının sürekli bir hareket aktarımı için 1,1' den ve mümkünse 1,25' ten yüksek olması beklenir. Kavrama oranının en az 1,25 olması pratikte bir çevrim boyunca bazı anlarda bir dişli çifti, bazı anlarda da iki dişli çiftinin temasta olması

anlamına gelmektedir. Kavrama esnasında AB ve DE arasında iki dişli çifti temastayken BD arasında tek dişli çifti temasta olmaktadır. D noktası pinyon, aynı şekilde B noktası da dişli için en yüksek tekil yük noktası olarak isimlendirilmektedir. Gerilme analizlerinde kuvvet D noktasından uygulanacaktır.

3.1.5. Düz Dişli Çarkların İmalatı ve Matematiksel Modellenmesi

Düz dişli çarklar pratikte çok farklı malzemelerden ve bir çok farklı imalat metoduyla (plastik enjeksiyon, sinterleme, döküm vs.) üretilebilirken, en çok yuvarlanma metodu dediğimiz özel talaşlı imalat metotları ile imal edilirler. Bunun yanı sıra dişli kalitelerinin elde edilmesi ve toleranslar için yine özel taşlama metotları kullanılmaktadır. Çalışmamızda sadece yuvarlanma metodu ile ilgili bilgi verilecek ve matematik modeli oluşturulacaktır.

Yuvarlanma metotları, kremayer takım ile imalat, pinyon tipi kesici takım ile imalat ve azdırma frezesi ile imalattır. Bu üç metot tipinin oluşturduğu dişliler özdeştir. Bu sebeple tez çalışmasında kremayer takım ile imalatın matematiksel modellenmesinden bahsedilecektir. Şekil 3.11’ de yuvarlanma metotlarının şematik görüntüsü verilmektedir (Fetvacı 2020).



Şekil 3.11. Yuvarlanma metotları ile dişli çark imali

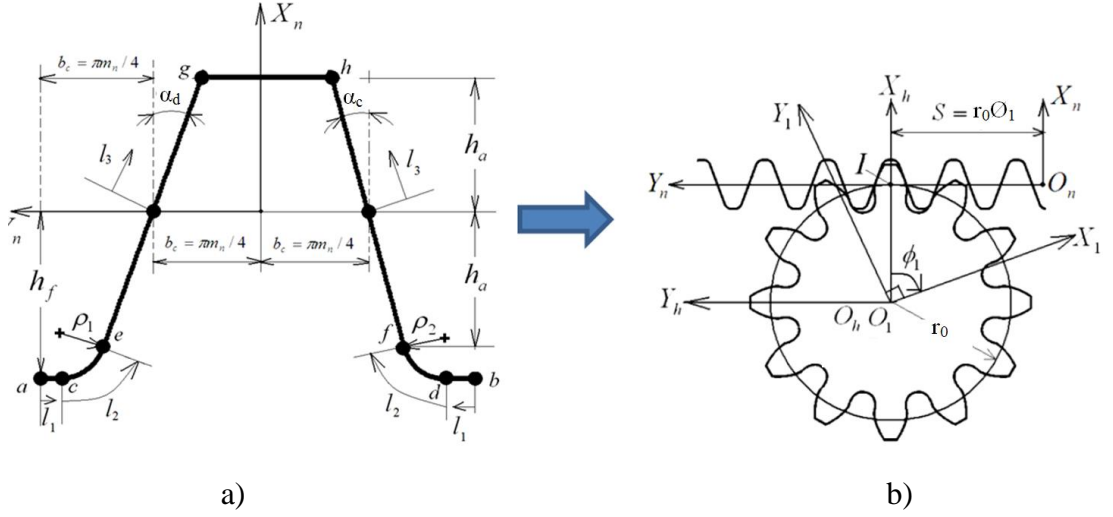
Zürih’deki “MAAG” fabrikalarınınca geliştirilmiş olan kremayer takım ile imalat metodu şu şekilde çalışmaktadır. Kremayer şeklindeki kesici takım yukarıdan aşağıya bir planya hareketi yapıp tekrar yukarıya çıktıktan, yani kesmekte olduğu dişli çark taslağından

ayrıldıktan sonra, taslak ekseni etrafında ufak bir dönüş yapar ve hem de bıçak eksenine paralel olarak bir az ilerler. Sonra bıçak ikinci bir kesme hareketi yapar.

Pinyon tipi kesici takım gerçekte, diş alınlarının yüzeyleri taşlanıp arka kısımları boşaltılarak kesici ağız haline getirilmiş bir dişlidir. Bu kesici ile imalat esasen biri takım olan iki dişli çarkın eş çalışmasını simüle etmektedir. Fellow sistemi ABD’ de çok yaygındır. Şekil 3.11’ de gördüğümüz bu sistemde kesici bıçak yukarıya boş olarak çıkarken gerek kendisi ve gerek kesilen dişli çark ufak bir dönüş yaparlar, ondan sonra bıçak tekrar keserek aşağıya iner. Fellow tezgahının bıçağı her zaman başka dişleri keser. Bundan ötürü kesici çarkları kremayer şeklindeki bıçaklara göre daha çok dayanırlar, ama maliyetleri de daha yüksektir (Vullo 2020).

Helisel Freze sonsuz vida olarak ele alınabilir (ağız sayısı 1 ila 3 dür). Vidaya aksenel yönde yivler açılarak kesici bıçak serisi oluşturulur. Vidanın aksenel kesiti çubuk dişli olarak düşünülür. Frezenin dönmesi kremayerin öteleme hareketini simüle eder. Kesme işlemi esnasında freze ve ham dişli çark kendi aksenleri etrafında dönerler. Freze dönme hareketine ilave olarak çark eksenine paralel öteleme hareketi yapar. Piyasada “azdırma” adı altında tanınan sonsuz vida şeklindeki frezeler tek ağızlı veya bir kaç ağızlı olurlar. Genel olarak kaba talaş kesmek için tek ağızlı, ince talaş kesmek için iki ağızlı sonsuz vida frezeleri kullanılır. Tek ağızlı frezelerle iyi kaliteli dişliler elde edilirler. Bununla beraber daha yüksek verimlerinden dolayı son yıllarda gerek kaba ve gerekse ince talaş için bir kaç ağızlı sonsuz vida frezeleri kullanılmaya başlanmıştır. Genel olarak DIN normlarının tespit ettiği, kalitesi 8 veya 8 den küçük olan dişli çarkları tek ağızlı sonsuz vida frezesi ile, 8 den daha büyük kalitedekiler ise iki ağızlı sonsuz vida frezeleri ile açılırlar. Çok fazla diş sayısı olan dişli çarkların imalinde 5, hatta 7 ağızlı sonsuz vida frezeleri kullanılabilir.

Dişli çark geometrisi kesici takım geometrisine ve imalat esnasında kesici takım ile dişli taslağının rölatif kinematik hareketlerine bağlıdır. Bu sebeple hem kesici takım hem de imalattaki bu rölatif hareketler matematiksel olarak ifade edilecektir. Çalışmamızda kesici takım olarak kremayer modellenecektir. Şekil 3.12’ de kremayer takımın ve imalat esnasında taslak ve kesici takım arasındaki ilişkinin görüntüsü verilmektedir.



Şekil 3.12. Dişli imalatı: a) Kesici takım, b) Taslak-kesici takım arasındaki ilişki

Düz dişli çarkın bir dişine ait noktaların koordinatlarını elde etmek için Litvin' in vektör yaklaşımı kullanılmıştır (Litvin ve Fuentes 2004). Literatürde çok sayıda çalışmada benzer metod kullanılmıştır (Doğan ve Karpat 2019, Doğan ve ark. 2018b, Fetvacı ve Imrak 2008, T. Yılmaz ve ark. 2019).

Bu metoda göre takımın ac-bd bölgeleri dişlinin dış dibi dairesini, ce-df bölgeleri dişlinin trokoid (diş dibi) eğrisini, eg-fh bölgeleri de evolvent eğrisini oluşturmaktadır. Bu bölgelerin matematiksel ifadesi ilerleyen eşitliklerde verilmiştir. $S_n(X_n, Y_n)$ kesici takımın koordinat eksenini, $S_1(X_1, Y_1)$ dişli çarkın koordinat eksenini ifade etmektedir.

$$R_n^{ac} = \begin{bmatrix} -h_f \\ \frac{\pi m}{2} - l_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

$$R_n^{bd} = \begin{bmatrix} -h_f \\ -\frac{\pi m}{2} + l_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

ac bölgesinde l_a parametresi $0 < l_1 < ac$ ifadesine bağlı değişirken bd bölgesinde benzer şekilde $0 < l_1 < bd$ ifadesine bağlı olarak değişmektedir.

$$ac = b_c - h_f \tan \alpha_d + \rho_1 \tan \alpha_d - \rho_1 \sec \alpha_d \quad (3.28)$$

$$bd = b_c - h_f \tan \alpha_c + \rho_2 \tan \alpha_c - \rho_2 \sec \alpha_c \quad (3.29)$$

ce ve df bölgelerinin matematiksel ifadesi aşağıda belirtilmiştir.

$$R_n^{ce} = \begin{bmatrix} -h_f + \rho_1 - \rho_1 \cos l_2 \\ b_c + h_f \tan \alpha_d - \rho_1 \tan \alpha_d + \rho_1 \sec \alpha_d - \rho_1 \sin(l_2) \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

$$R_n^{df} = \begin{bmatrix} -h_f + \rho_2 - \rho_2 \cos l_2 \\ -b_c - h_f \tan \alpha_c + \rho_2 \tan \alpha_c - \rho_2 \sec \alpha_c + \rho_2 \sin(l_2) \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

ce ve df bölgelerindeki noktaları l_2 değişkenleri belirler. ce bölgesindeki l_2 değişkeni $0 < l_2 < ((\pi/2) - \alpha_d)$ aralığında değişim göstermektedir. df bölgesindeki l_2 değişkeni de benzer şekilde $0 < l_2 < \theta_2 = ((\pi/2) - \alpha_c)$ aralığında değişim göstermektedir.

eg ve fh bölgelerindeki noktalar l_3 değişkenlerine göre belirlenir. eg bölgesindeki l_3 parametresi $\frac{-h_a}{\cos \alpha_d} \leq l_3 \leq \frac{h_a}{\cos \alpha_d}$ aralığında değişim göstermektedir. fh bölgesindeki l_3 parametresi $\frac{-h_a}{\cos \alpha_c} \leq l_3 \leq \frac{h_a}{\cos \alpha_c}$ aralığında değişim göstermektedir.

eg ve fh bölgelerinin matematiksel ifadesi aşağıda belirtilmiştir.

$$R_n^{eg} = \begin{bmatrix} l_3 \cos \alpha_d \\ b_c - l_3 \sin \alpha_d \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

$$R_n^{fh} = \begin{bmatrix} l_3 \cos \alpha_c \\ -b_c + l_3 \sin \alpha_c \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

Eş. (3.26) ile Eş. (3.33) arasında verilen ifadelerle kesici takımın bir kesici dişinin bölgeleri matematiksel olarak tanımlanmıştır. Dişli çark kesici takım geometrisi ile kesici-taslak arasındaki ilişkinin bir kombinasyonudur. İmalat esnasında taslak \emptyset_1 kadar döndüğünde izafi olarak kremayer tipi kesici takımında $r_0 \emptyset_1$ kadar ilerler. Esasen imalat esnasında kesici takımın bir noktası her zaman dişli ile temas halindedir. Matematiksel olarak kesici takım ile taslağın ortak bir noktası vardır denilebilir. Şayet bu nokta düz dişliye ait koordinat ekseninden tanımlanabilirse, dişli çarkın bir dişine ait matematiksel ifade ortaya çıkmış olur. Bu sebeple S_n den S_1 ' e koordinat dönüşüm matrisi Eş. (3.34)' te verilmiştir.

$$M_{1n}^i = \begin{bmatrix} \cos(\emptyset_1) & -\sin(\emptyset_1) & 0 & r_0 \emptyset_1 \sin(\emptyset_1) + r_0 \cos(\emptyset_1) \\ \sin(\emptyset_1) & \cos(\emptyset_1) & 0 & -r_0 \emptyset_1 \cos(\emptyset_1) + r_0 \sin(\emptyset_1) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

Aşağıdaki denklemden hareketle dişli çarkı oluşturan noktaları bulabiliriz.

$$R_1^i = M_{1n}^i R_n^i \quad i = (ac - fh) \quad (3.35)$$

Eş. (3.35) in bulunması için her bölgedeki \emptyset_1 açılarının bulunması gerekmektedir. Bunun için kısım 3.1.3' da belirttiğimiz dişli ana kanunu ifadesi matematiksel olarak genel ifadesi Eş. (3.36) daki gibidir.

$$\frac{X_n^i - x_n^i}{n_{nx}^i} = \frac{Y_n^i - y_n^i}{n_{ny}^i} \quad (3.36)$$

X_n^i, Y_n^i , Şekil 3.12b' de belirtilen S_n koordinat sisteminde takım-dişli ani dönme merkezi I-I üzerindeki bir noktanın koordinatlarını, x_n^i, y_n^i kremayer kesici takımın

yüzey koordinatlarını $n_{n_x}^i$ $n_{n_y}^i$ yüzey birim normali n_n^i nin bileşenlerini ifade eder. Tüm bölgeler için $X_n^i = 0$, $Y_n^i = r_0 \emptyset_1$ olarak kabul edilmiştir.

Eş. (3.35) ve Eş. (3.36)' nın en zamanlı çözümü ile \emptyset_1 ' ler bulunacak ve bulunan bu değer Eş. (3.34) yerine yazılarak Eş. (3.35) çözdürülecektir.

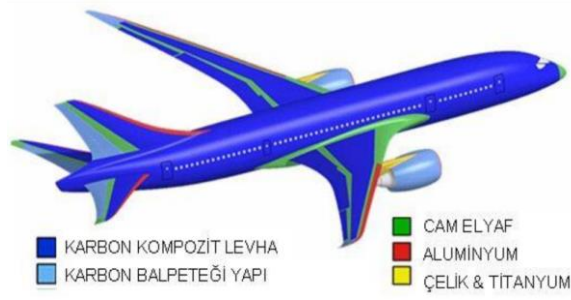
Çalışmamızda bu eşitlikler MATLAB ortamında programlanmış ve dişli çarkın bir dişine ait koordinatlar bir dosya halinde yazdırılmıştır. Bu dosya 3B tasarım programı olan CATIA V5R20 nin okuyabileceği formattadır. Bu dosyanın okutulmasından sonra elde edilen noktalardan 3B dişli tasarımları sonlu elemanlar analizleri için oluşturulmuştur.

3.2. Karbon Fiber Kompozit Malzeme Modellenmesi

Kompozit malzemeler en az iki farklı malzemenin bir araya gelerek yeni özelliklere sahip bir malzeme oluşturmasıyla oluşmaktadır. Bu noktada amaç birbiriyle zıt gibi görünen malzeme özelliklerini (hafiflik-dayanım vb.) bir araya getirmektir. Kompozit malzemeyi meydana getiren malzemeler birbiri içerisinde çözünmez veya kimyasal olarak birbirlerini etkilemezler (Zor 2018).

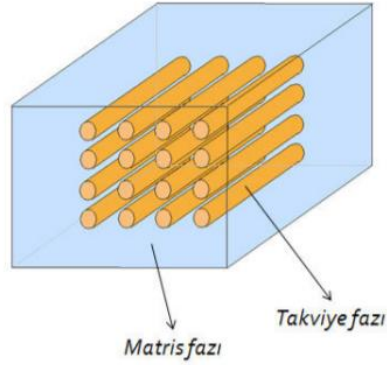
Genel olarak ana malzeme denilen matris ve takviye elemanı olarak belirtilen elemanlardan oluşmaktadır. Takviye malzemesinin en önemli görevi mekanik dayanım sağlamakken, matris malzeme kompozit yapıyı deformasyonlara karşı bir arada tutmayı sağlar.

Birçok sektörde hafifletme çok önemli bir hedef olarak hem yakıt tüketimini hem de bunun sonucunda CO₂ gazı emisyonlarının azaltmaktır. Yüksek mukavemet/yoğunluk oranı, yüksek rijitlik/yoğunluk oranı, hafiflik, yüksek yalıtkanlık özellikleri, korozyon dayanımı ve ayarlanabilir mekanik özellikleri sebebiyle kompozitler bu hedefi gerçekleştirmek için en önemli bir alternatiftir (P. Catera ve ark. 2017b). Uçak sektörüne bakıldığında kullanılan dış yapısal parçaların büyük çoğunluğunun kompozit malzemeden üretildiği görülür (Şekil 3.13) (Zor 2018).



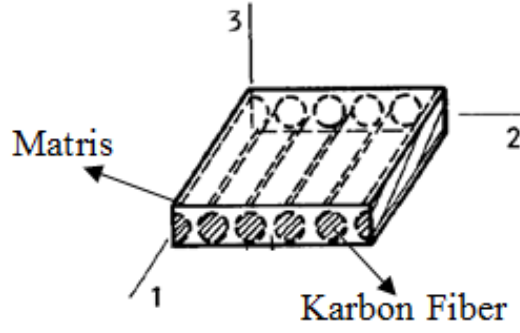
Şekil 3.13. Uçaklardaki kompozit kullanımı

Çalışmamızın konusu hibrit dişli çarklarda gövde malzeme olarak çok katmanlı sürekli karbon fibere sahip kompozit plakalar göze çarpmaktadır (Catera ve ark. 2018, R. F. Handschuh ve ark. 2014). Bu kompozit malzemelerde karbon fiber takviye elemanı ve epoksi reçine de matris elemanı olarak kullanılmaktadır. Şekil 3.14’ de bir kompozit malzemedeki fiber ve matris görüntüsü verilmektedir.



Şekil 3.14. Kompozitlerde matris ve takviye elemanı

Sürekli fibere sahip plastik matrisli kompozit malzemeler ortotropik malzemelerdir. Ortotropik malzemelerde 9 adet malzeme sabiti bulunmaktadır. Her üç yönde malzeme simetri eksenlerine sahiptirler. Bu malzeme sabitleri fiber ve matrisin malzeme sabitleri ile fiber ve matrisin hacimsel olarak yapıdaki oranına bağlı olarak değişmektedir.



Şekil 3.15. Sürekli karbon fibere sahip polimer matrisli kompozit katman

Şekil 3.15' teki gibi bir yapıya sahip tek katmanlı sürekli karbon fiberli polimer matrisli kompozitlerin malzeme sabitleri analitik formüllerle aşağıdaki gibi ifade edilir (Chamis 1984).

$$E_{k11} = V_f E_{f11} + V_m E_m \quad (3.37)$$

$$E_{k22} = \frac{-E_m}{1 - \sqrt{V_f}(1 - E_m/E_{f22})} = E_{k33} \quad (3.38)$$

$$G_{k12} = \frac{G_m}{1 - \sqrt{V_f}(1 - G_m/G_{f12})} = G_{k13} \quad (3.39)$$

$$G_{k23} = \frac{G_m}{1 - \sqrt{V_f}(1 - G_m/G_{f23})} \quad (3.40)$$

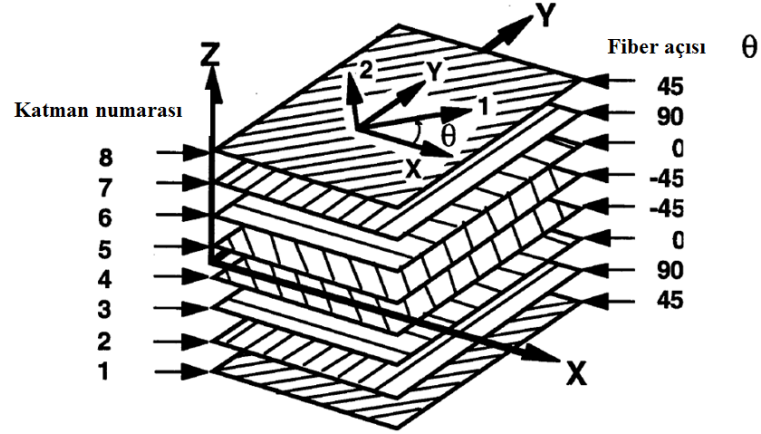
$$\nu_{k12} = V_f \nu_{f12} + V_m \nu_m = \nu_{k13} \quad (3.41)$$

$$\nu_{k23} = \frac{E_{k22}}{2G_{k23}} - 1 \quad (3.42)$$

Eşitliklerde E elastisite modülünü, G kayma modülünü, ν Poisson oranını, V hacim oranını, f fiber, m matris, k katmanı ifade etmektedir.

Bu kompozit katmanlar üst üste gelerek çok katmanlı kompozit yapıları oluştururlar. Buradaki bir amaç fiber özelliklerinin sadece 1 yönünde değil 1-2 düzleminde hemen her yerde sağlamak yani mukavemeti düzlemde her yönde eşit bir şekilde dağıtmaktır. Çok katmanlı kompozitlerde bu şekilde oluşturulmuş yapılar artık düzlemde sanki-izotropik bir durum alır.

Düz dişli çarklarda da teorik olarak herhangi bir montaj hatası olmaması durumunda dişliye gelen kuvvetler de düzlemseldir. Bu sebeple dişli çark gövdesinde kullanılacak kompozit plaka da diş genişliği boyunca simetrik bir dizilimle sanki-izotropik bir yapı almalıdır (Catera ve ark. 2018, S. M. Gauntt ve Campbell 2019). Şekil 3.16 örnek bir çok katmanlı kompozit yapının patlatılmış görüntüsü yer almaktadır (Bogetti ve ark. 1995).



Şekil 3.16. Çok katmanlı kompozit yapı görüntüsü

Sanki-izotropik yapıya sahip çok katmanlı kompozit plakanın malzeme sabitleri analitik formüllerle bir sonraki sayfada ifade edilmiştir (Bogetti ve ark. 1995, Chou ve ark. 1972).

C_{ij}' matrisi 123 koordinat sistemindeki ortotropik bir malzemeye ait rijitlik matrisidir.

$$C_{ij}' = \begin{bmatrix} C_{11}' & C_{12}' & C_{13}' & 0 & 0 & 0 \\ C_{21}' & C_{22}' & C_{23}' & 0 & 0 & 0 \\ C_{31}' & C_{32}' & C_{33}' & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44}' & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55}' & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66}' \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

123 koordinat sistemindeki rijitlik matrisi C_{ij}' gerilme ve gerinme transformasyon matrisleri ile çarpılarak XYZ global koordinat sisteminde C_{ij} ifade edilebilir.

$$C_{ij} = T(\theta)_{ij}^s C_{ij}' \{T(\theta)_{ij}^e\}^{-1} \quad (3.44)$$

Burada $T(\theta)_{ij}^s$ gerilme transformasyon matrisi, $T(\theta)_{ij}^e$ ise gerinim transformasyon matrisidir.

n adet katmandan oluşan çok katmanlı kompozit plakanın rijitlik matrisi ise Eş. (3.45) ile Eş. (3.48) arasındaki ifadelerle elde edilir.

$$\bar{C}_{ij} = \sum_{k=1}^n V^k \left[C_{ij}^k - \frac{C_{i3}^k C_{3j}^k}{C_{33}^k} + \frac{C_{i3}^k \sum_{l=1}^n \frac{V^l C_{3j}^l}{C_{33}^l}}{C_{33}^k \sum_{l=1}^n \frac{V^l}{C_{33}^l}} \right] \quad (i, j = 1, 2, 3, 6) \quad (3.45)$$

$$\bar{C}_{ij} = \bar{C}_{ji} = 0 \quad (i = 1, 2, 3, 6; j = 4, 5) \quad (3.46)$$

$$\bar{C}_{ij} = \left[\frac{\sum_{k=1}^n \frac{V^k C_{ij}^k}{\Delta k}}{\sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^n \frac{V^l V^k}{\Delta k \Delta l} (C_{44}^k C_{55}^l - C_{45}^k C_{54}^l)} \right] \quad (i, j = (4, 5)) \quad (3.47)$$

$$\Delta k = \begin{vmatrix} C_{44}^k & C_{45}^k \\ C_{54}^k & C_{55}^k \end{vmatrix} \quad (3.48)$$

Burada V her bir katmanın hacminin toplam plakanın hacmine oranıdır. Çok katmanlı plakaya ait esneklik matrisi rijitlik matrisinin tersidir ve Eş. (3.49)'daki gibi ifade edilir.

$$\overline{H}_{ij} = [\overline{C}_{ij}]^{-1} \quad (3.49)$$

Çok katmanlı homojen ortotropik malzeme özellikleri gösteren plakanın elastisite modülleri, kayma modülleri ve poisson oranları bu esneklik matrisinin elemanlarıdır. Bunlar aşağıdaki Eş. (3.50) ile Eş. (3.58) arasında belirtilmiştir.

$$E_x = 1/\overline{H}_{11} \quad (3.50)$$

$$E_y = 1/\overline{H}_{22} \quad (3.51)$$

$$E_z = 1/\overline{H}_{33} \quad (3.52)$$

$$G_{xy} = 1/\overline{H}_{66} \quad (3.53)$$

$$G_{xz} = 1/\overline{H}_{55} \quad (3.54)$$

$$G_{yz} = 1/\overline{H}_{44} \quad (3.55)$$

$$v_{xy} = -\overline{H}_{12}/\overline{H}_{11} \quad (3.56)$$

$$v_{xz} = -\overline{H}_{13}/\overline{H}_{11} \quad (3.57)$$

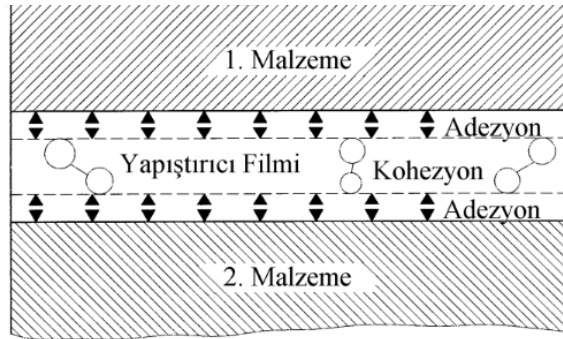
$$v_{yz} = -\overline{H}_{23}/\overline{H}_{22} \quad (3.58)$$

Elde edilen bu malzeme sabitleri sonlu elemanlar analizlerinde hibrit dişli çarklardaki kompozit malzemeyi tanımlamak için kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde katmanlar teker teker tanımlanmamış bu katmanların oluşturduğu sanki homojen bir

bütün yapı olduğu varsayılarak bu yapı modellenmiştir. Bu durumun sonuçlara etkisinin sınırlı olduğu literatürde incelenmiştir (Catera ve ark. 2018).

3.3. Yapıştırma Bağlantı Bölgesinin Modellenmesi

Yapıştırma bağlantıları aynı veya farklı iki malzemenin sentetik bir malzemeyle birbirlerine çözülemez şekilde bağlanmasına denmektedir. Yapıştırıcı mukavemeti yapıştırıcının kendi içindeki moleküller arası bağa (kohezyon) ve yapıştırıcı-parça arasındaki yapışmaya (adezyon) bağlıdır (Babalık ve Çavdar 2019, Temiz 2020). Şekil 3.17’ de bu durum görülmektedir.



Şekil 3.17. Yapıştırma bağında kuvvetler

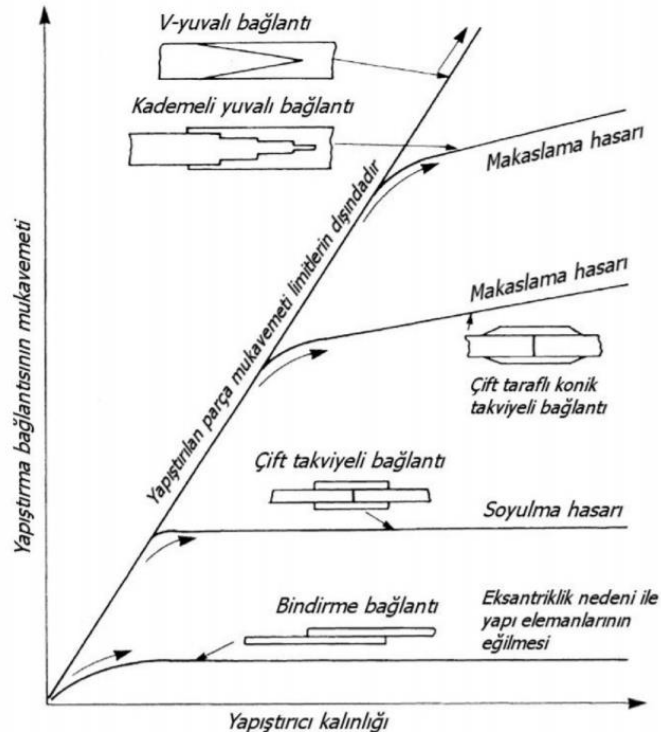
Yapıştırma bağlantılarının diğer birleştirme metotlarına göre birçok avantajı bulunmaktadır. Bunlar;

- Uygulanması kolay ve ucuz ve çabuktur.
- Bağlanacak malzemelere delik vs. açılmayacağı için ekstra bir gerilme oluşturmaz.
- Isı girdisi gerekmediği için ısı gerilme ve çarpılmalar oluşmaz.
- Hemen hemen her malzemeye ve farklı malzeme çiftlerine uygulanabilir.
- Gerilmeler yüzey üzerine üniform dağılmaktadır.
- Gerilmeler her noktada yaklaşık aynı olduğundan, sürekli mukavemette yorulma hasarı riski düşüktür.
- Sızdırmazlık sağlar.
- Boşluklar kolayca doldurulduğundan aralık ve galvanik korozyon riski yoktur.
- Yüzeyler arası yapıştırıcı dolacağı için hassas tolerans vermeye gerek kalmaz.

- İyi sönüm ve yalıtım özellikleri vardır.
- Mukavemet/ağırlık oranı son derece uygundur.

Bunun yanı sıra bazı dezavantajları da mevcuttur. 80-120 °C değerlerinden sonra yapıştırıcı mukavemeti düşmeye başlar. Yapıştırılacak yüzeyler özel bir hazırlama gerektirir. Zaman içinde yaşlanma ve sürünme görülebilir.

Yapıştırıcı mukavemeti yapıştırıcı kalınlığına, yapıştırma boyuna ve birleşme şekline göre değişmektedir. Yapıştırıcı kalınlığı ve boyu arttıkça mukavemet artarken, belli bir değerden sonra yapıştırma boyunun etkisi yok olmakta kalınlık ise negatif etki etmektedir (Al-Mosawe ve ark. 2015, Wei ve ark. 2018). Birleşme şekillerinin mukavemete etkisi Şekil 3.18’ de gösterilmiştir (Temiz 2020).



Şekil 3.18. Bağlantı şekillerinin yapıştırıcı mukavemetine etkisi

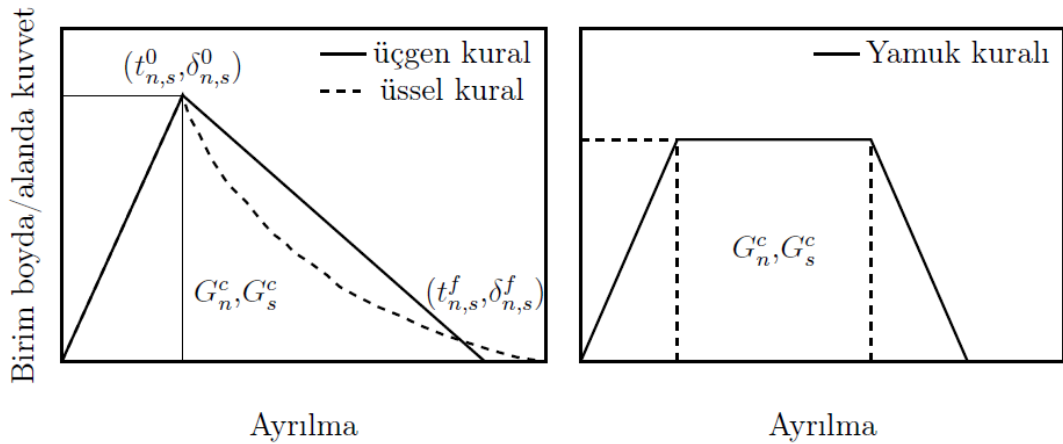
Yapıştırma kompozit malzemelerin çeliklerle birleştirilmesinde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Literatürde çelik-kompozit yapıştırma karakteristik ve özelliklerini inceleyen pek çok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların hemen hepsi numune bazlı çalışmalardır. Farklı birleşme koşullarında yapıştırıcının etkisi, yapıştırıcı kalınlığının

etkisi, yapıştırılan malzemelerin etkisi gibi birçok parametreler araştırılmıştır. (Anyfantis 2012, Campilho ve Fernandes 2015, Cho ve ark. 2011, J. He ve ark. 2021).

Çalışmamıza konu olan hibrit dişli çarklarda da çelik olan diş-rim ve göbek kısmı ile kompozit olan gövde kısmının birleştirilmesi yapıştırıcılarla sağlanmaktadır. Farklı dişli parametrelerinin yapıştırıcı üzerindeki gerilmelere etkileri hakkında literatürde bir boşluk bulunmaktadır.

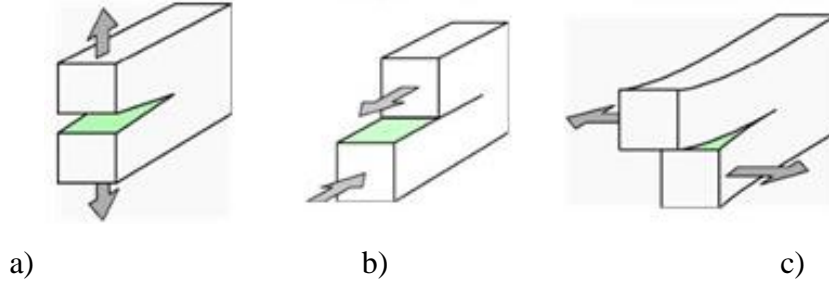
Yapıştırma bölgesinin gerilme altında davranışını incelemek için Kohezif bölge metodu yaygın bir şekilde kullanılan bir metottur. Herhangi bir başlangıç hatasına gerek duymayan bir metottur. Metotta yapıştırma bölgesi kalınlığı olmayan bir kabuk gibi modellenir. (Shokrian ve ark. 2016).

Kohezif bölge metoduna göre bir yapıştırıcının davranışı üçgen, üstel veya yamuk karakterde bir gerilme-şekil değiştirme davranışı gösterebilir (Şekil 3.19) (Çalışkan ve ark. 2015).



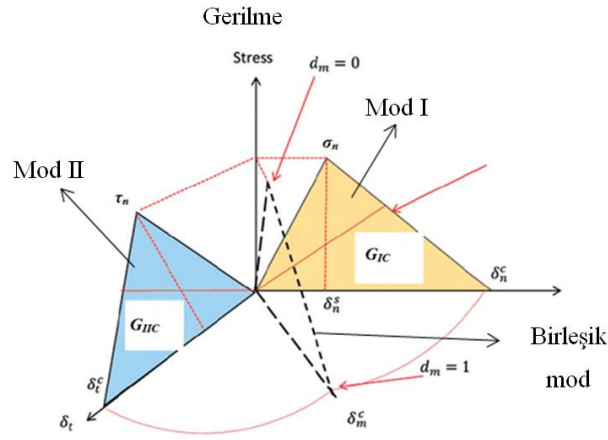
Şekil 3.19. Kohezif bölge davranışları

Üçgen kuralı özellikle gevrek yapıştırıcılar için kullanılmaktadır. Tok karakterli yapıştırıcılar için ise yamuk kuralı kullanılmaktadır. Bu çalışmada gevrek bir yapıştırıcı modellenmiş ve üçgen kuralı kullanılmıştır. Bunun yanı sıra yapıştırıcının üç farklı ayrılma şekli bulunmaktadır. Bunlar çekme kayma ve yırtılmadır (Şekil 3.20).



Şekil 3.20. Yapıştırıcıda ayrılma şekilleri: a) Mod I-Çekme, b) Mod II-Kayma, c) Mod III-Yırtılma

Hibrit dişli çarklar dikkate alınlığında yapıştırma bölgesinde hem çekme hem de kayma şekilleri görülebilir (Khoramishad ve ark. 2016). Bunun sebebi güç aktarma esnasında dişiye gelen kuvvetlerdir. Düz dişlilerde oluşan teğetsel kuvvet yapıştırma bölgesinde hem çekme hem de kayma oluşturmaktadır. Radyal kuvvet ise yapıştırma bölgesinde bası gerilmesi oluşturmaktadır. Bu sebepten dolayı yapıştırma bölgesi birleşik ayrılma şekli (Mod I+Mod II) ye göre modellenmiştir. Birleşik ayrılma şeklinin görüntüsü Şekil 3.21' de verilmiştir (Shokrian ve ark. 2016).



Şekil 3.21. Yapıştırıcı birleşik ayrılma modu (Üçgen kuralı)

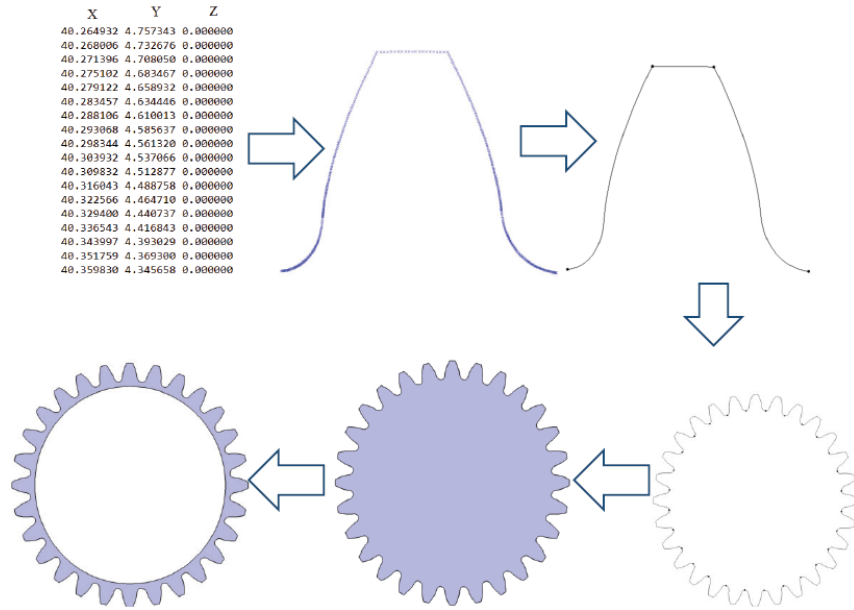
Şekil 3.21 'e göre, gerilme (σ_n) δ_n^s yer değiştirmesine kadar doğrusal bir ilişkiye sahiptir. Bu değere kadar olan bölge güvenli kabul edilir ve yapıştırıcı da hasar oluşmaz. Bu değerden sonra hasar başlar ve yer değiştirme δ_n^c değerine ulaştığında tam ayrılma meydana gelir. Aynısı Mod II için de geçerlidir. Birleşik mod ise Mod I ve II' nin bir kombinasyonudur.

Modellemeyi yapabilmek için yapıştırıcının,

- Çekme hasar mukavemeti (σ_n)
- Kayma hasar mukavemeti (τ_n)
- Mod I tokluğu (G_{IC})
- Mod II tokluğu (G_{IIC}) değerlerinin bilinmesi gerekmektedir.

3.4. Dişli Çarkların Üç Boyutlu Tasarımlarının Oluşturulması

Sonlu elemanlar analizleri için çelik, hafifletilmiş çelik ve hibrit dişlilere ait 3B tasarımlar Bölüm 3.1.5 verilen eşitliklerin MATLAB ortamında programlanması ile elde edilmiştir. Şekil 3.22’ de dişli çark tasarım aşamaları gösterilmiştir.



Şekil 3.22. Dişli çark tasarım aşamaları

Esasen elde edilen dişli çarkın bir dişine ait noktaların koordinatlarıdır. Bu koordinatlar .asc uzantılı bir notepad dosyası olup bu dosya CATIA V5R20 programında “Digitized Shape Editor” modülünün okuyabileceği formdadır. Okuma neticesinde elde edilen bir nokta bulutu verisidir. Bu nokta bulutu yine aynı modülün içindeki ilgili komut ile standart noktalara dönüştürülmüştür. Bu noktalardan “Generative Shape Design” modülündeki ilgili komut ile diş profilleri oluşturulmuştur. Oluşturan bu diş profili diş

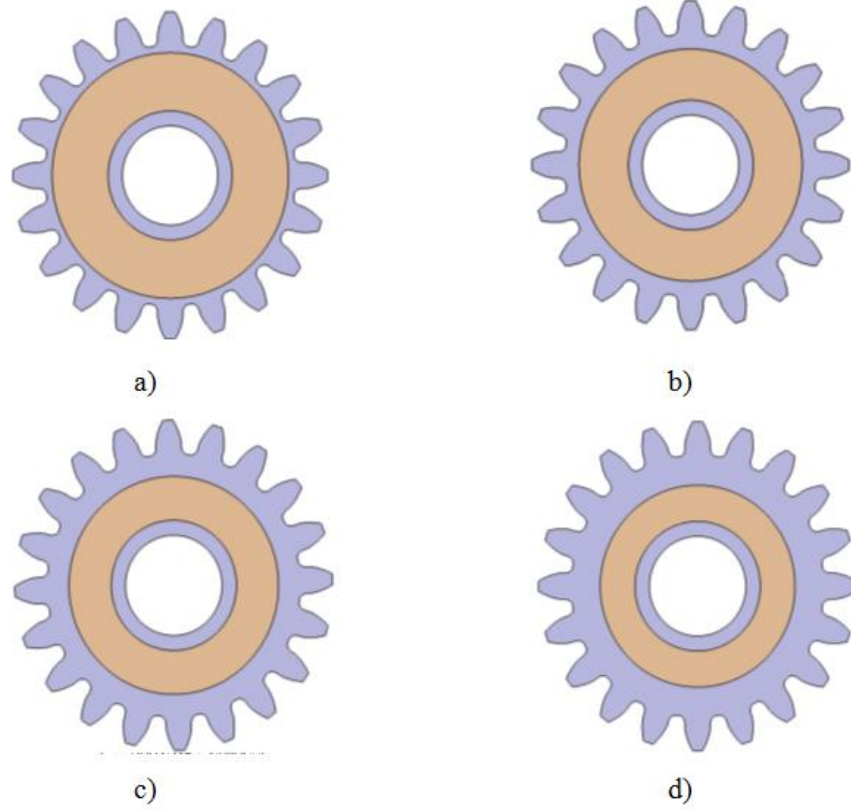
sayısı kadar taksimat dairesi çapı üzerinde eşit aralıklarla yine ilgili komut ile çoğaltılmış ve sonra “Part Design” modülündeki ilgili komut ile dişlilerin 3B tasarımları tamamlanmıştır.

Çalışmamızda kullanılan dişli çarkların tasarım parametreleri Çizelge 3.1’ de gösterilmiştir.

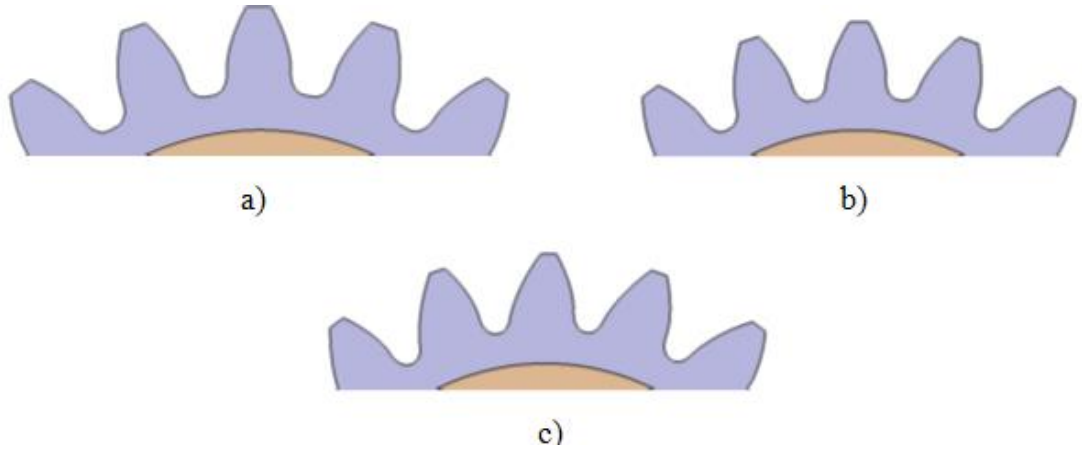
Çizelge 3.1. Dişli Çark tasarım parametreleri

| Tasarım Parametreleri | Vaka 1 | Vaka 2 | Vaka 3 | Vaka 4 |
|---|-------------------------|-------------------------|------------------------|-----------------------------|
| Modül (xm) | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Diş sayısı z | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Süren taraf kavrama açısı α_d | 20° | 20°-25°-30° | 20°-25°-30° | 20° |
| Sürülen taraf kavrama açısı α_c | 20° | 20° | 20° | 20° |
| Diş başı yüksekliği h_a (xm) | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Diş dibi yüksekliği h_f (xm) | 1.25 | 1.25 | 1.25 | 1.25 |
| Kesici takım uç radyüsü $\rho_{1,2}$ (xm) | 0.1-0.2-0.3 | 0.3 | 0.3 | 0.3 |
| Dişli çark genişliği b (mm) | 24 | 24 | 24 | 24 |
| Rim kalınlığı (xm) | 0.5-1-1.5-2-Çelik | 0.5-1-1.5-2-Çelik | 0.5-0.75-1-1.5-2-Çelik | 0.5-0.75-1-1.5-2-Çelik |
| Göbek kalınlığı (xm) | 1 | 1 | - | 1 |
| Mil deliği çapı (mm) | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Kavrama oranı i | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Yapıştırıcı kalınlığı (mm) | 0.25 | 0.25 | 0.25 | 0.25 |
| Diş-rim ve göbek bölgesi malzemesi | Dişli Çeliği | Dişli Çeliği | Dişli Çeliği | Dişli Çeliği |
| Gövde malzemesi | Karbon Fiber Kompozit 1 | Karbon Fiber Kompozit 1 | Dişli Çeliği | Karbon Fiber Kompozit 1-2-3 |

Şekil 3.23’ te farklı rim kalınlıklarına 3.24’ te farklı süren taraf kavrama açlarına sahip hibrit dişlilerin 3B görüntüleri yer almaktadır.



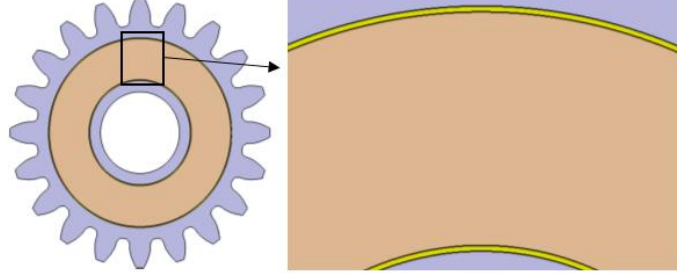
Şekil 3.23. Farklı rim kalınlıklarına sahip çelik-kompozit dişli çarklar: a) 0,5xm, b) 1xm, c) 1,5xm, d) 2xm



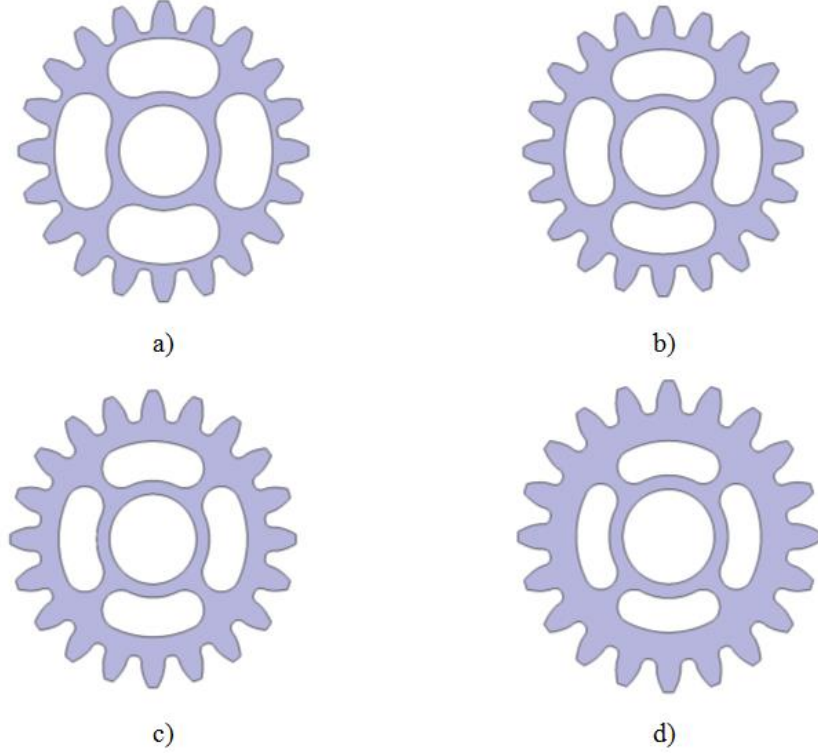
Şekil 3.24. Farklı süren taraf kavrama açısına sahip hibrit dişli çarklar: a) 20°, b) 25°, c) 30°

Şekil 3.23, 3.24' te çelik ile kompozit arasında her hangi bir fiziksel yapıştırıcı bölgesi oluşturulmamıştır. Gerilme analizi bu dişliler üzerinden gerçekleştirilmiştir. Deformasyonların tespitinde ise yapıştırıcının elastik özelliklerinin etkisini dahil etmek

amacıyla yapıştırıcı fiziksel olarak modellenmiş durumdadır. Deformasyon analizi için örnek bir tasarım görüntüsü Şekil 3.25’ te verilmiştir. Şekil 3.26’ da farklı rim kalınlığına sahip hafifletilmiş çelik dişli çarklar görülmektedir.



Şekil 3.25. Deformasyon analizleri için örnek tasarım modeli



Şekil 3.26. Farklı rim kalınlıklarına sahip hafifletilmiş çelik dişliler: a) 0,5xm, b) 1xm, c) 1,5xm, d) 2xm

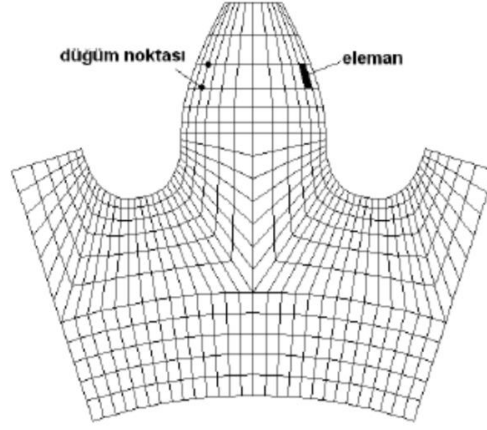
3.5. Sonlu Elemanlar Analizlerinin Kurgulanması

Günümüzde karmaşıklaşan mühendislik problemlerinin analitik çözümü çoğu zaman mümkün değildir. Analitik çözüm için belli kabuller ve basitleştirmeler yapılması gerekebilir ki bu durum çözümün doğruluğunu etkileyebilir. Bu sebeple nümerik çözüm metotlarının kullanılması son yıllarda oldukça yaygınlaşmıştır. Bu metotlar arasında SEM, sınır elemanlar metodu ve sonlu farklar metodu sayılabilir.

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik problemlerinin çözümünde sıklıkla başvuru alan bir nümerik analiz metodudur. Esasen geniş bir sistemi sonlu eleman adı verilen küçük bileşenlere ayırır. Gerilme analizi, deformasyon analizi, yorulma analizi, ısı analizi, akışkan analizi, manyetik alan analizi gibi birçok farklı uygulama sahasında kullanılmaktadır. Yine bu yöntemle kaynak, perçin ve yapıştırma gibi birleştirme metotları da modellenip çözümlenebilir. Dişli çarklardaki gerilme ve deformasyon analizinde sonlu elemanlar metotlarından statik yapısal analiz çok yüksek oranda on yıllardır kullanılmaktadır (Brown ve ark. 2010, Cavdar ve ark. 2005, Prabhu Sekar ve Muthuveerappan 2015, Spitas ve Spitas 2007).

Sonlu elemanlar analizinin ilk aşaması bir tasarım modelinin oluşturulmasıdır. Oluşturulan bu tasarım 2B veya 3B olabilir. İkinci aşama olarak modele malzeme atanması gelir. Kullanılacak malzeme ve yapılacak analizi göre malzemenin elastik veya plastik özelliklerinin tanımlanması gerekir. Örneğin, parçamız bir çelik türünden tasarlanmışsa malzeme izotropik olarak tanımlanır.

İkinci aşama ağ yapısının belirlenmesidir. Oluşturulan tasarım ağ elemanlarına bölünür. Elemanlar birbirlerine düğüm noktaları ile bağlanır. Şekil 3.27' de örnek bir ağ oluşturma işlemi görülmektedir.



Şekil 3.27. Örnek bir ağ oluşturma işlemi

Uygun ağ yapısının belirlenmesinden sonra modele yükleme ve sınır koşulları tanımlanmalıdır. Yükleme genellikle kuvvet, moment, basınç, deplasman şeklinde olabilirken sınır koşulları ankastre, dönel vb. mesnetler şeklinde olmaktadır.

Önceki paragraflarda anlatılan süreçlerden sonra sonlu elemanlar modeli çözülür. Tez çalışmasında sonlu elemanlar analizleri statik yapısal analiz kısmında yapılmıştır. Uygulanan yük ve momentler zamanla değişmemektedir.

Temel sonlu elemanlar denklemi (Eş. 3.59) statik yükler için yazılacak olursa;

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (3.59)$$

Burada K rijitlik matrisi, u yer değiştirme vektörü ve F ise yük vektörüdür. Statik yapısal analizde yer değiştirme oranı sınırının altındadır. Bu durumu ifade eden Hooke kanunu Eş. (3.60)' da belirtilmiştir.

$$[\sigma] = [E]\{\epsilon\} \quad (3.60)$$

Burada σ gerilme, E elastisite modülü, ve ϵ gerinimdir.

3.5.1. Diş Dibi ve Yapıştırma Bağlantı Bölgesindeki Gerilmelerin Tespiti

Sonlu elemanlar analizi için 3B dişli tasarımları Bölüm 3.4' teki süreçle oluşturulmuş ve sonlu elemanlar paket programı olan ANSYS in Workbench modülüne gönderilmiştir. Çalışmada tam diş modeli kullanılmıştır.

Burada hibrit dişliler için diş-rim ve göbek bölgesi çelik malzemedan izotropik olarak tanımlanmış, $E=210$ GPa ve $\nu=0,3$ olarak alınmıştır. Göbek kısmı ise karbon fiberli kompozit malzemedan ortotropik olarak Bölüm 3.2' de verilen eşitlikler kullanılarak tanımlanmıştır. Kompozit plakadaki fiber ve matris malzemelerinin özellikleri ile hacimsel oranları Çizelge 3.2' de verilmiştir (Catera ve ark. 2018).

Çizelge 3.2. Kompozit plakadaki fiber ve matris özellikleri

| Malzeme Özellikleri | Fiber | Matris |
|---------------------|--------------|--------|
| Malzeme tipi | Carbon M46 J | Epoksi |
| E_{11} (GPa) | 436 | 2,7 |
| E_{22} (GPa) | 12,35 | 2,7 |
| G_{12} (GPa) | 24,78 | 1 |
| G_{23} (GPa) | 5 | 1 |
| ν | 0,41 | 0,35 |
| V (%) | 52,6 | 47,4 |

Çizelge 3.3' de tek katmanın malzeme özellikleri verilmiştir. Bu malzeme özellikleri Eş.(3.37) ile Eş. (3.42) arasındaki formüller yoluyla hesaplanmıştır.

Çizelge 3.3. Tek kompozit katman malzeme özellikleri

| Elastisite modülleri | | | Poisson oranları | | | Kayma modülleri | | |
|----------------------|--------------------|--------------------|------------------|------------|------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| E_{k11} (GPa) | E_{k22} (GPa) | E_{k33} (GPa) | ν_{12} | ν_{23} | ν_{13} | G_{k12} (GPa) | G_{k13} (GPa) | G_{k23} (GPa) |
| 230,6 | 6,23 | 6,23 | 0,38 | 0,31 | 0,38 | 3,29 | 3,29 | 2,38 |

Kompozit plakanın 2 mm kalınlığa sahip 12 adet katmandan oluştuğu düşünülmüştür. Birbirini takip eden katmanlardaki fiber açıları arasında 30° açı bulunmaktadır. Dizilim simetriktir ve şu şekilde gösterilir: $[0/30/60/90/-60/-30]_s$.

Bu şekilde oluşturulmuş plakanın homojen ortotropik malzeme özellikleri Çizelge 3.4’ te verilmiştir. Sonlu elemanlar analizinde kompozit gövde parçasının sabitleri olarak bu değerler kullanılmıştır.

Çizelge 3.4. Çok katmanlı kompozit plakanın homojen ortotropik malzeme özellikleri

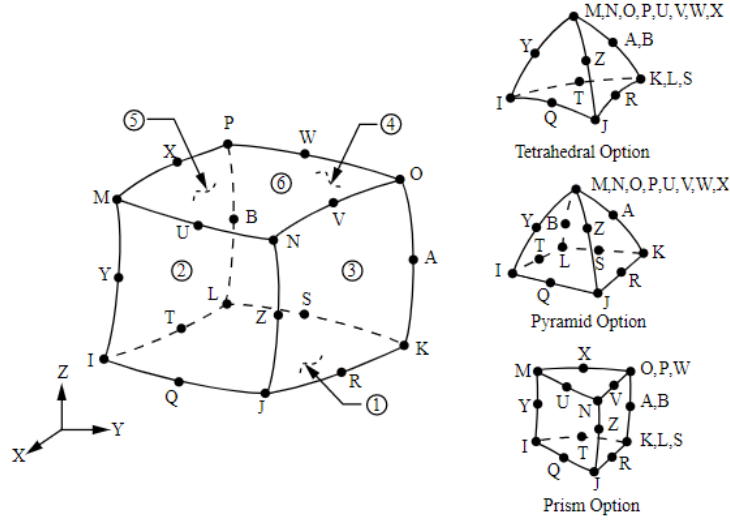
| <i>Elastisite modülleri</i> | | | <i>Poisson oranları</i> | | | <i>Kayma modülleri</i> | | |
|-----------------------------|----------------|----------------|-------------------------|------------|------------|------------------------|-------------------|-------------------|
| E_X (GPa) | E_Y (GPa) | E_Z (GPa) | ν_{xy} | ν_{xz} | ν_{yz} | G_{xy} (GPa) | G_{xz} (GPa) | G_{yz} (GPa) |
| 81,65 | 81,65 | 6,81 | 0,32 | 0,27 | 0,27 | 30,76 | 2,76 | 2,76 |

Parça malzeme tanımlamaları bittikten sonra yapıştırma bölgesi modellenmiştir. Modellemede üçgen kuralına uygun Kohezif bölge metodu kullanılmıştır. Bunun için yapıştırma parametreleri Çizelge 3.5’ te sunulmuştur (Catera ve ark. 2018).

Çizelge 3.5. Yapıştırma bölgesi malzeme özellikleri

| Malzeme özellikleri | |
|--|------|
| <i>Çekme hasar mukavemeti σ_n (MPa)</i> | 57 |
| <i>Kayma hasar mukavemeti τ_n (MPa)</i> | 32,9 |
| <i>Çekme kırılma enerjisi G_{IC} (J/m²)</i> | 1180 |
| <i>Çekme kırılma enerjisi G_{IIC} (J/m²)</i> | 1500 |

Malzeme tanımlamaları yapıldıktan sonra 3B model ağ elemanlarına ayrılır. Bu tez çalışmasında çelik ve kompozit parçaları modellemek için 0,3 mm ayırıt uzunluğuna ve 20 düğüm noktasına sahip SOLID186 elemanı seçilmiştir.



Şekil 3.28. SOLID186 eleman yapısı

Her düğüm noktası x,y,z yönünde serbestlik derecesine sahiptir. Bu eleman yüksek deformasyon ve gerinim durumlarını modelleyebilmektedir.

Yapıştırma bölgesini tanımlamak için ise TARGE170 ve CONTA174 eleman tipleri kullanılmıştır. Bu elemanlar farklı 3B parçaların yüzeylerinin temas durumlarını modellemek için kullanılmaktadır.

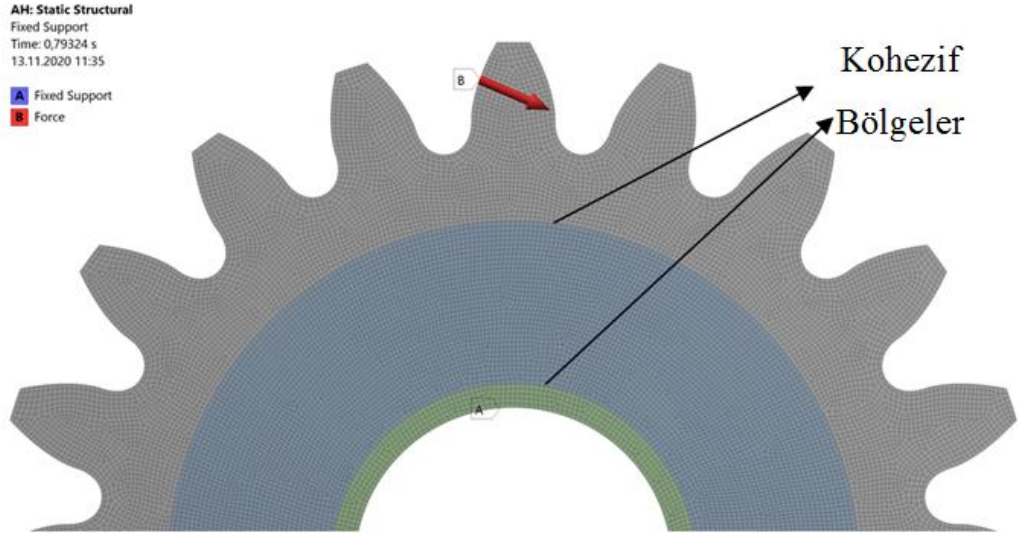
Ağ yapısı oluşturulduktan sonra kuvvet ve mesnet durumları belirlenmiştir. Kuvvet en yüksek tekil nokta dediğimiz noktadan uygulanmıştır. En yüksek tekil noktanın olduğu yarıçap Eş. (3.19) yardımı ile hesaplanmıştır. Burada 100 Nm lik bir momentin dişli üzerine etkidiği kabul edilmiştir. Bu momentin dişlide oluşturduğu kuvvet (F_N) aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Düz dişli çarklarda yüklemenin iki boyutlu olduğundan bahsetmiştik. Bu sebeple CPU ve analiz zamanından tasarruf etmek amacıyla dişli çark modeli 1 mm kalınlıkla modellenmiş ve üzerine birim kuvvet (F_{Nu}) uygulanmıştır.

$$F_N = \frac{T}{r_b} \quad (3.61)$$

$$F_{Nu} = \frac{F_N}{b} \quad (3.62)$$

Burada T momenti ifade etmektedir.

Dişli mil göbeği hiçbir yönde dönme ve ötelemeye izin vermeyecek şekilde sabit mesnetlenmiştir. Şekil 3.29 da dişli çarkın ağ durumu, yükleme ve sınır koşulları gösterilmiştir.



Şekil 3.29. Gerilme analizindeki yüklemeye ve sınır koşulları

3.5.2. Elastik Deformasyonların Tespiti

Güç aktarma esnasından dişli çarkların temas bölgelerinde deformasyonlar oluşmaktadır. Bu deformasyonlar; eğilme, kayma, bası ve rim deformasyonları ile temasta oluşan lokal Hertz deformasyonlarının toplamıdır (Cooley ve ark. 2016).

Bu deformasyonlar analitik (Liang ve ark. 2016, 2014), sonlu elemanlar yöntemi ile (Karpat ve ark. 2017, Kuang ve Lin 2001) veya deneysel (Karpat ve ark. 2020, Munro ve ark. 2001) olarak da tespit edilebilir.

Çalışmamızda literatürde incelenen farklı malzemelerin birleşiminden oluşan yapılara da uygulanabilen ve deneysel olarak da validasyonu gerçekleştirilmiş bir metot kullanılacaktır (Doğan ve Karpat 2018, Karpat ve ark. 2020).

Elastik deformasyonların tespitinde çelik ve kompozit malzeme özellikleri gerilme analizi ile aynıdır. Yapıştırma bölgesi 0,25 mm kalınlıkla modellenmiştir (Catera ve ark.

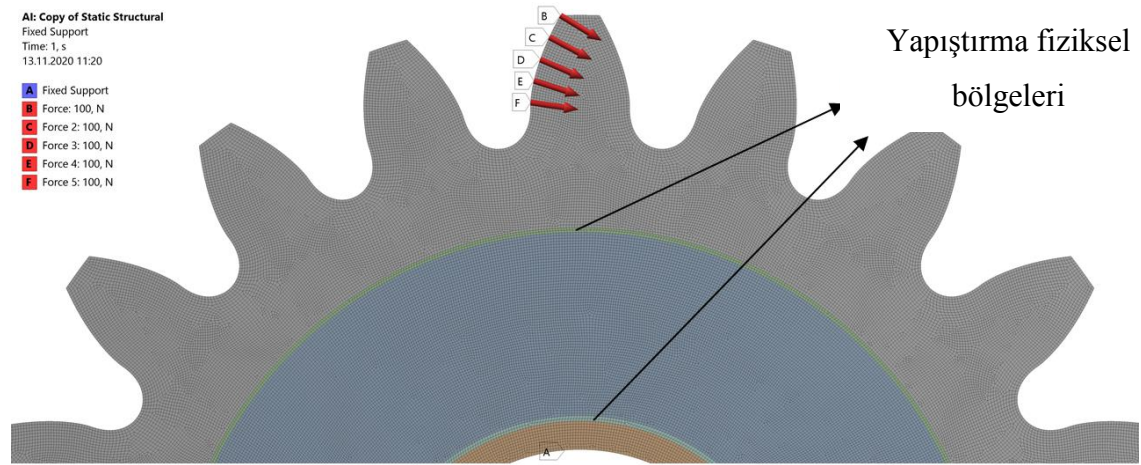
2018). Yapıştırıcı izotropik bir malzeme olarak, $E=2$ GPa ve $\nu=0,26$ olarak tanımlanmıştır (P. G. Catera ve ark. 2020).

Ağ elemanı tipi gerilme analizi ile aynı kalmakla beraber temasta oluşan hertz deformasyonunun etkisini dahil etmek amacıyla ağ elemanının boyutu 0,15 mm yapılmıştır (Coy ve Chao 1982).

Parçalar arasında hiç ayrılmayacak sanki yekpare parçaymış gibi davranacak şekilde modellenmiştir (Bonded contact).

Normal Kuvvet (F_N) 100 N olarak tanımlanmış ve süren taraftaki evolvent eğrisi boyunca farklı yarıçaplardan sırayla uygulanmıştır. Sabit mesnetleme yeri de gerilme analizleri ile aynıdır.

Şekil 3.30' da deformasyon analizi için ağ durumu, yükleme ve sınır koşulları sunulmuştur.



Şekil 3.30. Deformasyon analizindeki yükleme ve sınır koşulları

Çözüm neticesinde elde edilen deformasyon temas bölgesindeki toplam deformasyondur.

3.6. Tek diş ve kavrama rijitliğinin hesaplanması

Deformasyonların farklı dişli parametreleri için elde edilmesinden sonra elde edilen bu deformasyonların uygulanan kuvvete bölünmesiyle (Eş. 3.63) tek diş rijitlikleri elde edilmiş olur.

$$k_{p1} = \frac{F_1}{x_{p1}} \quad (3.63)$$

$$k_{d1} = \frac{F_1}{x_{d1}} \quad (3.64)$$

$$k_{p2} = \frac{F_2}{x_{p2}} \quad (3.65)$$

$$k_{d2} = \frac{F_2}{x_{d2}} \quad (3.66)$$

Burada x ANSYS den elde edilen toplam deformasyon değerini, p1 temastaki birinci pinyon dişini, p2 temastaki ikinci pinyon dişini, d1 ve d2 de sırasıyla temastaki birinci ve ikinci dişli dişini temsil etmektedir.

Elde edilen tek diş rijitliği değerleri farklı dişli tiplerinde farklı yarıçaplar için bulunmuştur. Yarıçapa bağlı olarak yüksek hassasiyetle rijitlik eğrileri uydurulmuştur. Bu eğrilerin denklemi dinamik analizde girdi olarak kavrama rijitliklerinin hesabında kullanılacaktır.

Tek diş rijitlikleri hesaplandıktan sonra temas eden dişli çarklardaki kavrama rijitliklerinin dinamik analiz için hesaplanması gerekmektedir. Kavrama rijitliğinin dişli dinamik davranışı üzerinde önemli bir etkisi bulunmaktadır (Doğan ve ark. 2020).

Birbirine temas eden dişli çiftleri seri bağlı yay gibi düşünülmektedir. Şayet aynı anda iki dişli çifti temasta ise bu durumda bu dişli çiftleri de paralel bağlı yay gibi modellenebilir. Bu durumun ifadesi Eş.(3.67) ile Eş. (3.69) arasındaki formüllerde verilmiştir.

Birinci dişli çiftinin eş değer rijitliği:

$$K_1 = \frac{k_{p1}k_{d1}}{k_{p1} + k_{d1}} \quad (3.67)$$

İkinci dişli çiftinin eş değer rijitliği:

$$K_2 = \frac{k_{p2}k_{d2}}{k_{p2} + k_{d2}} \quad (3.68)$$

Kavrama birinci ve ikinci dişli çiftinin temasından dolayı oluşuyorsa yani kavrama |AB| ve |DE| arasında ise kavrama rijitliği;

$$K = K_1 + K_2 \quad (3.69)$$

Kavrama sadece birinci dişli çiftinin temasından dolayı oluşuyorsa yani kavrama |BD| arasında ise kavrama rijitliği;

$$K = K_1 \quad (3.70)$$

olarak hesaplanmaktadır. Kavrama rijitliği zamana bağlı veya kavrama doğrusu üzerindeki değişime bağlı olarak ifade edilebilir.

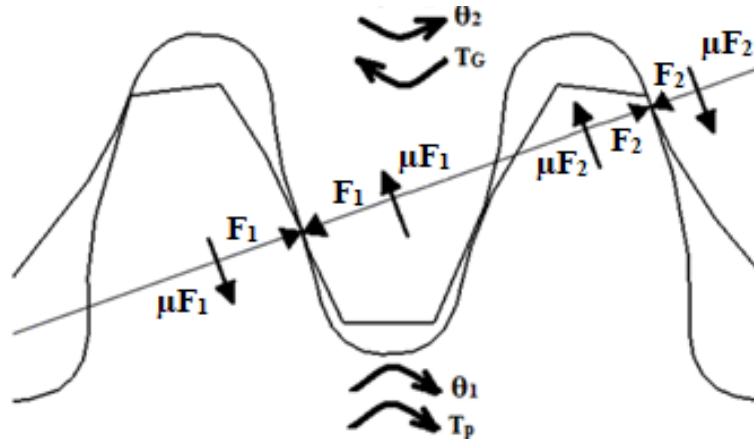
3.7. İki Serbestlik Dereceli Dişli Çark Dinamik Modeli

Dişli çarklarda devir sayıları arttıkça dişli üzerinde dinamik yükler etkili olmaya başlamaktadır. Bu dinamik yüklerin devir sayılarına göre tespiti dişli tasarımında önem arz eder. Bunun yanı sıra dinamik yüklerin azaltılması özellikle yüksek devir sayılarında beklenmektedir. Dişli dinamiğinde dişli çarkın dinamik davranışını açıklarken genelde dinamik faktör kavramı kullanılmaktadır. Dinamik faktör bir çevrim boyunca oluşan maksimum dinamik yükün statik yüke oranına denmektedir (Doğan ve ark. 2020, T. Yılmaz ve ark. 2019).

Bunun yanı sıra statik iletim hatası da dişli çarklarda oluşan titreşim ve sesin önemli bir sebebi olarak görülmektedir. Bir performans değerlendirmesi yaparken statik iletim hatası yine önemli bir göstergedir (Catera ve ark. 2018, Karpat ve ark. 2008).

Bu tez çalışmasında hibrit dişlilerin dinamik davranışını incelemek için 2 serbestlik dereceli dinamik model kullanılmıştır. 100-45000 d/d aralığında dinamik faktörler her bir dişli tipi için bulunmuş, yine statik iletim hataları da 1 d/d için elde edilmiştir.

2 serbestlik dereceli sistemde hareket denklemleri Şekil 3.31' deki serbest cisim diyagramından elde edilmiştir (T. Yılmaz ve ark. 2019).



Şekil 3.31. 2 serbestlik dereceli dişli sistemi

Pinyon ve dişliye ait moment dengesi denklemleri Eş.(3.71) ve Eş.(3.72) ifadeleriyle verilmiştir.

$$J_p \ddot{\theta}_p = T_p - r_{bp}(F_1 + F_2) \pm \rho_{p,1}\mu_1 F_1 \pm \rho_{p,2}\mu_2 F_2 \quad (3.71)$$

$$J_g \ddot{\theta}_g = r_{bg}(F_1 + F_2) - T_g \pm \rho_{g,1}\mu_1 F_1 \pm \rho_{g,2}\mu_2 F_2 \quad (3.72)$$

Burada J_p ve J_g sırasıyla pinyon ve dişlinin kütle atalet momentleri, θ_p ve θ_g açısal dönme değerleri, T aktarılan moment, F dinamik yük, ρ_p and ρ_g evolventin eğrilik yarıçapları, μ ise sürtünme katsayısıdır. Sürtünme katsayısının işareti pinyon ve dişlinin çevresel hızlarına bağlıdır. Şayet pinyonun hızı daha büyükse işaret pozitif aksi durumda negatif olur. Dinamik analizde açısal dönme yerine kavrama doğrusu üzerindeki lineer ilerleme değerleri kullanılmıştır (Eş. (3.73) ve Eş. (3.74)).

$$x_p = r_{bp}\theta_p \quad (3.73)$$

$$x_g = r_{bg}\theta_g \quad (3.74)$$

Pinyon ve dişlinin eş değer kütlelerini yazarsak;

$$m_p = \frac{J_p}{r_{bp}^2} \quad (3.75)$$

$$m_p = \frac{J_p}{r_{bp}^2} \quad (3.76)$$

Statik yük yazılırsa;

$$F_D = \frac{T_g}{r_{bg}} = \frac{T_p}{r_{bp}} \quad (3.77)$$

Eğer Eş. (3.73) ile (3.77) arasındaki ifadeler Eş.(3.71) ve Eş.(3.72)' ye yazılıp düzenlenirse Eş. (3.78) ve Eş.(3.79) elde edilir.;

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m_p} F_D - \frac{1}{m_p} (F_1 + F_2) \pm \frac{1}{m_p} \frac{\rho_{p,1}\mu_1 F_1}{r_{bp}} \pm \frac{1}{m_p} \frac{\rho_{p,2}\mu_2 F_2}{r_{bp}} \quad (3.78)$$

$$\ddot{x}_g = \frac{1}{m_g} (F_1 + F_2) - \frac{1}{m_g} F_D \pm \frac{1}{m_g} \frac{\rho_{g,1}\mu_1 F_1}{r_{bg}} \pm \frac{1}{m_g} \frac{\rho_{g,2}\mu_2 F_2}{r_{bg}} \quad (3.79)$$

Eş. (3.78) ve Eş.(3.79) taraf tarafa çıkarılıp düzenlenirse;

$$\begin{aligned} \ddot{x}_p - \ddot{x}_g = & -\frac{F_1}{m_p} \left(1 \pm \frac{\rho_{p,1}\mu_1}{r_{bp}}\right) - \frac{F_1}{m_g} \left(1 \pm \frac{\rho_{g,1}\mu_1}{r_{bg}}\right) + F_D \left(\frac{1}{m_p} + \frac{1}{m_g}\right) \\ & - \frac{F_2}{m_p} \left(1 \pm \frac{\rho_{p,2}\mu_2}{r_{bp}}\right) - \frac{F_2}{m_g} \left(1 \pm \frac{\rho_{g,2}\mu_2}{r_{bg}}\right) \end{aligned} \quad (3.80)$$

Sürtünme katsayısı faktörleri şu şekilde ifade edilir;

$$f_{p,1} = 1 \pm \frac{\rho_{p,1}\mu_1}{r_{bp}} \quad (3.81)$$

$$f_{p,2} = 1 \pm \frac{\rho_{p,2}\mu_2}{r_{bp}} \quad (3.82)$$

$$f_{g,1} = 1 \pm \frac{\rho_{g,1}\mu_1}{r_{bg}} \quad (3.83)$$

$$f_{g,2} = 1 \pm \frac{\rho_{g,2}\mu_2}{r_{bg}} \quad (3.84)$$

İzafi yer değiştirme, hız ve ivme değerleri şu şekilde yazılabilir.

$$x_r = x_p - x_g \quad (3.85)$$

$$\dot{x}_r = \dot{x}_p - \dot{x}_g \quad (3.86)$$

$$\ddot{x}_r = \ddot{x}_p - \ddot{x}_g \quad (3.87)$$

Dişli çiftlerinde oluşan dinamik kuvvetler yazılırsa

$$F_1 = K_1(x_r) \quad (3.88)$$

$$F_2 = K_2(x_r) \quad (3.89)$$

Eş. (3.81) ile Eş.(3.89) dahil olmak üzere arasındaki eşitlikler Eş. (80) 'e yazılıp düzenlenirse yeni hareket denklemi;

$$\ddot{x}_r + \frac{K_1(f_{p,1}m_g + f_{g,1}m_p) + K_2(f_{p,2}m_g + f_{g,2}m_p)}{m_g m_p} x_r = F_D \quad (3.90)$$

Son olarak hareket denkleminin içine viskoz sönümlü lineer sistemlerdeki ifadeyi benzetilip sönüm ifadesini eklersek denklemin genel formu Eş. (3.91) deki gibi olur.

$$\ddot{x}_r + 2\omega_n \xi \dot{x}_r + \omega_n^2 x_r = \omega_n^2 x_s \quad (3.91)$$

Burada gerekli işlemler yapılırsa sistemin doğal frekansı;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_1(f_{p,1}m_g + f_{g,1}m_p) + K_2(f_{p,2}m_g + f_{g,2}m_p)}{m_g m_p}} \quad (3.92)$$

Statik iletim hatası ise;

$$x_s = \frac{(m_g m_p) F_D}{K_1(f_{p,1}m_g + f_{g,1}m_p) + K_2(f_{p,2}m_g + f_{g,2}m_p)} \quad (3.93)$$

olarak elde edilir.

Son olarak sistemin genel hareket denkleminin en son hali;

$$\begin{aligned} \ddot{x}_r + 2 \sqrt{\frac{K_1(f_{p,1}m_g + f_{g,1}m_p) + K_2(f_{p,2}m_g + f_{g,2}m_p)}{m_g m_p}} \xi \dot{x}_r \\ + \frac{K_1(f_{p,1}m_g + f_{g,1}m_p) + K_2(f_{g,2}m_g + f_{g,2}m_p)}{m_g m_p} x_r \\ = \frac{(m_g m_p) F_D}{m_g m_p} \end{aligned} \quad (3.94)$$

şeklinde elde edilir.

Çalışma da rim kalınlığına bağlı olarak dişli ağırlıkları 3B tasarım programından faydalanılarak bulunmuştur. Çelik yoğunluğu $7,86 \text{ g/cm}^3$ alınırken, kompozit plaka yoğunluğu $1,5 \text{ g/cm}^3$ olarak alınmıştır. Burada hareketle dişlilerin ağırlıkları Çizelge 3.6 'da belirtilmiştir.

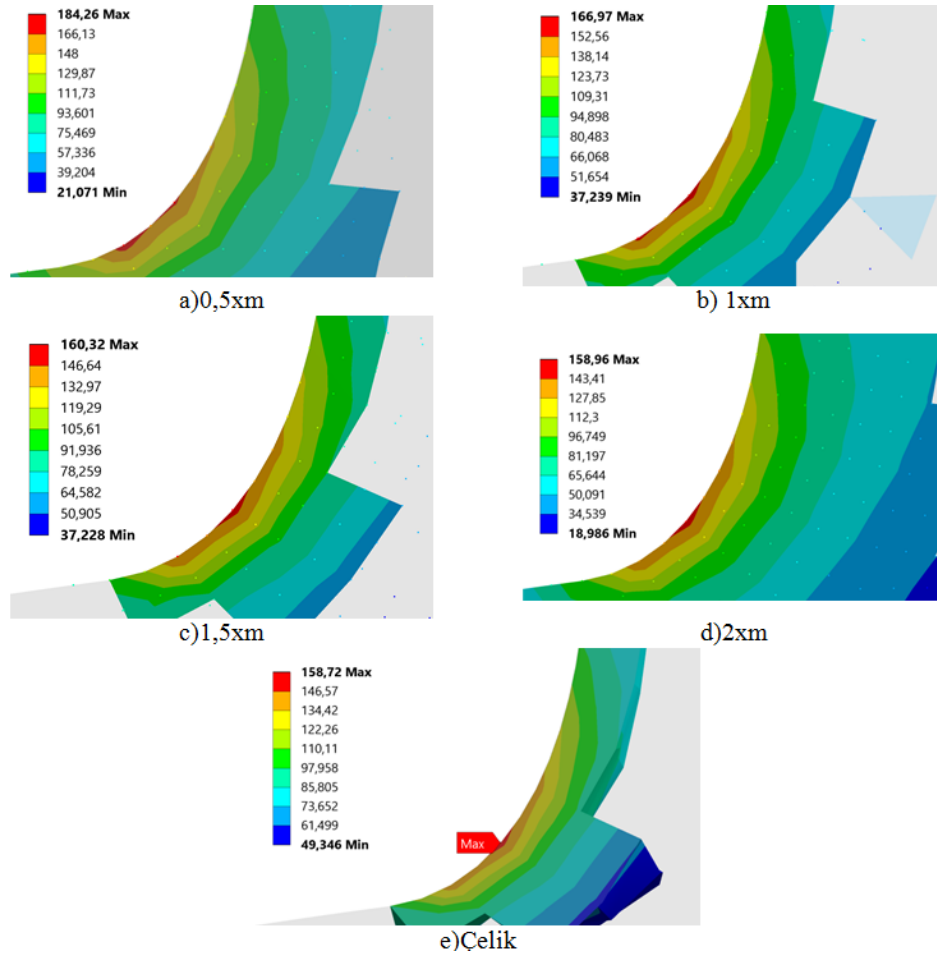
Çizelge 3.6. Rim kalınlığına bağlı olarak hibrit ve hafifletilmiş çelik dişlilerin birim ağırlıkları

| <i>Rim kalınlığı (xm)</i> | <i>Ağırlık (kg/b)</i> |
|---------------------------|-----------------------|
| <i>0,5</i> | 0,010302 |
| <i>1</i> | 0,011744 |
| <i>1,5</i> | 0,013097 |
| <i>2</i> | 0,014359 |
| <i>Çelik</i> | 0,019381 |

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

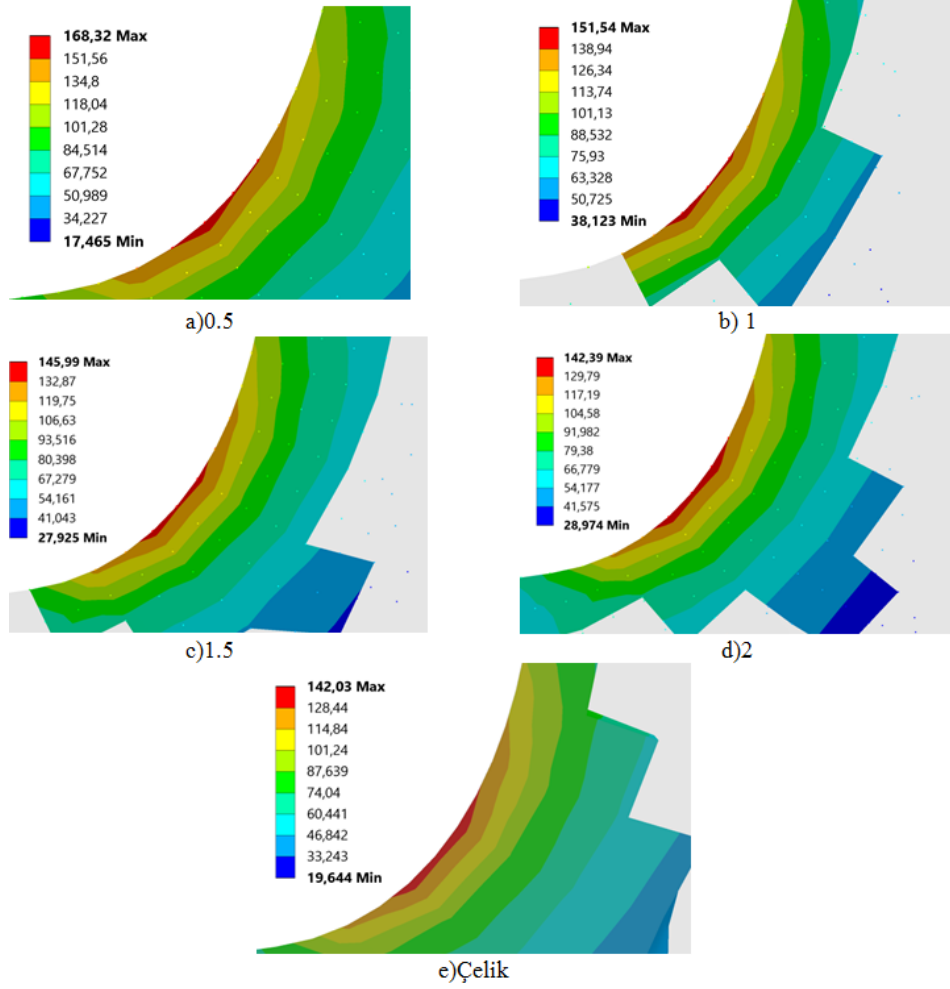
Tez çalışmasının bu kısmında materyal ve yöntem kısmında anlatılan metotlar uygulanarak hibrit dişli çarklarda kesici takım diş dibi radyüsünün, süren taraf kavrama açısının ve rim kalınlığının diş dibi gerilmesi, tek diş ve kavrama rijitliği, statik iletim hatası ve dinamik faktör üzerine etkileri incelenmiştir. Bu sonuçlar hibrit dişli ile aynı ağırlığa ve tasarım parametrelerine sahip hafifletilmiş çelik dişliler ile karşılaştırılmıştır.

4.1. Hibrit dişlilerde kesici takım diş dibi radyüsünün diş dibi ve yapıştırma bölgesi gerilmelerine etkisi

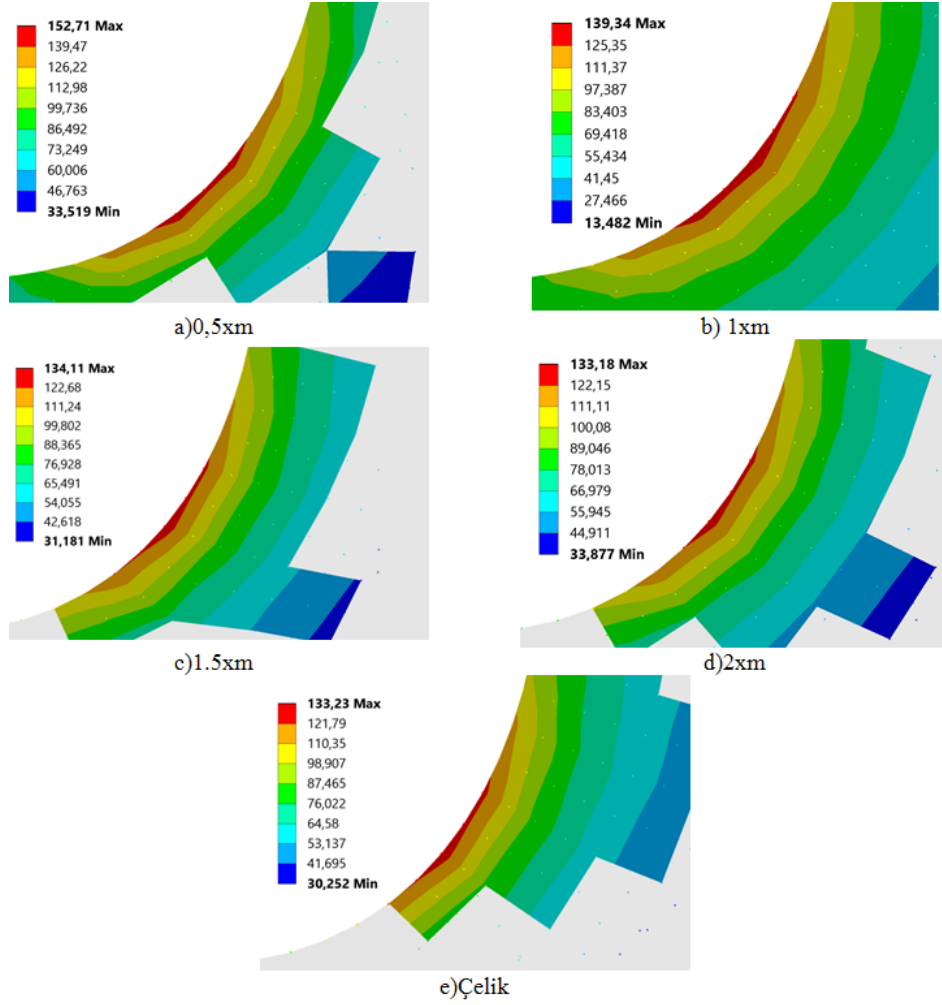


Şekil 4.1. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,1xm$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilme sonuçları

Şekil 4.1, 4.2, 4.3' de sırasıyla $\rho_1=0.1\text{xm}$, $0,2\text{xm}$ ve $0,3\text{xm}$ uç radyüsüne sahip kesici takım ile tasarlanmış $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısına sahip hibrit dişlilerde farklı rim kalınlıklarının dış dibi gerilmelerine etkisi verilmiştir.



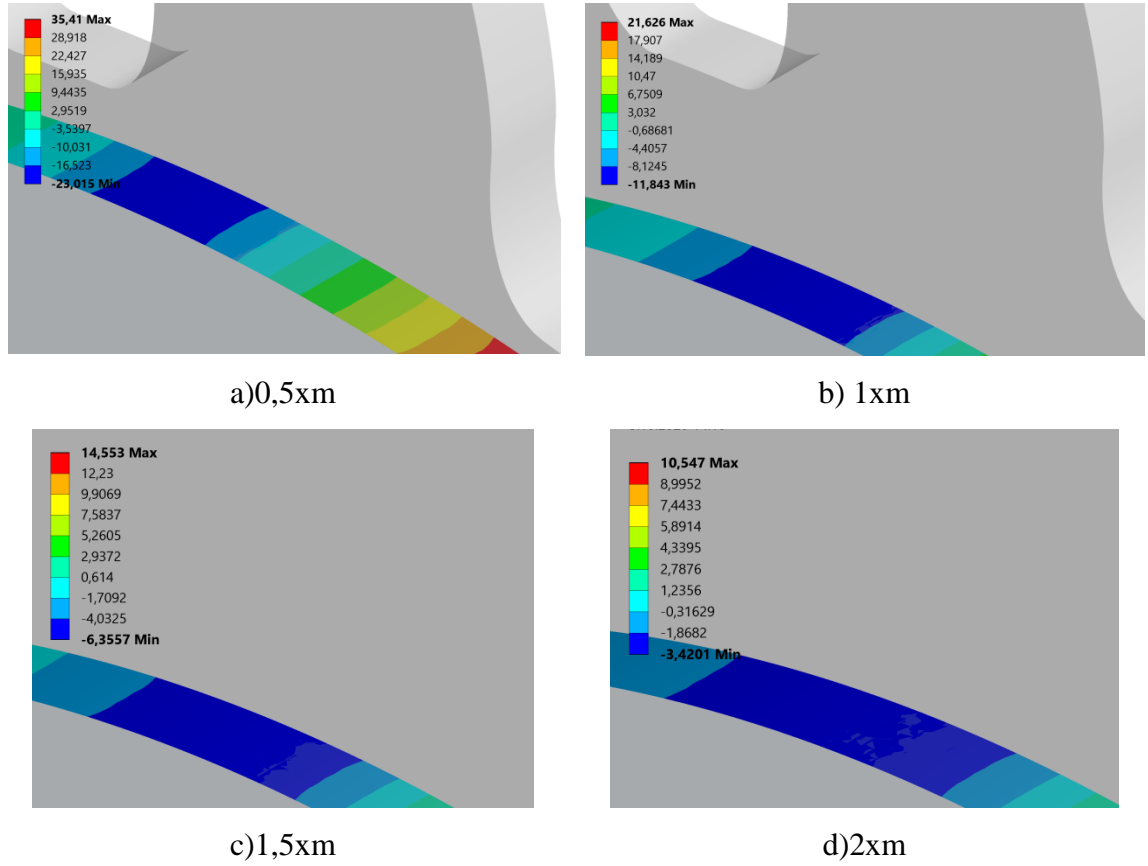
Şekil 4.2. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,2\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takım ile imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin dış dibi gerilme sonuçları



Şekil 4.3. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilme sonuçları

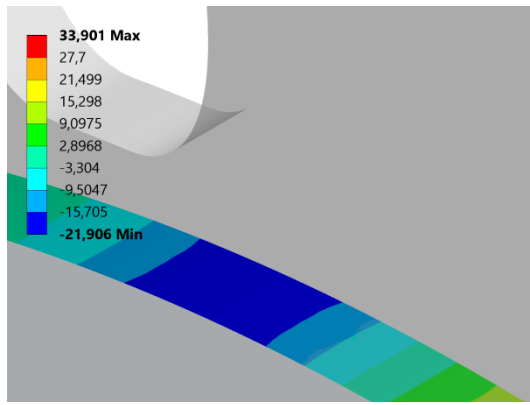
Kesici takım uç radyüsünün artması ile diş dibi trokoid eğrisinin eğrilik yarıçapı ile diş dibi kalınlığı artmaktadır. Bu durum diş dibi gerilmelerini azaltmaktadır. Kesici takım uç radyüsü 0,1xm' den 0,3xm' e çıkarıldığında diş dibi gerilmesi çelik dişlilerde %16 azalmaktadır. Hibrit dişlilerde de rim kalınlığına bağlı olmaksızın 0,1xm den 0,3xm modüle çıkarıldığında ortalama %16' lık bir değişim gözlenmektedir. Bunun yanı sıra hibrit dişlilerde 1.5xm den sonra gerilme çelik dişlide oluşan gerilmeye (fark %1 civarı) oldukça yaklaşmaktadır.

Şekil 4.4' te $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,1\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş hibrit dişlilerin yapıştırma bölgesindeki normal gerilmeler etkisi gösterilmiştir.

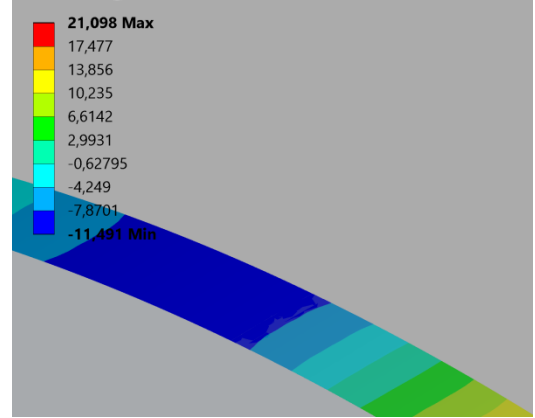


Şekil 4.4. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,1\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri

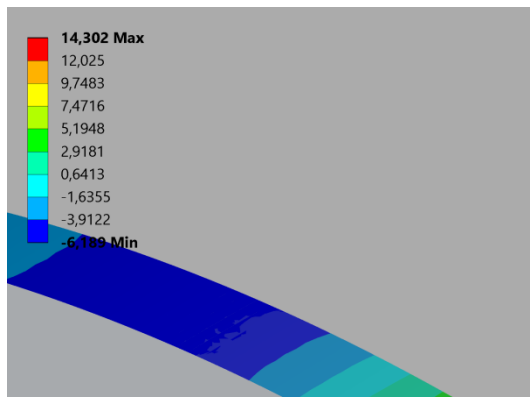
Bağlantı bölgesi normal gerilmelerinde işareti negatif olan değerler dikkate alınır. Bunun sebebi bu normal gerilmelerin bası yönünde değil çeki yönünde olmasıdır (mavi renkli değerler). Şekil 4.4 incelendiğinde rim kalınlığının bağlantı bölgesi normal gerilmelere etkisinin oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Her 0,5xm rim kalınlığı artımında bağlantı bölgesi normal gerilmeleri yaklaşık %46 düşmektedir. Şekil 4.5 ve 4.6 ' da sırasıyla $\rho_1=0,2\text{xm}$ ve $\rho_1=0,3\text{xm}$ kesici takım uç radyüsü ile tasarlanan hibrit dişlilerde rim kalınlığının bağlantı bölgesi normal gerilmelere etkisi görülmektedir.



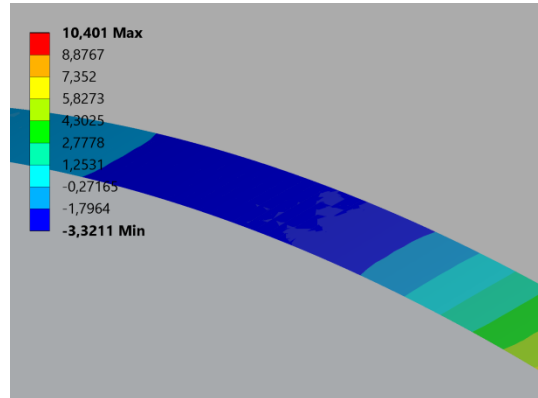
a)0,5xm



b) 1xm



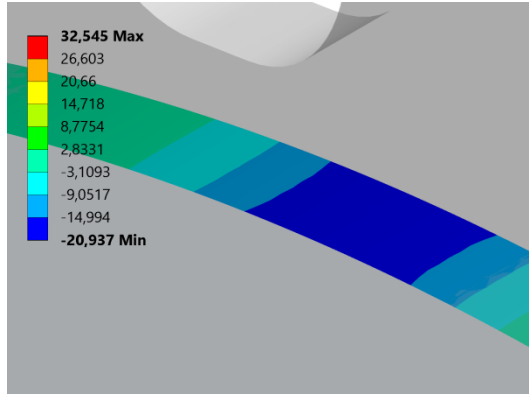
c)1,5xm



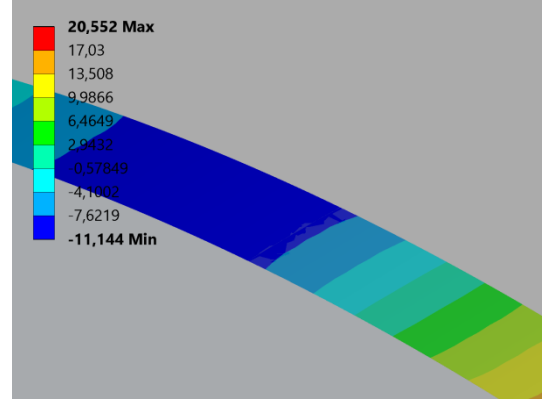
d)2xm

Şekil 4.5. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_{fp}=0,2xm$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri

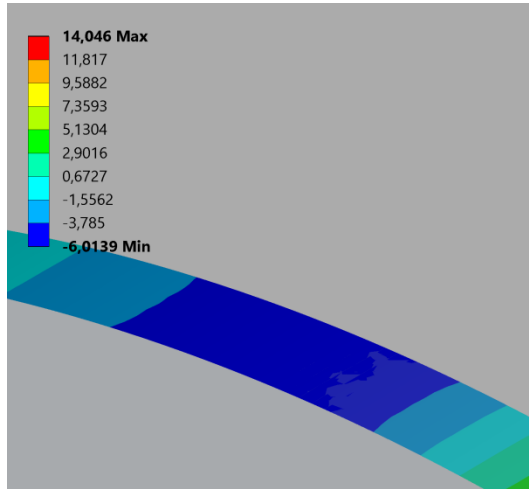
Şekil 4.5 incelendiğinde rim kalınlığının bağlantı bölgesi normal gerilmelere etkisinin 0,1xm uç radyüsü ile tasarlanan hibrit dişlilerle oldukça yakın olduğu görülmektedir. Rim kalınlığının 0,5xm den 2xm' e çıkarılmasıyla normal gerilmeler yaklaşık %85 azalmaktadır. Şekil 4.4 ile 4.5 karşılaştırıldığında kesici takım uç radyüsünün normal gerilmelere etkisinin düşük olduğu görülür. Bu etkinin düşük rim kalınlıklarında daha yüksekken rim kalınlığı arttıkça azaldığı görülmektedir.



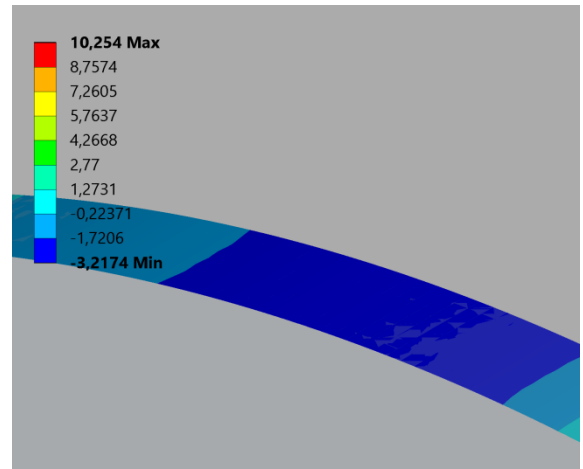
a) 0,5xm



b) 1xm



c) 1,5xm

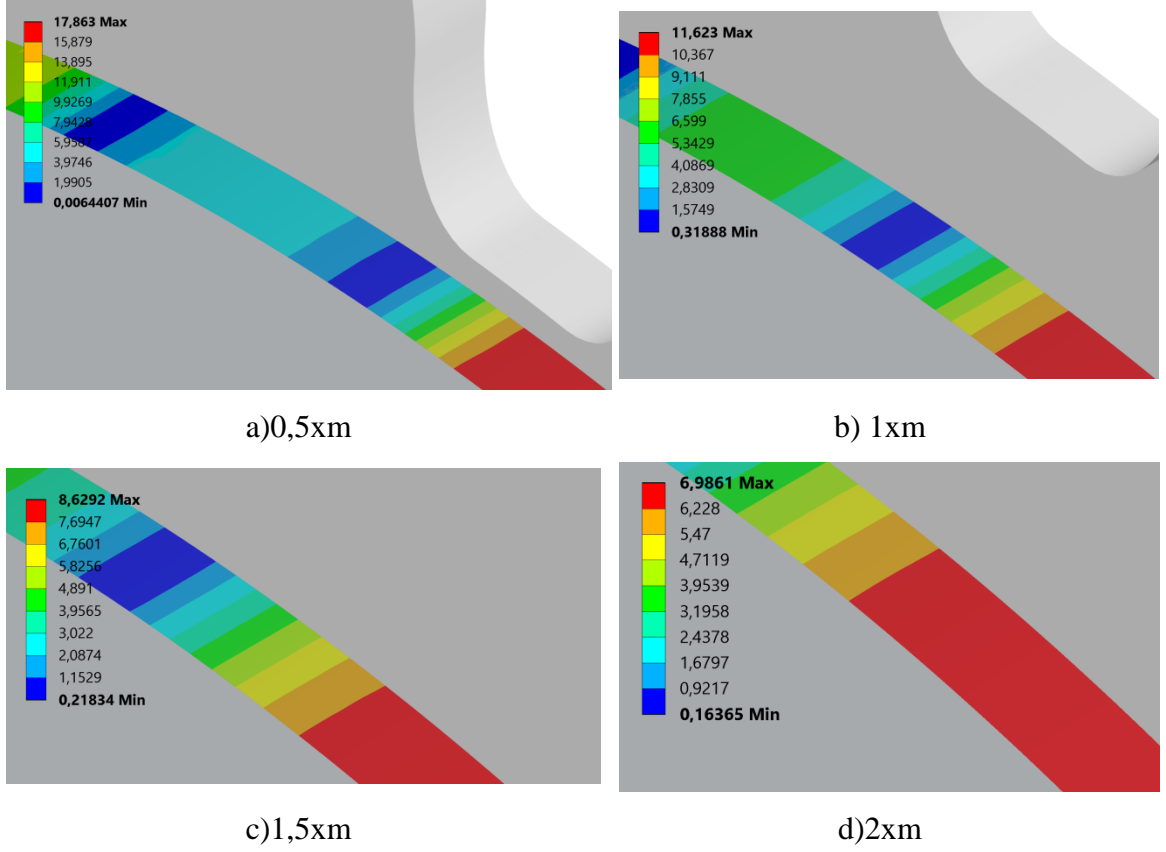


d) 2xm

Şekil 4.6. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_{fp}=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri

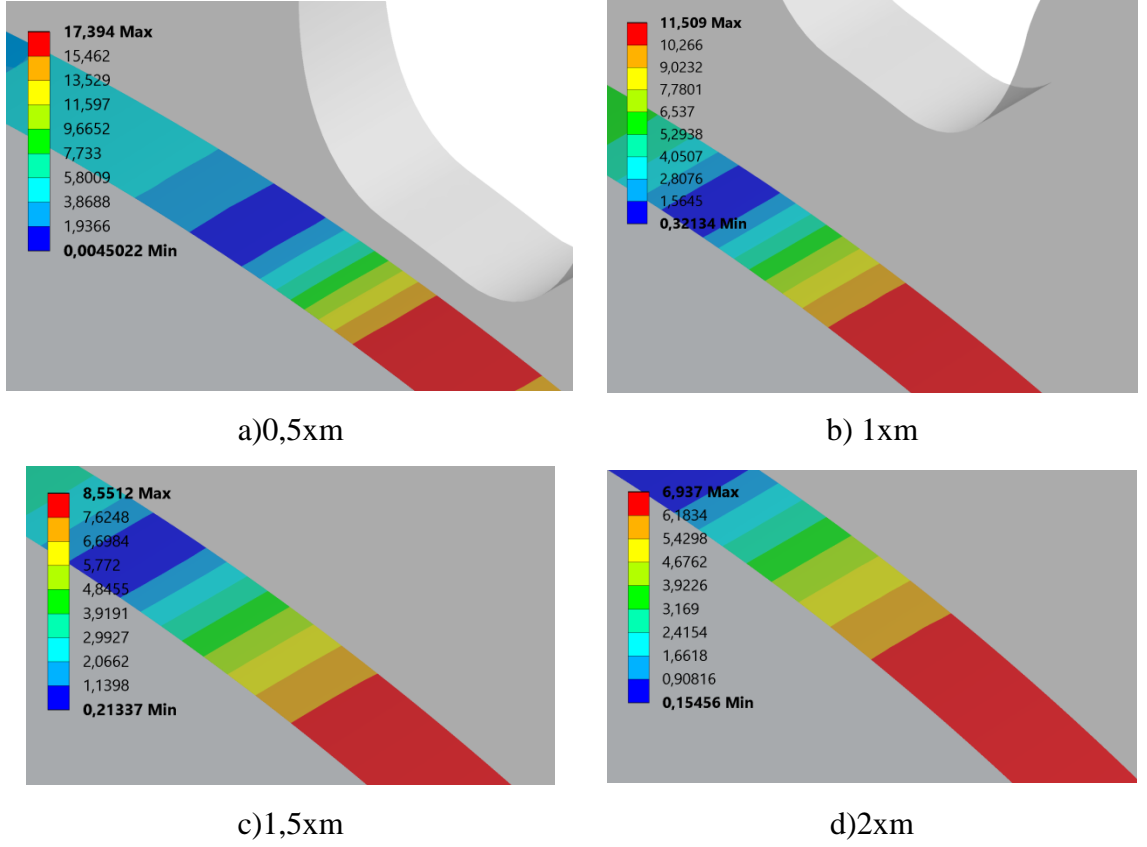
Bağlantı bölgelerinde normal gerilmenin yanı sıra kayma gerilmeleri de oluşmaktadır. Hibrit dişlilerde özellikle bağlantı bölgesindeki gerilmelerin tespiti oldukça önemlidir. Bu gerilmelerin yapıştırıcı normal ve kayma mukavemet değerinden düşük olması gerekmektedir.

Şekil 4.7' de $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_{fp}=0,1xm$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri verilmiştir.



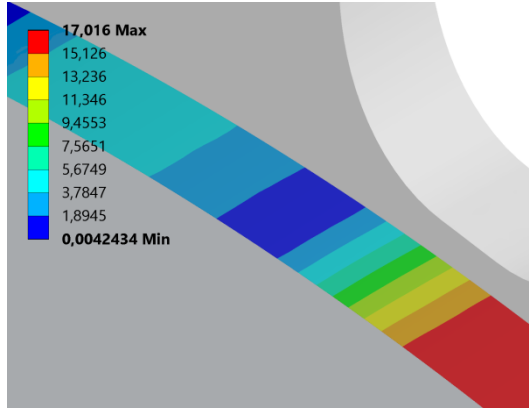
Şekil 4.7. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,1xm$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri

Şekil 4.7 incelendiğinde bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri rim kalınlığı 0,5xm den 1xm' e çıkarıldığında %35 oranında, 1,5xm e çıkarıldığında ise yarı yarıya düşmektedir. 2xm' e çıkarıldığında ise bu oran %60 olmaktadır. Şekil 4.8' de $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_{fp}=0,2xm$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri sunulmuştur.

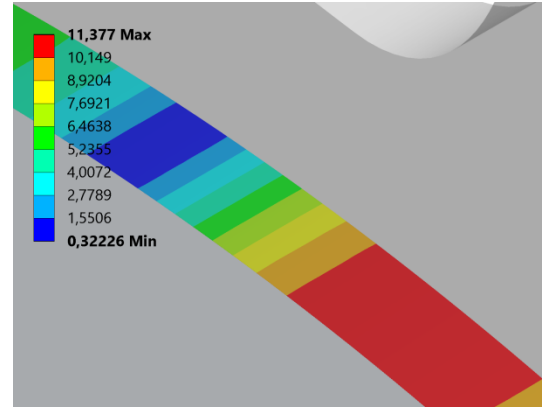


Şekil 4.8. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,2\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri

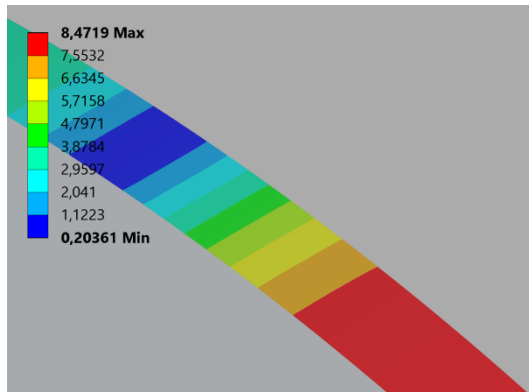
Şekil 4.8 incelendiğinde kesici takım uç radyüsünün etkisinin bağlantı bölgesi kayma gerilmelerine etkisinin oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bunun yanı sıra artan rim kalınlığı etkisinin 0,1xm uç radyüsü ile tasarlanmış hibrit dişliyle hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Şekil 4.9’ da $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_{fp}=0,3\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri sunulmuştur.



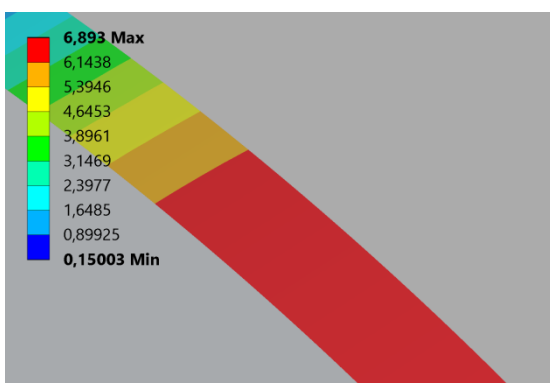
a)0,5xm



b) 1xm



c)1,5xm



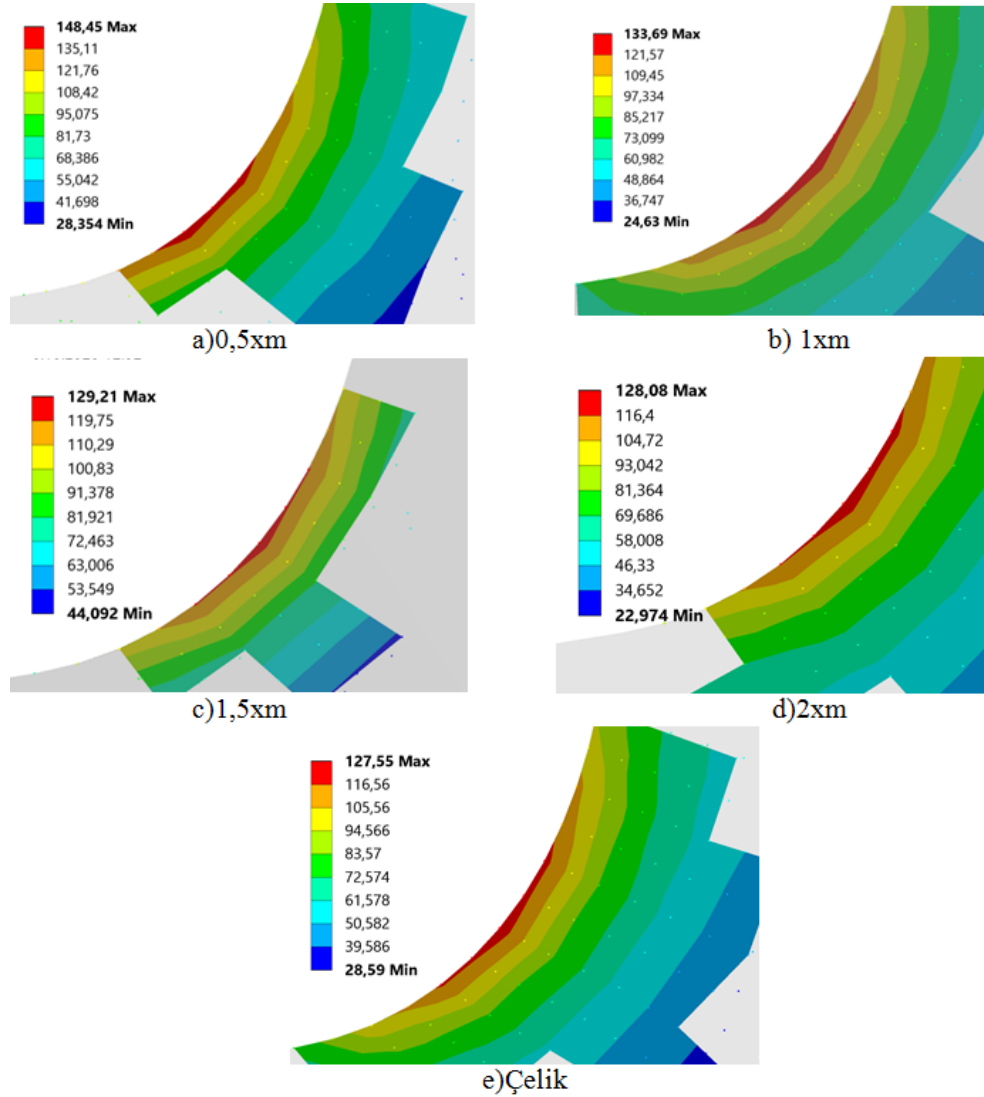
d)2xm

Şekil 4.9. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış edilmiş hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri

Kesici takım uç radyüsünün bağlantı bölgesindeki kayma gerilmelerine etkisi normal gerilmelere nazaran çok daha düşüktür. Kesici takım uç radyüsü 0,1xm den 0,3xm'e çıkarıldığında kayma gerilmesi ortalama %1,5 düşmektedir (Normal gerilmelerde ortalama %6). Rim kalınlığının artış etkisi de normal gerilmelerdeki etkiye göre oldukça düşüktür.

4.2. Hibrit dişlilerde süren taraf kavrama açısının diş dibi ve bağlantı bölgesi gerilmelerine etkileri

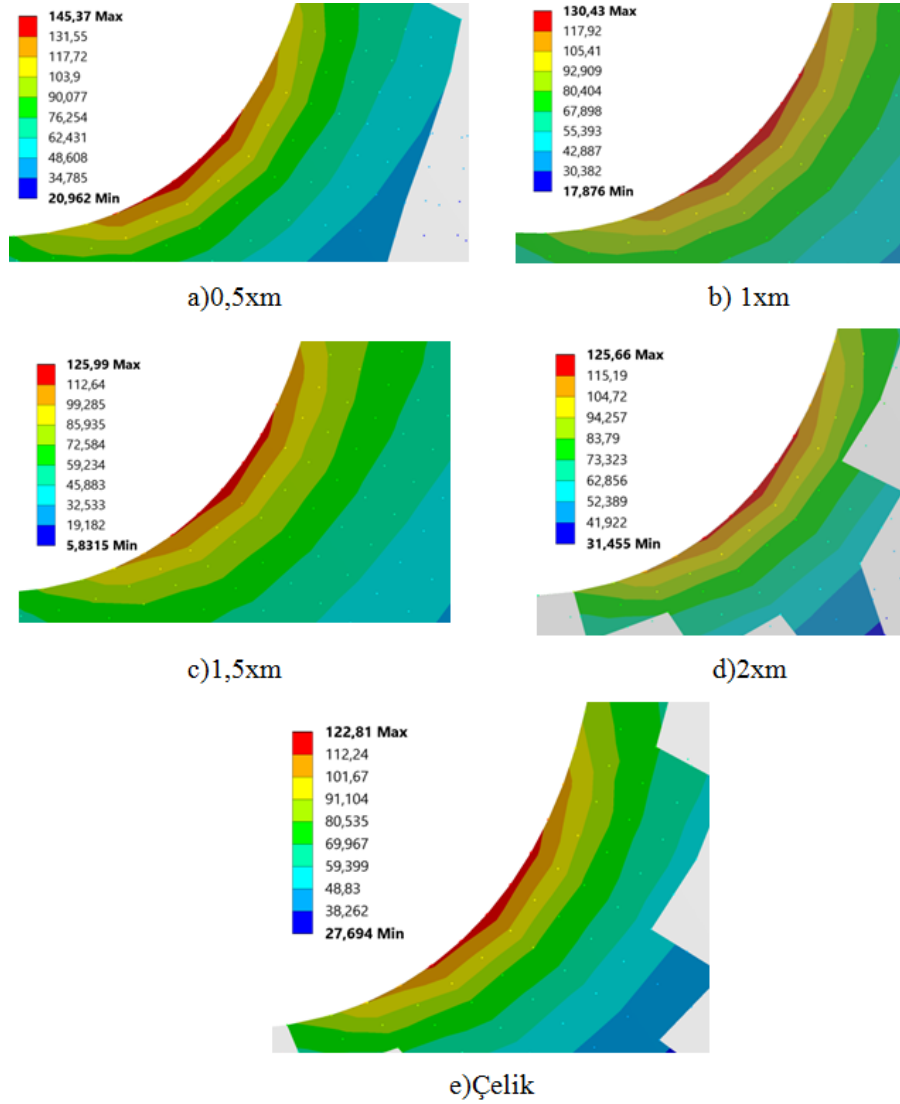
Bu kısımda hibrit dişlilerde süren taraf kavrama açısı $\alpha_d = 25^\circ$ ve $\alpha_d = 30^\circ$ olarak kullanıldığında diş dibi ve bağlantı bölgesi gerilmelerine etkileri incelenmiştir. Şekil 4.10' da $\alpha_d - \alpha_c: 25^\circ - 20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1 = 0,3x_m$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilme sonuçları verilmektedir.



Şekil 4.10. $\alpha_d - \alpha_c: 25^\circ - 20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1 = 0,3x_m$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilmeleri

Şekil 4.10 incelendiğinde rim kalınlığı 0,5xm den 2xm değerine çıkarıldığında ortalama %13 oranında diş dibi gerilmeleri düşmektedir. Bu düşüm özellikle 1,5xm rim kalınlığı

değerinden sonra belirgin bir şekilde azalmaktadır. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısına sahip dişlilerle karşılaştırıldığında gerilmelerin her bir rim kalınlığında yaklaşık %5 düştüğü görülmektedir. Şekil 4.11’ de $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilmeleri sunulmaktadır.



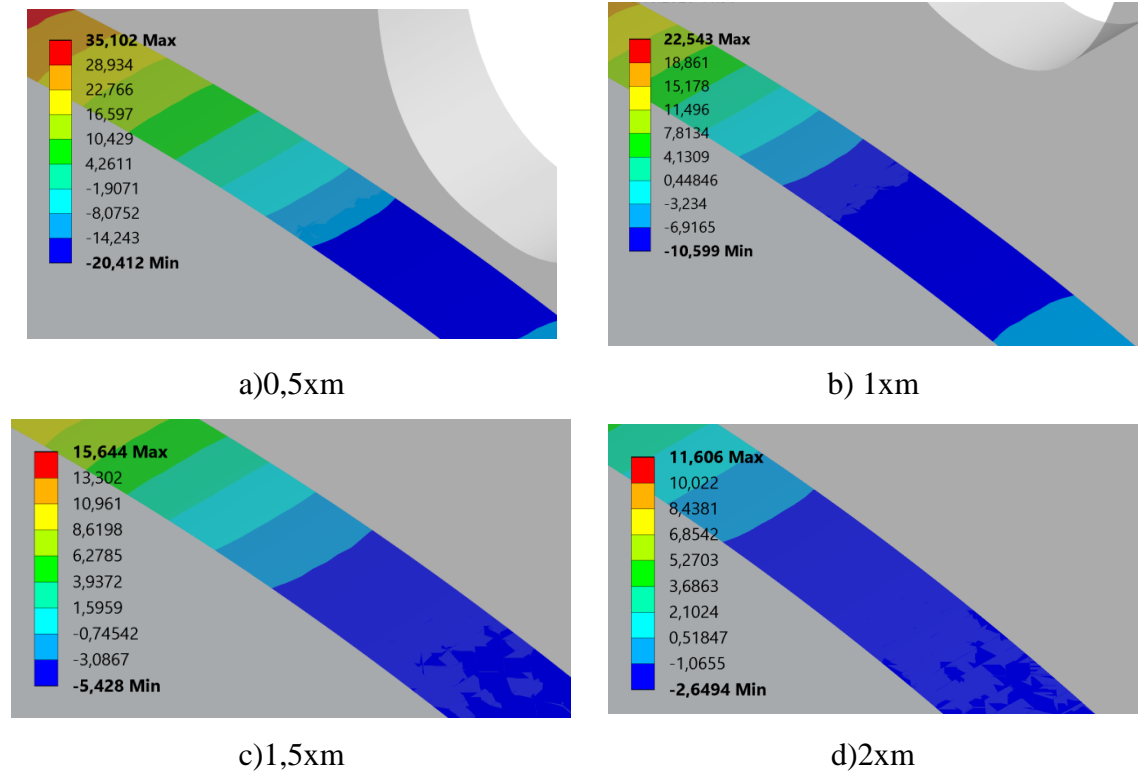
Şekil 4.11. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş çelik ve hibrit dişlilerin diş dibi gerilmeleri

Süren taraf kavrama açısı 20° den 30° ‘ ye çıkarıldığında diş dibi gerilemeleri yaklaşık %9 oranında azalmaktadır. 30° süren taraf kavrama açısına sahip hibrit dişli çarklarda rim kalınlığının $0,5\text{xm}$ değerinden 2xm değerine artması ile diş dibi gerilmeleri yaklaşık

%13 azalmaktadır. Bu azalış oranı 25° süren taraf kavrama açısına sahip hibrit dişlilerle ile çok yakındır.

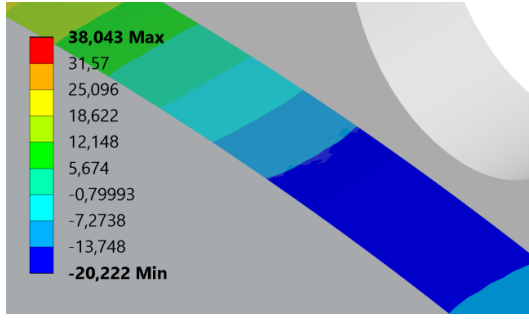
Süren taraf kavrama açısı arttığı zaman kavrama oranı düşmekte bunun neticesinde en yüksek tekil nokta yarıçapı ve aynı moment aktarımı için oluşan normal kuvvet (Eş. (3.61)) artmaktadır. Bununla beraber diş dibindeki kalınlık artmakta ve normal kuvvetin teğet bileşeni değeri düşmektedir.

Şekil 4.12' de $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri sunulmuştur.

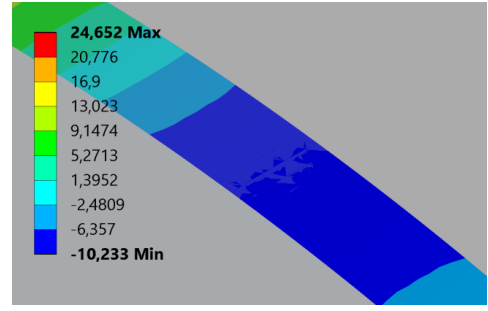


Şekil 4.12. $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri

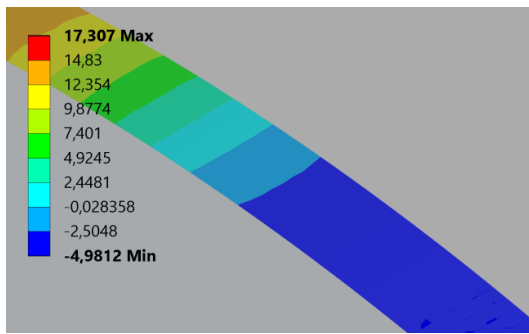
Şekil 4.13' de $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri sunulmuştur.



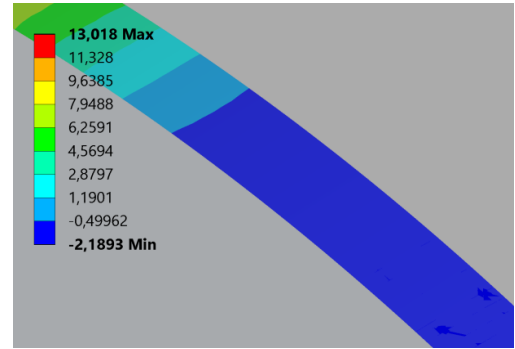
a)0,5xm



b) 1xm



c)1,5xm

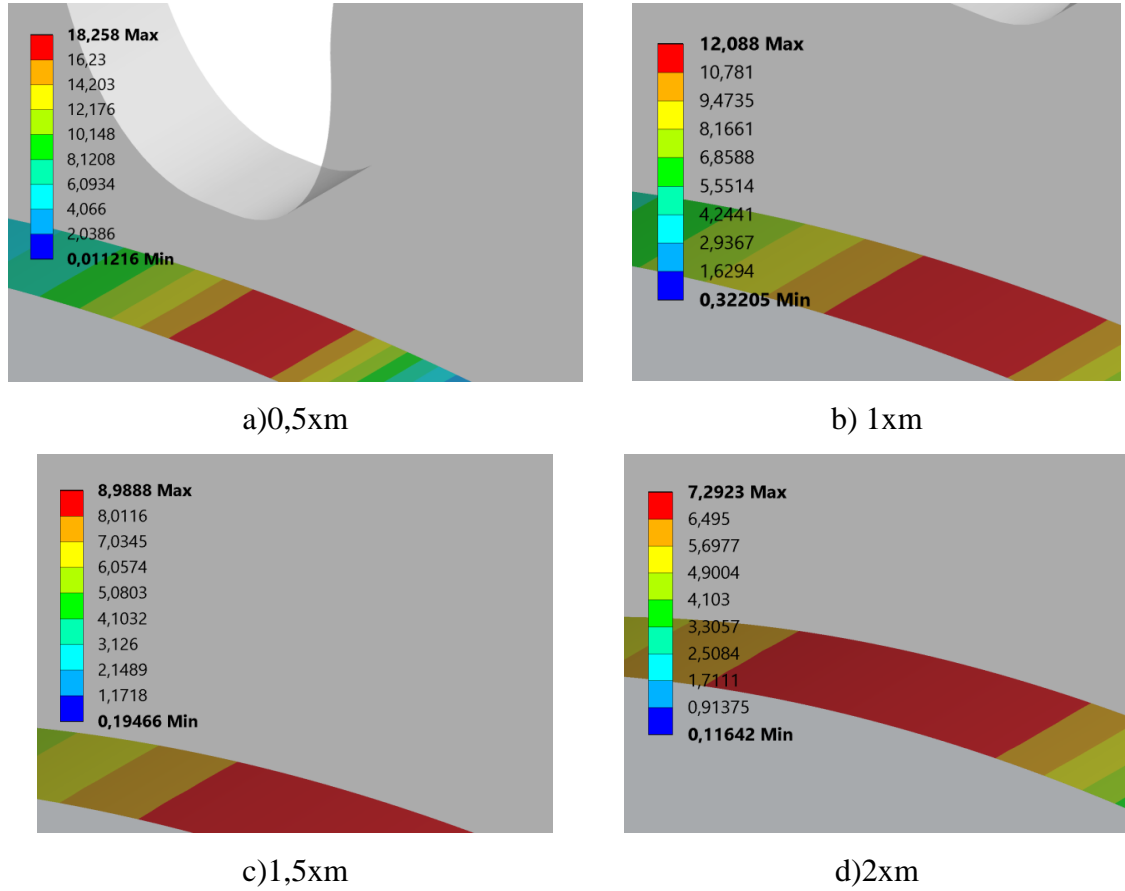


d)2xm

Şekil 4.13. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi normal gerilmeleri

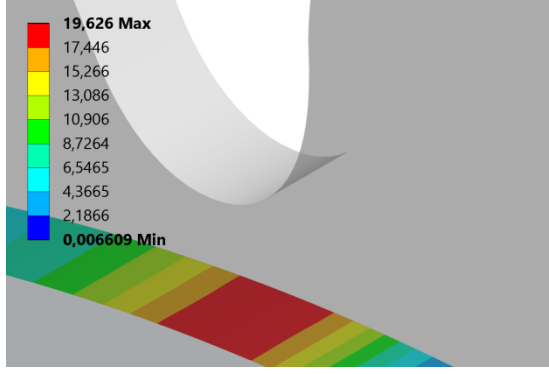
Tüm süren taraf kavrama açıları incelendiğinde normal gerilmelerin rim kalınlığının artışına bağlı olarak her bir 0,5xm artımda %50 civarında azaldığı görülmektedir. Süren taraf kavrama açısının artmasının normal gerilemeler üzerine etkileri oldukça kısıtlıdır. Süren taraf kavrama açısı 20° den 25° ye çıkarıldığında normal gerilmeler ortalama %2,5 düşerken 30° ye çıkarıldığında bu oran %3,5 olmaktadır.

Şekil 4.14' te $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri sunulmuştur.

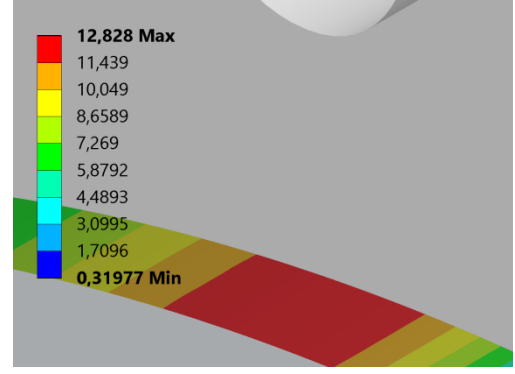


Şekil 4.14. $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri

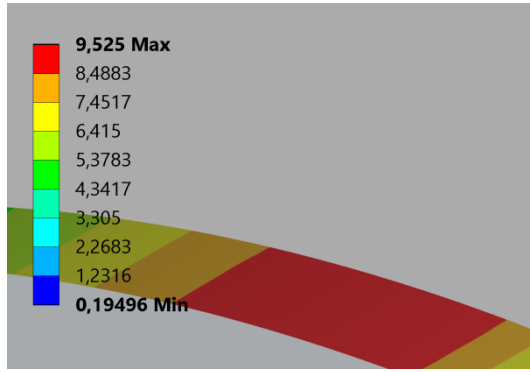
Süren taraf kavrama açısı 25° olan hibrit dişlide rim kalınlığının etki oranı hemen hemen 20° ile aynıdır. Bununla beraber 25° süren kavrama açısına sahip hibrit dişlilerde kayma gerilmeleri daha yüksek çıkmaktadır. Buna göre 0,5xm rim kalınlığı için bu fark %6,8 civarı iken 2xm rim kalınlığında ise yaklaşık %5,5 civarındadır. Şekil 4.15' te $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3\text{xm}$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri verilmiştir.



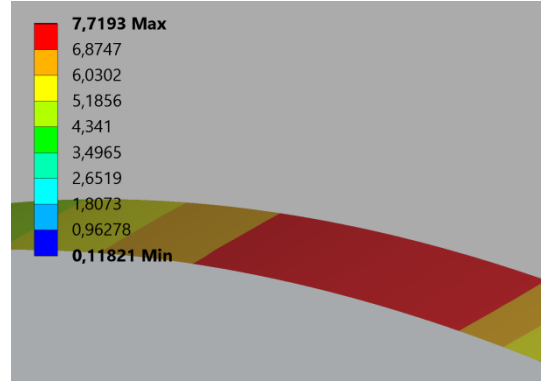
a)0,5xm



b) 1xm



c)1,5xm



d)2xm

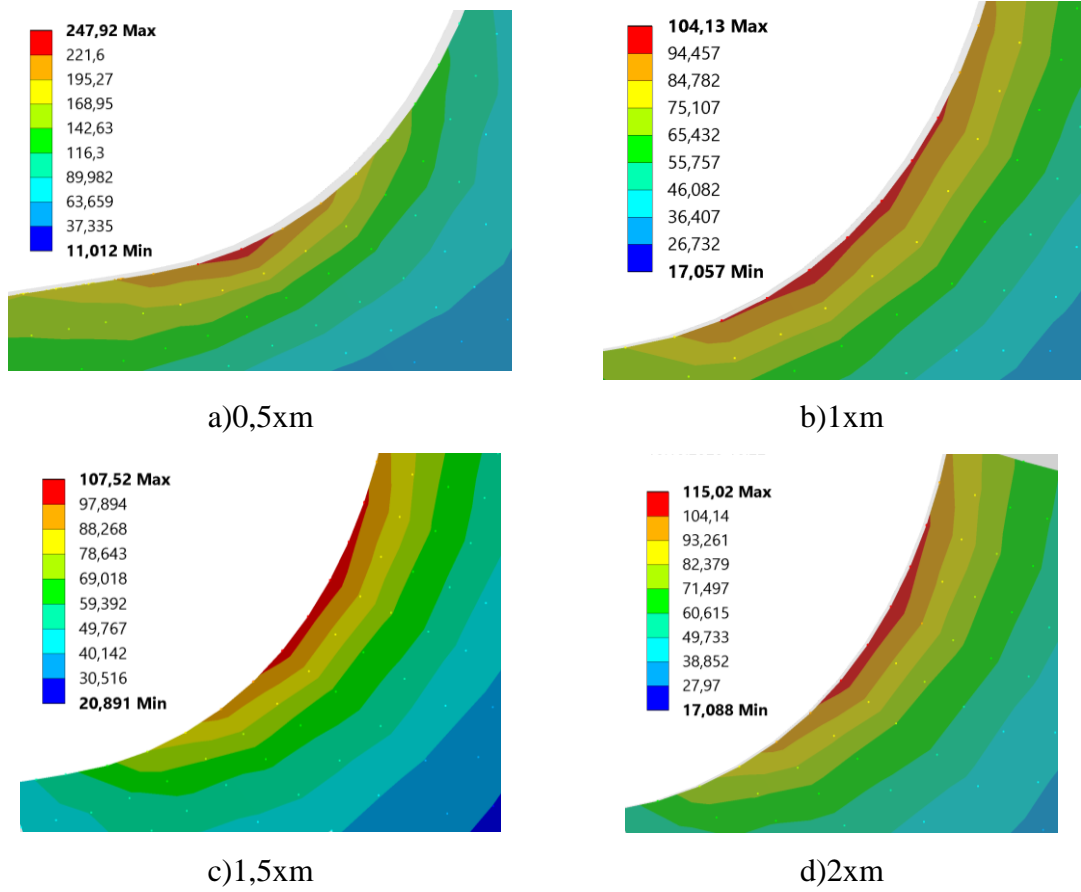
Şekil 4. 15. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici takım uç radyüslü takımla tasarlanmış hibrit dişlilerin bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri

Süren taraf kavrama açısı 30° olduğunda bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri yaklaşık %13 civarında artmaktadır. Bu oran rim kalınlığı arttıkça çok düşük miktarda azalma göstermektedir. Rim kalınlığının artış miktarına bağlı olarak yüzdesel düşüş oranları süren taraf kavrama açısı 20° ve 25° olan hibrit dişlilerdeki gibi olmaktadır.

Kavrama açısının artması ile kayma gerilmelerinin artışının sebebinin normal kuvvetin radyal bileşeninin artmasıdır. Bu radyal bileşen kayma yönündeki zorlanmayı arttırmaktadır.

4.3. Hafifletilmiş çelik dişlilerde rim kalınlığının diş dibi ve göbek bölgesi gerilmelerine etkileri

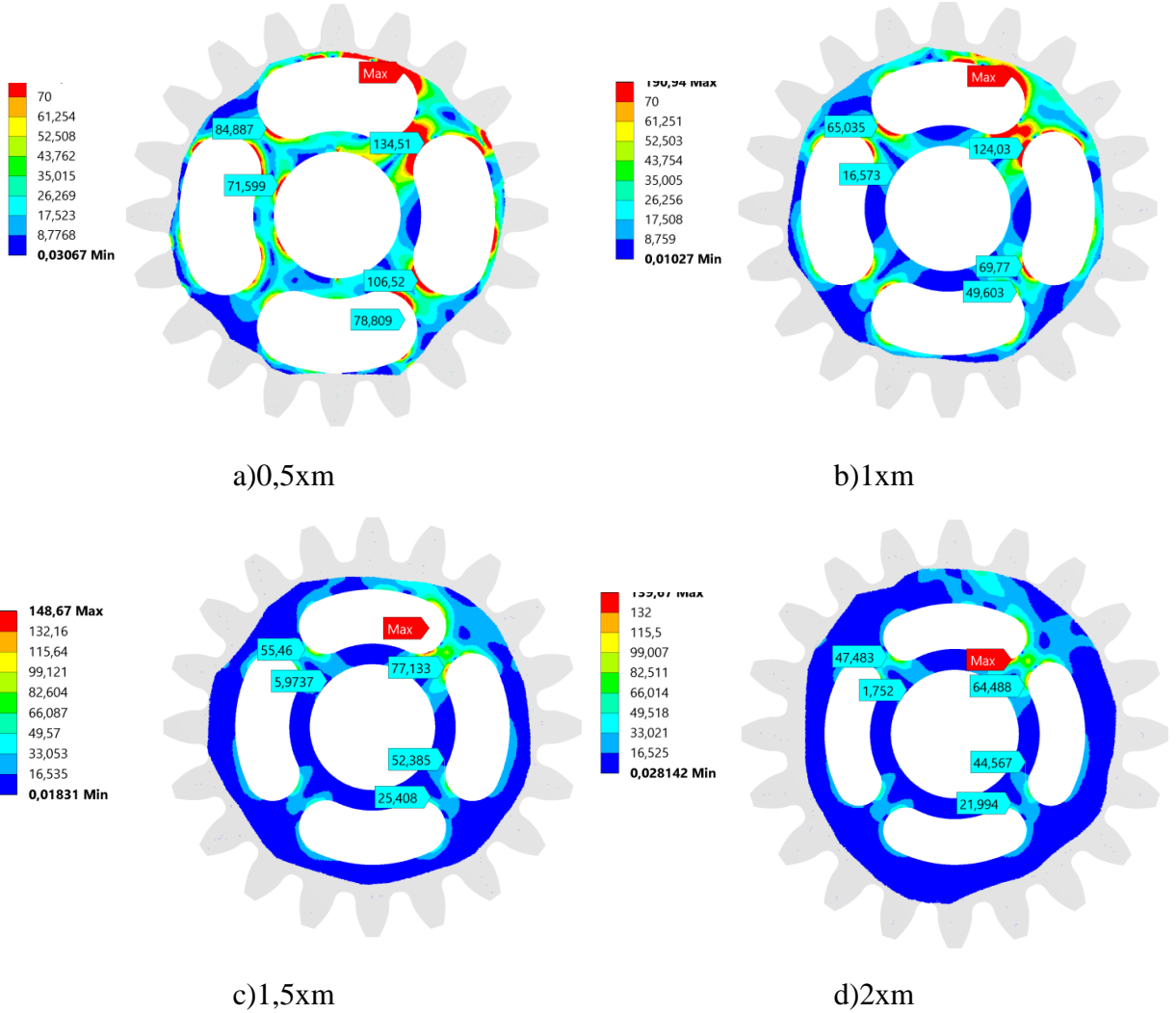
Önceki kısımlarda hibrit dişlilerin diş dibi gerilmeleri dolu çelik dişli ile karşılaştırılmıştır. Bununla beraber çelik dişlinin ağırlığı 0,019381 kg/b iken, 2xm rim kalınlığına sahip hibrit dişlinin ağırlığı 0,014359 kg/b olmaktadır (%25 daha hafif). Bu sebeple hibrit dişli ile aynı ağırlığa sahip hafifletilmiş çelik dişlilerin gerilme durumları da aynı parametreler için incelenmiştir. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takımla tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin diş dibi gerilme sonuçları Şekil 4.16 da gösterilmiştir.



Şekil 4.16. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takımla tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin diş dibi gerilmeleri

Sonuçlar incelendiğinde en düşük diş dibi gerilmeleri 1xm rim kalınlığına sahip dişlilerde görülmektedir. 0,5xm rim kalınlığında ise gerilmeler oldukça yüksek bulunmuştur. 1xm rim kalınlığında sonra gerilmeler 1,5xm rim kalınlığı için %3,5, 2xm

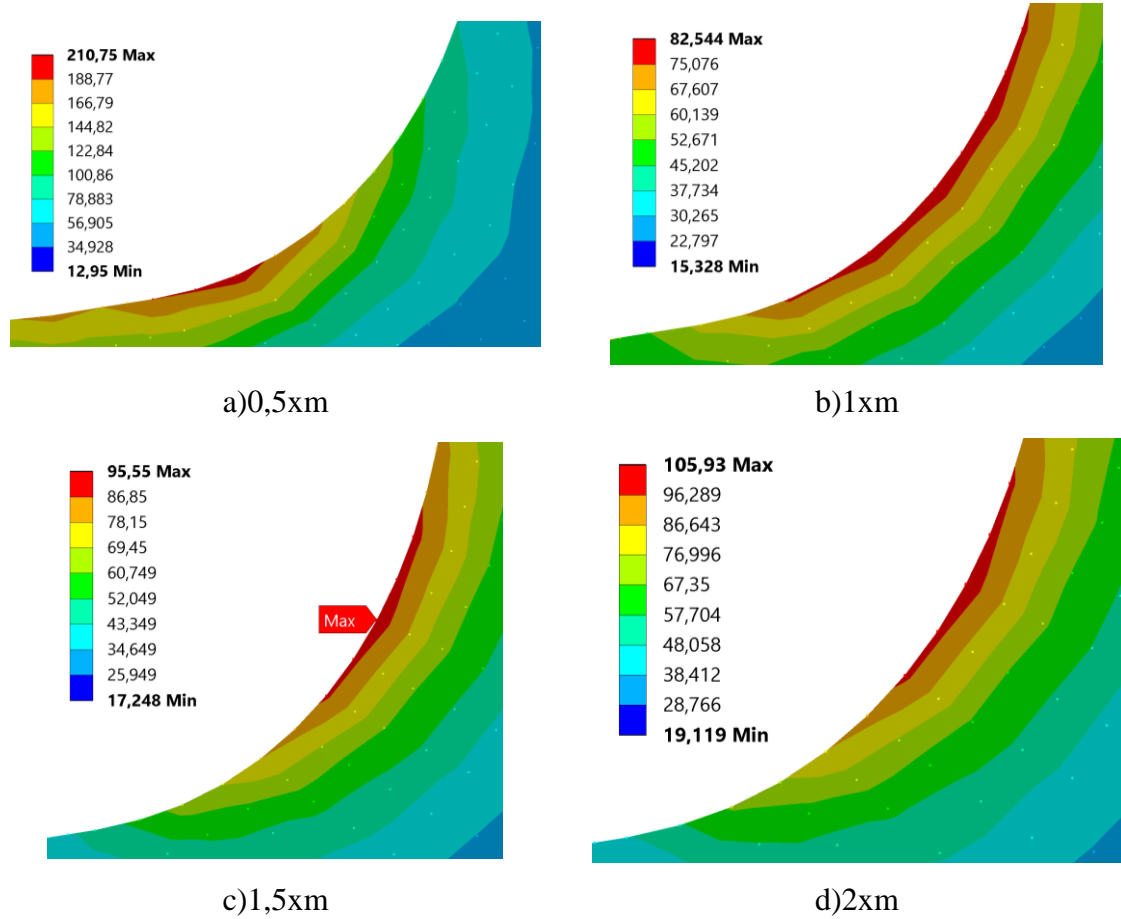
rim kalınlığı için ise %10 kadar yüksek çıkmaktadır. Bununla beraber göbek bölgesinde oluşan gerilmelerin de tespit edilmesi gerekmektedir. Şekil 4.17’ de $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takımı tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin göbek bölgesi gerilme sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 4.17. $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takımı tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin göbek gerilmeleri

Elde edilen sonuçlara göre hafifletilmiş çelik dişli çarklarda göbek gerilmeleri diş dibi gerilmelerinden oldukça yüksek çıkmaktadır. Özellikle düşük rim kalınlıklarında bu fark belirgin şekilde gözükmemektedir. Hafifletilmiş çelik dişli çarklarda gerilmeler rim bölgesinin altında yoğunlaşmıştır. Buradaki süreksizlikler gerilme yığılmasına sebep olmuş ve yüklenen dişe komşu dişin diş dibi bölgesinde yoğunlaşmıştır. Hafifletilmiş

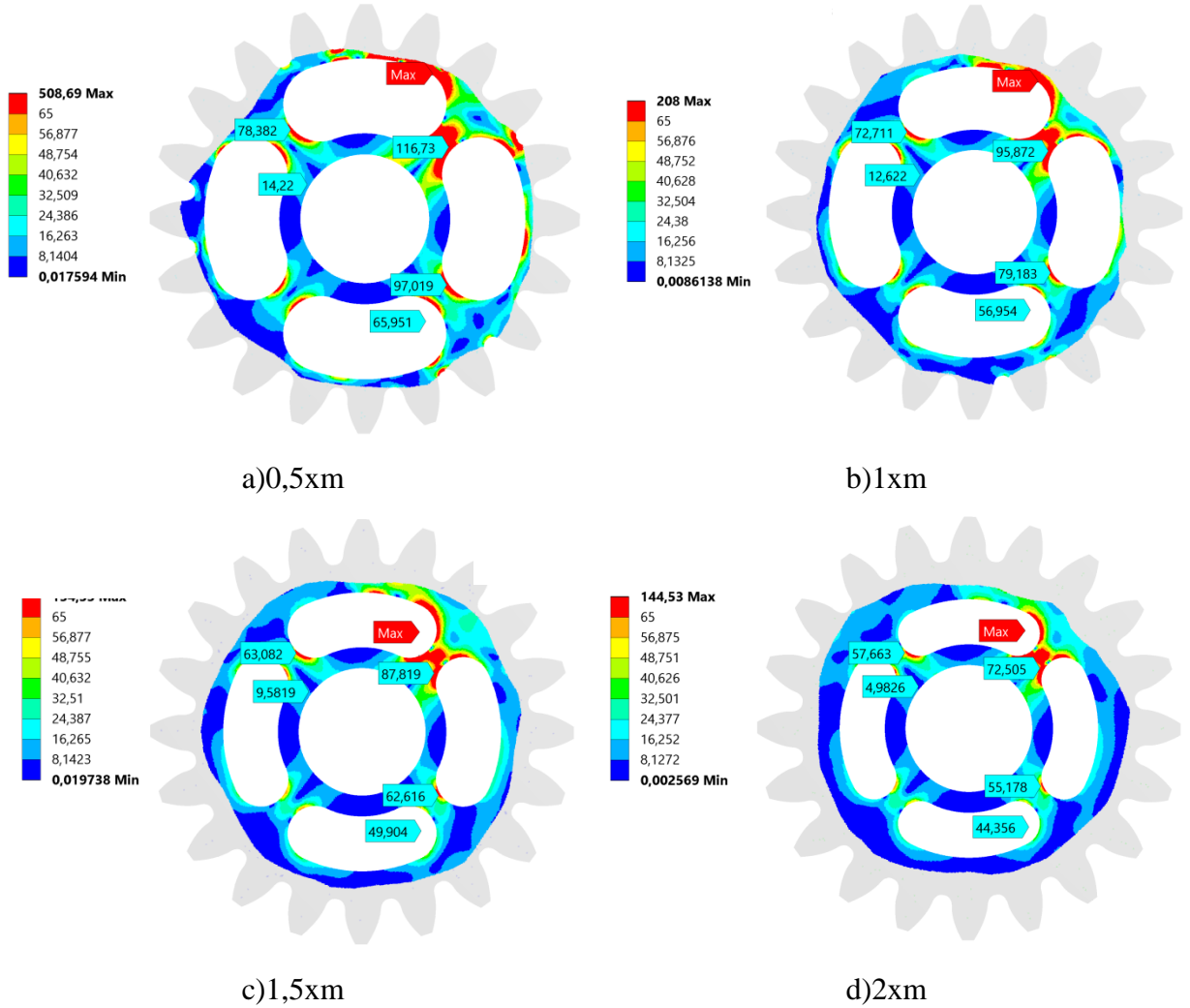
dişli çarklardaki gerilmelere genel olarak bakıldığında aynı ağırlığa ve rim kalınlığına sahip hibrit dişli çarklara göre yüksek olduğu görülmektedir. Bu fark 0,5xm rim kalınlığında %65 iken, 2xm rim kalınlığında bu fark %4 olmaktadır. Şekil 4.18' de α_d - α_c :25°-20° kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takımla tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin dış dibi gerilme sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 4.18. α_d - α_c :25°-20° kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takımla tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin dış dibi gerilmeleri

Şekil 4.18' göre süren taraf kavrama açısı 25° için rim kalınlığı 0,5xm değerinden 2xm değerine arttırıldığında dış dibi gerilmeleri %50 düşmektedir. 20° süren taraf kavrama açısı ile kıyaslandığında ise 0,5xm rim kalınlığında %12,5, 2xm rim kalınlığında ise %8 civarında bir gerilme düşüşü görülmektedir. 20° süren taraf kavrama açısına sahip hafifletilmiş çelik dişli çarklarda olduğu gibi 1xm de en düşük gerilme değeri elde

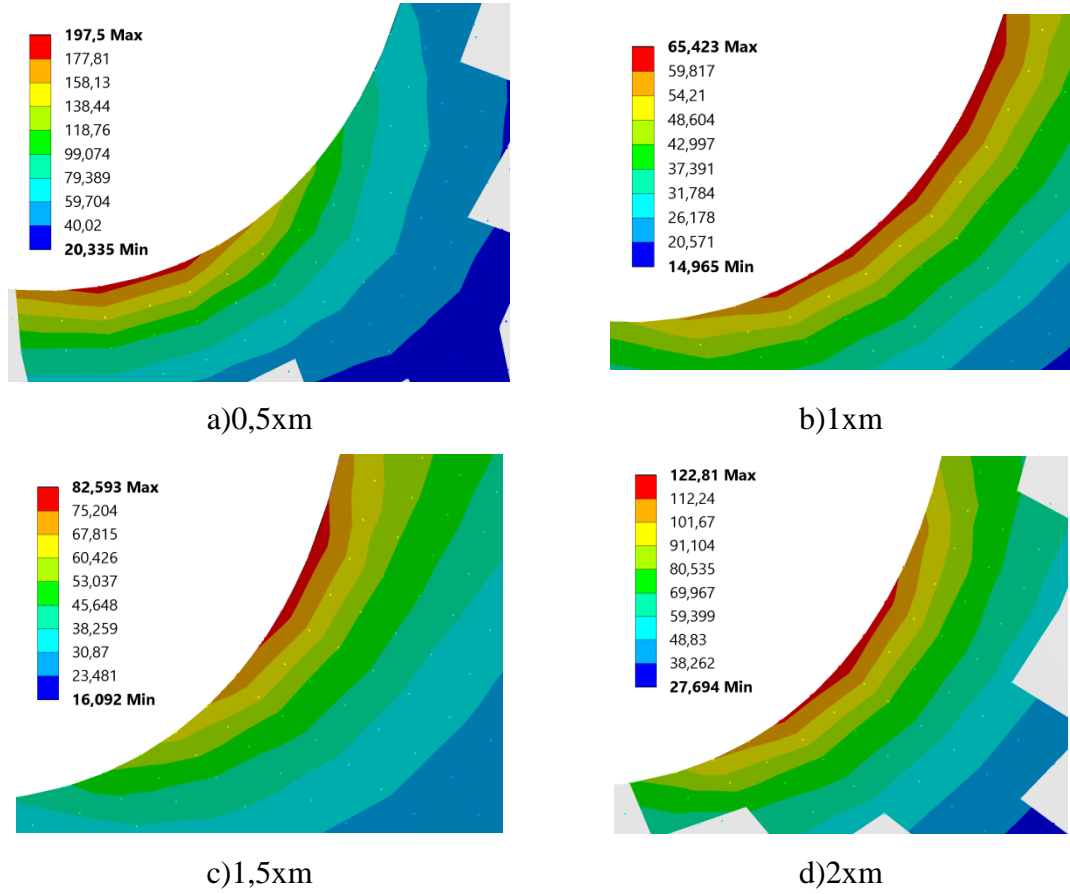
edilmiştir. Şekil 4.19’ da süren taraf kavrama açısı 25° için göbek bölgesi gerilmeleri görülmektedir.



Şekil 4.19. $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takımla tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin göbek bölgesi gerilmeleri

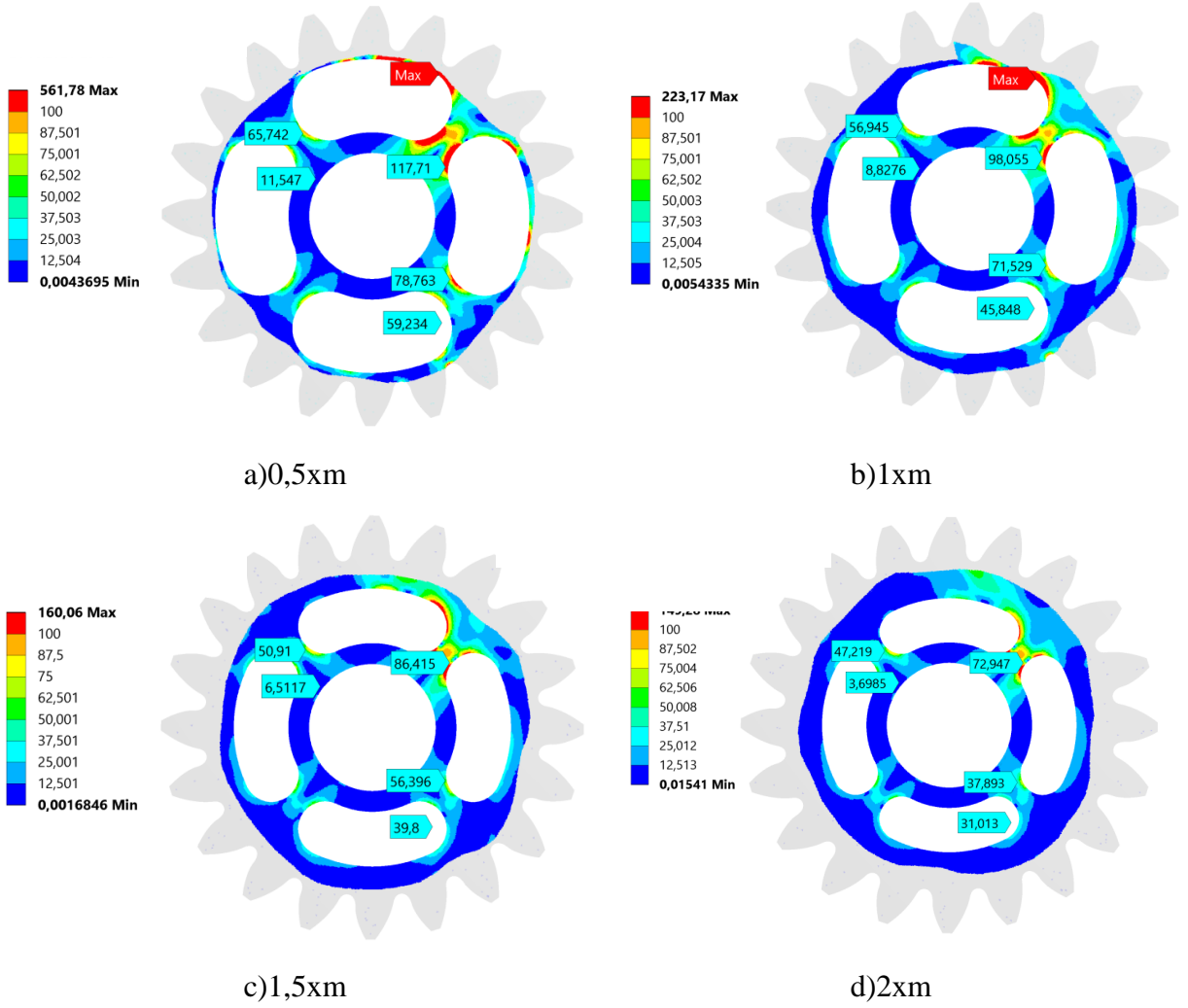
Süren taraf kavrama açısının artması ile göbek bölgesindeki gerilmeler ise artış göstermektedir. Bu durum hibrit dişlide bağlantı bölgesindeki kayma gerilmelerinin artışı ile benzer sebepten doğmaktadır. Süren taraf kavrama artışı 25° olduğunda 0,5xm rim kalınlığında gerilme %16 artarken, bu artış oranı 2xm rim kalınlığında %3,5 düzeyinde kalmaktadır. Rim kalınlığı arttıkça süren taraf kavrama açısının etkisinin azaldığı görülmektedir.

Şekil 4.20' de süren taraf kavrama açısı 30° olan hafifletilmiş çelik dişli için diş dibi gerilmeleri sunulmaktadır.



Şekil 4.20. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_f=0,3xm$ kesici uç radyüslü takımla tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin diş dibi gerilmeleri

Şekil 4.21' de ise süren taraf kavrama açısı 30° olan hafifletilmiş çelik dişli için göbek bölgesi gerilmeleri verilmektedir.



Şekil 4.21. $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3xm$ kesici uç radyüslü takımla tasarlanmış hafifletilmiş çelik dişlilerin göbek bölgesi gerilmeleri

30° süren taraf kavrama açısına hafifletilmiş sahip dişli çarklarda diş dibi gerilmeleri $0,5xm$ rim kalınlığı için 20° süren taraf kavrama açılı dişliye göre %20 oranında düşmektedir. Göbek bölgesinde ise, $0,5xm$ rim kalınlığı için 20° süren taraf kavrama açılı dişliye göre gerilmeler yaklaşık %25 artarken, $2xm$ rim kalınlığı için ise bu oran %7 olmaktadır.

Aynı rim kalınlığına sahip hibrit dişlilerle karşılaştırıldığında ise $0,5xm$ rim kalınlığı için dişlide oluşan gerilmeler %70 daha yüksektir. $2xm$ rim kalınlığında ise bu oran %16 olmaktadır.

4.4. Kompozit plaka elastisite modülünün dış dibi ve bağlantı bölgesi gerilmelerine etkileri

Bu kısımda kompozit plaka elastisite modülünün gerilme üzerinde etkilerini incelemek amacıyla temel olarak aldığımız kompozit malzeme sabitlerinden sadece E_x ve E_y değerleri azaltılıp arttırılmıştır. Diğer değerlerin ise aynı kaldığı varsayılmıştır. Çizelge 4.1’ de ise kompozit plaka elastisite modülünün dış dibi gerilmelerinin üstündeki etkileri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Hibrit dişlilerde dış dibi gerilmelerine kompozit plaka elastisite modülünün etkisi

| | $E_x=E_y$ Plaka elastisite modülü (GPa) | | |
|---------------|--|--------|--------|
| | 60 | 81,6 | 120 |
| Rim kalınlığı | Dış dibi gerilmeleri (MPa) | | |
| 0,5xm | 159,2 | 152,7 | 146,34 |
| 0,75xm | 146,83 | 142,92 | 140,39 |
| 1xm | 140,35 | 139,34 | 138,13 |
| 1,5xm | 134,19 | 134,11 | 133,96 |
| 2xm | 133,18 | 132,79 | 132,51 |

Çizelge 4.1’ deki değerlere göre kompozit plakanın X ve Y yönündeki elastisite modülünün dış dibi gerilmesine düşük bir etkisi bulunmaktadır. Özellikle 1xm rim kalınlığından sonra elastisite modülünün etkisi neredeyse sıfırlanmaktadır (<0%1). 0,5xm rim kalınlığında ise elastisite modülü 60 GPa’ dan 120 GPa’ çıkarıldığında dış dibi gerilmesi yaklaşık %8 düşmektedir. 0,75xm rim kalınlığında ise bu oran %4,5’ a düşmektedir. Buradan hareketle plakanın elastisite modülünün dış dibi gerilmeleri üzerine sadece düşük rim kalınlıkları için etkili olduğu sonucu çıkarılabilir.

Çizelge 4.2’ de kompozit plaka elastisite modülünün bağlantı bölgesi normal gerilmelerinin üzerine etkileri verilmiştir.

Çizelge 4.2. Hibrit dişlilerde bağlantı bölgesi normal gerilmelerine kompozit plaka elastisite modülünün etkisi

| | $E_x=E_y$ Plaka elastisite modülü (GPa) | | |
|----------------------|--|--------|--------|
| | 60 | 81,6 | 120 |
| Rim kalınlığı | Bağlantı bölgesi normal gerilmeleri (MPa) | | |
| 0,5xm | 19,871 | 20,937 | 22,246 |
| 0,75xm | 14,397 | 15,376 | 16,658 |
| 1xm | 10,283 | 11,144 | 12,194 |
| 1,5xm | 5,34 | 6,01 | 6,82 |
| 2xm | 2,65 | 3,21 | 3,87 |

Çizelge 4.2’ deki sonuçlara göre kompozit plaka elastisite modülü arttıkça bağlantı bölgesi normal gerilmeleri artmaktadır. Ancak bu artış oldukça düşüktür. Elastisite modülünün iki katına çıkması ancak ortalama 1 MPa’ lık bir fark doğurmaktadır. Bununla beraber rim kalınlığı arttıkça elastisite modülünün gerilmeler üzerine etkisi artmaktadır. Çizelge 4.3’ de kompozit plaka elastisite modülünün bağlantı bölgesi kayma gerilmelerinin üzerine etkileri verilmiştir.

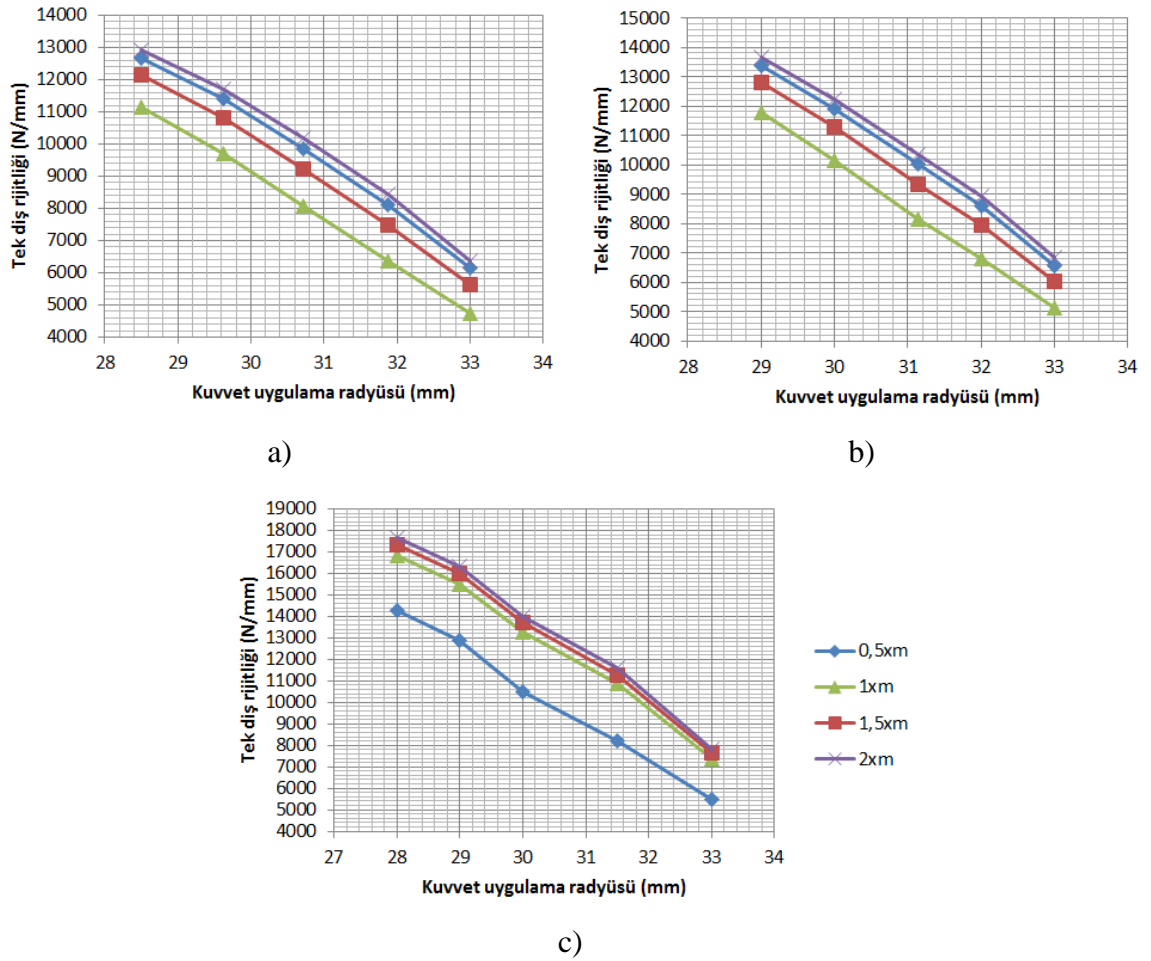
Çizelge 4.3. Hibrit dişlilerde bağlantı bölgesi normal gerilmelerine kompozit plaka elastisite modülünün etkisi

| | $E_x=E_y$ Plaka elastisite modülü (GPa) | | |
|----------------------|---|--------|--------|
| | 60 | 81,6 | 120 |
| Rim kalınlığı | Bağlantı bölgesi kayma gerilmeleri (MPa) | | |
| 0,5xm | 16,525 | 17,016 | 17,51 |
| 0,75xm | 13,22 | 13,727 | 14,262 |
| 1xm | 10,904 | 11,377 | 11,884 |
| 1,5xm | 8,08 | 8,47 | 8,9 |
| 2xm | 6,56 | 6,89 | 7,24 |

Çizelge incelendiğinde kompozit plaka elastisite modülünün bağlantı bölgesine etkisinin oldukça düşük olduğu görülmektedir. Genel olarak bakıldığında rim kalınlığı arttıkça elastisite modülünün kayma gerilmesi üzerine etkisi artmaktadır.

4.5. Hibrit dişli çarklarda rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının tek diş rijitliğine etkileri

Bu kısımda materyal ve yöntem kısmında bahsedilen metotla hibrit dişlilerde rim kalınlığı ve süren taraf kavrama açısının tek diş rijitliği üzerine etkileri incelenmiştir. Tek diş rijitliği kavrama rijitliğinin girdisi durumundadır. Şekil 4.22’ de farklı süren taraf kavrama açıları için rim kalınlıklarının tek diş rijitliği üzerine etkileri sunulmaktadır.

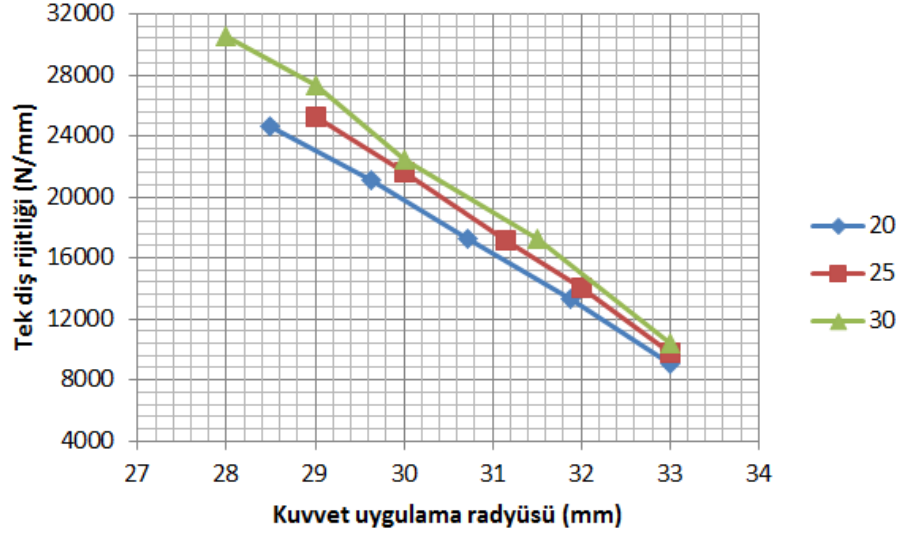


Şekil 4.22. Hibrit dişlilerin farklı rim kalınlıkları için tek diş rijitliği sonuçları; a) $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$ c) $\alpha_d-\alpha_c:30-20^\circ$

Şekil 4.22 incelendiğinde tek diş rijitliğinin diş başından diş dibine doğru tüm dişlilerde arttığı görülmektedir. Bunun yanı sıra rim kalınlığı arttıkça yine tek diş rijitliği artış göstermektedir. $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$ ve $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$ için 1,5xm den $\alpha_d-\alpha_c:30-20^\circ$ için ise 1xm den sonra rim kalınlığının tek diş rijitliği üzerine olan etkisi oldukça azalmaktadır.

Süren taraf kavrama açısı diş rijitliğini etkileyen diğer önemli parametredir. Süren taraf kavrama açısı 20° 'den 25° 'ye çıkarıldığında ortalama diş rijitliği %5 artarken, 30° 'ye çıkarıldığında bu oran %20 olmaktadır.

Şekil 4.23' te standart çelik dişlilerde farklı süren taraf kavrama açısının tek diş rijitliği üzerine etkisi görülmektedir.

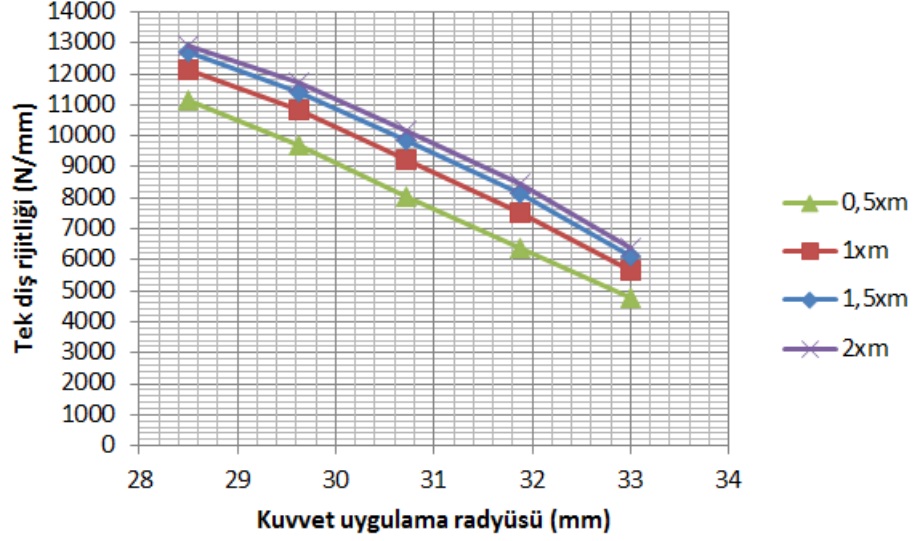


Şekil 4.23. Çelik dişlilerin tek diş rijitliklerinin süren taraf kavrama açısına göre değişimi

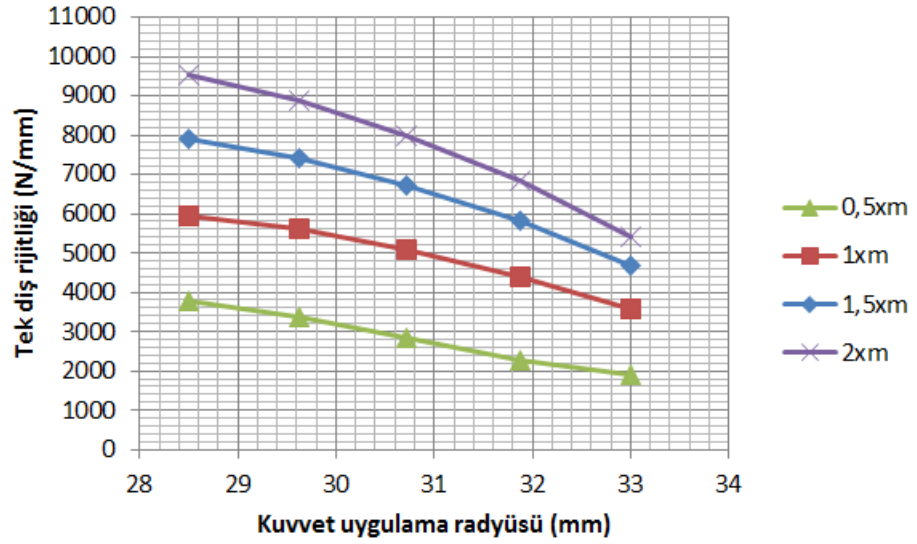
Genel olarak bakıldığında hibrit dişlilerdeki sonra gerilme değerleri rim kalınlığı $2x_m$ 'den sonra hemen hemen çelik dişli ile çok yakın olmasına rağmen diğer önemli performans parametresi olan diş rijitlikleri çok düşük kalmaktadır. Bu durum kompozit malzemenin malzeme sabit (Elastisite ve kayma modüllerinden) kaynaklanmaktadır. Kompozit malzemenin düzlem elastisite modülleri çelik dişliye göre 2,5 kat daha düşüktür.

4.6. Hafifletilmiş çelik dişli çarklarda rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının tek diş rijitliğine etkileri

Bu kısımda hafifletilmiş çelik dişli çarkların tek diş rijitlikleri hibrit dişliler ile karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir. Şekil 4.24' te 20° süren taraf kavrama açısına sahip hibrit ve hafifletilmiş çelik dişlilerin tek diş rijitlikleri gösterilmektedir.



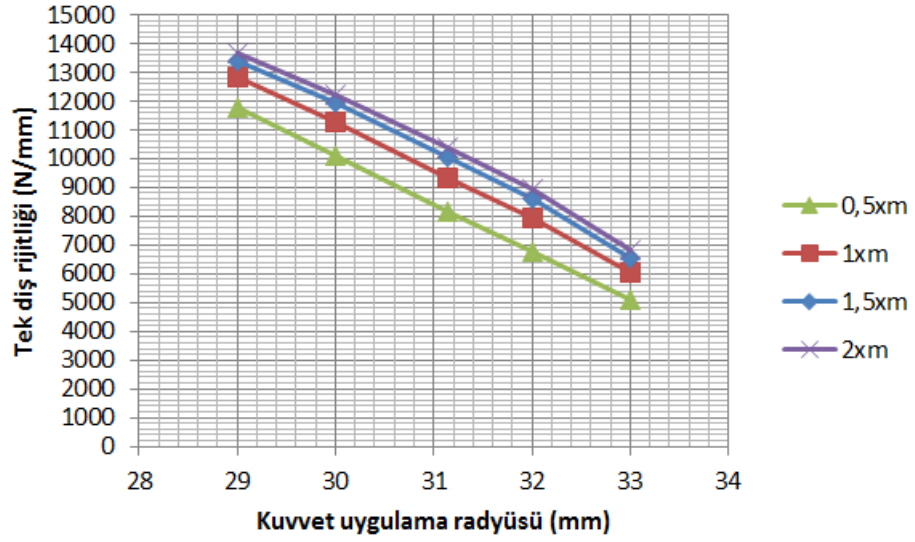
a)



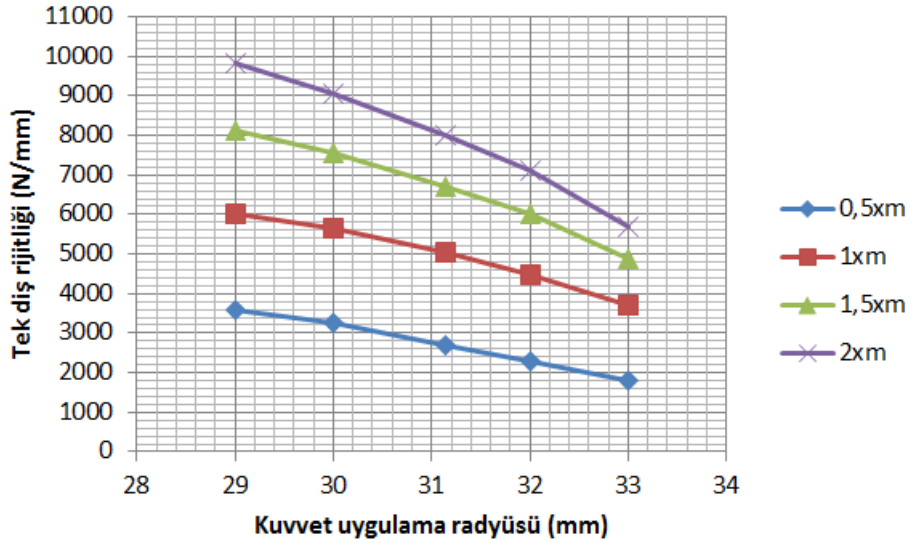
b)

Şekil 4.24. $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş dişli çarklar için tek diş rijitlikleri: a) Hibrit, b) Hafifletilmiş çelik

Şekil 4.25' te 25° süren taraf kavrama açısına sahip hibrit ve hafifletilmiş çelik dişlilerin tek diş rijitlikleri gösterilmektedir.



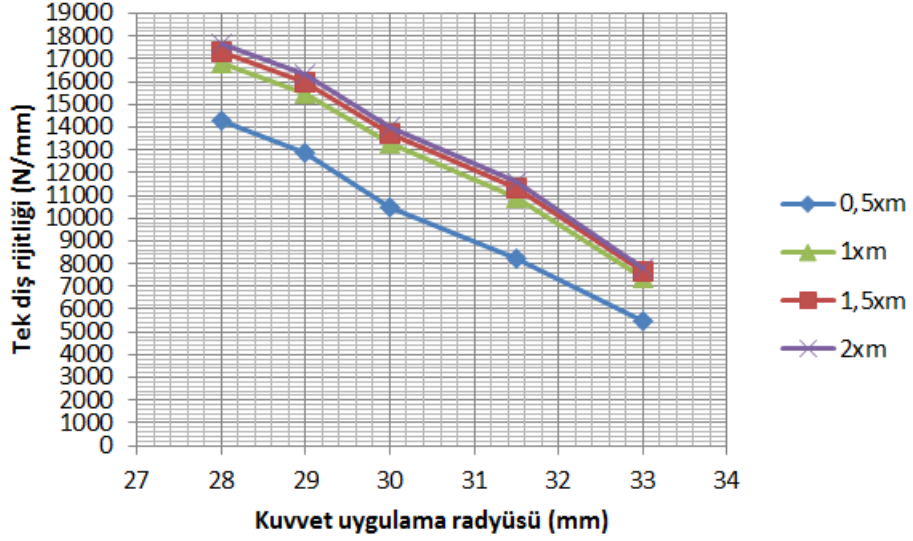
a)



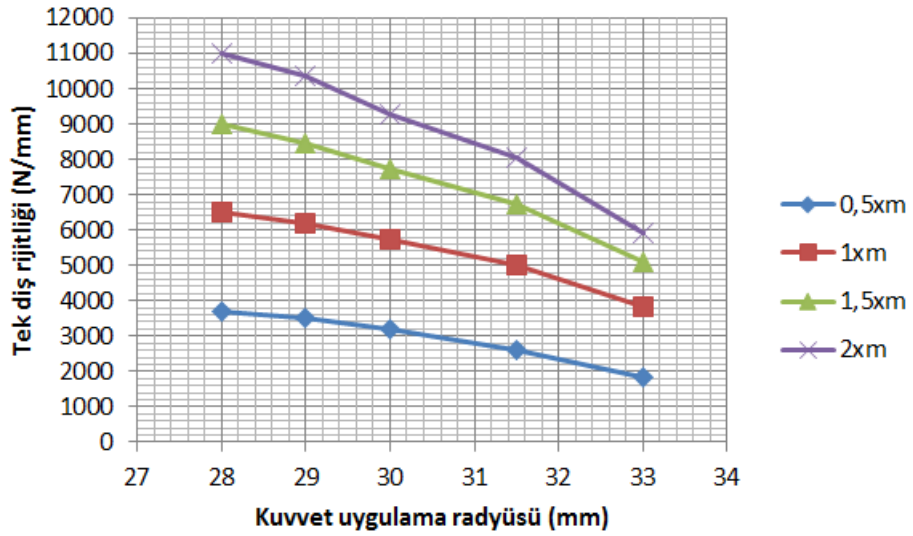
b)

Şekil 4.25. $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş dişli çarklar için tek diş rijitlikleri: a) Hibrit, b) Hafifletilmiş çelik

Şekil 4.26' da 30° süren taraf kavrama açısına sahip hibrit ve hafifletilmiş çelik dişlilerin tek diş rijitlikleri gösterilmektedir.



a)



b)

Şekil 4.26. $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_1=0,3$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş dişli çarklar için tek diş rijitlikleri: a) Hibrit, b) Hafifletilmiş çelik

Tek diş rijitliği sonuçları verilen hibrit ve hafifletilmiş çelik dişlilerin ağırlıkları ve rim kalınlıkları aynıdır. Tüm şekiller incelendiğinde hibrit dişlilerin tek diş rijitliklerinin hafifletilmiş çelik dişliye nazaran oldukça yüksek olduğu görülmektedir (yaklaşık %50).

4.7. Kompozit plaka elastisite modülünün tek diş rijitliğine etkileri

Tek diş rijitliği direkt olarak diş deplasman miktarına bağlıdır. Elastisite modülü de bu deplasman miktarına etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Bu sebeple bu kısımda kompozit plaka elastisite modülünün tek diş rijitliğine etkileri sadece süren taraf kavrama açısı 20° için Çizelge 4.4' te verilmiştir.

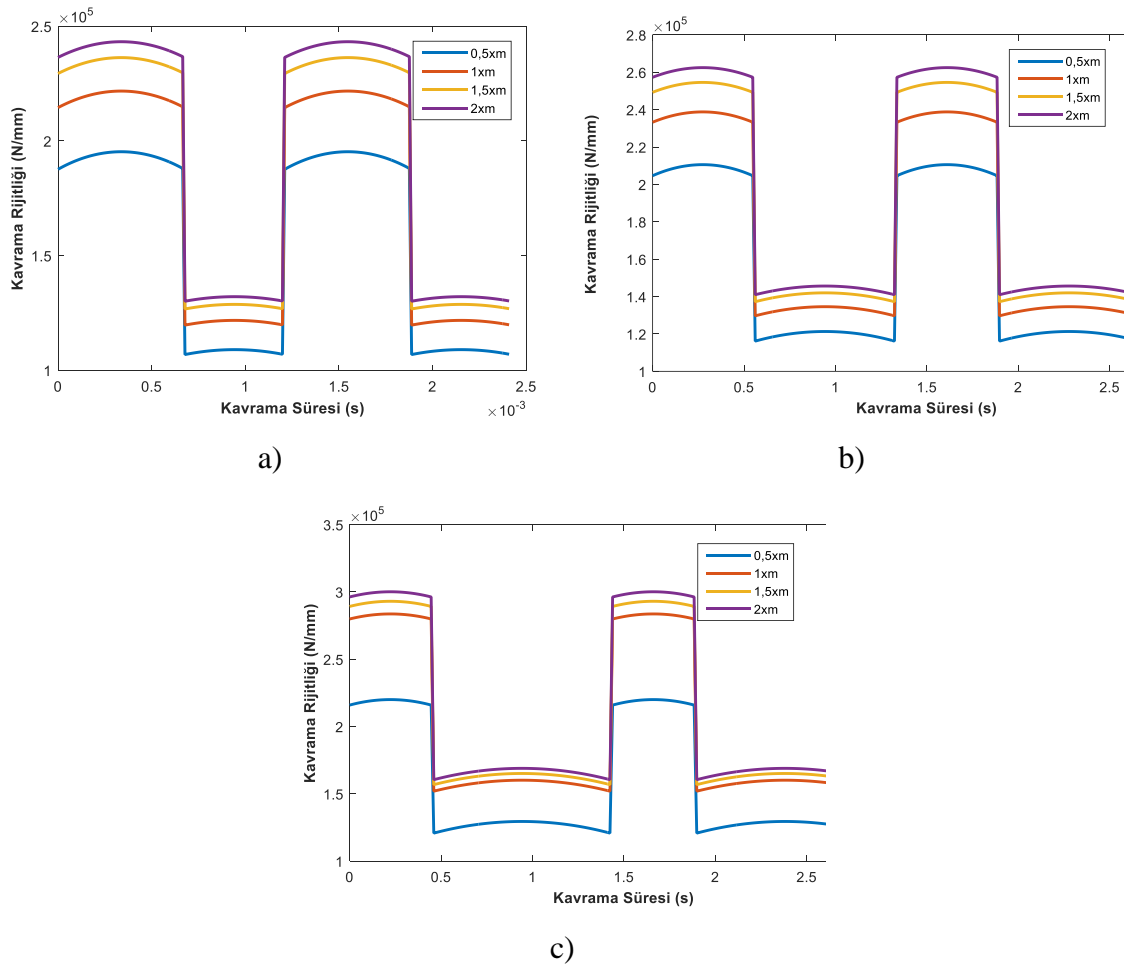
Çizelge 4.4. $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$ kavrama açısı, $\rho_{fp}=0,3$ kesici takım uç radyüslü takımla imal edilmiş dişli çarklar da tek diş rijitliğinin kompozit elastisite modülüne göre değişimi

| Tek diş rijitlikleri (N/mm) | | | | | |
|---------------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| $E_{x,y}=60$ GPa | | | | | |
| Kuvvet uygulama noktaları | | | | | |
| Rim kalınlığı (xm) | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 0,5 | 4594,533 | 6160,67 | 7774,855 | 9384,384 | 10794,36 |
| 1 | 5482,456 | 7282,26 | 8942,942 | 10497,81 | 11803,03 |
| 1,5 | 6010,699 | 7923,93 | 9601,143 | 11108,77 | 12349,03 |
| 2 | 6251,954 | 8259,684 | 9948,842 | 11426,35 | 12630,41 |
| $E_{x,y} =81,6$ GPa | | | | | |
| Rim kalınlığı (xm) | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 0,5 | 4751,948 | 6389,368 | 8059,966 | 9715,341 | 11152,87 |
| 1 | 5630,314 | 7500,188 | 9215,74 | 10813,85 | 12147,72 |
| 1,5 | 6143,638 | 8124,797 | 9855,13 | 11408,23 | 12679,41 |
| 2 | 6363,752 | 8435,259 | 10175,01 | 11695,22 | 12932,09 |
| $E_{x,y} =120$ GPa | | | | | |
| Rim kalınlığı (xm) | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 0,5 | 4846,987 | 6517,155 | 8221,165 | 9909,647 | 11375,93 |
| 1 | 5777,341 | 7717,836 | 9488,957 | 11130,9 | 12495,16 |
| 1,5 | 6287,331 | 8325,008 | 10110,13 | 11706,04 | 13009,65 |
| 2 | 6475,426 | 8608,815 | 10399,66 | 11962,01 | 13230,14 |

Çizelge incelendiğinde kompozit plaka elastisite modülünün tek diş rijitliğine önemli bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Buna göre elastisite modülü iki katına çıkarıldığında rijitlik ortalama %4 olarak artmaktadır. Kompozit elastisite modülünün gerilmeler üzerine etkisinin de oldukça sınırlı olduğu önceki kısımda bahsedilmiştir. Bu sebeple bu kısımda sadece 20° süren taraf kavrama açısına sahip hibrit dişliler için analizler gerçekleştirilmiştir.

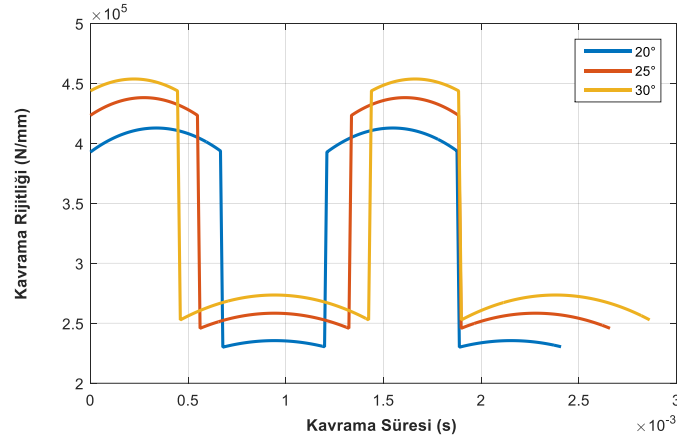
4.8. Rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının kavrama rijitliğine etkileri

Tek diş rijitliklerine bağlı olarak bu kısımda kavrama rijitlikleri hesaplanıp grafiksel olarak elde edilmiştir. Şekil 4.27’ de hibrit dişlilerde farklı süren taraf kavrama açılarının kavrama rijitliğine etkileri gösterilmiştir.



Şekil 4. 27. Hibrit dişlilerde süren taraf kavrama açısının kavrama rijitliğine etkileri: a) $\alpha_d - \alpha_c: 20-20^\circ$, b) $\alpha_d - \alpha_c: 25-20^\circ$, c) $\alpha_d - \alpha_c: 30-20^\circ$

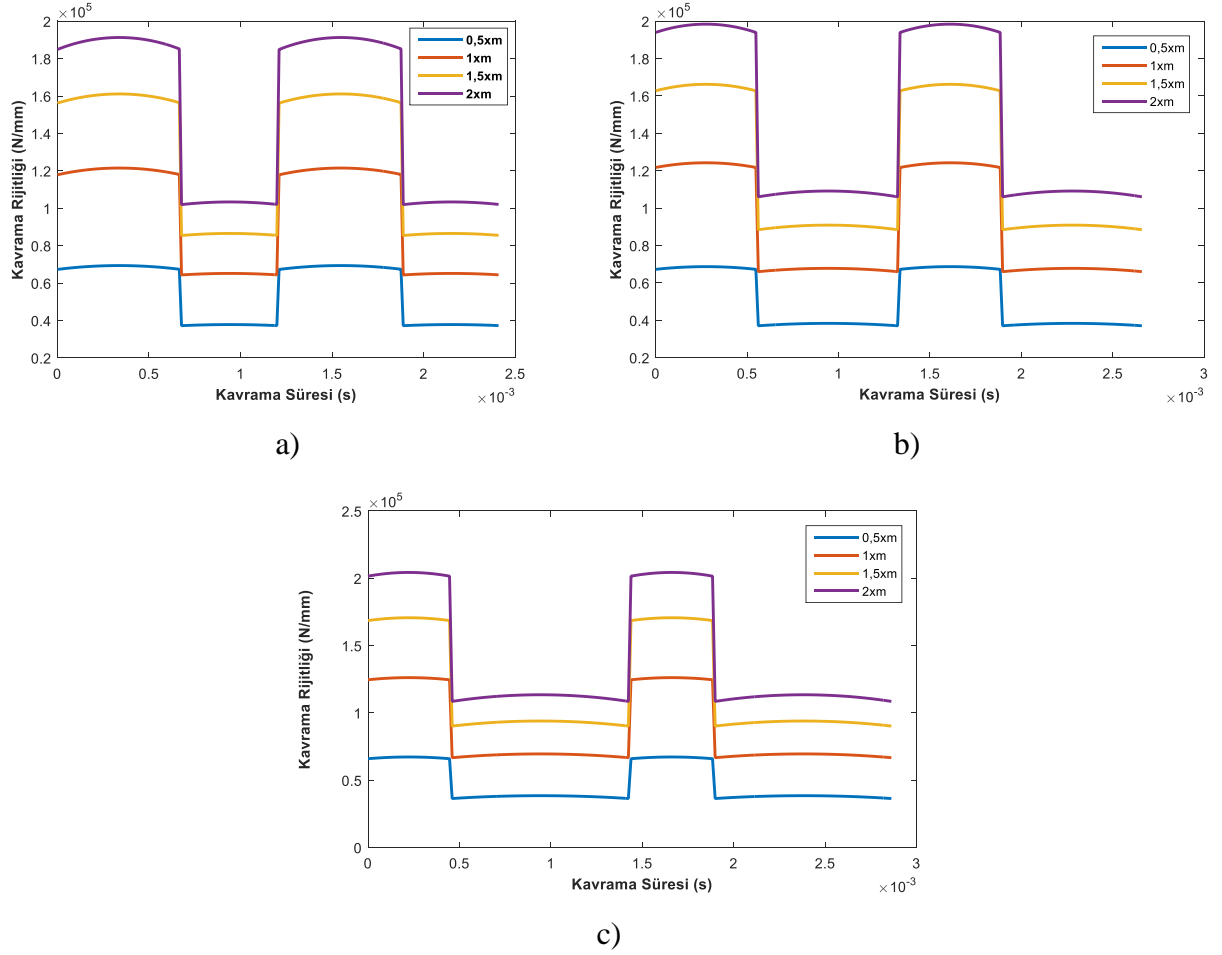
Şekil 4.28’ de çelik dişlilerde farklı süren taraf kavrama açılarının kavrama rijitliğine etkileri gösterilmiştir.



Şekil 4.28. Çelik dişlilerde süren taraf kavrama açısının kavrama rijitliğine etkileri

Sonuçlara göre rim kalınlığının artışı ile kavrama rijitliği de artmaktadır. 20° ve 25° süren taraf kavrama açısı için 1,5xm rim kalınlığından, 30° kavrama açısında ise 1xm rim kalınlığından sonra rim kavrama rijitliğine etkisi önemli ölçüde azalmaktadır. Bunun nedeni kompozit malzemenin diş bölgesinde uzaklaşmasıdır. Yine süren taraf kavrama açısının artması ile kavrama rijitliği artmaktadır. Çift dişli temasının olduğu bölgede süren taraf kavrama açısı 20°’ den 25°’ ye çıkarıldığında ortalama kavrama rijitliği %12 artmaktadır. Bu oran 30°’ de %22 olmaktadır. Rim kalınlığı 0,5xm’ den 2xm’ e çıkarıldığında çift diş kavrama bölgesinde ortalama 20°,25° ve 30° süren taraf kavrama açıları için sırasıyla %20, %33 ve %40’ lık bir artış meydana gelmektedir. Şekiller karşılaştırıldığında çelik dişlilerin kavrama rijitliklerinin hibrit dişlilere göre oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Her bir süren taraf kavrama açısı için 2xm rim kalınlığına sahip hibrit dişli çarkların kavrama rijitliği çelik dişlilere göre ortalama %35 daha düşük olduğu görülmektedir.

Şekil 4.29' da ise hafifletilmiş çelik dişli çarklarda rim kalınlığı ve süren taraf kavrama açısının kavrama rijitliği üzerine etkileri sunulmaktadır.



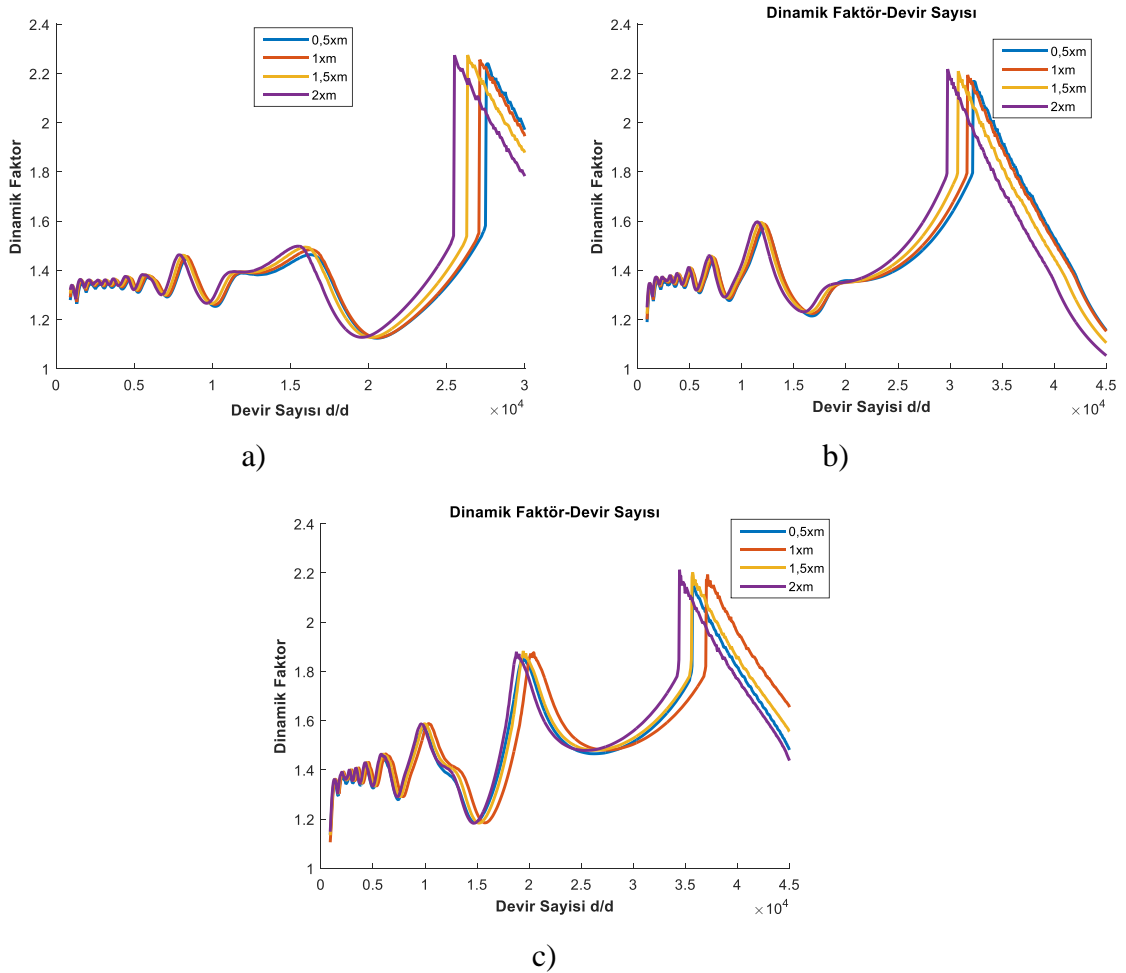
Şekil 4.29. Hafifletilmiş çelik dişlilerde rim kalınlıklarının kavrama rijitliğine etkileri; a) $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$, c) $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$

Hafifletilmiş çelik dişlilerde de rim kalınlığı arttıkça kavrama rijitliği artış göstermektedir. Bununla beraber şekiller incelendiğinde bu artışın hibrit dişlideki gibi yüksek olmadığı görülmektedir. Dişli gövdesine açılan deliklerin kavrama açısındaki artışın sağladığı pozitif etkiyi azalttığı düşünülmektedir. Süren taraf kavrama açısı 20° den 30° ' ye çıkarıldığında çift diş temas bölgesindeki kavrama rijitliğinin artış oranı %10' da kalmaktadır. Şekil 4.27 incelendiğinde hibrit dişlilerin aynı ağırlık ve rim kalınlığı için hafifletilmiş çelik dişlilerden daha rijit olduğu görülmektedir. Bu esasen beklenen bir sonuçtur. Bu durum hafifletilmiş çelik dişlilerin hibrit dişlilere göre tek diş rijitliklerinin çok düşük olması sebebiyle oluşmaktadır. Kavrama rijitliği açısından rim

kalınlığı çok etkili bir parametre olarak görülmektedir. Rim kalınlığı 0,5xm den 2xm' e çıkarıldığında her bir süren taraf kavrama açısı değeri için kavrama rijitliği yaklaşık %65 oranında artmaktadır.

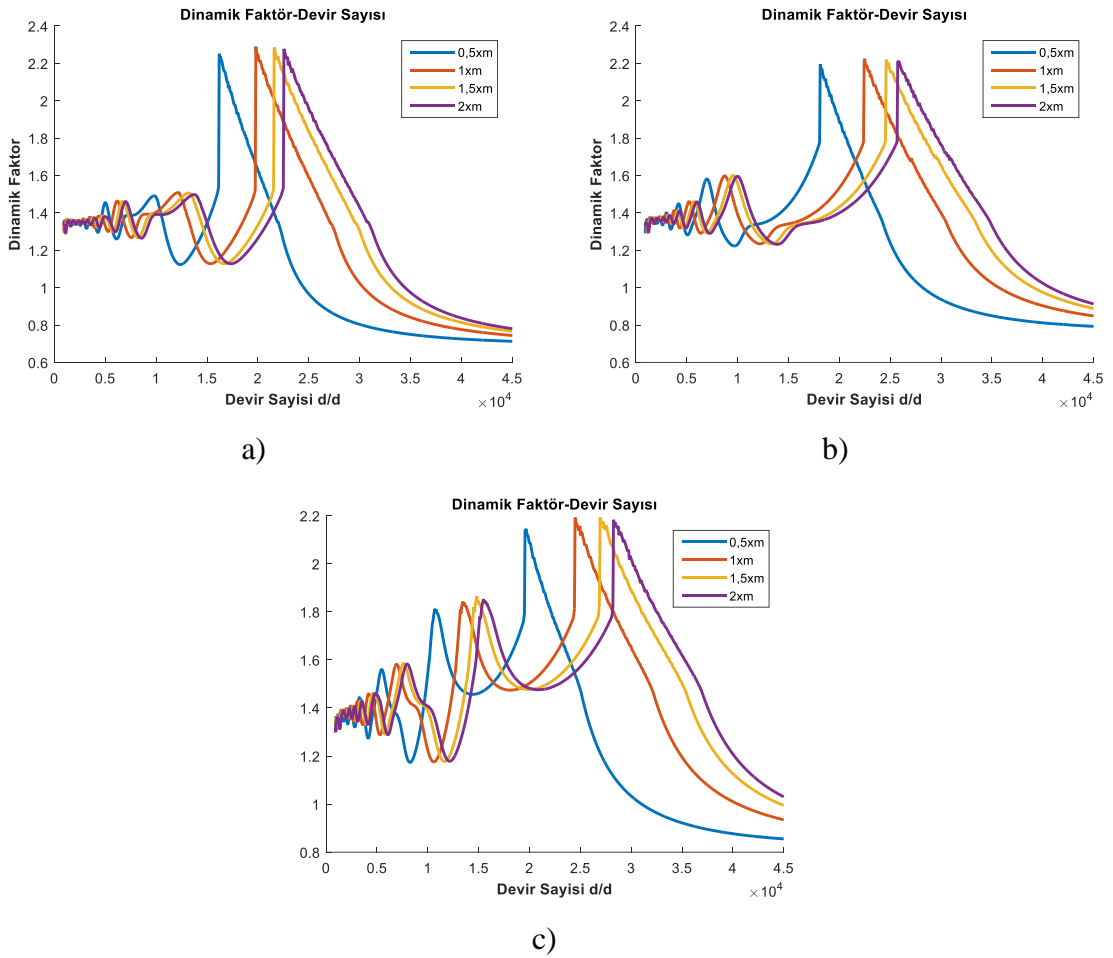
4.9. Rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının dinamik faktöre etkileri

Bu kısımda hibrit ve hafifletilmiş çelik dişlilerde rim kalınlığı ve süren taraf kavrama açılarının dinamik faktör üzerine etkileri Materyal ve Yöntem kısmında bahsedilen metotla Eş. (3.94) ün çözümü ile elde edilmiştir. Şekil 4.30' da hibrit dişlilerde farklı süren taraf kavrama açılarının dinamik faktöre etkileri gösterilmiştir.



Şekil 4.30. Hibrit dişlilerde süren taraf kavrama açısının dinamik faktöre etkileri; a) $\alpha_d - \alpha_c: 20-20^\circ$, b) $\alpha_d - \alpha_c: 25-20^\circ$, c) $\alpha_d - \alpha_c: 30-20^\circ$

Şekil 4.30 incelendiğinde rim kalınlığının dinamik faktör üzerine belirgin bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Farklılıklar çok küçük olmakla birlikte sadece rezonans devir sayıları için görülmektedir. 20° süren taraf kavrama açısında $0.5x_m$ rim kalınlığı için 2. Rezonans devri yaklaşık 26000 d/d 'da iken $2x_m$ de bu değer yaklaşık 28000 d/d olmaktadır. Bunun yansıra süren taraf kavrama açısı arttıkça genel rezonans bölgesi yüksek devir sayılarına ötelenmektedir. 20° de 1. Rezonans bölgesi 5000 ile 10000 devir arasında iken bu değer 30° de 20000 devir dolaylarındadır. Esasen bu durum kavrama oranının kavrama açısına bağlı olarak azalmasının sonuçları arasında gösterilebilir. Şekil 4.31' de hafifletilmiş çelik dişlilerde farklı süren taraf kavrama açılarının dinamik faktöre etkileri gösterilmiştir.

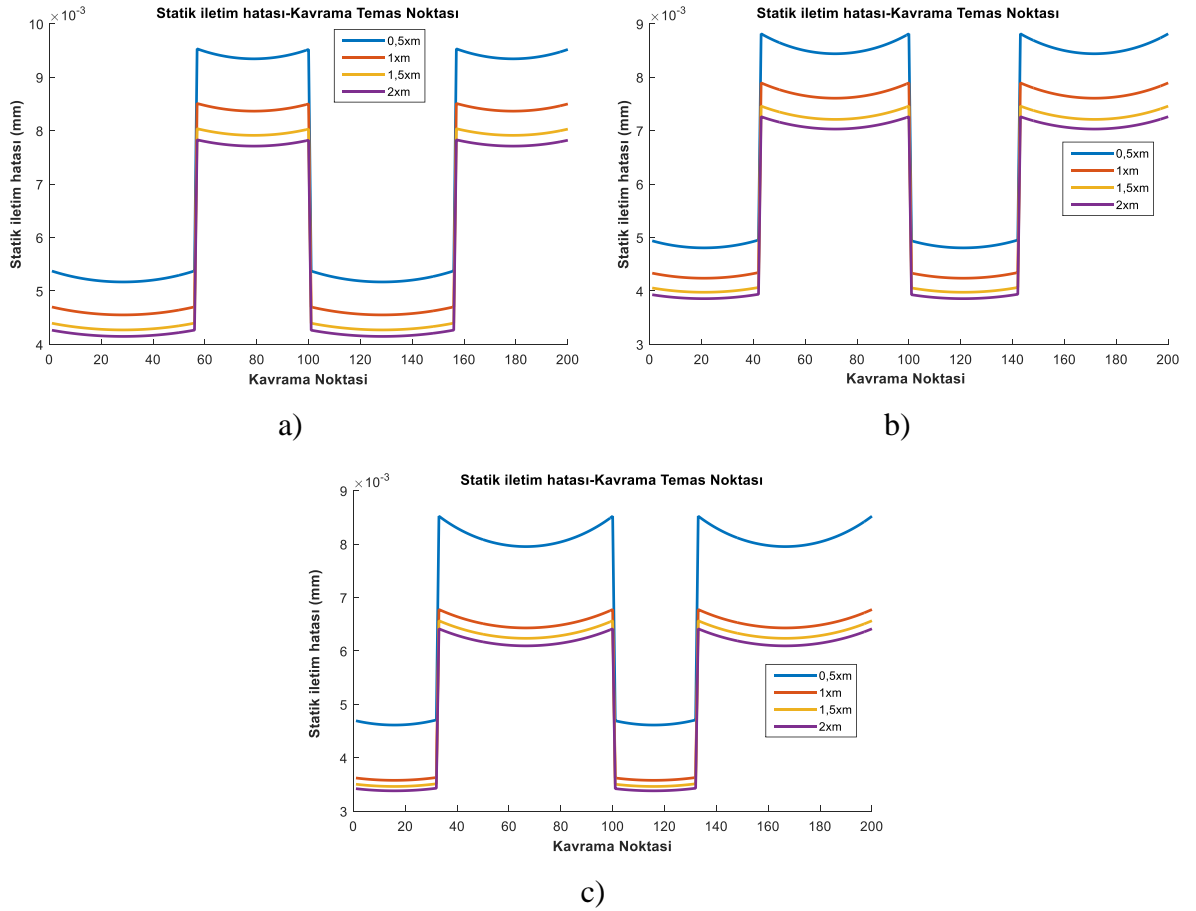


Şekil 4.31. Hafifletilmiş çelik dişlilerde süren taraf kavrama açısının dinamik faktöre etkileri; a) $\alpha_d-\alpha_c:20-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25-20^\circ$, c) $\alpha_d-\alpha_c:30-20^\circ$

Şekle göre rijitlik ve ağırlık arttıkça rezonans bölgesi yüksek devir sayılarına ötelenmekle beraber maksimum dinamik faktör değeri yakın kalmaktadır. Hibrit dişlilerde olduğu gibi süren taraf kavrama açısı arttıkça maksimum dinamik faktör de artış göstermektedir. Hibrit dişlilere göre farklı rim kalınlıklarında rezonans bölgeleri bir miktar daha farklılık göstermektedir. Bunun yanı sıra hibrit ve hafifletilmiş çelik dişli çarklarda maksimum dinamik faktör değeri birbirine oldukça yakındır. 1. Rezonans bölgesinde bu değer 20° için yaklaşık 1,46 iken, 30° derece için 1,8 olmaktadır.

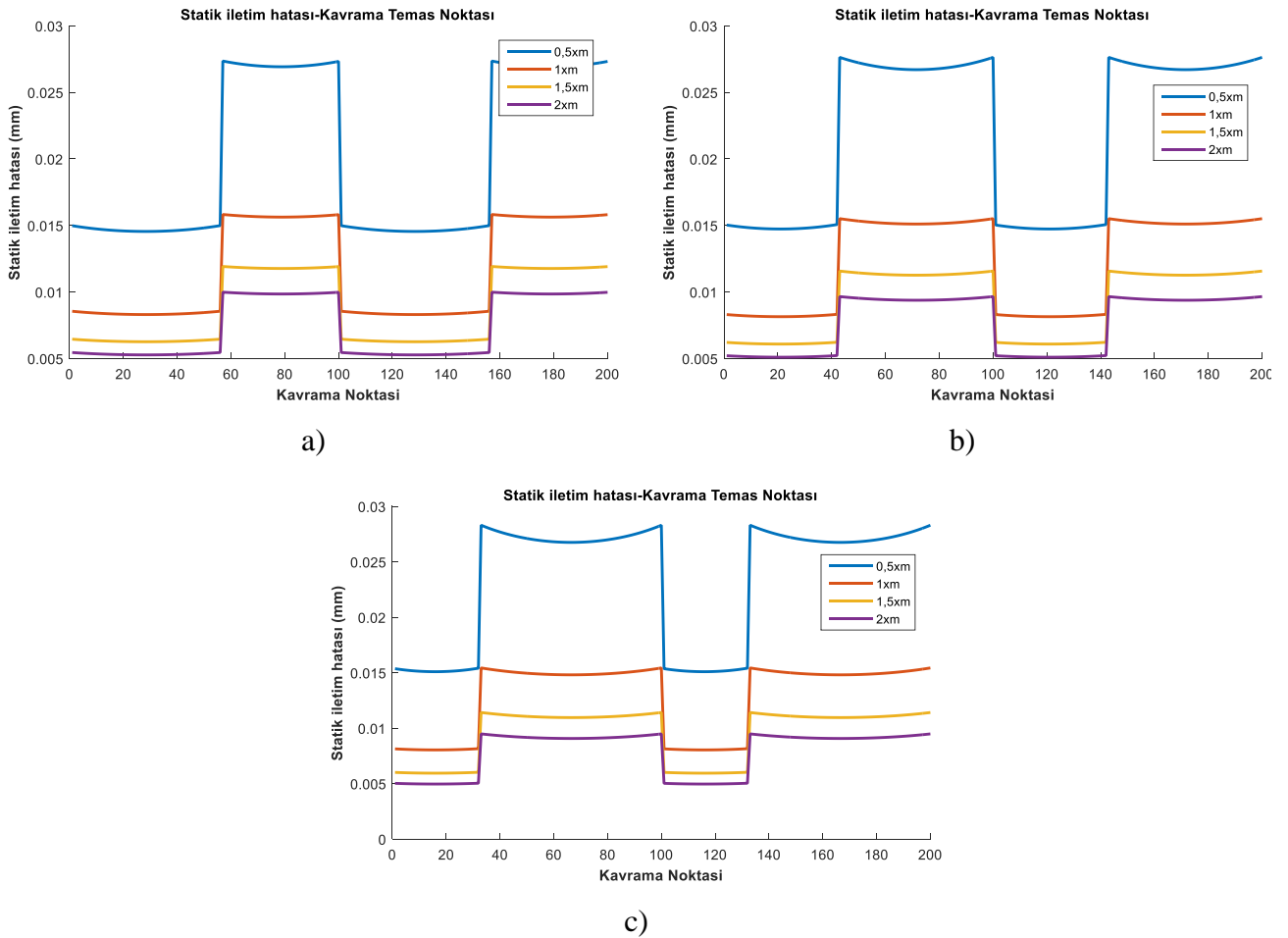
4.10. Rim kalınlığının ve süren taraf kavrama açısının statik iletim hatasına etkileri

Bu kısımda hibrit ve hafifletilmiş çelik dişlilerde rim kalınlığı ve süren taraf kavrama açılarının statik iletim hataları üzerine etkileri Materyal ve Yöntem kısmında bahsedilen metotla Eş. (3.93) ün çözümü ile elde edilmiştir.



Şekil 4. 32. Hibrit dişlilerde süren taraf kavrama açısının statik iletim hatası üzerine etkileri; a) $\alpha_d - \alpha_c: 20-20^\circ$, b) $\alpha_d - \alpha_c: 25-20^\circ$, c) $\alpha_d - \alpha_c: 30-20^\circ$

Şekil 4.32 incelendiğinde hibrit dişlilerdeki rim kalınlığının artması ile statik iletim hatalarının farklı süren taraf kavrama açıları için azaldığı görülmektedir. Bunun yanı sıra süren taraf kavrama açısı arttıkça tek diş temas bölgesinin genişliği artmaktadır. Bunun sebebi kavrama oranının düşmesidir. Yine aynı rim kalınlığı için süren taraf kavrama açısının artması tek diş bölgesindeki maksimum statik iletim hatasını azalmaktadır. 20° de süren taraf kavrama açısı ve 0,5xm rim kalınlığı için maksimum statik iletim hatası yaklaşık olarak $9,5 \mu\text{m}$ iken bu değer 30° de $8,5 \mu\text{m}$ olmaktadır. 2xm rim kalınlığında ise bu değerler sırasıyla $7,7 \mu\text{m}$ ve $6,4 \mu\text{m}$ olmaktadır. Rim kalınlığının etkisi 0,5xm de oldukça belirginken bu etki 20° ve 25° süren taraf kavrama açısı için 1,5xm den sonra, 30° de ise 1xm den sonra oldukça azalmaktadır. Şekil 4.33' de farklı rim kalınlıklarına sahip hafifletilmiş çelik dişlilerde süren taraf kavrama açısının statik iletim hatalarına etkisi verilmektedir.



Şekil 4.33. Hafifletilmiş çelik dişlilerde süren taraf kavrama açısının statik iletim hatası üzerine etkileri; a) $\alpha_d-\alpha_c:20^\circ-20^\circ$, b) $\alpha_d-\alpha_c:25^\circ-20^\circ$, c) $\alpha_d-\alpha_c:30^\circ-20^\circ$

Şekil incelendiğinde incelenen rim kalınlıkları için süren taraf kavrama açısının maksimum statik iletim hata değerine etkisinin oldukça düşük olduğu görülmektedir. Süren taraf kavrama açısının artması kavrama oranını düşürdüğü için tek diş temas bölgesindeki statik iletim hatanın olduğu bölge artış göstermektedir. Hibrit dişli çarklar ile kıyaslandığında statik iletim hatalarının oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Hafifletilmiş çelik dişli çarklarda ortalama 25µm olan maksimum statik iletim hatası, hibrit dişlilerde 8-9µm arasında değişim göstermektedir. Hibrit dişlilerde aynı rim kalınlığı ve ağırlık için statik iletim hatalarının 3 kat kadar iyileştiği gözlemlenmektedir.

5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında farklı rim kalınlıkları ve farklı süren taraf kavrama açılarına sahip hibrit dişli çarkların diş dibi gerilmeleri, bağlantı bölgesi gerilmeleri, rijitlikleri ile dinamik davranışları incelenmiş ve bunlar çelik ve hibrit dişli ile aynı parametrelere ve ağırlığa sahip hafifletilmiş çelik dişlilerle karşılaştırılmıştır.

Öncelikle hibrit, hafifletilmiş çelik ve çelik dişlilerin tasarımları matematiksel olarak ifade edilmiş daha sonra bu ifadeler MATLAB ortamında programlanarak dişli çarkın bir dişine ait noktaların koordinatları. asc uzantılı bir Notepad dosyasına yazdırılmıştır. Bu dosya daha sonra CATIA programına okutulmuş ve dişlilerin 3B tasarımları elde edilmiştir. Elde edilen bu tasarımlar sonlu elemanlar analizinin modellerini oluşturmuştur.

Sonlu elemanlar analizi iki kısma ayrılmıştır; diş dibi ve bağlantı bölgesi gerilme analizleri ile diş deformasyon analizleridir. Gerilme analizinde çelik ve kompozit arasındaki yapıştırıcı birleştirme bölgesi KBS ile modellenmiştir. Deformasyon analizinde ise yapıştırıcı bölgesi fiziksel bir katman olarak tasarlanmıştır. Elde edilen deformasyon değerleri kullanılarak dişlilerin tek diş rijitlikleri elde edilmiştir. Gerilme analizinden elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

- Rim kalınlığı arttıkça diş dibi gerilmeleri düşmektedir, bununla beraber bu düşüş 1,5xm rim kalınlığından sonra önemli ölçüde azalmaktadır.
- Rim kalınlığının bağlantı bölgesi gerilmelerine etkisi diş dibi gerilmelerine etkisine göre oldukça yüksektir. Artan rim kalınlığına bağlı olarak bağlantı bölgesi gerilmeleri düzenli bir artımla düşmektedir.
- Rim kalınlığının bağlantı bölgesi normal gerilmelerine etkisi kayma gerilmelerine etkisine göre daha yüksektir. Rim kalınlığı 0,5xm den 2xm değerine çıkarıldığında normal gerilmeler yaklaşık %80 civarında düşerken bu oran kayma gerilmelerinde %65 düzeyinde kalmaktadır.
- Artan süren taraf kavrama açısı 20° den 25° ye çıkarıldığında diş dibi gerilmeleri aynı moment aktarımında %5, 30° ye çıkarıldığında ise yaklaşık %9 oranında düşmektedir.

- Aynı rim kalınlığı için artan süren taraf kavrama açıları bağlantı bölgesi normal gerilmelerini azaltmaktadır. Bununla beraber bu etki normal gerilmeler için oldukça düşük kalmaktadır. Süren taraf kavrama açısı 25° ye çıkarıldığında normal gerilmeler %2,5 düşerken, bu oran 30° için %3,5 olmaktadır.
- Aynı rim kalınlığı için artan süren taraf kavrama açıları bağlantı bölgesi kayma gerilmelerini arttırmaktadır. Süren taraf kavrama açısı 25° ye çıkarıldığında kayma gerilmeleri %6 artarken, bu oran 30° için %13 olmaktadır.
- Hafifletilmiş çelik dişli çarklarda diş dibi gerilmeleri verilen rim kalınlıklarına göre lineer olmayan bir dağılım göstermektedir. Buna göre en düşük diş dibi gerilmeleri 1xm rim kalınlığında elde edilmiştir.
- Hafifletilmiş çelik dişlilerde göbek bölgesindeki gerilemeler ise geometrik süreksizliklerden ötürü diş dibi gerilmelerinden oldukça yüksek çıkmaktadır.
- Genel olarak bakıldığında gerilme açısından hibrit dişlilerin daha avantajlı olduğu sonucu elde edilmiştir.

Tek diş rijitliklerinden faydalanarak kavrama rijitlikleri hesaplanmıştır. Dişli ağırlıkları da CATIA programının bir modülü ile hesaplanmış, bunlar dinamik analizin girdileri olmuştur. Rijitlik verilerinden elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

- Artan rim kalınlığı ile tek diş rijitlikleri ve kavrama rijitlikleri artmaktadır. Tüm süren taraf kavrama açıları için rim kalınlığı 0,5xm den 2xm değerine çıkarıldığında tek diş rijitliği yaklaşık %20 artmaktadır.
- Artan süren taraf kavrama açısı da tek diş ve kavrama rijitliklerini arttırmaktadır. Süren taraf kavrama açısı 25° ye çıkarıldığında tek diş rijitliği ortalama %5 iken, bu oran 30° de ortalama %30 olmaktadır.
- Süren taraf kavrama açısı 25° ye çıkarıldığında ortalama kavrama rijitliği %12 artarken, bu oran 30° de ortalama %22 olmaktadır.
- Rim kalınlığı 0,5xm den 2xm'e çıkarıldığında kavrama rijitliği $20^\circ, 25^\circ$ ve 30° süren taraf kavrama açıları için sırasıyla %20, %33 ve %40' lık bir artış göstermiştir.

- Hibrit dişlilerde 20° ve 25° süren taraf kavrama açıları için 1,5xm rim kalınlığından sonra rijitlikleri arasındaki fark oldukça azalmaktadır. Bu değer 30° süre taraf kavrama açısı için 1xm dır.
- Standart çelik dişlilerin çift dişli teması bölgesinde kavrama rijitlikleri 2xm rim kalınlığına sahip hibrit dişliye göre yaklaşık %35 daha yüksektir.
- Hafifletilmiş çelik dişli çarklarda süren taraf kavrama açısı 20° den 30° ye çıkarıldığında kavrama rijitliği %10 oranında artmaktadır.
- Kavrama rijitliklerine rim kalınlığı etkisi hafifletilmiş çelik dişlilerde hibrit dişlilere göre daha yüksektir. Rim kalınlığı 0,5xm değerinden 2xm değerine çıkarıldığında ortalama kavrama rijitliği ortalama %65 artmaktadır.

Hibrit dişlilerin dinamik davranışını belirleyebilmek için iki serbestlik dereceli dinamik model kullanılmıştır. Farklı rim kalınlıkları ve süren taraf kavrama açıları için dinamik faktör ve statik iletim hatası sonuçları aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Artan rim kalınlığının dinamik faktör üzerine önemli bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Rezonans bölgelerinin yerinin ise bir miktar değiştiği gözlenmiştir.
- Artan süren taraf kavrama açılarının dinamik faktörü arttırdığı görülmüştür. 1.rezonans bölgesinde 20° süren taraf kavrama açısında dinamik faktör yaklaşık 1,45 civarındayken 30° süren taraf kavrama açısında dinamik faktör yaklaşık 1,8 olmaktadır.
- Benzer sonuçlar hafifletilmiş çelik dişliler için de geçerlidir.
- Rim kalınlığı ve süren taraf kavrama açıları arttıkça statik iletim hataları düşmektedir.
- Hibrit dişlilerde 20° de süren taraf kavrama açısı ve 0,5xm rim kalınlığı için maksimum statik iletim hatası yaklaşık olarak $9,5 \mu\text{m}$ iken bu değer 30° de $8,5 \mu\text{m}$ olmaktadır. 2xm rim kalınlığında ise bu değerler sırasıyla $7,7 \mu\text{m}$ ve $6,4 \mu\text{m}$ olmaktadır.

- Farklı rim kalınlıklarında hafifletilmiş elik dişlilerde statik iletim hatası ortalama 25 µm civarındayken, bu değer hibrit dişlilerde 8-9µm civarında değişmektedir.

Bu tez çalışmasının devamı olarak farklı rim kalınlıklarına sahip hibrit dişli çarkların prototip imalinin gerçekleştirilip yorulma deneylerinin yapılması planlanmaktadır. Bunun yanı sıra farklı birleştirme bölgesi tasarımlarının ve farklı konstrüksiyona sahip hibrit dişlilerde geometrinin gerilme ve rijitlik üzerine etkilerinin deneysel incelenmesi öngörülmektedir. Diğer yandan diş bölgesinin de kompozit malzemedен üretebilmenin metotlarının araştırılması düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Akpolat, A. 2018.** Reduction of tooth root bending stresses in gears generated by symmetric cutter with asymmetric tip radii. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33(2):, 713–727. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.416479>
- Al-Mosawe, A., Al-Mahaidi, R., Zhao, X. L. 2015.** Effect of CFRP properties, on the bond characteristics between steel and CFRP laminate under quasi-static loading. *Construction and Building Materials*, 98:, 489–501. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2015.08.130>
- Anyfantis, K. N. 2012.** Analysis and Design of Composite-to-Metal Adhesively Bonded Joints-PhD thesis.
- Babalık, F., Çavdar, K. 2019.** Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Bursa, : Dora Yayınevi.
- Bibel, G. D., Reddy, S. K., Savage, M., Handschuh, R. F. 1994.** Effects of rim thickness on spur gear bending stress. *Journal of Mechanical Design*, Transactions of the ASME. <https://doi.org/10.1115/1.2919500>
- Bogetti, T., Hoppel, C., Drysdale, W. 1995.** Three-dimensional effective property and strength prediction of thick laminated composite media, Army Research Lab. Technical Report.
- Brown, B. F. W., Davidson, S. R., Hanes, D. B., Weires, D. J., Brown, F. W., Davidson, S. R., Hanes, D. B., Weires, D. J., Company, T. B., Kapelevich, A., Gears, A. K. 2010.** Analysis and Testing of Gears with Asymmetric Involute Tooth Form and Optimized Fillet Form for Potential Application in Helicopter Main Drives Analysis and Testing of Gears with Asymmetric Involute Tooth Form and Optimized Fillet Form for Potential Appli. AGMA Technical Paper.
- Çalışkan, U., Apalak, M. K., Aslan, K. 2015.** Yapıştırıcı ile Birleştirilmiş Sandviç T Tipi Bağlantıların Düşük Hızlı Darbe Davranışı. 19. Ulusal Mekanik Kongresi : 19. Ulusal Mekanik Kongresi, , 292–301.
- Campilho, R. D. S. G., Fernandes, T. A. B. 2015.** Comparative Evaluation of Single-lap Joints Bonded with Different Adhesives by Cohesive Zone Modelling. *Procedia Engineering*, 114(September):, 102–109. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.08.047>
- Catera, Mundo, D., Treviso, A., Gagliardi, F., Visrolia, A. 2018.** On the Design and Simulation of Hybrid Metal-Composite Gears. *Applied Composite Materials*. <https://doi.org/10.1007/s10443-018-9753-6>
- Catera, P. G., Mundo, D., Gagliardi, F., Treviso, A. 2020.** A comparative analysis of adhesive bonding and interference fitting as joining technologies for hybrid metal-composite gear manufacturing. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*. <https://doi.org/10.1007/s12008-020-00647-y>

- Catera, P., Gagliardi, F., Mundo, D., De Napoli, L., Matveeva, A., Farkas, L. 2017a.** Multi-scale modeling of triaxial braided composites for FE-based modal analysis of hybrid metal-composite gears. *Composite Structures*, 182(August):, 116–123. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2017.09.017>
- Catera, P., Gagliardi, F., Mundo, D., De Napoli, L., Matveeva, A., Farkas, L. 2017b.** Multi-scale modeling of triaxial braided composites for FE-based modal analysis of hybrid metal-composite gears. *Composite Structures*, 182(August):, 116–123. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2017.09.017>
- Cavdar, K., Karpat, F., Babalik, F. C. 2005.** Computer Aided Analysis of Bending Strength of Involute Spur Gears with Asymmetric Profile. *Journal of Mechanical Design*, 127(3):, 477. <https://doi.org/10.1115/1.1866158>
- Chamis, C. C. 1984.** Mechanics of Composite Materials : Past , Present , and Future.
- Chavdar, B., Goldstein, R., Ferguson, L. 2015.** Hot Hydroforming of Lightweight Bimaterial Gears and Hollow Products Hot Hydroforming of Lightweight Bimaterial Gears and Hollow Products. 23rd IFHTSE Congress : 23rd IFHTSE Congress, , 18–22.
- Cho, S. K., Kim, H. J., Chang, S. H. 2011.** The application of polymer composites to the table-top machine tool components for higher stiffness and reduced weight. *Composite Structures*, 93(2):, 492–501. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2010.08.030>
- Chou, P. C., Carleone, J., Hsu, C. M. 1972.** Elastic Constants of Layered Media. *Journal of Composite Materials*, 6(1):, 80–93. <https://doi.org/10.1177/002199837200600107>
- Contartese, N., Catera, P. G., Mundo, D. 2019.** Static mesh stiffness decomposition in hybrid metal-composite spur gears. *Advances in Mechanism and Machine Science : Advances in Mechanism and Machine Science (C. 73)*, Springer International Publishing: , 977–985. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-20131-9>
- Cooley, C. G., Liu, C., Dai, X., Parker, R. G. 2016.** Gear tooth mesh stiffness: A comparison of calculation approaches. *Mechanism and Machine Theory*, 105:, 540–553. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.07.021>
- Costopoulos, T., Spitas, V. 2009.** Reduction of gear fillet stresses by using one-sided involute asymmetric teeth. *Mechanism and Machine Theory*, 44(8):. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2008.12.002>
- Coy, J. J., Chao, C. H. 1982.** A Method of Selecting Grid Size to Account for Hertz Deformation in Finite Element Analysis of Spur Gears. *Journal of Mechanical Design*, 104:, 759–764. <https://doi.org/10.1115/1.3256429>
- Deng, G., Nakanishi, T., Inoue, K. 2003.** Bending Load Capacity Enhancement Using an Asymmetric Tooth Profile. *JSME International Journal Series C*, 46(3):, 1171–1177. <https://doi.org/10.1299/jsmec.46.1171>

Doğan, O., Karpaz, F. 2018. Temel Dişli Tasarım Parametrelerinin Tek Diş Ve Kavrama Rijitliğine Etkisinin Sonlu Elemanlar Metodu ile İncelenmesi. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 23(3):, 381–402. <https://doi.org/10.17482/uumfd.477634>

Doğan, O., Karpaz, F. 2019. Crack detection for spur gears with asymmetric teeth based on the dynamic transmission error. *Mechanism and Machine Theory*, 133:, 417–431. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.11.026>

Doğan, O., Karpaz, F., Kopmaz, O., Ekwaro-Osire, S. 2020. Influences of gear design parameters on dynamic tooth loads and time-varying mesh stiffness of involute spur gears. *Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences*, 45:. <https://doi.org/10.1007/s12046-020-01488-x>

Doğan, O., Yılmaz, T. G., Karpaz, F. 2018a. Stress analysis of involute spur gears with different parameters by finite element and graphical method. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33(4):, 1493–1504. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.416445>

Doğan, O., Yılmaz, T. G., Karpaz, F. 2018b. Stress analysis of involute spur gears with different parameters by finite element and graphical method. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.416445>

Dong, P., Zuo, S., Du, S., Tenberge, P., Wang, S., Xu, X., Wang, X. 2020. Optimum design of the tooth root profile for improving bending capacity. *Mechanism and Machine Theory*, 151:. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103910>

Fetvacı, C., Imrak, E. 2008. Mathematical model of a spur gear with asymmetric involute teeth and its cutting simulation. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 36(1):, 34–46. <https://doi.org/10.1080/15397730701735731>

Fetvacı, C. 2020. Dişli Çarklar, Lisansüstü Ders Notları, İstanbul.

Gauntt, S., Campbell, R., McIntyre, S. 2019. Design optimization of a hybrid spur gear. The Vertical Flight Society - Forum 75: The Future of Vertical Flight - Proceedings of the 75th Annual Forum and Technology Display : The Vertical Flight Society - Forum 75: The Future of Vertical Flight - Proceedings of the 75th Annual Forum and Technology Display.

Gauntt, S. M., Campbell, R. L. 2019. Characterization of a hybrid (Steel-composite) gear with various composite materials and layups. AIAA Scitech 2019 Forum : AIAA Scitech 2019 Forum. <https://doi.org/10.2514/6.2019-0146>

Handschuh, R. F., Laberge, K. E., Deluca, S., Pelagalli, R. 2014. Vibration and Operational Characteristics of a Composite-Steel (Hybrid) Gear - NASA/TM—2014-216646.

Handschuh, R., Roberts, G. D., Sinnamon, R., Stringer, D., Dykas, B., Kohlman, L.

2012. Hybrid gear preliminary results - Application of composites to dynamic mechanical components. Annual Forum Proceedings - AHS International : Annual Forum Proceedings - AHS International (C. 4), , 2356–2366.

He, J., Xian, G., Zhang, Y. X. 2021. Numerical modelling of bond behaviour between steel and CFRP laminates with a ductile adhesive. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 104:.. <https://doi.org/10.1016/j.ijadhadh.2020.102753>

He, R., Tenberge, P., Xu, X., Li, H., Uelpenich, R., Dong, P., Wang, S. 2021. Study on the optimum standard parameters of hob optimization for reducing gear tooth root stress. *Mechanism and Machine Theory*, 156:.. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104128>

Hou, L., Lei, Y., Fu, Y., Hu, J. 2020. Effects of lightweight gear blank on noise, vibration and harshness for electric drive system in electric vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. <https://doi.org/10.1177/1464419320915006>

Karpat, F., Dogan, O., Yuce, C., Ekwaro-Osire, S. 2017. An improved numerical method for the mesh stiffness calculation of spur gears with asymmetric teeth on dynamic load analysis. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(8):, 1–12. <https://doi.org/10.1177/1687814017721856>

Karpat, F., Ekwaro-Osire, S., Cavdar, K., Babalik, F. C. 2008. Dynamic analysis of involute spur gears with asymmetric teeth. *International Journal of Mechanical Sciences*, 50(12):, 1598–1610. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2008.10.004>

Karpat, F., Yilmaz, T. G., Dogan, O., Kalay, O. 2019. Stress and Mesh Stiffness Evaluation of Bimaterial Spur Gears. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE) : ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE). <https://doi.org/10.1115/IMECE2019-11554>

Karpat, F., Yuce, C., Doğan, O. 2020. Experimental measurement and numerical validation of single tooth stiffness for involute spur gears. *Measurement*, 150:.. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.107043>

Khoramishad, H., Hamzenezad, M., Ashofteh, R. S. 2016. Characterizing cohesive zone model using a mixed-mode direct method. *Engineering Fracture Mechanics*, 153:, 175–189. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2015.10.045>

Kim, H., Kim, C., Kim, S., Kim, B., Lim, C. 2019. Novel Steel and Aramid/Phenol Composite Gear for a Transmission with Optimum Design and FEM Vibration Analysis. *International Journal of Automotive Technology*, 20(4):, 749–754. <https://doi.org/10.1007/s12239>

Kuang, J. H., Lin, A. D. 2001. The Effect of Tooth Wear on the Vibration Spectrum of a Spur Gear Pair. *Journal of Vibration and Acoustics*, 123(3):, 311. <https://doi.org/10.1115/1.1379371>

LaBerge, K. E., Berkebile, S. P., Handschuh, R. F., Roberts, G. D. 2017. Hybrid gear performance under loss-of-lubrication conditions. *Annual Forum Proceedings - AHS International : Annual Forum Proceedings - AHS International*, , 2250–2256.

Laberge, K. E., Handschuh, R. F., Roberts, G., Thorp, S. 2016. Performance investigation of a full-scale hybrid composite bull gear. *Annual Forum Proceedings - AHS International : Annual Forum Proceedings - AHS International*.

Li, S. 2012. Contact stress and root stress analyses of thin-rimmed spur gears with inclined webs. *Journal of Mechanical Design*, Transactions of the ASME, 134(5):. <https://doi.org/10.1115/1.4006324>

Liang, X., Zhang, H., Liu, L., Zuo, M. J. 2016. The influence of tooth pitting on the mesh stiffness of a pair of external spur gears. *Mechanism and Machine Theory*, 106:, 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.08.005>

Liang, X., Zuo, M. J., Patel, T. H. 2014. Evaluating the time-varying mesh stiffness of a planetary gear set using the potential energy method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 228(3):, 535–547. <https://doi.org/10.1177/0954406213486734>

Lisle, T. J., Shaw, B. A., Frazer, R. C. 2017. External spur gear root bending stress: A comparison of ISO 6336:2006, AGMA 2101-D04, ANSYS finite element analysis and strain gauge techniques. *Mechanism and Machine Theory*, 111:, 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.01.006>

Litvin, F., Fuentes, A. 2004. *Gear Geometry and Applied Theory*, Cambridge University Press.

Masuyama, T., Miyazaki, N. 2016. Evaluation of load capacity of gears with an asymmetric tooth profile. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, 11(1):. <https://doi.org/10.1186/s40712-016-0064-0>

Mo, S., Ma, S., Jin, G. 2018. Research on composite bending stress of asymmetric gear in consideration of friction. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 233(8):. <https://doi.org/10.1177/0954406218797975>

Munro, R. G., Palmer, D., Morrish, L. 2001. An experimental method to measure gear tooth stiffness throughout and beyond the path of contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. <https://doi.org/10.1243/0954406011524153>

Mura, A., Curà, F., Pasculli, L. 2018. Optimisation methodology for lightweight gears to be produced by additive manufacturing techniques. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 232(19):, 3512–3523. <https://doi.org/10.1177/0954406217737107>

Pedersen, N. L. 2009. Reducing bending stress in external spur gear, by redesign of the

standard cutting tool. *Structural and Multidisciplinary Optimization*.
<https://doi.org/10.1007/s00158-008-0289-5>

Pedersen, N. L. 2010. Improving bending stress in spur gears using asymmetric gears and shape optimization. *Mechanism and Machine Theory*.
<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2010.06.004>

Politis 2013. Process Development for Forging Lightweight Multi-Material Gears-PhD Thesis, Imperial College.

Politis, D. J., Lin, J., Dean, T. A., Balint, D. S. 2014. An investigation into the forging of Bi-metal gears. *Journal of Materials Processing Technology*, 214(11):, 2248–2260.
<https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2014.04.020>

Politis, D., Lin, J., Dean, T. A. 2012. Investigation of Material Flow in Forging Bi-metal Components. *Steel Research International*, (August 2015):, 231–234.

Politis, D., Politis, N. J., Lin, J., Dean, T. A., Balint, D. S. 2018. An analysis of the tooth stress distribution of forged bi-metallic gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 232(1):, 124–139. <https://doi.org/10.1177/0954406216675638>

Prabhu Sekar, R., Muthuveerappan, G. 2015. Estimation of tooth form factor for normal contact ratio asymmetric spur gear tooth. *Mechanism and Machine Theory*, 90:, 187–218. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.03.019>

Ramadani, R., Belsak, A., Kegl, M., Predan, J., Pehan, S. 2018. Topology Optimization Based Design of Lightweight And Low Vibration Gear Bodies. *International Journal of Simulation Modelling*, 17(1):, 92–104.
[https://doi.org/10.2507/IJSIMM17\(1\)419](https://doi.org/10.2507/IJSIMM17(1)419)

Senthil Kumar, V., Muni, D. V., Muthuveerappan, G. 2008. Optimization of asymmetric spur gear drives to improve the bending load capacity. *Mechanism and Machine Theory*, 43(7):. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2007.06.006>

Shokrian, M. D., Shelesh-Nezhad, K., Soudmand, B. H. 2016. 3D FE analysis of tensile behavior for co-PP/SGF composite by considering interfacial debonding using CZM. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 35(5):, 365–374.
<https://doi.org/10.1177/0731684415622820>

Shweiki, S., Palermo, A., Mundo, D. 2017. A Study on the Dynamic behaviour of Lightweight Gears. *Shock and Vibration*, 2017:.

Sim, E., Kim, C., Kwak, K. S., Kim, B. 2020. Optimum interface shape and vibration test for a new transmission helical gear composed of steel and aramid/phenol composite. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 34(4):, 1629–1634.
<https://doi.org/10.1007/s12206-020-0325-y>

Spitas, C., Spitas, V. 2007. A FEM study of the bending strength of circular fillet gear

teeth compared to trochoidal fillets produced with enlarged cutter tip radius. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 35(1):. <https://doi.org/10.1080/15397730601182802>

Temiz, V. 2020. Makine Elemanları II-Dişli Çarklar, Ders Notları, İstanbul.

Thomas, B., Sankaranarayananasamy, K., Ramachandra, S., Suresh Kumar, S. 2018. Search method applied for gear tooth bending stress prediction in normal contact ratio asymmetric spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 232(24):, 4647–4663. <https://doi.org/10.1177/0954406217753235>

Toso, A., Heirman, G. 2017. On The Effect of Lightweight Gear Blank Topology on Transmission Dynamics. ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference : ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, , 1–7.

Vullo, V. 2020. Gears: General Concepts, Definitions and Some Basic Quantities. , Springer. https://doi.org/10.1007/978-3-030-36502-8_1

Wei, K., Chen, Y., Li, M., Yang, X. 2018. Strength and Failure Mechanism of Composite-Steel Adhesive Bond Single Lap Joints. <https://doi.org/10.1155/2018/5810180>

Wen, Q., Du, Q., Zhai, X. 2018. A new analytical model to calculate the maximum tooth root stress and critical section location of spur gear. *Mechanism and Machine Theory*, 128:, 275–286. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.05.012>

Wu, P., Wang, B., Lin, J., Zuo, B., Li, Z., Zhou, J. 2017. Investigation on metal flow and forming load of bi-metal gear hot forging process. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 88(9–12):, 2835–2847. <https://doi.org/10.1007/s00170-016-8973-x>

Yilmaz, T. G., Doğan, O., Yüce, C., Karpaz, F. 2017. Improvement of loading capacity of internal spur gear with using asymmetric trochoid profile. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE) : ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE) (C. 11). <https://doi.org/10.1115/IMECE2017-71009>

Yılmaz, T., Doğan, O., Karpaz, F. 2019. A comparative numerical study of forged bi-metal gears: Bending strength and dynamic response. *Mechanism and Machine Theory*, 141:, 117–135. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.07.007>

Yılmaz, T. G., Karpaz, F. 2018. Influence of Root Geometry on Bending Stress for Involute Spur Gears. Proceedings of the 4th World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering : Proceedings of the 4th World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering. <https://doi.org/10.11159/icmie18.124>

Yılmaz, T., Karpaz, F. 2019. Çift Metalli Dişlilerin Sonlu Elemanlar Gerilme ve Modal Analizi. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 24(3):, 339–346. <https://doi.org/10.17482/uumfd.595169>

Zor, M. 2018. Kompozit Malzeme Mekaniği Ders Notları, Lisansüstü Ders Notları, İzmir.

Zou, T., Shaker, M., Angeles, J., Morozov, A. 2017. An innovative tooth root profile for spur gears and its effect on service life. *Meccanica*, 52(8):, 1825–1841. <https://doi.org/10.1007/s11012-016-0519-7>

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Tufan Gürkan Yılmaz
Doğum Yeri ve Tarihi : Yenişehir / 18.09.1989
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Şükrü Şankaya Anadolu Lisesi, 2007
Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi, 2012
Yüksek Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi, 2015

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Major SKT Oto Donanım A.Ş.
01.2013-12.2013
: Bursa Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü
12.2013-Devam Ediyor.

İletişim (e-posta) : tufanyilmaz@uludag.edu.tr

Yayınları

Alp, N. B., Doğan, O., Yılmaz, T. G., Kalay, O. C., Moussa, A. A., Karpat, F., Khandaker, M., Akdag, G. 2020. Understanding the causes behind coracoid graft osteolysis in latarjet procedure (finite element analysis and comparison of three fixation methods). *Orthopaedics and Traumatology: Surgery and Research*. <https://doi.org/10.1016/j.otsr.2019.11.007>

Doğan, O., Yılmaz, T. G., Karpat, F. 2018. Stress analysis of involute spur gears with different parameters by finite element and graphical method. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33(4):, 1493–1504. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.416445>

Güllü, E., Yılmaz, T. G. 2017. Investigation of surface pressure and elastic deformation on external and internal spur gear. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.322185>

Karpat, F., Yılmaz, T. G., Dogan, O., Kalay, O. 2019. Stress and Mesh Stiffness Evaluation of Bimaterial Spur Gears. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE) : ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE). <https://doi.org/10.1115/IMECE2019-11554>

Yılmaz, T., Doğan, O., Yüce, C., Karpat, F. 2017. Improvement of loading capacity of internal spur gear with using asymmetric trochoid profile. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE) : ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE). <https://doi.org/10.1115/IMECE2017-71009>

Yılmaz, T., Tüfekçi, M., Karpaz, F. 2017. A study of lightweight door hinges of commercial vehicles using aluminum instead of steel for sustainable transportation. *Sustainability (Switzerland)*. <https://doi.org/10.3390/su9101661>

Yılmaz, T. G., Kalay, O., Karpaz, F. 2018. Stress Analysis of Thin Rimmed Asymmetric Spur Gears. *International Journal of Advances on Automotive and Technology*, 2(3):, 143–150. <https://doi.org/10.15659/ijaat.18.09.991>

Yılmaz, T., Karpaz, F. 2018. Influence of root geometry on bending stress for involute spur gears. Proceedings of the World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering : Proceedings of the World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering. <https://doi.org/10.11159/icmie18.124>

Yılmaz, T., Doğan, O., Karpaz, F. 2019. A comparative numerical study of forged bi-metal gears: Bending strength and dynamic response. *Mechanism and Machine Theory*, 141:, 117–135. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.07.007>