

T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANS ÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTÜKSİYON VE İMALAT PROGRAMI

EVOLVENT PROFİL YAPISINDA RİJİT HARMONİK
REDÜKTÖR TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR
ANALİZİ

Recep KARAMAN

Danışman
Doç. Dr. Can ÇİVİ

MANİSA-2024

**RECEP
KARAMAN**

**EVOLVENT PROFİL YAPISINDA
RIJIT HARMONİK REDÜKTÖR TASARIMI VE
SONLU ELEMANLAR ANALİZİ**

2024

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını, tamamen kendi çalışmam olduğunu, her alıntıya kaynak gösterdiğimi, tezin yazımında akademik ve etik kurallara aykırı herhangi bir yapay zekâ ve program kullanmadığımı beyan ederim.

Recep KARAMAN



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Evolverent Profil Yapısında Rijit Harmonik Redüktör Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Analizi

Recep KARAMAN

Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Can ÇİVİ

Güç ve hareket iletim mekanizmalarının en yaygın kullanım alanı bulan kolu olan redüktörler, birçok temel makine sisteminin önemli bir bileşenidir. Makine sistemlerinin bir diğer temel bileşeni olan motor tarafından iletilen momenti arttırmak ya da açısal hızı dolayısıyla dönme devrini azaltmak amacıyla birçok endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılırlar.

Klasik dişli mekanizmalarına göre üstünlükleri olan harmonik redüktörler, piyasada Sikloid (Cyclo) redüktör olarak bilinmekte ve kapladıkları hacme oranla oluşturabildikleri yüksek tahvil oranları, darbesiz çalışması, çalışma ömürleri bakımından ele alındığında ekonomik olması ve kompakt tasarıma sahip olmaları nedeniyle robotik uygulamalar da dahil olmak üzere imalat sanayinde, yaygın bir şekilde kullanım alanına sahiptir.

Bu tez çalışması kapsamında evolverent profil yapısına sahip bilinen klasik üretim yöntemleri ile üretilebilen bir harmonik redüktör tasarımı üzerinde çalışılmıştır. Tezin ilk bölümünde dişli mekanizmaları hakkında bilgiler verilmiştir. Diğer bölümlerde ise dişli tasarımında en yaygın bilgisayar uygulaması olarak kabul edilen KISSsoft programı yardımıyla dişli tasarımları yapılmış ve (contact) dişli temas analizleri ve sonlu eleman analizleri yapılmıştır. KISSsoft programından elde edilen dişli formları SolidWorks CAD programına aktarılarak harmonik redüktörün tasarımı tamamlanmıştır.

Yapılan analizler sonucunda, optimum üretim parametreleri ortaya çıkarılan evolverent profil yapısındaki rijit harmonik redüktörün, 3D eklemeli imalat yöntemiyle imalatı yapılmış ve bu sayede tasarlanan nihai redüktörün illüstrasyonu oluşturularak, nihai üretim öncesinde oluşabilecek sorunlar önceden tespit edilmeye çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Evolverent profil, Redüktör, Harmonik Redüktör, Sonlu Eleman Analizi, Gerilme Analizi

2024, 163 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Design of Rigid Harmonic Gearbox in Evolvent Profile Structure and Finite Element Analysis

Recep KARAMAN

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Education
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Can ÇİVİ

Gearboxes, the most widely used branch of power and motion transmission mechanisms, are an important component of many basic machine systems. They are widely used in many industrial applications to increase the torque transmitted by the motor, another basic component of machine systems, or to reduce the angular velocity and therefore the rotational speed.

Harmonic gearboxes, which have advantages over classical gear mechanisms, are known as Cycloid gearboxes in the market and are widely used in the manufacturing industry, including robotic applications, due to their high bond ratios that they can create compared to the volume they occupy, shock-free operation, economical when considered in terms of working life, and compact design.

Within the scope of this thesis, a harmonic gearbox design with an evolvent profile structure that can be produced by conventional production methods has been studied. In the first part of the thesis, information about gear mechanisms is given. In the other chapters, gear designs were made with the help of KISSsoft program, which is accepted as the most common computer application in gear design, and (contact) gear contact analysis and finite element analysis were performed. The gear forms obtained from Kisoft program were transferred to SolidWorks CAD program and the design of the harmonic gearbox was completed.

As a result of the analyses, the rigid harmonic gearbox in the evolvent profile structure, whose optimum production parameters were revealed, was manufactured by 3D additive manufacturing method, and in this way, an illustration of the designed final gearbox was created and the problems that may occur before the final production were tried to be identified in advance.

Keywords: Evolvent profile, Gearbox, Harmonic Gearbox, Finite Element Analysis, Stress Analysis

2024, 163 pages

ÖNZÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında evolvent profil yapısında rijit harmonik redüktör tasarımı üzerinde çalışılmıştır. İlk bölümde evolvent profil yapısındaki harmonik redüktörler ve sikloidal profil yapısındaki redüktörler ile ilgili literatür çalışmaları incelenmiştir. İkinci bölümde ise redüktör sistemleri hakkında genel bilgiler verilmiştir. Üçüncü bölümde ise harmonik redüktörün hesaplamaları ve KISSsoft programı yardımıyla dişli tasarımları oluşturuldu ve ardından SolidWorks programı kullanılarak redüktörün tasarımı yapılmıştır. Üretimine karar evolvent profil yapısındaki rijit harmonik redüktörün, 3D eklemeli imalat yöntemiyle imalatı yapılmış ve bu sayede tasarlanan nihai redüktörün illüstrasyonu oluşturularak, nihai üretim öncesinde oluşabilecek sorunlar önceden tespit edilmeye çalışılmıştır.

Çalışmamın her aşamasında bana destek olan, bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren, kendisini tanımaktan büyük onur duyduğum danışman hocam Sayın Doç. Dr. Can ÇİVİ'ye teşekkür ederim, tez sürecinde sağlamış olduğu yazılım ve danışmanlık desteklerinden dolayı Onplus Teknoloji Dan. ve Dış Tic. A.Ş'den Makine Mühendisi Sayın Fatma ÇİÇEK Hanım'a teşekkür ederim, Redüktörün tasarım aşamasında verdiği değerli fikirlerinden dolayı Ege Redüktör A.Ş. firma sahibi Makine Mühendisi Sayın İsmail ULÇAY Bey'e teşekkür ederim ve öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen ve hep yanımda olan aileme teşekkürlerimi sunarım.

Recep KARAMAN
Manisa, 2024

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

AGMA	American Gear Manufacturers Association
CAD	Computer Aided Design
CNC	Computer Numerical Control
DIN	Deutsche Industrie Norm
SEM	Sonlu Elemanlar Metodu
ISO	International Organization for Standardization
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
PLA	Polylactic Acid
σ_{F0}	30° teğet temas noktasındaki diş kökü gerilmesi
σ_{F30}	30° teğet temas noktasındaki diş kökü gerilmesi
σ_{Max}	En yüksek strese sahip noktadaki diş kökü gerilmesi
σ_{Min}	En düşük stresin olduğu yerdeki diş kökü gerilmesi (basınç tarafı)
$\sigma_{eğilme}$	Eğilme gerilmesi
σ_{basma}	Basma gerilmesi
σ_{em}	Emniyetli gerilme
m	Modül

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Dalgalı Dişli Mekanizması	1
Şekil 1.2. Dalgalı Dişli Mekanizması Elemanları	2
Şekil 2.1. Bir Makine Sisteminin Temel Bileşenleri.....	7
Şekil 2.2. Dişli Çark Mekanizması	9
Şekil 2.3. Çevrim Oranı	10
Şekil 2.4. Evolvent Eğrisi	11
Şekil 2.5. Sikloid Eğri	12
Şekil 2.6. Episikloid Eğri	12
Şekil 2.7. Hiposikloid Eğri	12
Şekil 2.8. Form Frezeleme Yöntemi	13
Şekil 2.9. Yuvarlanma Metodu Yöntemi	13
Şekil 2.10. Evolvent Dişli Çarkın Boyutları	14
Şekil 2.11. Dişli Mekanizmasında Yuvarlanma Daireleri	15
Şekil 2.12. Profil Kaydırma	15
Şekil 2.13. İç Düz Dişli Mekanizması	17
Şekil 2.14. Düz Dişli Çark Görünümü	19
Şekil 2.15. Helis Dişli Çark Görünümü	19
Şekil 2.16. Helis Kramayer Düz Dişli	20
Şekil 2.17. Kramayer Düz Dişli	20
Şekil 2.18. Düz Konik Dişli, Helisel Konik Dişli, Eğrisel Konik Dişli	21
Şekil 2.19. Sonsuz Vidalı Dişli Görünümü.....	22
Şekil 2.20. Redüktör İç Yapısı	22
Şekil 2.21. Planet Mekanizması	23
Şekil 2.22. Diferansiyel Mekanizması	24
Şekil 2.23. Harmonik Dişli Mekanizması	25
Şekil 2.24. Lorenz Braren'in cycloid redüktör patent'inden bir detay resmi	25
Şekil 3.1. Basit Planet Dişli Mekanizması	27
Şekil 3.2. Harmonik Redüktör Mekanizması.....	28
Şekil 3.3. Z58, M=1,5, Kavrama Açılırları 15 °, 20 °, 25 °, 30 ° diş formları.....	29
Şekil 3.4. Dişli Bilgilerinin KISSsoft Programına Girilmesi.....	29
Şekil 3.5. Dişli Bilgilerinin KISSsoft Programına Girilmesi 2.....	30
Şekil 3.6. Dişli Bilgilerinin KISSsoft Programına Girilmesi 3.....	30
Şekil 3.7. Dişli Bilgilerinin KISSsoft Programına Girilmesi 4.....	31
Şekil 3.8. Dişli Geometrilerinin Elde Edilmesi.....	31
Şekil 3.9. Diş Profiline Etkiyen Kuvvet [21]	33
Şekil 3.10. Dişte Oluşan Gerilmeler [37].....	34
Şekil 3.11. Diş Kuvveti [37]	35
Şekil 3.12. Dişteki Maksimum Kuvvet ve Gerilmeler [18].....	35
Şekil 3.13. 30° Teğet Temas Noktasındaki Diş Kökü Gerilmesi (σ_{F0}) Mesh Yakınsama Grafiği	38
Şekil 3.14. En Yüksek Gerilmeye Sahip Noktadaki Diş Kökü Gerilmesi (σ_{Max}) Yakınsama Grafiği	38

Şekil 3.15. En Yüksek Gerilmeye Sahip Noktadaki Dış Kökü Gerilmesi (σ_{Max}) Yakınsama Grafiği	39
Şekil 3.16. En Düşük Gerilmenin Olduğu Yerdeki Dış Kökü Gerilmesi (Basınç Tarafı) (σ_{Min}) Yakınsama Grafiği.....	39
Şekil 4.1. Redüktörde Temas Eden Dişli Sayısı	42
Şekil 4.2. 58-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmaz, Root Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği.....	43
Şekil 4.3. 57-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmaz, Root Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği.....	44
Şekil 4.4. 58-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmalı, Root Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği.....	45
Şekil 4.5. 57-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmalı, Root Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği.....	45
Şekil 4.6. 58-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmaz, Flank Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği.....	46
Şekil 4.7. 57-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmaz, Flank Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği.....	47
Şekil 4.8. 58-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmalı, Flank Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği.....	48
Şekil 4.9. 57-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmalı, Flank Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği.....	48
Şekil 4.10. Dış Gövde 3D Görünümü	49
Şekil 4.11. İç Dişli 3D Görünümü	50
Şekil 4.12. Giriş Mili 3D Görünümü	50
Şekil 4.13. Redüktör Kapak 3D Görünümü	50
Şekil 4.14. Dış Dişli 3D Görünümü	51
Şekil 4.15. Çıkış Mili 3D Görünümü	51
Şekil 4.16. 6002, 61805, 61802 Rulmanların 3D Görünümleri.....	51
Şekil 4.17. Harmonik Redüktörün 3D Montaj Görünümü.....	52
Şekil 4.18. Harmonik Redüktör 3D De-Montaj Görünümü.....	52
Şekil 4.19. 3D Yazıcının Görseli	53
Şekil 4.20. Yöntem 1 3D Baskı Görseli.....	54
Şekil 4.21. Yöntem 2 3D Bakı Görseli	54

TABLolar DİZİNİ

Tablo 2.1. Dişli Çarkların Verimleri	11
Tablo 3.1. Harmonik Redüktör Tasarım Bilgileri.....	32
Tablo 3.2. 18CrNiMo7-6 Malzeme Özellikleri	36
Tablo 3.3. Düşük Kalite Mesh Bilgileri.....	36
Tablo 3.4. Model 1 Düşük Kalite FEM Analiz Sonuçları	36
Tablo 3.5. Orta Kalite Mesh Bilgileri	36
Tablo 3.6. Model 1 Orta Kalite FEM Analiz Sonuçları.....	37
Tablo 3.7. Yüksek Kalite Mesh Bilgileri	37
Tablo 3.8. Model 1 Yüksek Kalite FEM Analiz Sonuçları.....	37
Tablo 3.9. 30° Teğet Temas Noktasındaki Diş Kökü Gerilmesi (σ_{F0}) Analiz Sonuçları Yakınsaması	37
Tablo 3.10. 30° Teğet Temas Noktasındaki Diş Kökü Gerilmesi (σ_{F30})	38
Tablo 3.11. En Yüksek Gerilmeye Sahip Noktadaki Diş Kökü Gerilmesi (σ_{Max})	38
Tablo 3.12. En Düşük Gerilmenin Olduğu Yerdeki Diş Kökü Gerilmesi (Basınç Taraflı) (σ_{Min})	39
Tablo 4.1. FEM Analiz Sonuçları 1	40
Tablo 4.2. FEM Analiz Sonuçları 2	40
Tablo 4.3. FEM Analiz Sonuçları 3	40
Tablo 4.4. FEM Analiz Sonuçları 4	41
Tablo 4.5. Harmonik Redüktör Kavrama Oranı Tablosu.....	41
Tablo 4.6. ISO/DIN Standardına Göre Emniyetler	42
Tablo 4.7. AGMA Standardına Göre Emniyetler	42
Tablo 4.8. Tasarlanan Dişlilere Ait Kök Güvenliği Değerleri	43
Tablo 4.9. Tasarlanan Dişlilere Ait Yanak Güvenliği Değerleri	46

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	I
ABSTRACT.....	II
ÖNZÖZ VE TEŞEKKÜR.....	III
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	IV
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	V
TABLOLAR DİZİNİ	VII
İÇİNDEKİLER	VIII
1. GİRİŞ VE LİTERATÜR TARAMASI.....	1
1.1. Giriş	1
1.2. Tezin Amacı	3
1.3. Literatür Taraması	3
2. GÜÇ VE HAREKET İLETİM MEKANİZMALARI.....	7
2.1. Güç ve Hareket İletim Mekanizmalarına Giriş	7
2.2. Dişli Çark Mekanizmaları	8
2.2.1. Dişli Çark Mekanizmalarında Çevrim Oranı ve Verim Hesabı.....	10
2.2.2. Dişli Çark Profilleri ve İmalat Metotları.....	11
2.3. Silindirik Düz Dişli Çarklar	18
2.4. Silindirik Helis Dişli Çarklar.....	19
2.5. Kramayer Dişliler	20
2.6. Konik Dişli Çarklar	21
2.7. Spiral Dişli Çarklar.....	21
2.8. Dişli Çark Sistemleri	22
2.8.1. Redüktörler	22
2.8.2. Vites Kutuları.....	23
2.8.3. Planet Mekanizmaları	23
2.8.4. Diferansiyel Mekanizmalar.....	24
2.8.5. Harmonik ve Sikloid Redüktörler.....	24
3. DENEYSEL (ANALİZ) KISMI	26
3.1. Tezde kullanılan Programlar ve Kullanım Alanları	26
3.1.1. KISSsoft Programı Teknik Özellikleri ve Kullanım Alanları	26
3.1.2. SolidWorks Programı ve Kullanım Alanları	27
3.2. KISSsoft Programı ile Dişlerinin Tasarlanması.....	27
3.3. KISSsoft Programı ile Dişlilerin Sonlu Eleman Analizlerinin Yapılması.....	32

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	40
4.1 Solu Eleman Analiz Sonuçları.....	40
4.2. Redüktörün SolidWorks Programı ile Tasarlanması.....	49
4.3. Harmonik Redüktörün 3B Yazıcıda Yazdırılması	52
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER KISMI	55
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ	60
EKLER.....	61



1. GİRİŞ VE LİTERATÜR TARAMASI

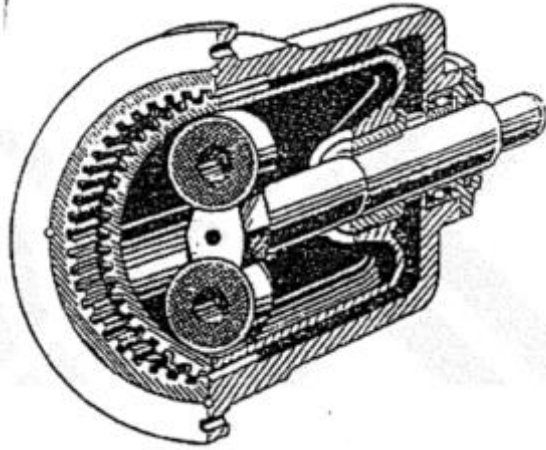
1.1. Giriş

İnsanlar, tarih boyunca farklı metotlarla hareket enerjisi üretmeye ve bu enerjiyi belirli amaçlar için kullanma çabası içinde olmuştur. Geçmişten günümüze kadar olan bu sürece baktığımızda, hareket enerjisinin büyük bir kısmı genel itibarıyla dönme hareketine dayanmaktadır. Bu kapsamda, türbinler, rüzgâr değirmenleri, motorlar ve su değirmenleri gibi örnekler vermek mümkündür.

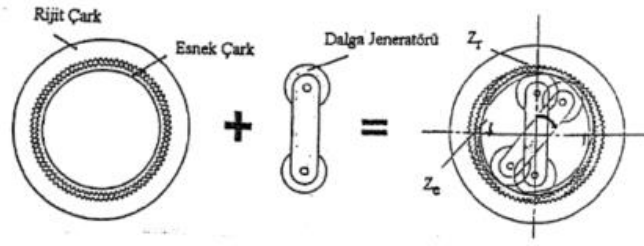
Bu dönme hareketinin makinelerde etkili bir şekilde kullanılabilmesi için, enerjinin iletilmesini sağlayan dişli mekanizmaları geliştirilmiştir. Bu ihtiyaçtan dolayı, geçmişte binlerce farklı amaç için çeşitli dişli mekanizmaları ortaya çıkmıştır.

18. yüzyılda Euler'ın evolvent profilini keşfi ve sonrasında teknolojideki ilerlemelerle birlikte, 19. yüzyılın sonlarında dişlilerin üretilmesinde kullanılmış ve günümüzde de dişli sistemleri imalatında kullanımı devam etmektedir [1].

Teknolojideki gelişmelerle birlikte, küçük hacme sahip ve fonksiyonel olarak daha üstün özellikte makinelerin ihtiyacı gün geçtikçe önem kazanmıştır. Hacmin küçülmesi demek, makinenin daha kompakt ve daha işlevsel hale getirilmesi anlamına gelmektedir. Bu bağlamda hacmi küçültülmüş ve ağırlığı azaltılmış, yüksek tork değerlerinde, verimi artırılmış ve özellikle yüksek çevrim oranına sahip bir dişli mekanizması olan dalgalı dişli mekanizması, 1959'da Amerikalı Dr. C. Walton Musser keşfedilmiştir ve 3 temel bileşeni vardır; Rijit çark, esnek çark ve dalga jeneratörü.



Şekil 1.1. Dalgalı Dişli Mekanizması [2]



Şekil 1.2. Dalgalı Dişli Mekanizması Elemanları [2]

Esnek dişli sistemlerinin üretim esnasındaki yaşanan problemler nedeniyle endüstride çok fazla kullanım alanı bulunamamıştır. Bu da endüstriyi rijit dişli yapısına sahip sikloid formdaki harmonik dişlilere yöneltmiştir. Farklı bir çalışma olarak Prof. Dr. Kozi Kazıhan rijit dişli sistemli evolvent profilli redüktör üzerinde çalışmalar yapmıştır ve 1995 yılında rijit dişli mekanizması olan Selçuk Redüktör isimli çalışmasıyla faydalı model olarak literatüre geçtiği bilinmektedir. Prof. Dr. Kozi Kazıhan tarafından yapılan çalışmada çevrim oranının yüksek olduğu aynı zamanda tork oranının da yüksek olduğu görüşü savunulmaktadır. Bu çalışma yapıldığında üretim metotlarının ve deneylerin belirli imkanlarda oluşundan kaynaklı çalışma sadece tez çalışmasında sınırlı kalabilmiştir. Dişli profil yapılarıyla ilgili, profil kaydırma oranlarıyla ilgili ve optimum dişli tasarımıyla ilgili hesaplamalar tam anlamıyla gerçekleştirilemediğinden, bahsedilen redüktör başarıyla üretime aktarılamamıştır.

Bu tez çalışması kapsamında; harmonik redüktörün klasik imalat yöntemleriyle üretilebilmesi amacıyla rijit dişli yapısında ve günümüz dişli teknolojisi ile uyum sağlaması açısından da evolvent profil yapısında olması ön görülmüştür. Harmonik redüktörün modülü 1,5 mm olarak kabul edilmiş ve iç dişli sayısı ve dış dişli sayısı sırasıyla 60-58 ve 60-57 olarak kabul edilmiştir. Çalışmanın birinci aşamasında, profil kavrama açılarını 15° , 20° , 25° ve 30° olacak şekilde değişimlerine bakılarak açılarının değişimiyle redüktörün diş profilleri üzerindeki temasları incelenmiştir. Bu şekilde yapılan tasarımlarda diş profillerinin başından kesme yapılmıştır.

Tasarımın ikinci aşamasında ise modül yine 1,5 mm olarak kabul edilmiştir ve diş sayıları sırasıyla 60-58 ve 60-57 diş olarak kabul edilmiştir. Profil kavrama açıları yine 15° , 20° , 25° ve 30° olacak şekilde 4 farklı açıda, açılarının değişimiyle redüktörün diş profilleri üzerinde değişimleri incelenmiştir. Diğer çalışmalardan farklı olarak diş başlarından kesme yapılmadan profil kaydırma yöntemiyle dişlilerin diş temasları incelenmiştir. Sonuç olarak diş profil yapısı optimize edilerek, bilinen klasik yöntem dişli talaşlı imalat metotlarıyla üretimi mümkün olabilecek harmonik redüktör tasarım ve imalatı hedeflenmiştir.

1.2. Tezin Amacı

Harmonik redüktörler, yüksek hassasiyet, yüksek tork iletimi ve kompakt tasarım gibi avantajlara sahiptirler. Bu yüzden hassas hareket kontrolü gerektiren uygulamalarda tercih edilirler. Ancak aynı zamanda bu redüktörler, dalga jeneratörü denen, harmonik hareketin sağlandığı yapı sebebiyle önemli bir tasarım kısıtına da sahiptirler. Bu kısıt esnek dişli sistemleri veya evolvent yerine sikloid formda dişli yapısının kullanılması ile çözülebilmektedir. Bu çalışmada ise her iki yapının dışında bir tasarım yapılarak, diş profil yapısının geleneksel takımlarla oluşturulabileceği bir tasarım üzerinde çalışılmıştır. Bu gaye ile, farklı kavrama açılarında (15° , 20° , 25° ve 30°) ve farklı profil kaydırma oranları ile farklı diş modifikasyonlarında tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan redüktörün Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) ile analizi yapılarak dişliler üzerindeki gerilmelerin bu farklı tasarım parametrelerine göre değişimleri incelenmiştir. Redüktör imalata hazır hale getirilmiş ve illüstrasyon amacıyla PLA malzeme kullanılarak 3D eklemeli imalat yöntemiyle başarılı şekilde imal edilmiştir.

1.3. Literatür Taraması

Şeber, M. yaptığı çalışmada Selçuk Redüktör ismi verilen evolvent rijit dişlilerden oluşan harmonik redüktöre ait 3 farklı model belirlemiş ve seçtiği 1. modelde; Dış dişli sayısı 60, iç dişli sayısı 59 olan dolayısıyla çevrim oranının 60 olduğu, 2. modelde ise dış dişli sayısı 60, iç dişli sayısı 58 olan çevrim oranının 30 olduğu, 3. modelde ise dış dişli sayısı 60, iç dişli sayısı 58 olan dolayısıyla çevrim oranının 20 olduğu redüktör modellerini seçip hesaplamalar yaparak bulduğu parametreleri yazdığı özel program sayesinde AutoCAD programına aktarıp teknik resimlerini oluşturmuş ve bu üç farklı redüktör modelini incelemiş ve bu modellerin sorunsuz çalışabileceğini beyan etmiştir [2].

Dimitoka, K. yaptığı çalışmada evolvent profil yapısına sahip iç dişli ve dış dişli çarka ait olan Selçuk Redüktörün Sonlu Elemanlar Yöntemiyle ANSYS programında çözüm yapmıştır. Normal klasik evolvent profilli dişli çarklarda meydana gelen iç dişli mekanizmalarda teorik olarak en fazla 2 çift diş aynı anda temas halinde iken Selçuk Redüktörde çarkların dişlerinin yaklaşık %10'nun yük aktardığı Sonlu Elemanlar Metoduyla (SEM) kanıtlamıştır. Dişliler arasında meydana gelen yüksek kavrama nedeniyle diğer iç dişli kavramalara göre daha fazla tork iletmeye kapasitesine sahip olduğunu tespit etmiştir [1].

Kasap, M. yaptığı çalışmada, Selçuk redüktörün kinematik özelliklerini araştırmış ve bu tip mekanizmalarda evolvent diş profilinin kullanılması daha avantajlı olduğu belirtmiştir. Geometrik araştırmalar sonucu bilgisayar ortamında bu redüktör mekanizmasını modellenmiş ve bu modellenen yeni tip mekanizmanın tüm geometrik ve kinematik özellikleri açıklanmıştır [3].

Güneş, H. ve Dilipak, H. yaptığı çalışmada sikloid dişli kutusunda birbirleri ile sürekli temas halinde bulunan bileşenler arasındaki sürtünmenin, verim üzerindeki etkisini hareket analizi yardımıyla incelemişlerdir. Çalışma kapsamında bir sikloid dişli kutusunun tasarımı yapılmış ve daha sonra Solid Edge parametrik katı modelleme yazılımıyla hareket analiz modülünde sistemin hareket analizi yapılmış sürtünme katsayısının verim üzerindeki etkisini yorumlamışlardır. Çalışmanın neticesinde sürtünme katsayısındaki artışın dişli kutusunun veriminde önemli bir kayba neden olduğu anlaşılmış ve temas bölgelerinde oluşan tepki kuvvetlerinin arttığı tespit edilmiştir [4].

Shin ve Kwon yaptığı çalışmada, sikloid redüktörün ana parçası olan sikloid plakalı dişlinin lob profil tasarımı için genel temas mekanizmasındaki anlık hız merkezi prensibi ve homojen koordinat dönüşümü ile basit ve kesin bir yaklaşım önerilmiştir. Çalışmada sikloid redüktörlerin dört tipi ele alınmıştır; sabit çember dişli tipi episikloit redüktör, döner çember dişli tipi episikloit redüktör, sabit çember dişli tipi hiposikloit redüktör ve dönen halka dişli tipi hiposikloit redüktör. Dört tip sikloid redüktör için tasarım örnekleri verilmiş, işlemi simüle etmek ve bu yaklaşımın C++ dilinde geliştirilmiş bilgisayar destekli bir program kullanarak uygulanabilirliğini gösterilmiştir [5].

Malhotra ve Parameswaran yaptıkları çalışmada, sikloid redüktörün çeşitli elemanları üzerindeki kuvvetlerin yanı sıra teorik verimliliği hesaplamak için bir prosedür sunmuşlardır. Ayrıca, bu tür redüktörün optimum tasarımına yardımcı olacak tasarım parametrelerinin, kuvvetlerin ve temas gerilmelerinin etkilerini de incelemişlerdir [6].

Blagojevic ve arkadaşları, iki kademeli bir sikloidal redüktörün yeni bir tasarımını yapmışlardır. Yapılan tasarımda iki kademeli sikloid redüktör, her kademe için bir sikloid dişliye, yani toplamda iki sikloid dişliye sahiptir. Dişli hareketinin en kritik durumları için (temas halinde olan bir, iki veya üç çift diş) SEM kullanılarak sikloidal hız düşürücü elemanların gerilme durumu analizi de gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, sikloid dişlilerin burada sunulan tasarım çözümünü haklı çıkaracak şekilde oldukça düzgün bir şekilde yüklendiğini gösterdi. Sikloid dişliler için gerilme durumunun deneysel analizi gerinim ölçer yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara dayanarak, en kritik durum için bile (bir çift dişin temas halinde olması) sikloid dişliler üzerindeki gerilmelerin izin verilen sınırlar içinde olduğu ve redüktörün beklenen ömrü boyunca normal çalışmasını sağladığı sonucuna varmışlardır [7].

Lin ve arkadaşları, sikloid dişli redüktörlerin kinematik hata analizi ve tolerans tasarımı için bir yöntem sunmuşlardır. Sikloidal dişli redüktör için geometri, imalat ve hassas performans ile ilgili parametreler arasındaki ilişkiler tanıtmış ve ardından dişli teorisi aracılığıyla araştırmışlardır. İlk olarak, sikloidal dişli redüktörünün diş temas analizini gerçekleştirmek için sikloidal diş profilinin ayrıklaştırılmasına dayalı bir

algoritma geliştirmişlerdir. Ardından, geometrik ve imalat parametrelerinin tolerans dağılımları bilindikten sonra kinematik hatanın dağılımını analiz etmek için Monte Carlo yöntemini kullanan bilgisayar destekli bir program hazırlamışlardır. Son olarak, imalat maliyetini en aza indirmek amacıyla parametrelerin toleransları optimize etmişlerdir. Optimizasyon sonuçlarının güvenilirliği, önceden geliştirilmiş bilgisayar destekli algoritma kullanılarak örneklerin analiz edilmesiyle de doğrulamışlardır. Bu çalışmanın bulgularının uygulamalarında kullanılan tasarım prosedürünü göstermek için iki adet uygulama yapmışlardır [8].

Litvin ve arkadaşları, Wankel motorunda, Root'un üfleyicilerinde ve pompalarında uygulama bulan sikloidal (trokoidal) dişlilerin üretimi ve tasarımı ele almışlardır. Yaptıkları çalışma kapsamında; (i) vidalı Root'un üfleyicilerinin düzlemsel sikloid dişlilerinin ve rotorlarının üretimi ve geometrisi (ii) profil ve yüzey tekilliklerinden kaçınmaya izin veren geliştirilmiş tasarım üzerine çalışmalar yapmışlardır. Önerilen analitik çözümleri destekleyen bilgisayar programları geliştirilmiştir. Geliştirilen teoriyi gösteren sayısal uygulamalarla örnekler verilmiştir [9].

Xu ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, dönen kollu silindirik makaralı yatağın etkileri dikkate alınarak, bir sikloidal pimli dişli transmisyonunda çok dişli birbirine geçmenin temas dinamiklerini analiz etmek için bir yöntem önerilmiştir. Sikloidal pimli dişli transmisyonunun dinamik modeli, çok gövdeli sistemin dinamik teorisi çerçevesinde oluşturulmuştur. Sikloidal pimli dişli transmisyonundaki çok dişli kavramanın temas modeli, sikloid dişlinin diş profili eğrisi ilk önce bir dizi nokta olarak dağıtılmıştır. Daha sonra bu noktaların ve her pim dişinin temas koşulunu sağlayıp sağlamadığı dögüsel olarak değerlendirilerek sırasıyla temas bölgesi, maksimum temas derinliği ve temas yükü hesaplanmıştır. Ek olarak, çok noktalı temasa sahip döner kollu silindirik makaralı rulman, rulmanın kinetik özelliklerinin etkisi dikkate alınarak doğrusal olmayan bir temas kuvveti sistemi kullanılarak modellenmiştir. Çalışmanın sonucunda, kinematik yanıtındaki dalgalanmaların, sikloidal pim diş temas kuvvetlerinin ve rulman makarası-yuvarlanma yolu temas kuvvetlerinin, esas olarak sikloid pimli tekerlek transmisyon sisteminin çok dişli birbirine geçme özelliklerinden etkilendiğini belirtmişlerdir. Teorik model ve analitik sonuçlar, sayısal örnek ve çok gövdeli dinamik teorisine dayalı bir sanal prototip simülasyonu ile doğrulamışlardır [10].

Tran ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, sikloid redüktörlerin geleneksel redüktör mekanizmalarına kıyasla yüksek redüksiyon oranına, yüksek verimliliğe, yüksek sertliğe sahiptir ve kompakt bir boyuta sahip olduğunu belirtmişlerdir. Çalışma kapsamında, sonlu elemanlar ve kinematik analizleri birleştiren bir sikloid redüktörün kayıp hareketini araştırmışlardır. İlk olarak, sikloid redüktörü ve histerezis eğrisini tanıtmışlardır. Ardından, tolerans dikkate alınarak sikloid redüktörün kinematik analizi yapmışlardır. Ardından, kinematik analizin sonuçları birleştirilerek sikloid indirgeyicinin kayıp hareketinin yinelemeli bir sonlu elemanlar yöntemi ile analizi

yapmışlardır. Sikloid redüktörün kayıp hareketinin sadece burulma sertliğine değil aynı zamanda toleransına da bağlı olduğu sonucuna varmışlardır [11].

Taesu ve arkadaşları, harmonik bir redüktör tasarlamak için kullanılan değiştirilmiş bir harmonik kam önermişlerdir. Sinüzoidal kam tipi kullanan geleneksel harmonik redüktör, elastik gövde konseptine aittir ve bu nedenle tasarlanması ve değerlendirilmesi zordur. Geleneksel sinüzoidal kamın aksine, önerilen harmonik kam, dört arkın bir kombinasyonunu içerir. Bu tür kamlar rijit bir gövde konseptine göre tasarlanabilir ve böylece diş profili, yerleşik dişli teorisi kullanılarak tasarlanabilir ve analiz edilebilir. Yeni harmonik kam, dört yay kombinasyonlarından yararlanılarak tasarlanmış ve sarmal ve sikloid açılı dişlere sahip harmonik sürücülerin tasarlanması için kılavuzlar sunulmuştur. Dairesel spline ve esnek spline arasında iki diş farkı olan bir harmonik redüktör tasarlanmıştır. İşlem, diş bağlantısı ve girişim, bir 3D yazıcı ve dişli simülasyon programı kullanılarak bir maket üretimi yoluyla doğrulanmıştır [12].

Masoumi ve arkadaşları yaptığı çalışmada, kabuk teorisini kullanarak harmonik tahrikli redüktör sistemlerinin bir titreşim analizini yapmışlardır. Sistemin flexspline ve dairesel spline'ı için titreşim denklemleri türetmişler ve her iki parçanın doğal frekanslarını bulmuşlardır ve ayrıca sistemin çalışma koşulu altındaki titreşim tepkisi hesaplamışlardır. Ayrıca, esnek dişlinin geometrisi ve iç dişlinin, eksantriklik ve dengesizlik gibi ilgili farklı parametrelerin sistemin titreşim davranışı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir [13].

Timofeev ve arkadaşları yaptığı çalışmada, harmonik dişli redüktörler için bir model önermişlerdir. Model, harmonik bağlantının birden çok çifti ve birden çok bölgeyi içerdiğini hesaba katar ve ayrıca imalat ve montaj hatalarını, tahrik bileşenlerinin deformasyonunu ve yük altında bağlantıdaki boşlukların ayarlanmasını dikkate almışlardır. Model sayesinde yüksek burulma rijitliğine sahip harmonik dişli tahrikleri tasarlanabildiğini belirtmişlerdir [14].

Sahoo ve arkadaşları yaptığı çalışmada, harmonik redüktörlerde mevcut incelemede iç dişli ve dış dişlinin diş sertliği türetmişlerdir. Temas halindeki çoklu diş çiftleri tarafından paylaşılan yükü tahmin etmek için bir yöntem önermişlerdir. Diş deformasyonu ile orantılı olarak yük dağılım modeli dikkate almışlardır. Temas eden diş çiftleri tarafından paylaşılan yük tahmin edilmiştir ve dış dişlideki gerilmeler SEM kullanılarak bulunmuşlardır. Buldukları sonuçları deneysel değerlerle karşılaştırmışlardır [15].

Kayabaşı ve Erzincanlı yaptıkları çalışmada, harmonik Redüktörlerde esnek dişlinin sonlu elemanlar yöntemine dayanan hesaplamalı bir gerilim-gerinim analizi bir alternatif olarak araştırılmışlardır, flexspline dişler üzerindeki gerilimi hesaplamak ve yorulma ömrünü en üst düzeye çıkarmak için optimum diş şeklini bulmaya çalışmışlardır. Harmonik sürücü flexspline'ın sonlu eleman analizi, sayısal analizin

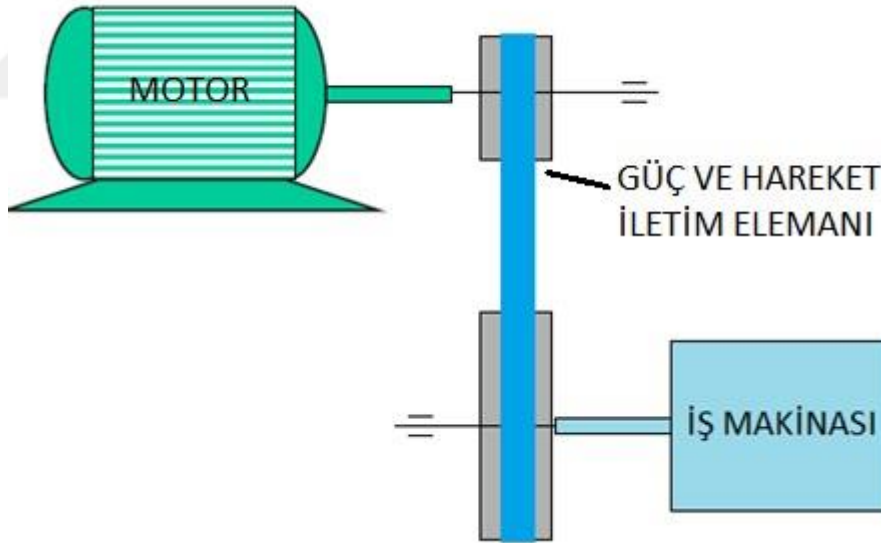
maksimum stres için deneysel prosedürlerden daha iyi tahmin sağladığını göstermişlerdir [16].

Kosse yaptığı çalışmada, bir dalga üretici ile yüksek torklu mekanik harmonik redüktörün birbirine geçme bölgesi arasındaki açısal kaymanın analitik incelemesini gerçekleştirmiştir. Sert dişli/esnek dişli/dalga üretici sistemindeki temas deformasyonlarının analizine dayanarak bir denklem sistemi oluşturmuş. Analitik inceleme, yürüyen bir ekskavatorün benzersiz sürüşü için sayısal hesaplamalarla desteklemiştir. Teorik araştırmanın doğrulanması için deneysel çalışmanın sonuçlarını kullanmıştır [17].

2. GÜÇ VE HAREKET İLETİM MEKANİZMALARI

2.1. Güç ve Hareket İletim Mekanizmalarına Giriş

En genel prensipte bir makine; motor, iş yapan iş makinesi ve bu iki bileşen arasında moment, güç ve hareket iletim elemanları olmak üzere üç ana bileşenden oluşur (Şekil 2.1). Bu makine parçaları arasındaki bağlantılar ise kaplin veya kavrama adı verilen elemanlar aracılığıyla gerçekleştirilmektedir [18].



Şekil 2.1. Bir Makine Sisteminin Temel Bileşenleri

Güç ve hareket iletim mekanizmalarının ana kullanım nedenine baktığımızda, makine sisteminde kullanılan motordaki en yüksek gücü, ürettikleri devir aralığında oluşturdukları momenti karşılamaktadır [18].

Bu ifadeden yola çıkarak formül 2.1'e göre;

$$M_b [N.m] = \frac{P}{\omega} = \frac{P * 30}{\pi * n} = 9550 * \frac{P(kW)}{n \left(\frac{dev}{dak} \right)} \quad (2.1)$$

Burada güç olarak ifade ettiğimiz ifade sisteme bağladığımız elektrik motoru olduğu için sabit olduğu için moment ile devir arasında ters orantı olduğu görülmektedir. Motor gücünü aktarırken; devri azaltan momenti arttıran veya tam tersi olarak devri attıran momenti azaltabilen elemanlara güç ve hareket iletim mekanizmaları denir [18].

Çevrim oranı ise formül 2.2'de ifade edilmiştir;

$$i_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{n_1}{n_2} \quad (2.2)$$

+ ve - işaretlerinden kasıt dönme yönünü ifade etmek için kullanılmıştır. Farklı yönlerde dönüyorsa -, aynı yönde dönüyorsa + olarak ifade edilir.

Güç ve hareket iletim mekanizmalarında bilinmesi gereken parametre ise verim olarak ifade edilen çıkış gücünün giriş gücüne oranıdır. Makine elemanları birbiri ile sürtünmeli olarak çalıştığı için sistemde verim kaybı söz konusudur ve bu ifade formül 2.3'te belirtilir.

$$\eta = \frac{\text{Çıkış Gücü}}{\text{Giriş Gücü}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_C}{P_G} \quad (2.3)$$

$$P_2 = \eta * P_1 \quad (2.4)$$

$$M_{b2} = i_{12} * \eta * M_{b1} \quad (2.5)$$

Bu formüllerden şu ifadeyi söylemek mümkündür;

1. $i_{12} < 1$ olduğu durumda $n_1 < n_2$ olur hız arttırıcı mekanizma denir.
2. $i_{12} = 1$ olduğu durumda $n_1 = n_2$ olur sadece hareket yönü değişir.
3. $i_{12} > 1$ olduğu durumda $n_1 > n_2$ olur hız düşürücü mekanizma denir.

2.2. Dişli Çark Mekanizmaları

Dişli çark mekanizmaları, güç ve hareketi ileten elemanlar arasında en yaygın kullanılanlarıdır. Üstünlükleri, tüm güç ve hız değerlerinde güvenilir bir şekilde

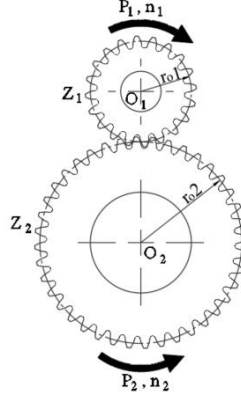
kullanılabilir olmaları ve yüksek verime sahip olmalarıdır. En büyük dezavantajları ise diğer mekanizmalara kıyasla maliyetinin fazla olmasıdır. Dişli çark mekanizması en az iki dişliden oluşur; küçük dişliye pinyon dişli (döndüren dişli), diğerine ise çark (dönen dişli) denir [19].



Şekil 2.2. Dişli Çark Mekanizması [20]

2.2.1. Dişli Çark Mekanizmalarında Çevrim Oranı ve Verim Hesabı

Şekil 2.3'te belirtilen pinyon dişli ve çarktan oluşan bir ikili dişli mekanizmasında çevrim oranı ve verim formülleri, formül 2.6 ve 2.7'de ifade edilebilir [18].



Şekil 2.3. Çevrim Oranı

Z_1 = Pinyon dişli

Z_2 = Döndürülen dişli

n_1 = Pinyon dişlinin devir sayısı $\left(\frac{\text{dev}}{\text{dak}}\right)$

n_2 = Döndürülen dişlinin devir sayısı $\left(\frac{\text{dev}}{\text{dak}}\right)$

$$\text{Çevrim oranı } i_{12} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.6)$$

P_1 = Z_1 Dişli sine giren güç [kW]

P_2 = Z_2 Dişli sinden çıkangüç [kW]

P_K = Kayıp Güç [kW]

$$\eta_{12} = \frac{P_2}{P_1}; \quad P_1 = P_2 + P_K; \quad P_2 = P_1 - P_K;$$

$$\eta_{12} = \frac{P_1 - P_K}{P_1} = 1 - \frac{P_K}{P_1} < 1 \text{ (%100)} \quad (2.7)$$

Verim, kullanılan dişliye bağlı olarak değişmektedir. Pratikte kullanılan bazı dişli çarklar için verimler Tablo 2.1'de gösterildiği gibidir [18].

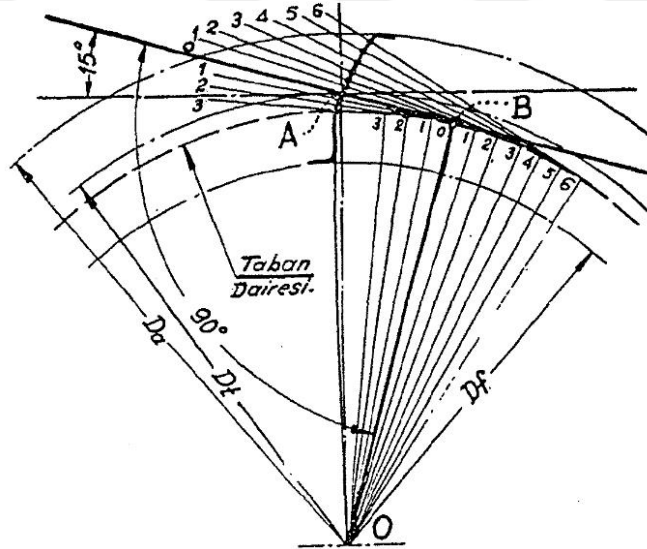
Tablo 2.1. Dişli Çarkların Verimleri

Dişli Çark Tipi	Verim
Silindirik Dişli Çarklar	0,97 – 0,99
Konik Dişli Çarklar	0,96 – 0,98
Sonsuz Vida Mekanizmaları	0,30 – 0,85

2.2.2. Dişli Çark Profilleri ve İmalat Metotları

2.2.2.1. Dişli Çark Profilleri

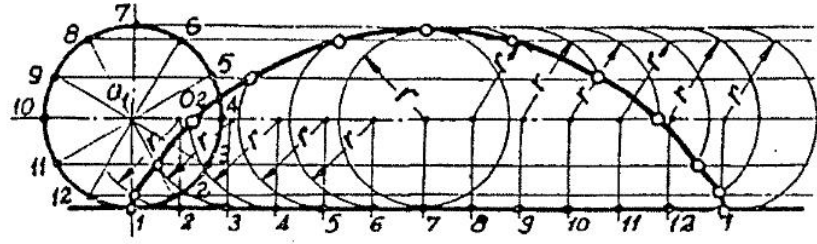
Diş yan yüzey eğrisine profil denilmektedir. Günümüzde en yaygın olarak evolvent profil tercih edilmektedir. Evolvent, bir daire üzerinde kaymadan yuvarlanan doğru üzerinde işaretlenen noktaların meydana getirdiği eğriyi ifade eder ve bu eğri, temel daire olarak adlandırılan bir daire üzerinde oluşur [18].



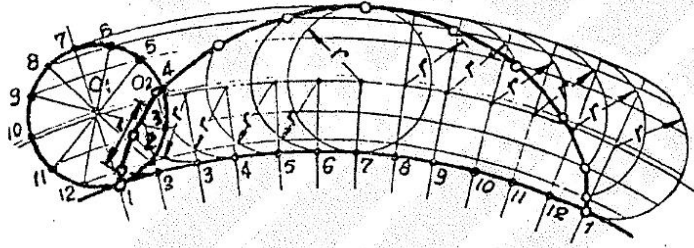
Şekil 2.4. Evolvent Eğrisi [2]

Dişli çarklarda kullanılan diğer dişli profilleri ise şekil 2.5, şekil 2.6 ve şekil 2.7'deki gibidir;

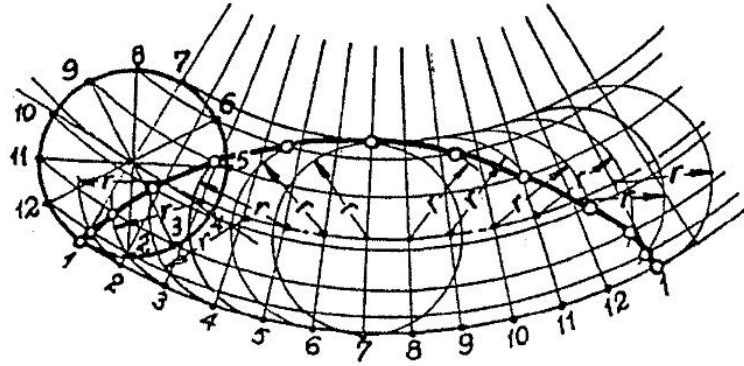
- I. **Sikloid eğri:** dairenin bir doğru üzerinde hareket ettirilmesi ile elde edilmiştir.
- II. **Episikloid eğri:** dairenin başka daire üzerinde hareket ettirilmesi ile elde edilmiştir.
- III. **Hiposikloid eğri:** dairenin başka daire içinde yuvarlanması sonucu elde edilmiştir.



Şekil 2.5. Sikloid Eğri [2]



Şekil 2.6. Episikloid Eğri [2]



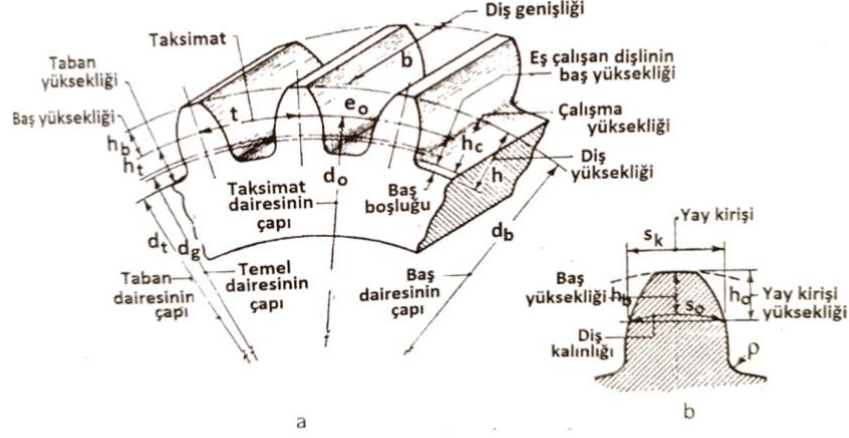
Şekil 2.7. Hiposikloid Eğri [2]

2.2.2.2. Dişli İmalat Metotları

Form frezeleme ve yuvarlanma tekniği ile imatları yapılan dişli çarkların diğer imalat teknikleri de şu şekildedir; broşlama, döküm, dövme ya da pres ile üretilmektedirler. Form freze metodunda divizör yardımıyla parçanın tezgâha bağlanarak her bir diş için dişli adımı kadar kendi eksenini etrafında dönerek imalatı tamamlanır. Küçük işletmelerde yaygın kullanılan bir yöntemdir. Yuvarlanma metodu ise; parça hem takım yönünde ileri-geri hareket ederek hem de kendi eksenini etrafında dönmesiyle dişler açılmaktadır. Bu imalat türünde azdırma tekniği, kramayer tekniği

2.2.2.3. Düz Dişli Çark Boyutları

Dişli çarkların boyutlandırılmasında formül 2.8, 2.9, 2.10, 2.11, 2.12, 2.13 faydalanılır [21]



Şekil 2.10. Evolvent Dişli Çarkın Boyutları [21]

Adım (Hatve) : t

Diş Sayısı : z

Taksimat Dairesi Çapı : d_o

Diş Üstü Çapı : d_b

Diş Dibi Çapı : d_t

Diş Üstü Yüksekliği : h_b

Diş Dibi Yüksekliği : h_t

Diş Yüksekliği : h

Diş Kalınlığı : s_o

Dişler Arası Boşluk : e_o

Yay Kirişi : s_k

Diş Genişliği : b

Diş Tabanında Yuvarlatma : ρ

$$\pi * d_o = z * t \rightarrow d_o = \frac{p}{\pi} * z$$

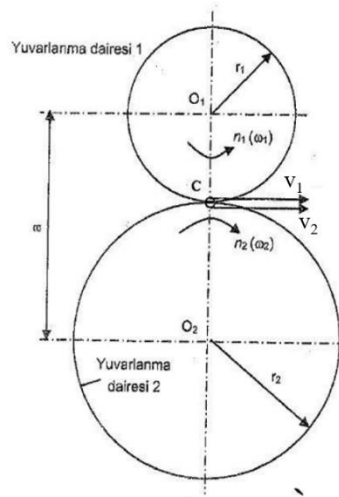
$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d_o}{z} \rightarrow d_o = m * z$$

$$d_b = d_o + 2 * h_b \quad (2.8)$$

$$d_t = d_o - 2 * h_t \quad (2.9)$$

$$h = h_b + h_t \quad (2.10)$$

İki dişlinin birlikte çalışması durumunda ise;



Şekil 2.11. Dişli Mekanizmasında Yuvarlanma Daireleri [21]

v_1, v_2 : 1. ve 2. dişlinin çevresel hızları

$$v_1 = v_2$$

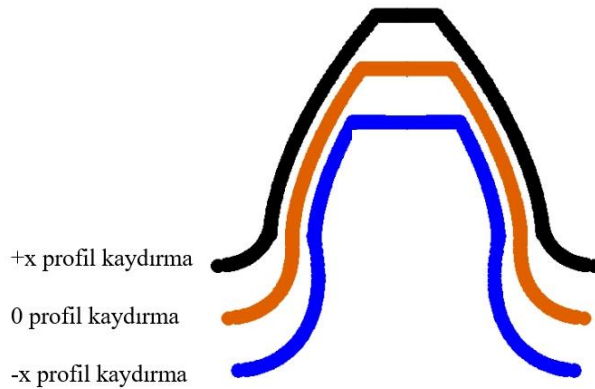
$$v_1 = r_1 * \omega_1 = 2 * \pi * r_1 * n_1 \text{ ve } v_2 = r_2 * \omega_2 = 2 * \pi * r_2 * n_2 \quad (2.11)$$

$$d_{o1} = m * z_1 \text{ ve } d_{o2} = m * z_2$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{z_2}{z_1} = i_{12} \quad (2.12)$$

$$a = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{m}{2} * (z_1 + z_2) \quad (2.13)$$

Profil kaydırmalı dişlerde hesaplar formül 2.14, 2.15 ve 2.16 ile yapılabilir;



Şekil 2.12. Profil Kaydırma

➤ **0 profil kaydırma durumunda;**

$$\text{Taksimat Dairesi Çapı : } d_0 = m * z$$

$$\text{Diş Üstü Çapı : } d_b = d_0 + 2 * m$$

$$\text{Diş Dibi Çapı : } d_t = d_0 - 2,4 * m$$

$$\text{Taksimat Dairesi Diş Kalınlığı : } s_0 = \frac{p}{2} = \frac{\pi * m}{2} \quad (2.14)$$

➤ **+x profil kaydırma durumunda;**

$$\text{Taksimat Dairesi Çapı : } d_0 = m * z$$

$$\text{Diş Üstü Çapı : } d_b = d_0 + 2 * m * (1 + x)$$

$$\text{Diş Dibi Çapı : } d_t = d_0 - 2 * m * (1,2 - x)$$

$$\text{Taksimat Dairesi Diş Kalınlığı : } s_0 = \frac{\pi * m}{2} + 2 * x * m * \tan \alpha_0 \quad (2.15)$$

➤ **-x profil kaydırma durumunda;**

$$\text{Taksimat Dairesi Çapı : } d_0 = m * z$$

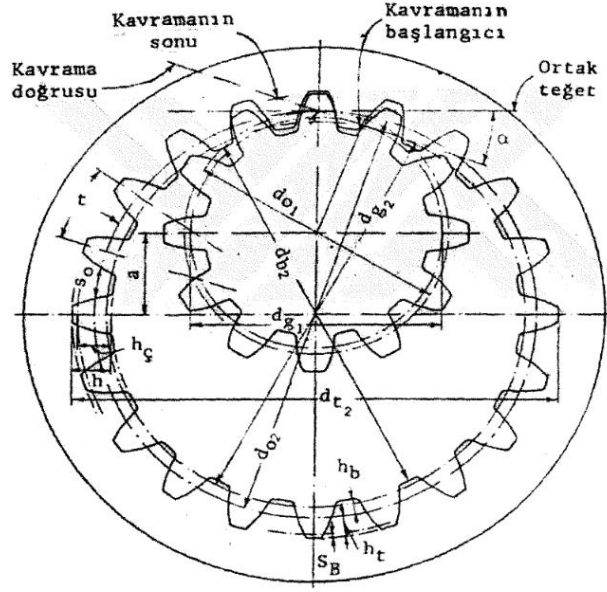
$$\text{Diş Üstü Çapı : } d_b = d_0 + 2 * m * (1 - x)$$

$$\text{Diş Dibi Çapı : } d_t = d_0 - 2 * m * (1,2 + x)$$

$$\text{Taksimat Dairesi Diş Kalınlığı : } s_0 = \frac{\pi * m}{2} - 2 * x * m * \tan \alpha_0 \quad (2.16)$$

2.2.2.3.1. İç Düz Dişli Boyutları

İç dişlide de dış dişli formülleri kullanılmaktadır fakat dişlide diş yüzeyleri içeride olduğu için formüllerde bazı değişiklikler olmaktadır. Formüller (2.17, 2.18, 2.19, 2.20) ifade edilmiştir [21]



Şekil 2.13. İç Düz Dişli Mekanizması [21]

➤ **X=0 olması durumu;**

Pinyon dişli;

$$\text{Taksimat dairesi } d_{01} = m * z_1$$

$$\text{Diş Üstü Çapı : } d_{b1} = d_{01} + 2 = m * (z_1 + 2)$$

$$\text{Diş Dibi Çapı : } d_{t1} = d_{01} - 2,5 = m * (z_1 - 2,5) \quad (2.17)$$

İç dişli;

$$\text{Taksimat dairesi } d_{02} = m * z_2$$

$$\text{Diş Üstü Çapı : } d_{b2} = d_{02} - 2 * m = (z_2 - 2)$$

$$\text{Diş Dibi Çapı : } d_{t2} = d_{02} + 2,5 = m * (z_2 + 2,5)$$

$$\text{Eksenler arası mesafe } a_0 = \frac{d_{02} - d_{01}}{2} = \frac{m}{2} * (z_2 - z_1)$$

$$\text{Taksimat daire sin deki diş kalınlığı } s_{01} = s_{02} = \frac{t}{2} = \frac{\pi * m}{2} \quad (2.18)$$

➤ Kaydırmalı Dişli Durumu;

Pinyon dişli;

$$\text{Taksimat dairesi } d_{01} = m * z_1$$

$$\text{Diş Üstü Çapı : } d_{b1} = d_{01} + 2 * m * (1 + x_1)$$

$$\text{Diş Dibi Çapı : } d_{t1} = d_{01} - 2 * m * (1,25 - x_1)$$

$$\text{Taksimat daire sin deki diş kalınlığı } s_{01} = \frac{\pi * m}{2} + 2 * x_1 * m * \tan \alpha_0 \quad (2.19)$$

İç dişli;

$$\text{Taksimat dairesi } d_{02} = m * z_2$$

$$\text{Diş Üstü Çapı : } d_{b2} = d_{02} + 2 * m * (1 + x_1)$$

$$\text{Diş Dibi Çapı : } d_{t2} = d_{02} - 2 * m * (1,25 - x_1)$$

$$\text{Eksenler arası mesafe } a_0 = \frac{d_{02} - d_{01}}{2} = \frac{m}{2} * (z_2 - z_1)$$

$$\text{Taksimat daire sin deki diş kalınlığı } s_{02} = \frac{\pi * m}{2} + 2 * x_1 * m * \tan \alpha_0$$

$$\text{Kavrama açısı } \text{inv} \alpha = 2 * \frac{(x_2 - x_1)}{(z_2 - z_1)} * \tan \alpha_0 + \text{inv} \alpha_0$$

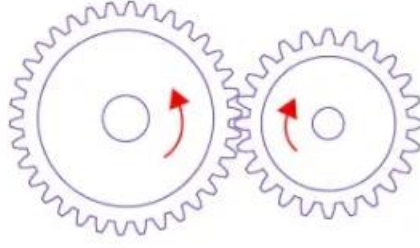
$$\text{Kavrama Oranı } \varepsilon = \frac{\sqrt{(r_{b1}^2 - r_{g1}^2)} - \sqrt{(r_{b2}^2 - r_{g2}^2)} + a * \sin \alpha}{\pi * m * \cos \alpha_0} \quad (2.20)$$

2.3. Silindirik Düz Dişli Çarklar

Basit, silindirik ve düz dişlere sahip, paralel şafta monte edilmiş mekanizmalardır. Kullanım amacı tork düşürmek ya da yükseltmek maksadıyla kullanılmaktadırlar. Genellikle iki paralel mil arasında hareketi iletirler. En bilinen kullanım yeri olarak araçlarımızın şanzımanlarıdır [22].

Başlıca avantajları şu şekildedir;

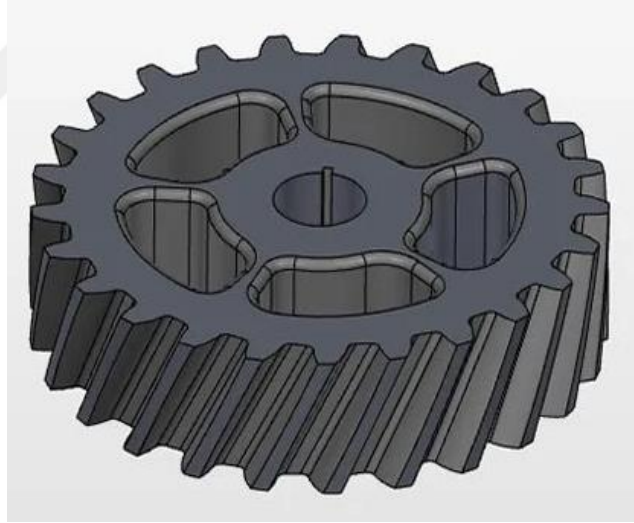
- %95- %99 oranında verimlidirler.
- Kompakt yapıya sahiptirler.
- Hız oranı sabittir.
- Düz dişlide kayma olmaz.
- Son derece güvenilirler.
- İmalatı kolaydır.
- Tasarımları basittir.
- Mukavemet değerleri yüksektir.



Şekil 2.14. Düz Dişli Çark Görünümü

2.4. Silindirik Helis Dişli Çarklar

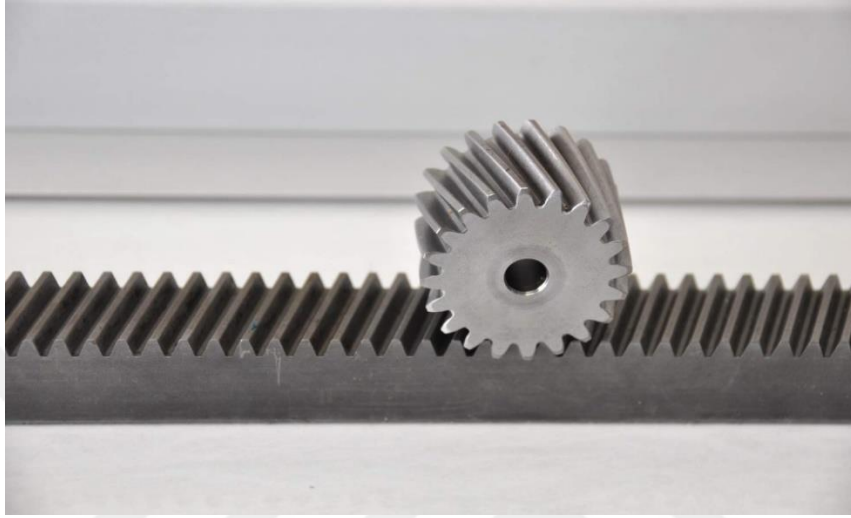
Helis dişli uygulamalarına baktığımızda genel itibariyle, kuvvetin büyük olduğu ve hızında yüksek olduğu durumlarda tercih edildiği görülmektedir. Düz dişliler ile kıyaslandığında daha sessiz ve mukavemet açısından daha yüksek özelliklerde olduğu görülmektedir. Şekil 2.15'deki gibi (sağ helis dişliyi) baktığımızda helis sağa doğru bakıyor ise sağ helis, sola doğru bakıyor ise sol helis dişli olarak adlandırılmaktadır [23].



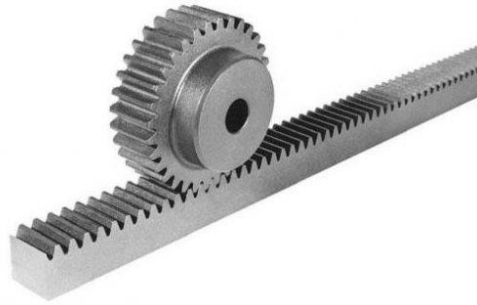
Şekil 2.15. Helis Dişli Çark Görünümü [23]

2.5. Kramayer Dişliler

şekil 2.16’da görseli paylaşılan kramayer dişliler, düz dişli veya helis dişli olarak imal edildiği için düz dişli olarak bilinirler. Doğrusal hareketi dairesel harekete çevirebileceği gibi bunun tam tersi hareketinde oluşturmak maksadıyla kullanılmaktadırlar. Freze tezgahında talep edilen boylarda imalatı yapılmaktadır. En bilinen uygulamaları niversal torna tezgahlarının araba kısımlarında kullanılırlar [24]



şekil 2.16. Helis Kramayer Düz Dişli [25]



şekil 2.17. Kramayer Düz Dişli [26]

2.6. Konik Dişli Çarklar

Genel olarak 90° olabileceği gibi 90° den büyük ya da küçük açılarda da uygulamalarının olabildiği, güç ve hareket iletilmesi istenilen durumlarda kullanımı karşımıza çıkmaktadır [18] Şekil 2.18’de sırasıyla belirtildiği gibi düz konik dişli, helisel konik dişli, eğrisel konik dişli olarak görselleri verilmiştir.



Şekil 2.18. Düz Konik Dişli, Helisel Konik Dişli, Eğrisel Konik Dişli [27]

2.7. Spiral Dişli Çarklar

Güç ve hareket iletiminin sadece 90° olduğu uygulamalarda tercih edilmektedirler. Birbirine temas halinde diş sayısı fazla olduğu için sürtünme oluşumu meydana geldiğinden verimleri düşük olmaktadır. Piyasada karşımıza genelde sonsuz vida mekanizmaları olarak karşımıza çıkmaktadır ve diş teması fazla olduğu için yük taşıma kapasitesi de yüksektir en fazla asansörlerde ve sanayide ise redüktörlü elektrik motorlarında kullanılmaktadır. Verimleri genelde $\eta=0,30 - 0,85$ değer aralığındadır [18].



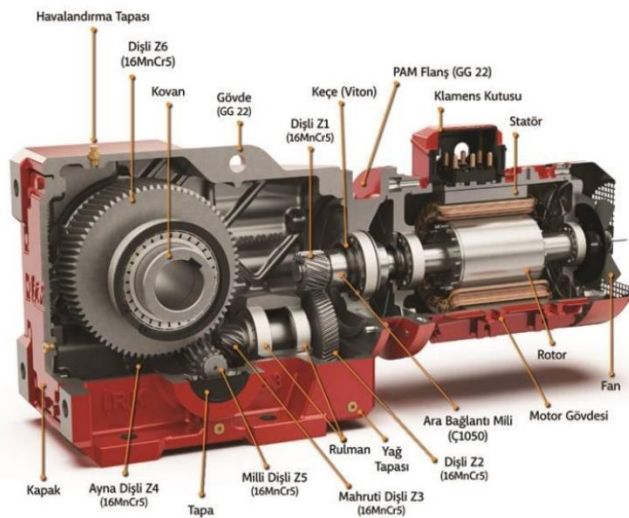
Şekil 2.19. Sonsuz Vidalı Dişli Görünümü

2.8. Dişli Çark Sistemleri

Küçük hacimde büyük çevrim oranı oluşturmak ya da dönme yönünü ve hızını değiştirmek amacıyla benzer veya farklı türlerdeki dişlilerden meydana gelen sistemlerdir. Endüstride kullanıldığı yerler; redüktör, vites kutuları, planet dişliler, diferansiyel mekanizması, harmonik ya da sikloid tip özel redüktörler olarak uygulamaları mevcuttur [18].

2.8.1. Redüktörler

Üzerindeki dişliler yardımıyla, devir ve torkun istenilen oranda değiştirilebildiği dişli mekanizmasıdır. (Şekil 2.20) Devir artırılarak tork azaltılabileceği gibi devir düşürülerek torkun artırıldığı redüktörlerde mevcuttur. Konstrüksiyonel olarak bir genelde ikili gövde haznesinde dişli, mil, rulman, yatak gibi elemanlardan meydana gelir [28]



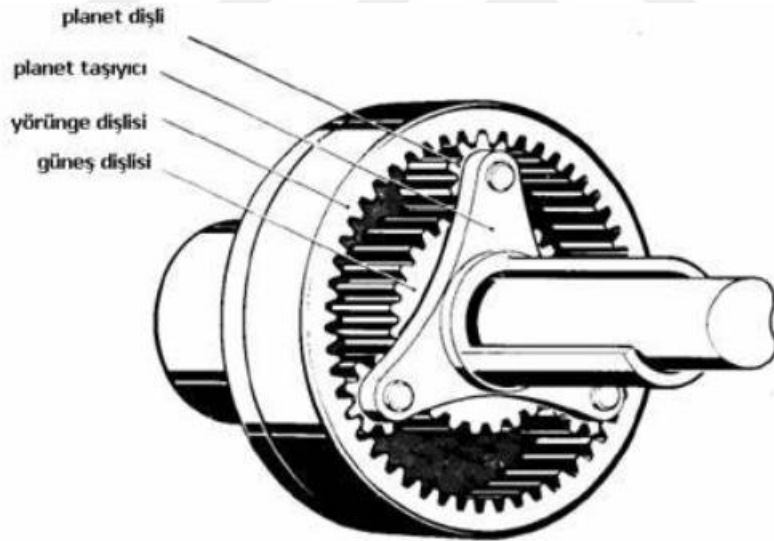
Şekil 2.20. Redüktör İç Yapısı [29]

2.8.2. Vites Kutuları

Kademeli bir şekilde çevrim oranının değiştirildiği dişli kutularıdır. İki şekilde hız değiştirilebilir, ilk olarak dişli grubunun mil üzerinde hareketi sonucu dişlilerin kavramasıyla olur. Diğer yöntemde ise; dişlinin üzerindeki milden bağımsız bir şekilde dönmesi sonucu dişli arasındaki kavramalar yardımıyla mil istenilen dişliye bağlanması gerçekleştirilir [18].

2.8.3. Planet Mekanizmaları

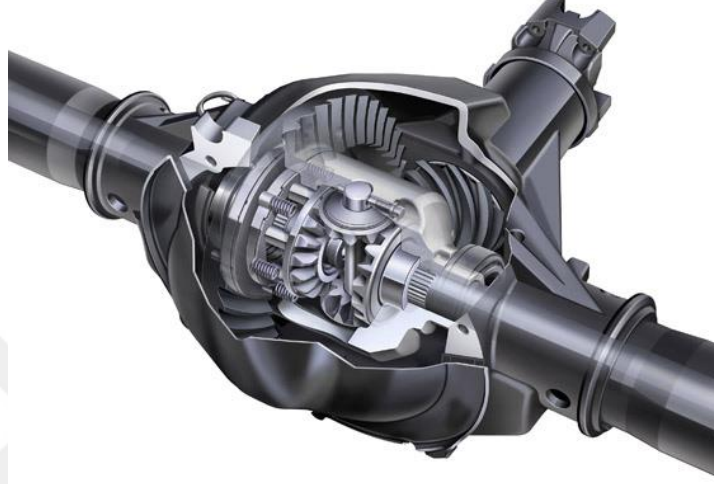
Yörünge dişli, güneş dişli, planet diş ve taşıyıcı koldan meydana gelen dişli sistemleridir. Endüstride motorların devrini düşürerek momentin artırılması amacıyla tercih edilirler. Konstrüksiyon bakımından küçük boyutlu olmaları yüksek hızlarda etkili performansta çalışırlar. Hassas pozisyonlama ve diş boşluklarının düşük olması başlıca avantajları arasındadır. [30] Planet diş sayısı tasarıma göre değişmekle birlikte en yaygın kullanılanı 3'lüdür. [18] Büyük hızlarda çalıştıklarında yatak tasarımları düzgün olmalıdır, ısınma problemleri ile karşılaşılabilir, imalat süreci hassas olmalıdır. [2] CNC Tezgahlarda eksen yönü kontrolünde, rüzgâr türbinlerinde dönüş hızını arttırmak amacıyla kullanılmaktadırlar. [31]



Şekil 2.21. Planet Mekanizması [30]

2.8.4. Diferansiyel Mekanizmalar

Diferansiyel dişliler planet sistemlerinin özel bir tasarımıdır, taşıtlarda kullanımı söz konusudur. Bir giriş ve iki çıkışı vardır ve çıkış milleri farklı hızlarda dönebilmektedir. Bunu da uygulamada araçların virajlarda tekerlerin birinin diğerine göre farklı hızda dönmesi ve yine çamur, kar vb. durumlarda tekerlerin farklı hızlarda dönerler. [18]

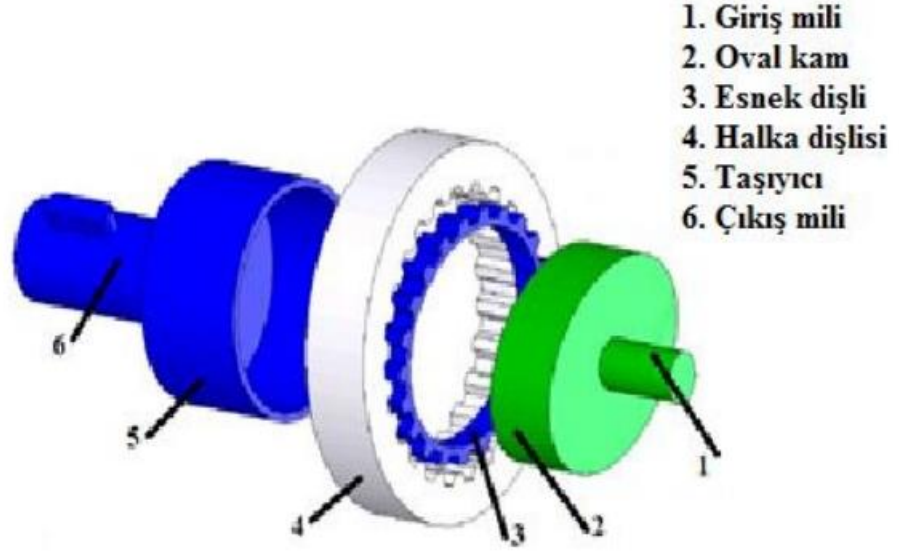


Şekil 2.22. Diferansiyel Mekanizması [32]

2.8.5. Harmonik ve Sikloid Redüktörler

2.8.5.1. Harmonik Redüktörler

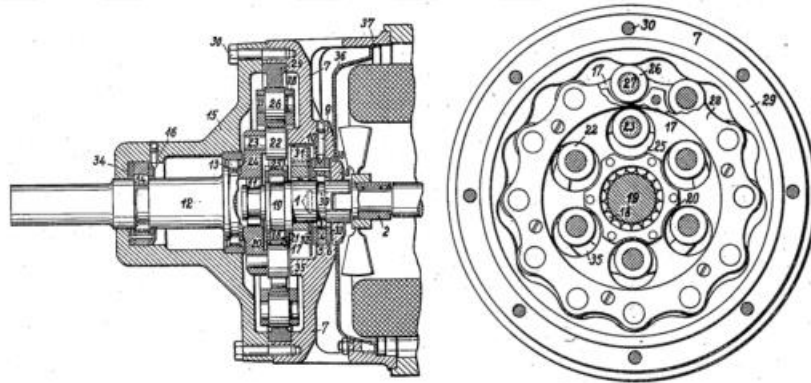
Harmonik redüktörler boşluksuz sistemler olarak bilinmektedir. Yüksek hız ve tork durum istenilen yerlerde kullanılmaktadırlar. Bu redüktörler Şekil 2.23'de belirtildiği üzere sabit halka, esnek dişli ve kam olarak isimlendirilen parçadan oluşur. Giriş milinden tahrik edilerek parçalar sabit olan ringin etrafında dönerek çalışır [31]. Üretim maliyetleri yüksek olmasına karşın verimliliği ve performansları da yüksektir. Boşluk oranları düşüktür [33].



Şekil 2.23. Harmonik Dişli Mekanizması [31]

2.8.5.2. Sikloid Redüktörler

Redüktör dişlisinin diş profili sikloid eğrisi şeklinde olduğu için bu şekilde tanımlanır. 1931'de mühendis Lozen Braren buluşcusudur. İlk ticari uygulaması 2. Dünya savaşında Heinkel uçaklarının bomba kapak tahrik ünitelerinde kullanılmaya başlanmıştır. 1953'de Braren'in vefatından sonra Sumitomo firması üretim hakkını almasıyla birlikte günümüze kadar bu alanda en popüler üreticilerinden birisi olarak piyasada bilinmektedir. Yüksek pozisyonlama ve hız ve torkun dönüşümü nedeniyle kullanılmaktadır. Yapısı itibariyle kompakt olması, planet redüktörler ile kıyaslandığında çevrim oranlarının yüksek olması nedeniyle kullanılmaktadırlar [34].



Şekil 2.24. Lorenz Braren'in cycloid redüktör patent'inden bir detay resmi [34]

3. DENEYSEL (ANALİZ) KISMI

3.1. Tezde kullanılan Programlar ve Kullanım Alanları

Bu tez çalışmasında harmonik redüktörün dişlilerinin oluşturulmasında KISSsoft programı kullanılmıştır. KISSsoft'ta dişliler oluşturulduktan sonra kontak analizleri ve dişlilerin sonlu eleman analizleri de yine aynı program vasıtası ile yapılmıştır. KISSsoft'ta dişlilerin tasarımı yapıldıktan sonra 3 boyutlu modeli step formatında SolidWorks CAD programına aktararak redüktörün tasarımı yapılmıştır. Bu bölümde kullanılan programların teknik özellikleri hakkında kısaca bilgi verilmiştir.

3.1.1. KISSsoft Programı Teknik Özellikleri ve Kullanım Alanları

KISSsoft programı, dişli, rulman, vb. makine parçalarının performansını optimize etmek amacıyla kullanılan modüler bir hesaplama sistemidir. Programın içeriği çok çeşitlidir, bir komponentten bütün sisteme kadar tasarımı ve analizi yapılabilmektedir. Bu sayede makine parçaların seçimi ve sistemin oluşturulmasına kadar geniş bir kullanımı söz konudur [35].

KISSsoft programı Zürih'te dişli üreten L. Kissling & Co. AG firması için geliştirilmiştir, 1980'li yıllardan sonra sektörde tanınırlığının artmasıyla birlikte KISSsoft AG tarafından yazılımın devamının sağlanması amacıyla 1998 yılında İsviçre'de kurulmuş bir firmadır [35].

KISSsys programı KISSsoft ile entegre çalışan bir programdır, tüm sistemin tasarımının yapılabileceği bir yazılımdır. Sistemin içindeki rulman, şaft, dişli vb. tüm parçaları tasarım esnasında analizleri yapıp detaylı rapor alınabilmektedir. [35].

KISSsoft yazılımında mukavemet dayanım hesaplamaları için ISO, DIN, VDI ve AGMA standartlarının altyapısını kullanmaktadır. Diş dibi kırılması, yanak basınç dayanımları ve aşınmaları tanımlanan güvenlik katsayısı ve güç, çalışma ömrü hesaplanabilmektedir [35].

KISSsoft modüler bir yapıda olduğu için kullanışlı bir programdır. Bu yüzden birçok sektörde kullanım alanı vardır. Bu alanlar kısaca şu şekildedir; endüstriyel dişli kutuları, dişli sanayisi, hassas mekanizmalar, plastik dişlilerin imalatı, turbo dişli mekanizması, rüzgâr türbinleri, gemi sanayisi ve özel alanlarda yaygın bir kullanıma sahiptir [35].

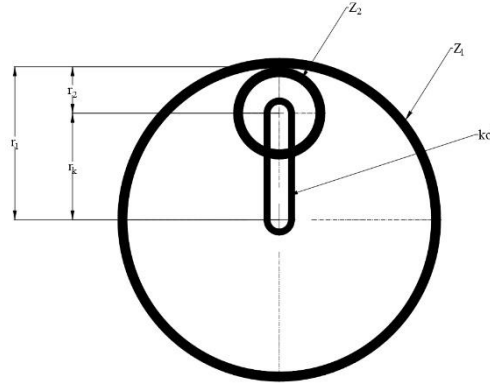
3.1.2. SolidWorks Programı ve Kullanım Alanları

Üç boyutlu ve iki boyutlu tasarım programlarının mühendislikte yaygın bir alanı kullanım alanı bulmaktadır. SolidWorks programıyla teknik resimleri ve 3 boyutlu modelleri ve bunun yanında mühendislik hesaplamaları tasarım ortamındayken yapılabilmektedir. Programın bilinen en büyük avantajlarından birisi arayüzü sadedir. Tasarım ile birlikte parçaların birleştirilmesi (montaj), çalışma analizleri, gerçekçi görüntü (render) alma gibi özellikleri bulunmasından dolayı çok geniş bir kullanıcı kitlesine sahiptir [36].

Programın temel yetkinliklerine değinecek olursak kısaca şu şekilde açıklayabiliriz; 2 boyutlu çizimler, parça tasarımları, montajlar, imalat öncesi hazırlık işlemleri (teknik resim hazırlama, CNC tezgahlar için takım yollarının oluşturulması), analiz, simülasyon işlemleri yapılabilmektedir [36].

3.2. KISSoft Programı ile Dişlerinin Tasarlanması

Harmonik redüktörün çevrim oranı basit bir planet dişli mekanizmasına benzetilebilir. Aşağıda bir iç dişli, bir dış dişli ve üzerinde kol olan bir planet mekanizmanın çevrim oranı hesabı verilmiştir,



Şekil 3.1. Basit Planet Dişli Mekanizması

$$n_k * r_k = n_1 * r_1 - n_2 * r_2 \quad (3.1)$$

Denklem 2.19 'da verilen eşitlik ile ifade edilebilir.

$$r_k = r_1 - r_2 \quad \text{olarak yazılabilir.} \quad (3.2)$$

Denklem 2.19 'u düzenlersek;

$$n_k * (r_1 - r_2) = n_1 * r_1 - n_2 * r_2$$

Burada Z_1 dişlisi durduğu için; $n_1 * r_1 = 0$ 'a eşit olur.

$$n_2 * r_2 = n_k * (r_1 - r_2) \quad \text{denklemini elde edilir.} \quad (3.3)$$

$$\text{Çevrim oranı } i = \frac{n_k}{n_2} = \frac{r_2}{r_1 - r_2} = \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2} \quad \text{denklemini ile hesaplanır.} \quad (3.4)$$

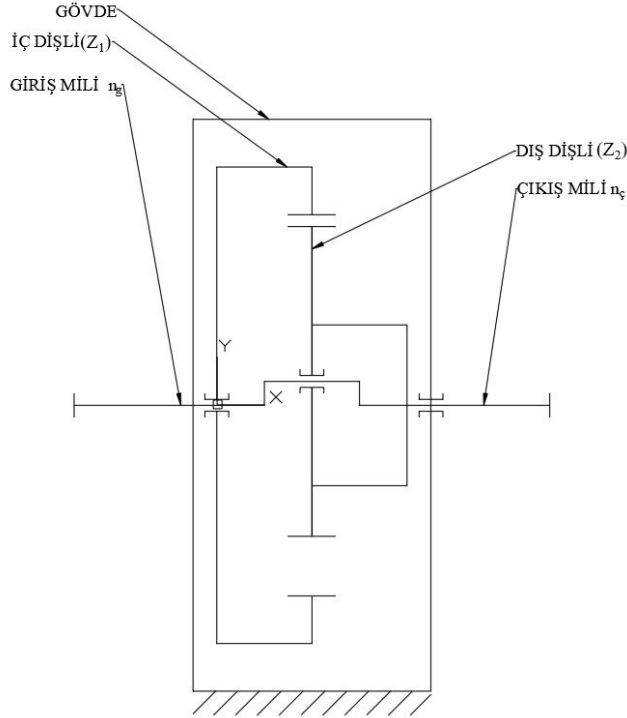
Harmonik redüktörün mekanizması Şekil 3.2’de verilmiştir. Bu çalışmada temelde 2 farklı tipte 16 model üzerinde çalışılmıştır. İlk grupta iç dişlideki diş sayısı $Z_1=60$, dış dişlideki diş sayısı $Z_2=58$ dişli seçilmiş ve bu grupta dişlilerde profil kaydırma yapılmadan tasarım yapılmıştır. Bu dişli çiftin çevrim oranı denklem 2.22’den hesapladığımızda 29 olur.

$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2} = \frac{58}{60 - 58} = 29 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

İkinci grupta iç dişlideki diş sayısı $Z_1=60$, dış dişlideki diş sayısı $Z_2=57$ dişli seçilmiş ve bu grupta da profil kaydırma yapılmadan tasarım yapılmıştır. Bu dişli çiftinin çevrim oranı ise şu şekilde hesaplanır;

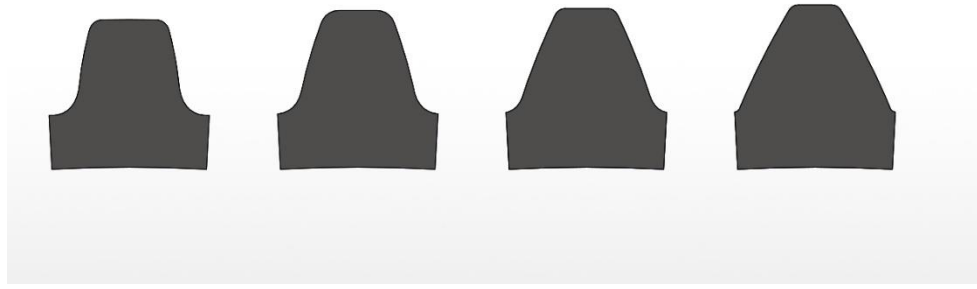
$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2} = \frac{57}{60 - 57} = 19 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Üçüncü ve dördüncü gruptaki dişli çiftlerde diş sayıları aynı olup sadece profil kaydırma yapılarak tasarım yapılmıştır. Dişli sayıları 1. ve 2. gruptaki dişli sayısı ile aynı olduğu için çevrim oranları değişmemektedir.



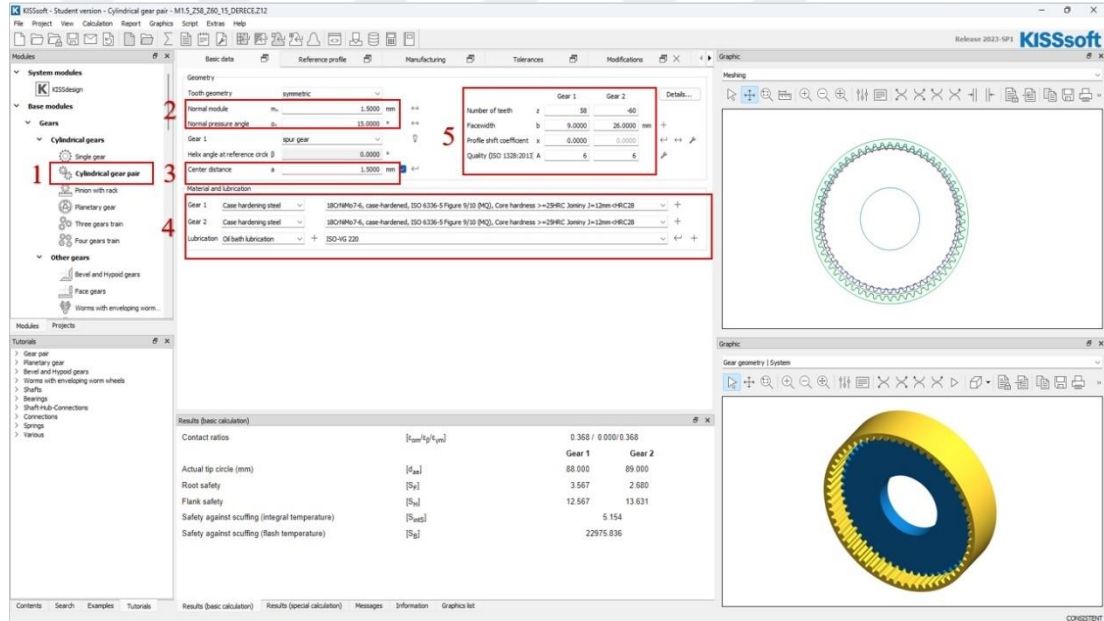
Şekil 3.2. Harmonik Redüktör Mekanizması

Dişlilerdeki kavrama açısının değişimiyle diş formundaki oluşan değişim Şekil 3.3.’te verilmiştir. $Z=58$, $M=1,5$ olan bir dişlideki 15° , 20° , 25° ve 30° ’lik kavrama açıları ile diş formlarındaki değişim.



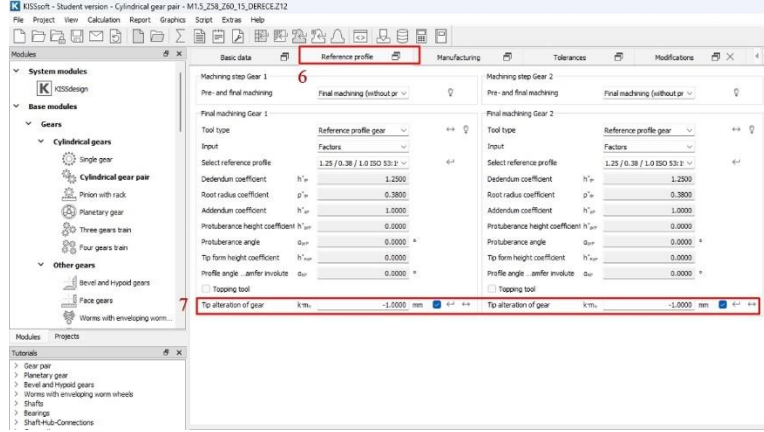
Şekil 3.3. Z58, M=1,5, Kavrama Açıları 15 °, 20 °, 25 °, 30 ° diş formları

KISSsoft'ta girilen parametreler ve hesaplatılan dişli hesapları Şekil 3.4'deki gibidir. Burada model 1 için programa girilen parametreleri belirtilmiştir diğer modeller için girilen parametreler Tablo 3.1'de verilmiştir.



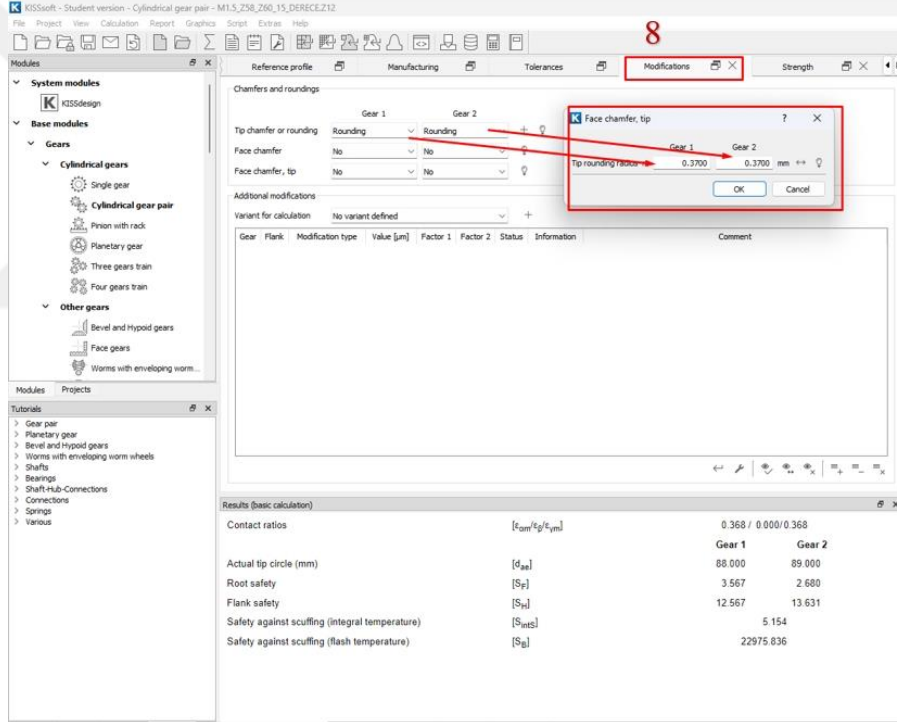
Şekil 3.4. Dişli Bilgilerinin KISSsoft Programına Girilmesi

Şekil 3.4.'te 1 nu'lu belirtilen yerden dişli modülü seçilir, bu çalışmada dişliler silindirik düz dişli olacağından "Cylindrical gear pair" modülü seçilmiştir. 2 nu'lu yerden modül $m=1,5$ mm ve kavrama açısı ($\alpha=15^\circ$) seçilir. 3 nu'lu belirtilen yerden dişliler arası eksen mesafesi tanımlanır, burada eksen mesafesi programa hesaplatılmıştır. 5 nu'lu belirtilen yerden pinyon dişli (Z_1) e ait diş sayısı ve (Z_2) dişlisine ait diş sayıları 58 ve 60 olarak, dişli genişlikleri (Z_1) için 9 mm ve (Z_2) için 26 mm olarak tanımlanmıştır. Dişli malzemeleri olarak sementasyon çeliği olan, AISI 4820 olarak bilinen 18CrNiMo7-6 malzemesi seçilmiştir.



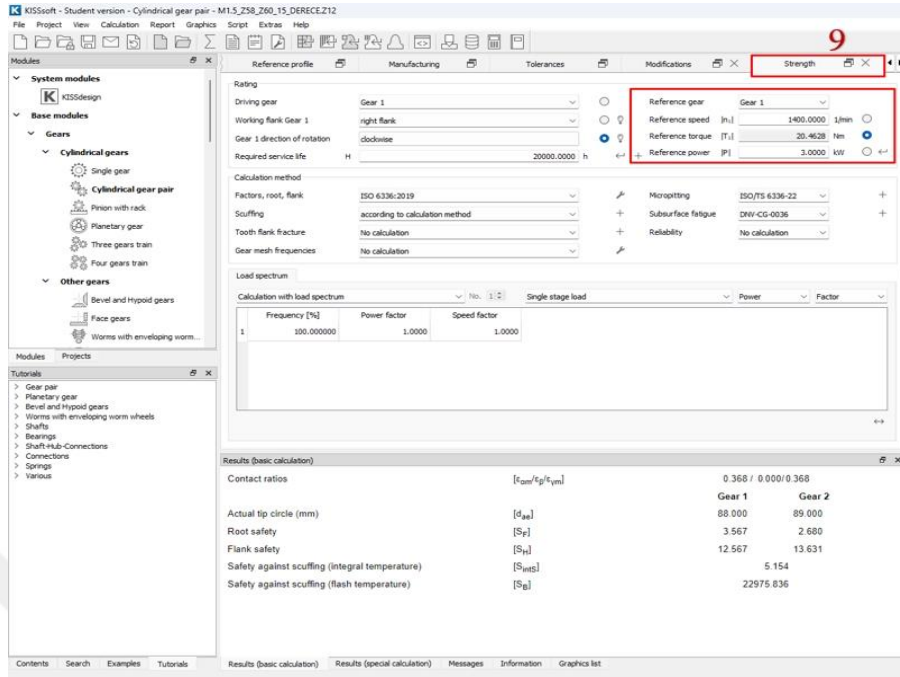
Şekil 3.5. Dişli Bilgilerinin KISSsoft Programına Girilmesi 2

Reference profil kısmından 7 nu'lu belirtilen yerden (Z_1) ve (Z_2) için -1 mm uç değişikliği tanımlanmıştır.



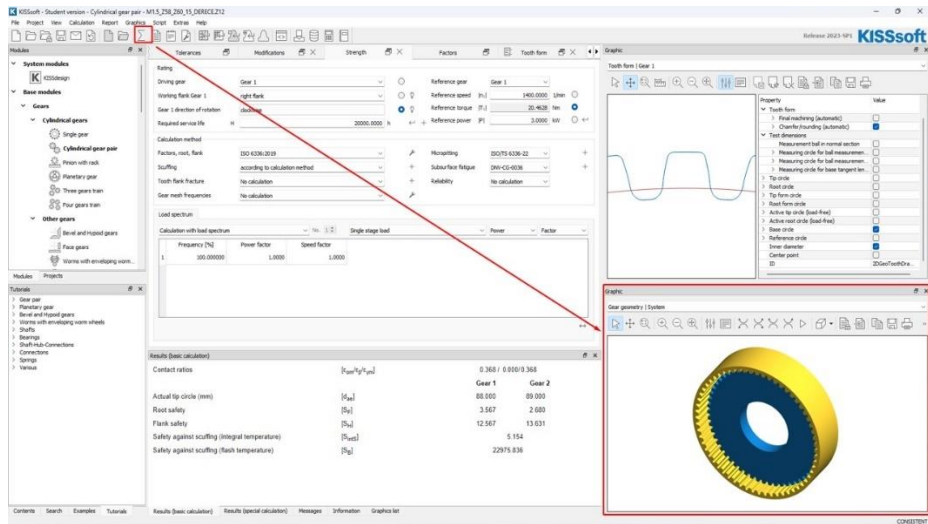
Şekil 3.6. Dişli Bilgilerinin KISSsoft Programına Girilmesi 3

Modifications kısmından 8 nu'lu belirtilen yerden (Z_1) ve (Z_2) için diş uçlarına 0,370 mm'lik raidus tanımlanmıştır.



Şekil 3.7. Dişli Bilgilerinin KISSsoft Programına Girilmesi 4

Strength kısmından 9 nu'lu belirtilen yerden (Z_1) pinyon dişliye 1400 dev/dak ve 3 kW'lık devir ve güç tanımlanmıştır.



Şekil 3.8. Dişli Geometrilerinin Elde Edilmesi

Şekil 3.8.'te belirtilen Run Calculation komutu ile dişliler ile ilgili parametreler hesaplatılır ve Graphic kısmından elde edilen 3d modelin step dosyası SolidWorks programına aktarılır.

Bu tez kapsamında tasarımı yapılan dişli çiftlerine ait sayısal veriler Tablo 3.1’de verilmiştir. Buna göre ilk grupta profil kaydırma yapılmadan durum incelenmiştir. Profil kaydırma yapılmadığı için diş üstü çaplarından kesme uygulanmıştır. Kesme miktarı Tablo 3.1’de belirtilmiştir. İkinci grupta ise profil kaydırma yapılarak durum incelenmiştir. Yapılan profil kaydırma miktarı Tablo 3.1’de belirtilmiştir.

Tablo 3.1. Harmonik Redüktör Tasarım Bilgileri

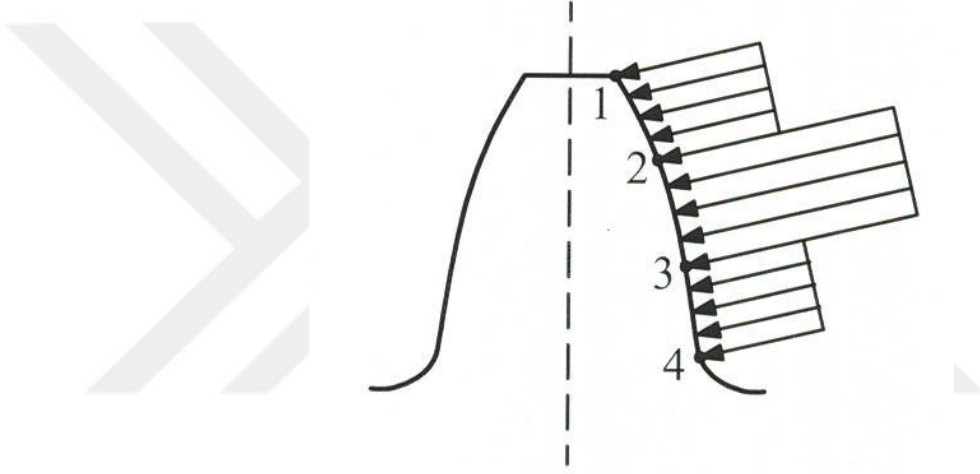
Grup No	Model	Profil Kavrama Açısı (°)	İç Dişli (Z ₂)	Dış Dişli (Z ₁)	Profil Kaydırma (Z ₁)	Profil Kaydırma (Z ₂)	Dişli Uç Değişikliği (mm)		Dişli Arası Eksantriklik Mesafesi (mm)	Çevrim Oranı
							(Z ₁)	(Z ₂)		
1. Grup	Model 1	15	60	58	0	0	-1	-1	1,5	29
	Model 2	20	60	58	0	0	-0,75	-0,75	1,5	29
	Model 3	25	60	58	0	0	-0,70	-0,70	1,5	29
	Model 4	30	60	58	0	0	-0,60	-0,60	1,5	29
	Model 5	15	60	57	0	0	-0,75	-0,75	2,25	19
	Model 6	20	60	57	0	0	-0,58	-0,58	2,25	19
	Model 7	25	60	57	0	0	-0,40	-0,40	2,25	19
	Model 8	30	60	57	0	0	-0,1250	-0,1250	2,25	19
2. Grup	Model 9	15	60	58	0,528	-1,2	0	0	1,99	29
	Model 10	20	60	58	0	-0,5578	0	0	2	29
	Model 11	25	60	58	0	-0,4324	0	0	1,955	29
	Model 12	30	60	58	-0,093	-0,2073	0	0	1,86	29
	Model 13	15	60	57	0	-0,5515	0	0	2,71	19
	Model 14	20	60	57	0	-0,3923	0	0	2,6555	19
	Model 15	25	60	57	0	-0,2471	0	0	2,55	19
	Model 16	30	60	57	0,05	-0,05	0	0	2,25	19

3.3. KISSoft Programı ile Dişlilerin Sonlu Eleman Analizlerinin Yapılması

Dişli çarkların analizlerini klasik metotlar yoluyla yapmak zor ve zahmetli bir süreçtir. Günümüz teknoloji çağında insanların en değerli hazineleri vakitleridir o yüzden klasik metotlar ile dişli çarkları uzun süreler boyunca hesaplamak yerine halihazırda kullanılan paket programlar vasıtasıyla hesaplama süreleri oldukça kısalmıştır. Analizler vasıtasıyla üretim öncesi oluşabilecek senaryoları CAD ortamında kurgulayıp maliyet ve zaman tasarrufu sağlanmış olur [37].

Dişli çarklar, yük taşıma kapasitelerini etkileyen ve hasar görmelerine sebep olan bazı durumlarla karşılaşabilirler. Bunlar arasında dişlilerin alt kısımlarının çatlaması, diş yan yüzeylerinin yorulma nedeniyle pitting oluşması, diş yan yüzeylerinin adezyon nedeniyle aşınması veya daha şiddetli bir şekilde yenilmesi sayılabilir. Dişlilerde ayrıca, yenmenin daha hafif bir türü olan soyulma (scuffing) adı verilen bir hasar türü de görülebilir. Tozlu bir ortamda çalışan dişli çarklarda ise abrazyon nedeniyle aşınma oluşabilir [21].

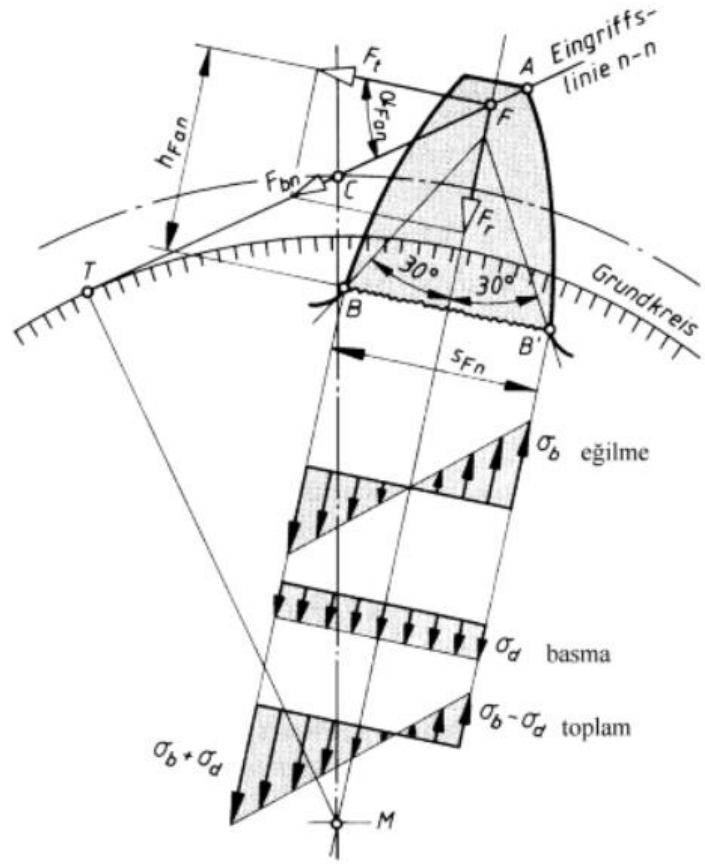
Kırılma, yorulma aşınması ve yenme gibi olaylar dişli çarkların hesaplanmasında temel alınan durumlardır. Bu olaylara göre yapılan hesaplara sırasıyla mukavemet, yüzey basınç ve yenme hesabı adı verilir. Günümüzde mukavemet ve yüzey basınç hesapları uygulanabilir hale gelmiştir. Fakat yenme hesabı için henüz kesin bir yöntem ve yeterli veriler bulunmamaktadır [21].



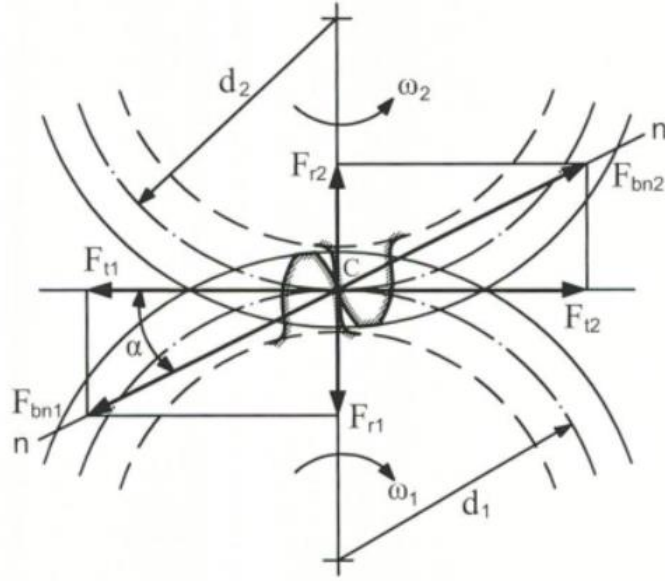
Şekil 3.9. Diş Profiline Etkiyen Kuvvet [21]

Şekil 3.9’da diş etkiyen kuvvet, kavrama doğrusu boyunca diş profilinde kuvvet dağılımı oluşturur. Bu kuvvetin yatay bileşeni, dişi eğerek en kritik kesit olan diş dibinde kırılma riski yaratır. Düşey bileşeni ise, diş üzerinde basınç etkisi yaparak dişi sıkıştırır (Şekil 3.10, Şekil 3.11). Diş dibinde kesme kuvveti de vardır ama diğer kuvvetlere göre çok küçüktür ve ihmal edilebilir. Eğme ve basma gerilmelerinin toplamı, dişi en çok zorlayan bileşik gerilme değerini verir. Dişlilerin mukavemeti için formül 3.5’te verilen ilişki sağlanmalıdır [37].

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{eğilme}} + \sigma_{\text{basma}} < \sigma_{\text{em}} \quad (3.5)$$



Şekil 3.10. Dişte Oluşan Gerilmeler [37]



Şekil 3.11. Diş Kuvveti [37]

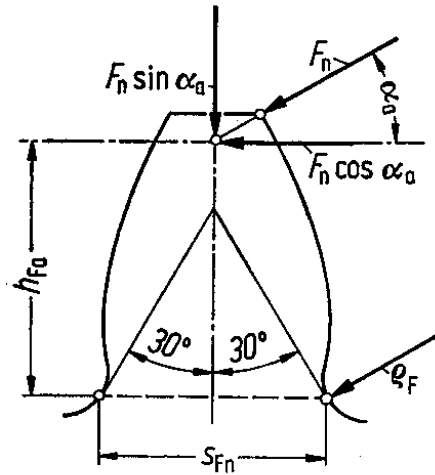
Şekil 3.11'e göre moment $T_{1,2}$ taksimat dairesi çapı d_1, d_2

$$T_{1,2} = Ft_{1,2} * (d_{1,2} / 2) \quad (3.6)$$

$$\text{Çevresel kuvvet : } Ft_{1,2} = Fb_{n1} * \cos \alpha \quad (3.7)$$

$$\text{Radyal kuvvet : } Fr_1 = F_{t1} * \tan \alpha \quad (3.8)$$

Dişli çarklarda kavramanın 30° olduğu anda diş formundaki A ve B noktalarında maksimum çekme ve basma gerilmelerinin olduğu kabul edilir. Diş dibine göre dayanım hesaplamaları için günümüzde DIN, ISO, AGMA, TGL, EN gibi birçok standartlar mevcuttur. En yaygın olan DIN ve ISO standartlarına göre sadece diş dibi kırılmalarında eğilmeye göre hesaplamalar yapılmaktadır. [18].



Şekil 3.12. Dişteki Maksimum Kuvvet ve Gerilmeler [18]

Bu kapsamda harmonik redüktöre ait Sonlu Eleman Analizleri KISSsoft programında tahrik edilen dişliye göre hesaplama yaptırılmıştır ve σ_{30° , σ_{max} , σ_{min} ve σ_{F0} olduğu yani ISO 6336:2019 normuna göre gerilme Von Mises gerilmeleri kıyaslanmıştır. Analizlerde dişlilere 18CrNiMo7-6 sementasyon çeliği olarak tanımlanmıştır. Malzemenin mekanik özellikleri Tablo 3.2’de paylaşılmıştır.

Tablo 3.2. 18CrNiMo7-6 Malzeme Özellikleri

Yüzey Sertliği	HRC 61
Diş kökü gerilmesi için sonsuz ömür dayanımı (N/mm²)	430
Hertz basıncı için yorulma dayanımı (N/mm²)	1500
Young Modülü (N/mm²)	206000
Poisson Oranı	0,3
Çekme Dayanımı (N/mm²)	1200
Akma Dayanımı (N/mm²)	850

Belirtilen koşullar altında yapılan analizlerde mesh tipi olarak Quadratic mesh kullanılmıştır. Örnek bir analiz modeli için; Model 1 15° kavrama açısı için üç kalitede mesh yapılmış ve sonuçlar aşağıda paylaşılmıştır.

Tablo 3.3. Düşük Kalite Mesh Bilgileri

Mesh Kalitesi	Düşük
Düğüm Sayısı	5037
Eleman Sayısı	2376
Eleman Tipi	Quadratic

Tablo 3.4. Model 1 Düşük Kalite FEM Analiz Sonuçları

30° teğet temas noktasındaki diş kökü gerilmesi (σ_{F0}) (MPa)	108,56
30° teğet temas noktasındaki diş kökü gerilmesi. (σ_{F30}) (MPa)	107,07
En yüksek strese sahip noktadaki diş kökü gerilmesi (σ_{Max}) (MPa)	109,28
En düşük stresin olduğu yerdeki diş kökü gerilmesi (basınç tarafı) (σ_{Min}) (MPa)	-124,05
Standarda göre nominal diş kökü gerilmesi (ISO 6336:2019) (σ_{F0}) (MPa)	111,38

Tablo 3.5. Orta Kalite Mesh Bilgileri

Mesh Kalitesi	Orta
Düğüm Sayısı	5229
Eleman Sayısı	2468
Eleman Tipi	Quadratic

Tablo 3.6. Model 1 Orta Kalite FEM Analiz Sonuçları

30° teğet temas noktasındaki diş kökü gerilmesi (σ_{F0}) (MPa)	108,75
30° teğet temas noktasındaki diş kökü gerilmesi (σ_{F30}) (MPa)	107,07
En yüksek strese sahip noktadaki diş kökü gerilmesi (σ_{Max}) (MPa)	109,43
En düşük stresin olduğu yerdeki diş kökü gerilmesi (basınç tarafı) (σ_{Min}) (MPa)	-124,73
Standarda göre nominal diş kökü gerilmesi (ISO 6336:2019) (σ_{F0}) (MPa)	111,38

Tablo 3.7. Yüksek Kalite Mesh Bilgileri

Mesh Kalitesi	Yüksek
Düğüm Sayısı	5409
Eleman Sayısı	2554
Eleman Tipi	Quadratic

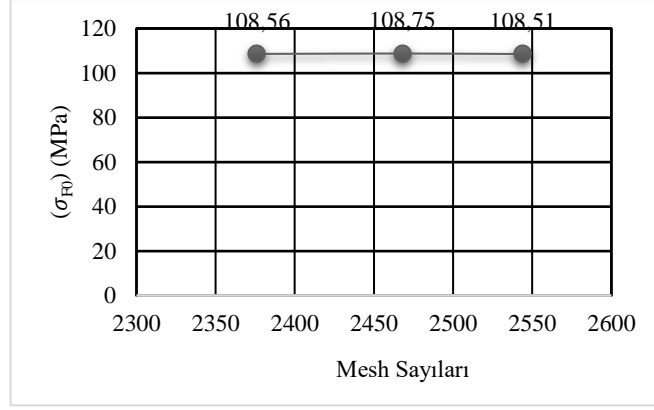
Tablo 3.8. Model 1 Yüksek Kalite FEM Analiz Sonuçları

30° teğet temas noktasındaki diş kökü gerilmesi (σ_{F0}) (MPa)	108,51
30° teğet temas noktasındaki diş kökü gerilmesi (σ_{F30}) (MPa)	107,08
En yüksek strese sahip noktadaki diş kökü gerilmesi (σ_{Max}) (MPa)	109,06
En düşük stresin olduğu yerdeki diş kökü gerilmesi (basınç tarafı) (σ_{Min}) (MPa)	-124,14
Standarda göre nominal diş kökü gerilmesi (ISO 6336:2019) (σ_{F0}) (MPa)	111,38

FEM analiz sonuçları incelendiğinde 3 farklı tipteki mesh sonuçları içinde sonuçlar oldukça yakın çıkmıştır. Bu analiz sonuçları Tablo 3.9-3.12 de ve Şekil 3.13-3.16'da verilmiştir.

Tablo 3.9. 30° Teğet Temas Noktasındaki Diş Kökü Gerilmesi (σ_{F0}) Analiz Sonuçları Yakınsaması

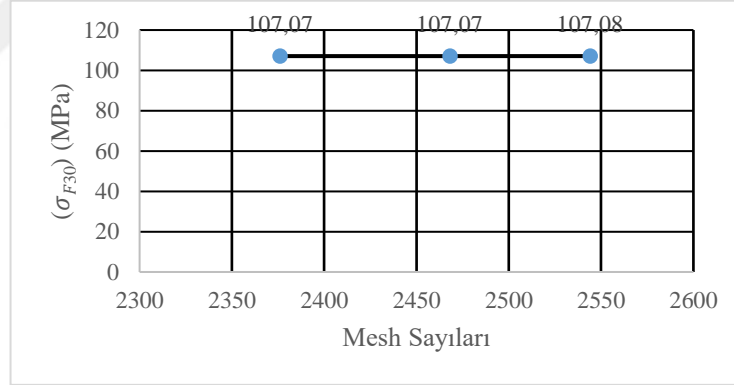
Mesh Sayıları	σ_{F0}
2376	108,56
2468	108,75
2544	108,51



Şekil 3.13. 30° Teğet Temas Noktasındaki Dış Kökü Gerilmesi (σ_{F0}) Mesh Yakınsama Grafiği

Tablo 3.10. 30° Teğet Temas Noktasındaki Dış Kökü Gerilmesi (σ_{F30})

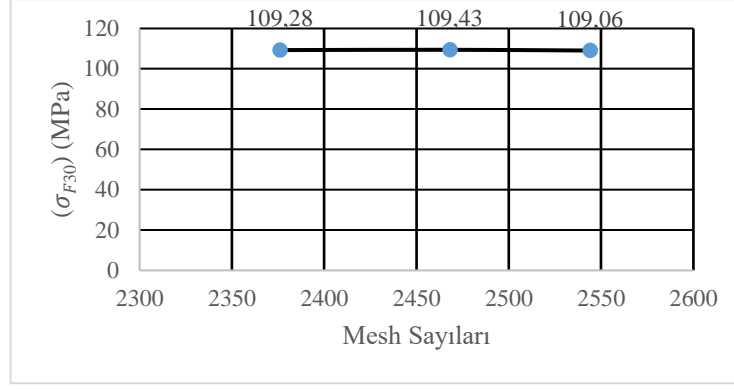
Mesh Sayıları	σ_{F30}
2376	107,07
2468	107,07
2544	107,08



Şekil 3.14. En Yüksek Gerilmeye Sahip Noktadaki Dış Kökü Gerilmesi (σ_{Max}) Yakınsama Grafiği

Tablo 3.11. En Yüksek Gerilmeye Sahip Noktadaki Dış Kökü Gerilmesi (σ_{Max})

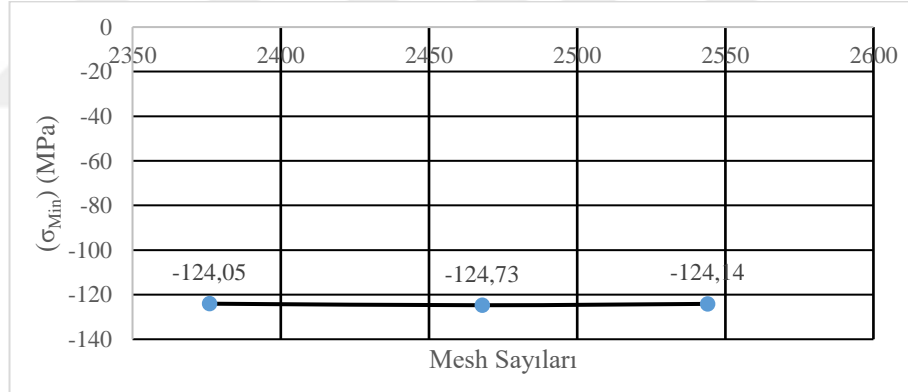
Mesh Sayıları	σ_{Max}
2376	109,28
2468	109,43
2544	109,06



Şekil 3.15. En Yüksek Gerilmeye Sahip Noktadaki Dış Kökü Gerilmesi (σ_{Max}) Yakınsama Grafiği

Tablo 3.12. En Düşük Gerilmenin Olduğu Yerdeki Dış Kökü Gerilmesi (Basınç Tarafı) (σ_{Min})

Mesh Sayıları	σ_{F0}
2376	-124,05
2468	-124,73
2544	-124,14



Şekil 3.16. En Düşük Gerilmenin Olduğu Yerdeki Dış Kökü Gerilmesi (Basınç Tarafı) (σ_{Min}) Yakınsama Grafiği

Yakınsama grafiklerinde mesh sayıları ile analiz sonuçları kıyaslandığında sonuçların çok fazla sapmadığı tespit edilmiştir. Bu yüzden diğer modellerin analiz sonuçları yüksek kalitede hesaplatılmıştır. Çalışma kapsamındaki tüm analiz sonuçları araştırma bulguları ve tartışma bölümünde verilmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1 Solu Eleman Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analiz sonuçlarının ISO 6336:2019 (σ_{F0}) a göre hesaplatılan analiz sonuçlarından daha düşük çıktığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni ise şu şekilde açıklanabilir, sonlu eleman analizinin yapısı nedeniyle deplasman ve yer değiştirmeler olması gereken değerden daha düşük değerlerde hesaplanmaktadır bu yüzden de ISO 6336:2019 normuna göre daha düşük sonuçlar çıkmıştır. Bu çalışma kapsamında yapılan sonlu elemanlar analiz sonuçları aşağıda (Tablo 4.1, Tablo 4.2, Tablo 4.3, Tablo 4.4) paylaşılmıştır.

Tablo 4.1. FEM Analiz Sonuçları 1

	Z60 - Z58 Profil Kaydırmaz			
	Model 1 (15°)	Model 2 (20°)	Model 3 (25°)	Model 4 (30°)
σ_{F0}	108,51	94,75	165,25	119,31
σ_{F30}	107,08	93,5	165,25	107,08
σ_{Max}	109,06	96,84	176,36	130,99
σ_{Min}	-124,14	-118	-151,65	-181,15
σ_{F0}	111,38	102,42	96,19	166,98

Tablo 4.2. FEM Analiz Sonuçları 2

	Z60 - Z57 Profil Kaydırmaz			
	Model 5 (15°)	Model 6 (20°)	Model 7 (25°)	Model 8 (30°)
σ_{F0}	121,4	106,95	94,36	121,91
σ_{F30}	120,75	105,74	95,43	106,99
σ_{Max}	121,81	108,04	101,37	137,01
σ_{Min}	-140,18	-131,84	-130,9	-189,24
σ_{F0}	125,93	115,61	107,71	171,57

Tablo 4.3. FEM Analiz Sonuçları 3

	Z60 - Z58 Profil Kaydırmalı			
	Model 9 (15°)	Model 10 (20°)	Model 11 (25°)	Model 12 (30°)
σ_{F0}	118,76	97,78	82,69	95,61
σ_{F30}	117,7	96,46	84,31	88,78
σ_{Max}	119,09	99,84	90,6	102,68
σ_{Min}	-142,48	-121,69	-117,38	-143,21
σ_{F0}	128,22	105,94	95,11	99,73

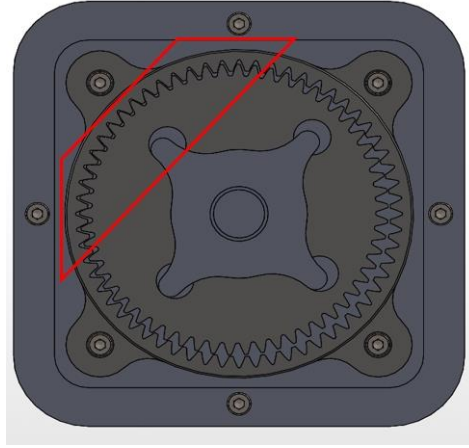
Tablo 4.4. FEM Analiz Sonuçları 4

Z60 - Z57 Profil Kaydırmalı				
	Model 13 (15°)	Model 14 (20°)	Model 15 (25°)	Model 16 (30°)
σ_{F0}	53,59	89,85	75,25	0
σ_{F30}	52,86	88,17	76,47	171,31
σ_{Max}	54,08	92,6	85,79	156,09
σ_{Min}	-61,31	-112	-112,15	-275,57
σ_{F0}	76,89	96,47	87,78	90,81

Dişli kavrama oranı, bir dişli çiftinde dişlerin birbirleriyle temas ettikleri süreyi gösteren bir parametredir. Dişli çarkların çalışma performansı, gürültüsü, aşınması ve mukavemeti üzerinde etkilidir. Diş sayısı, diş profili, diş modülü, basınç açısı, helis açısı ve dişli çarkların merkez mesafesi gibi faktörlere bağlı olarak değişir. KISSsoft programında hesaplatılan kavrama oranları Tablo 4.5 'te verilmiştir. Program sadece temas noktasının olduğu yerleri hesapladığı için hesaplamalar düşük çıkmaktadır fakat bu redüktörün çalışma yapısı gereğince kavrama anında 18 dişlinin kavradığı Şekil 4.1'de görülmektedir. Dolayısıyla redüktörde gerçekte oluşan kavrama oranı 18 kat daha fazla oluşmaktadır.

Tablo 4.5. Harmonik Redüktör Kavrama Oranı Tablosu

	KISSsoft' Kavrama Oranı	Gerçekte Olan Kavrama Oranı
Model 1 (15°)	0,383	6,894
Model 2 (20°)	0,556	10,008
Model 3 (25°)	0,695	12,51
Model 4 (30°)	0,736	13,248
Model 5 (15°)	0,864	15,552
Model 6 (20°)	0,932	16,776
Model 7 (25°)	1,01	18,18
Model 8 (30°)	1,189	21,402
Model 9 (15°)	1,579	28,422
Model 10 (20°)	1,641	29,538
Model 11 (25°)	1,523	27,414
Model 12 (30°)	1,39	25,02
Model 13 (15°)	2,031	36,558
Model 14 (20°)	1,816	32,688
Model 15 (25°)	1,613	29,034
Model 16 (30°)	1,076	19,368



Şekil 4.1. Redüktörde Temas Eden Dişli Sayısı

Dişli çarklarda kırılma diş dibinden oluşmaktadır. Bu bakımdan dişli çarkların kritik kesitlerdeki gerilmeleri hesaplamak önemlidir. Kritik kesit dişli çarkın en çok zorlandığı, kırılma ihtimalinin en fazla olduğu kesittir. Kök güvenliği kritik kesitteki eğilme gerilmesinin, dişli çarkın malzemesinin eğilme dayanımına oranı olarak ifade edilir. KISSsoft programına göre ISO/DIN normları gereğince ve AGMA normları gereğince metal malzemeler için kabul edilen emniyetli değerler Tablo 4.6 ve Tablo 4.7’de paylaşılmıştır.

Tablo 4.6. ISO/DIN Standardına Göre Emniyetler

	m<= 0,5	m=1	m>=2
Root Safety (Kök Güvenliği)	0,6	1,2	1,4
Flank Safety (Yanak Güvenliği)	0,6	0,9	1
Sürtünmeye Karşı Güvenlik (Entegre Sıcaklık)	0,9	1,8	1,8
Sürtünmeye Karşı Güvenlik Parlama Sıcaklığı)	1	2	2
Micropittinge Karşı Güvenlik	2	2	2
Diş Kanadı Kırılmasına Karşı Güvenlik	1,2	1,2	1,2

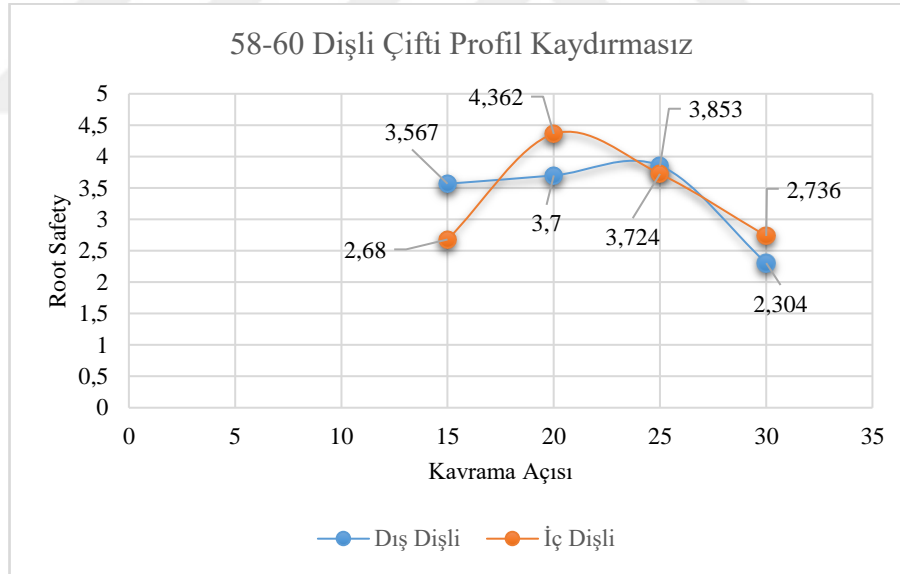
Tablo 4.7. AGMA Standardına Göre Emniyetler

	m<= 0,5	m=1	m>=2
Root Safety (Kök Güvenliği)	0,43	0,85	1
Flank Safety (Yanak Güvenliği)	0,6	0,9	1

Tasarlanan dişlilere ait kök güvenliği emniyet değerleri Tablo 4.8’de verilmiştir. ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında yüksek emniyetli çıktığı görülmektedir.

Tablo 4.8. Tasarlanan Dişlilere Ait Kök Güvenliği Değerleri

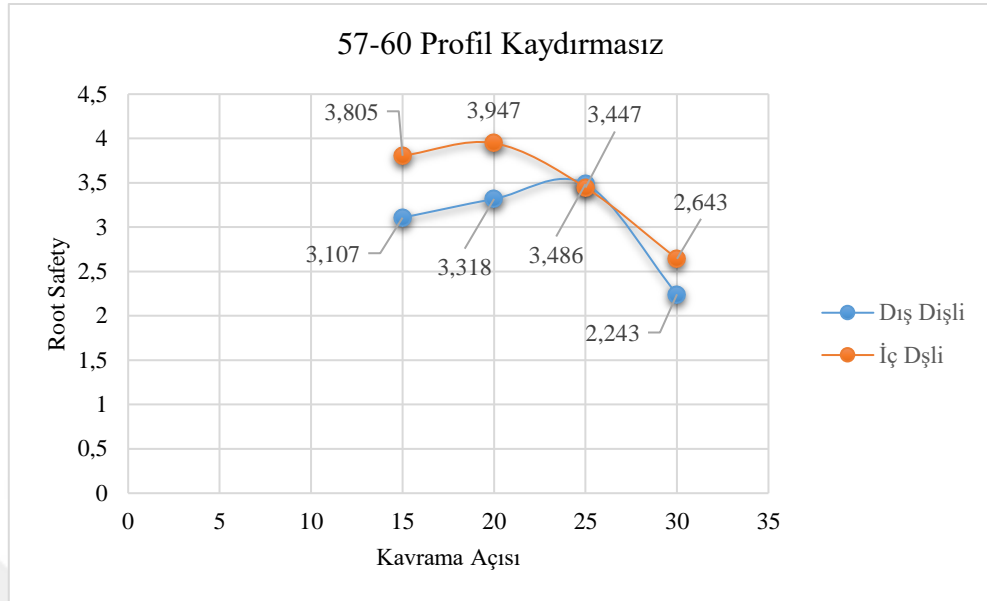
	Model Adı	Root Safety (Kök Güvenliği)	
		Dış Dişli	İç Dişli
Z58-Z60 Profil Kaydırma Yok	Model 1	3,567	2,68
	Model 2	3,7	4,362
	Model 3	3,853	3,724
	Model 4	2,304	2,736
Z57-Z60 Profil Kaydırma Yok	Model 5	3,107	3,805
	Model 6	3,318	3,947
	Model 7	3,486	3,447
	Model 8	2,243	2,643
Z58-Z60 Profil Kaydırma Var	Model 9	2,773	2,56
	Model 10	2,99	3,014
	Model 11	3,49	2,795
	Model 12	3,616	4,207
Z57-Z60 Profil Kaydırma Var	Model 13	3,327	3,465
	Model 14	2,87	2,971
	Model 15	3,514	2,892
	Model 16	3,408	4,088



Şekil 4.2. 58-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmaz, Root Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği

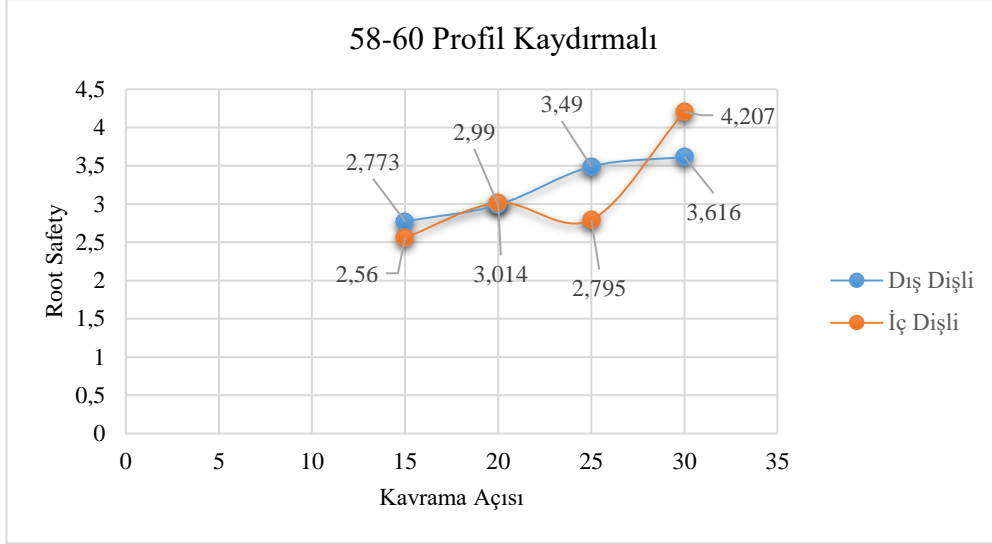
Şekil 4.2 incelendiğinde 58-60 dişli çiftinde dış dişlide en yüksek root safety değeri 25 ° kavrama açısına göre 3,853 olarak bulunmuştur, ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. İç dişlide ise en yüksek root safety değeri 20 ° kavrama açısına göre 4,362 olarak bulunmuştur, bu değerde ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. En

düşük değerler 30 ° kavrama açılarında olduğu görülmektedir. Bu değerler de ISO/DIN standartları ile kıyaslandığında emniyetli olduğu görülmektedir.



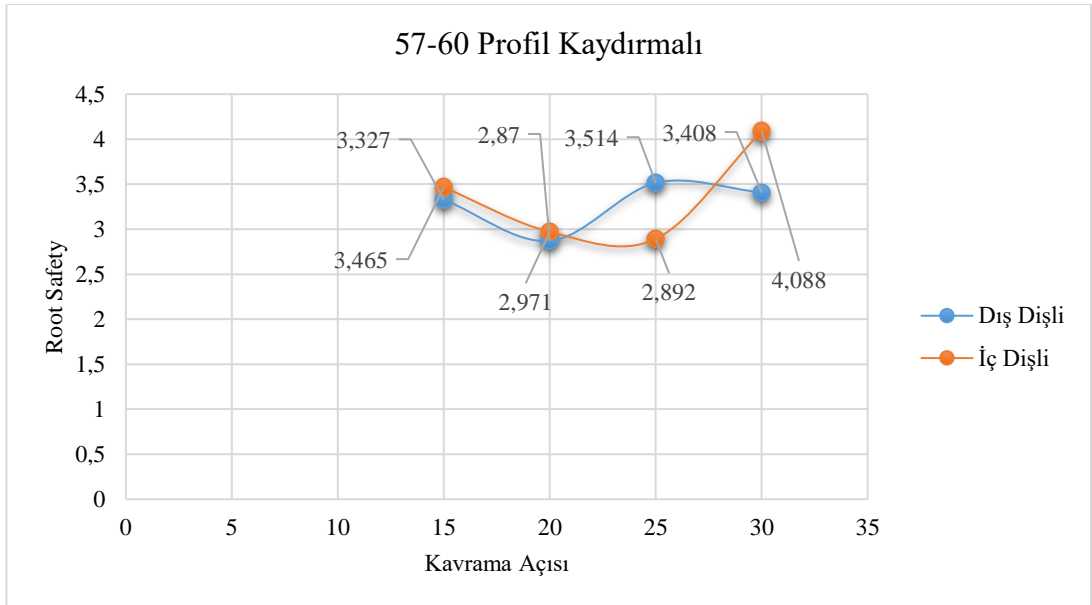
Şekil 4.3. 57-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmasız, Root Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği

Şekil 4.3 incelendiğinde ise 57-60 dişli çiftinde dış dişlide en yüksek root safety değeri 25 ° kavrama açısına göre 3,447 olarak bulunmuştur, ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. İç dişlide ise en yüksek root safety değeri 20 ° kavrama açısına göre 3,947 olarak bulunmuştur, bu değerde ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. En düşük değerler 30 ° kavrama açılarında olduğu görülmektedir. Bu değerler de ISO/DIN standartları ile kıyaslandığında emniyetli olduğu görülmektedir.



Şekil 4.4. 58-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmalı, Root Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği

Şekil 4.4 incelendiğinde ise 58-60 dişli çiftinde dış dişlide en yüksek root safety değeri 30° kavrama açısına göre 3,616 olarak bulunmuştur, ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. İç dişlide ise en yüksek root safety değeri 30° kavrama açısına göre 4,207 olarak bulunmuştur, bu değerde ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. En düşük değerler 15° kavrama açılarındadır olduğu görülmektedir. Bu değerler de ISO/DIN standartları ile kıyaslandığında emniyetli olduğu görülmektedir.



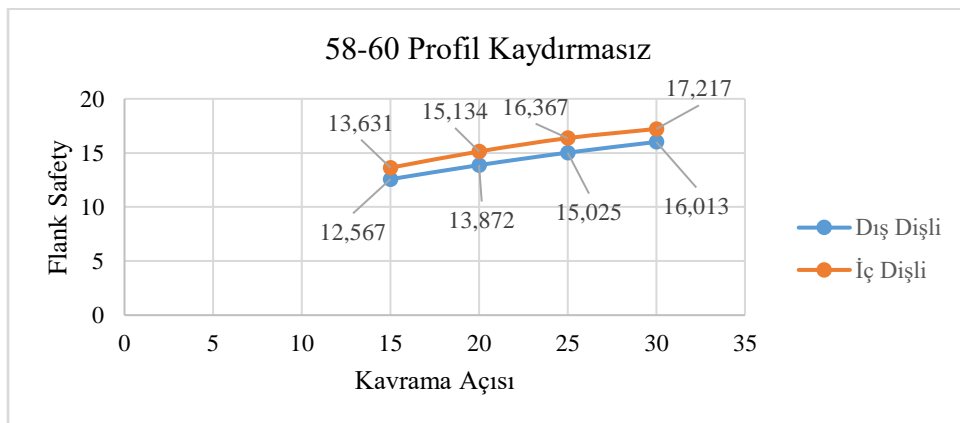
Şekil 4.5. 57-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmalı, Root Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği

Şekil 4.5 incelendiğinde ise 57-60 dişli çiftinde dış dişlide en yüksek root safety değeri 30 ° kavrama açısına göre 3,408 olarak bulunmuştur, ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. İç dişlide ise en yüksek root safety değeri 30 ° kavrama açısına göre 4,088 olarak bulunmuştur, bu değerde ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer iç dişlide 25 ° kavrama açısında 2,892 olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer dış dişlide 15 ° kavrama açısında 3,327 olduğu tespit edilmiştir. Bu değerler de ISO/DIN standartları ile kıyaslandığında emniyetli olduğu görülmektedir.

Tablo 4.9. Tasarlanan Dişlilere Ait Yanak Güvenliği Değerleri

	Model Adı	Flank Safety (Yanak Güvenliği)	
		Dış Dişli	İç Dişli
Z58- Z60 Profil Kaydır ma Yok	Model 1	12,567	13,631
	Model 2	13,872	15,134
	Model 3	15,025	16,367
	Model 4	16,013	17,217
Z57- Z60 Profil Kaydır ma Yok	Model 5	8,746	10,721
	Model 6	10,316	12,063
	Model 7	11,5	13,06
	Model 8	12,883	14,01
Z58- Z60 Profil Kaydır ma Var	Model 9	8,159	27,26
	Model 10	7,867	26,161
	Model 11	9,945	25,486
	Model 12	12,039	24,469
Z57- Z60 Profil Kaydır ma Var	Model 13	17,8331	17,861
	Model 14	6,431	17,323
	Model 15	8,614	16,741
	Model 16	12,664	13,831

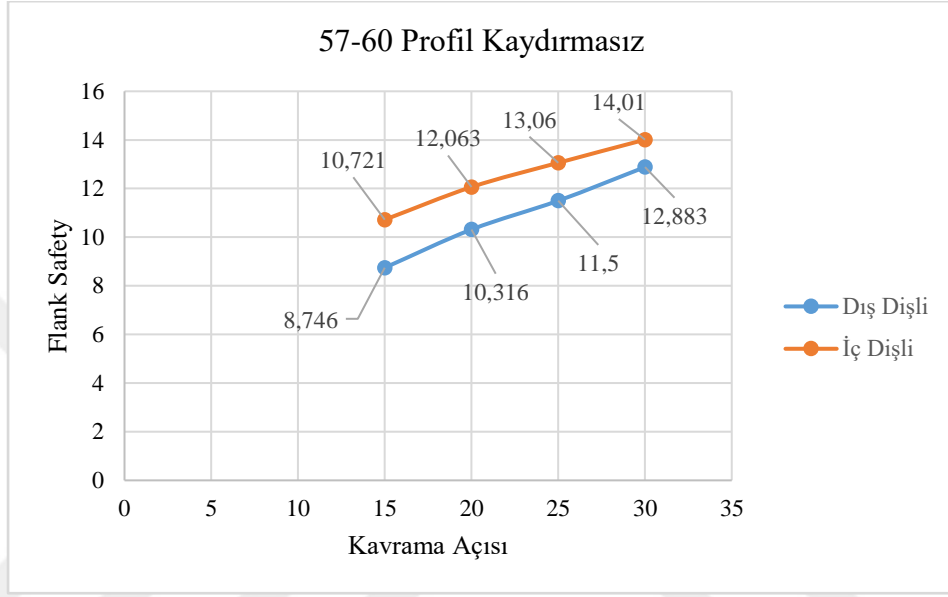
Tasarlanan dişlilere ait yanak güvenliği emniyet değerleri Tablo 4.9' da verilmiştir. ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında yüksek emniyetli çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.6. 58-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmaz, Flank Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği

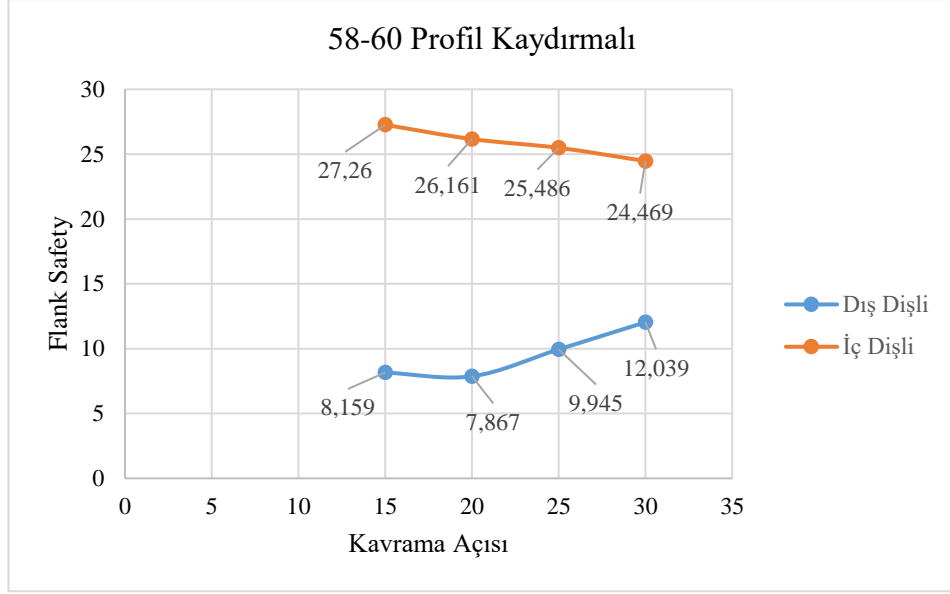
Şekil 4.6 incelendiğinde ise 58-60 dişli çiftinde dış dişlide en yüksek flank safety değeri 30 ° kavrama açısına göre 16,013 olarak bulunmuştur, ISO/DIN

standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. İç dişlide ise en yüksek root safety değeri 30 ° kavrama açısına göre 17,217 olarak bulunmuştur, bu değerde ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer iç dişlide 15 ° kavrama açısında 13,631 olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer dış dişlide 15 ° kavrama açısında 12,567 olduğu tespit edilmiştir. Bu değerler de ISO/DIN standartları ile kıyaslandığında emniyetli olduğu görülmektedir.



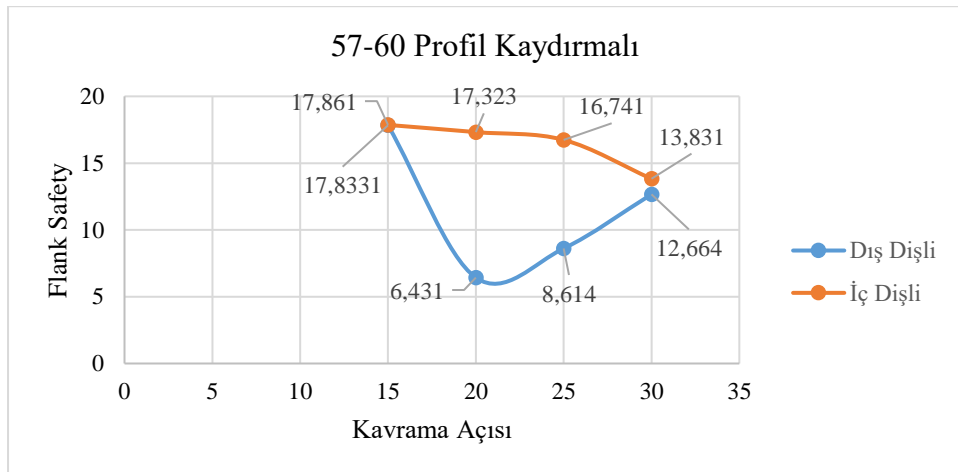
Şekil 4.7. 57-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmaz, Flank Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği

Şekil 4.7 incelendiğinde ise 57-60 dişli çiftinde dış dişlide en yüksek flank safety değeri 30 ° kavrama açısına göre 12,883 olarak bulunmuştur, ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. İç dişlide ise en yüksek root safety değeri 30 ° kavrama açısına göre 14,01 olarak bulunmuştur, bu değerde ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer iç dişlide 15 ° kavrama açısında 10,721 olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer dış dişlide 15 ° kavrama açısında 8,746 olduğu tespit edilmiştir. Bu değerler de ISO/DIN standartları ile kıyaslandığında emniyetli olduğu görülmektedir.



Şekil 4.8. 58-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmalı, Flank Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği

Şekil 4.8 incelendiğinde ise 58-60 dişli çiftinde dış dişlide en yüksek flank safety değeri 30 ° kavrama açısına göre 12,039 olarak bulunmuştur, ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. İç dişlide ise en yüksek root safety değeri 15 ° kavrama açısına göre 27,26 olarak bulunmuştur, bu değerde ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer iç dişlide 30 ° kavrama açısında 24,469 olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer dış dişlide 15 ° kavrama açısında 8,159 olduğu tespit edilmiştir. Bu değerler de ISO/DIN standartları ile kıyaslandığında emniyetli olduğu görülmektedir.



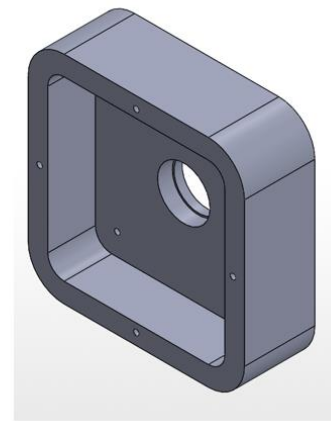
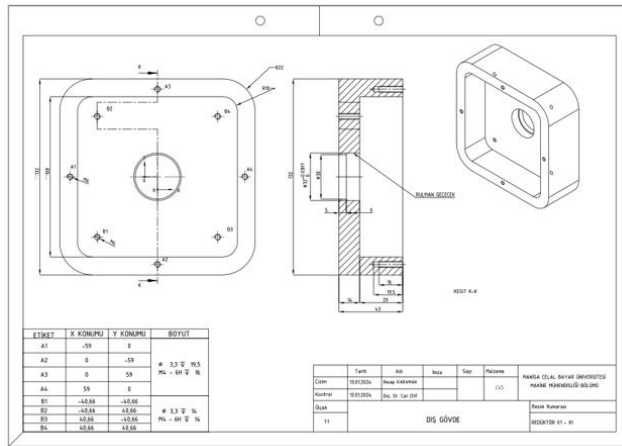
Şekil 4.9. 57-60 Dişli Çiftine Ait, Profil Kaydırmalı, Flank Safety Değerlerinin Kavrama Açısına Göre Değişim Grafiği

Şekil 4.9 incelendiğinde ise 57-60 dişli çiftinde dış dişlide en yüksek flank safety değeri 15° kavrama açısına göre 17,8331 olarak bulunmuştur, ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. İç dişlide ise en yüksek root safety değeri 15° kavrama açısına göre 17,861 olarak bulunmuştur, bu değerde ISO/DIN standartlarına göre kıyaslandığında emniyetli olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer iç dişlide 30° kavrama açısında 13,831 olduğu tespit edilmiştir. En düşük değer dış dişlide 20° kavrama açısında 6,431 olduğu tespit edilmiştir. Bu değerler de ISO/DIN standartları ile kıyaslandığında emniyetli olduğu görülmektedir.

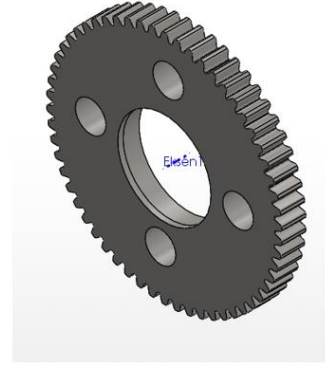
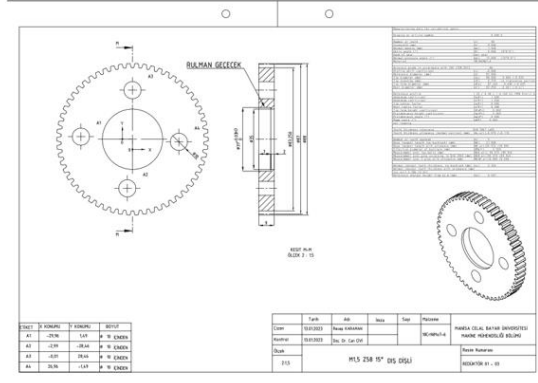
4.2.Redüktörün SolidWorks Programı ile Tasarlanması

Tasarım prosesi teknolojinin ilerlemesi ve taleplerimize uyum sağlamak amacıyla sürekli evrim geçiren bir süreçtir. Bu fikrin oluşum aşamasından başlayıp pazar araştırmasına kadar devam eden geniş bir süreci içerir. Bu bağlamda bir ürünün oluşum süreci genel anlamda; tasarım süreci, ürünün prototipinin oluşturulması, testlerinin yapılması ve pazara sunulması aşamalarını içermektedir.

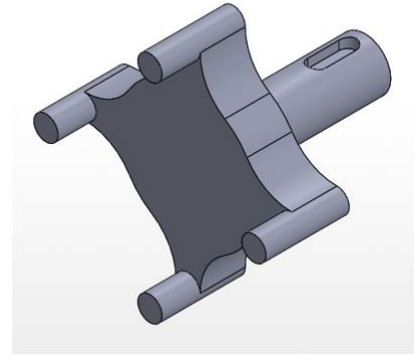
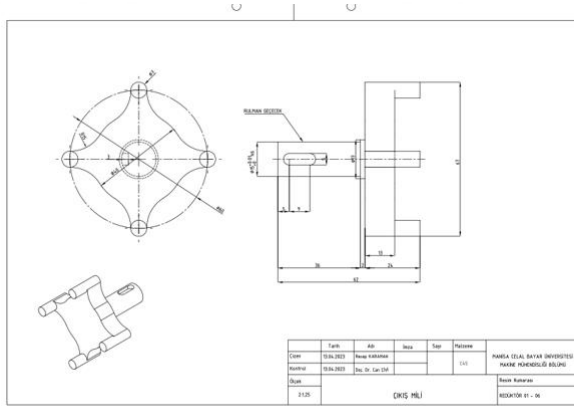
Bu çalışmada harmonik redüktörün tasarım süreci üretilebilirlik çalışmaları yapıldıktan sonra katı model sürecine geçilmiştir. Harmonik redüktörün Sonlu Elemanlar Analizleri ürünün sahada kullanımı düşünülerek yapıldığı için dişli malzemeleri AISI 4820 olarak bilinen 18CrniMo7-6 çeliği seçilmiştir. Ürünün prototipinin maliyeti düşünüldüğünde 3B yazıcıdan PLA Filamentten yazdırılmıştır. Harmonik redüktör tasarımının teknik resimleri ve 3D görselleri Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13, Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.10. Dış Gövde 3D Görünümü



Şekil 4.14. Dış Dişli 3D Görünümü

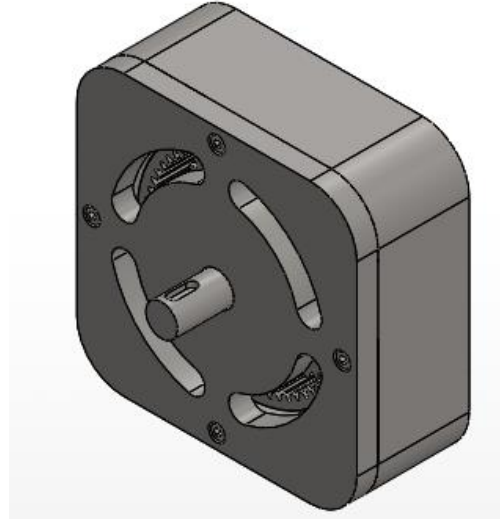


Şekil 4.15. Çıkış Mili 3D Görünümü

Harmonik redüktörde kullanılan rulmanların 3D görüntüleri Şekil 4.8'de paylaşılmıştır.



Şekil 4.16. 6002, 61805, 61802 Rulmanların 3D Görünümleri



Şekil 4.17. Harmonik Redüktörün 3D Montaj Görünümü



Şekil 4.18. Harmonik Redüktör 3D De-Montaj Görünümü

Tez çalışması kapsamında tasarımı yapılan ve üretilen harmonik redüktörün teknik resimleri ekler kısmında paylaşılmıştır.

4.3. Harmonik Redüktörün 3B Yazıcıda Yazdırılması

Bu bölümde bilgisayar ortamında tasarımı tamamlanan evolvent profil yapısındaki rijit harmonik redüktör 3D eklemeli imalat yöntemiyle yazdırılmıştır. 3D eklemeli imalat yönteminin seçilmesinin en başlıca nedeni, tasarımın yapıldıktan sonra baskının karmaşıklığına bağlı olmakla birlikte genel itibarıyla hızlı bir şekilde yazdırılabilmektedir. Geleneksel imalat yöntemlerine göre daha ucuz bir teknolojidir. Yazıcıda kullanılacak filamentler kullanım amacınıza göre değişiklik gösterebilmektedir. Plastik, metal, seramik, biyolojik dokular vb. gibi alternatif filamentler piyasada bulunmaktadır. Bu çalışmada kullanılan filamentler PLA malzeme kullanılmıştır. PLA malzemenin teknik özellikleri aşağıda paylaşılmıştır [38].

- ABS ile kıyaslandığında %30 – 80 daha hızlı baskı alınabilir.
- Yüzey kalitesi bakımından iyi bir özellik sunmaktadır.
- Her baskıda aynı kaliteyi almak mümkündür.

Baskı için Şekil 4.19’de görseli paylaşılan yazıcı kullanılmıştır. Kullanılan yazıcının teknik özellikleri aşağıdaki gibidir. [39]

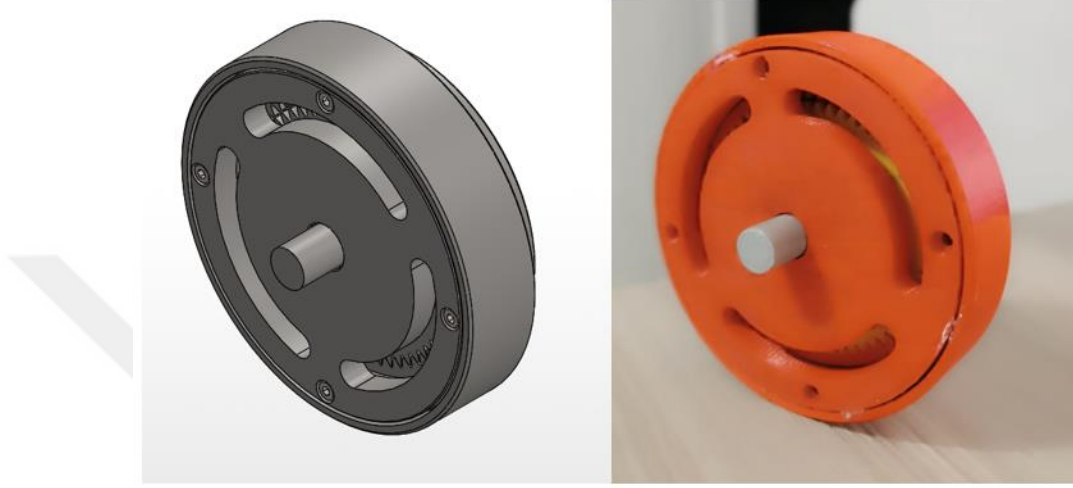
- **Dış Çerçeve Boyutları:** 495 x 585 x 780 mm
- **Baskı Hacmi:** 330 x 240 x 300 mm
- **Baskı Sıcaklığı:** 280'C'ye kadar
- **Baskı Hızı:** Q4 mm³ / s
- **XYZ Çözünürlüğü:** 6.9, 6.9, 2.5 mikron
- **Baskı Kafası:** Çözünür Destek Malzemeli Çift Ekstrüzyon
- **Filament Çapı:** 2.85 mm



Şekil 4.19. 3D Yazıcının Görseli

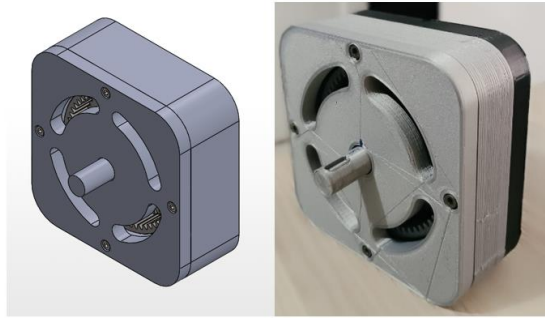
Yapılan tasarımlar ve analizler neticesinde profil kaydırmalı versiyon olan Model 10 versiyonu seçilmiştir. Çünkü profil kaydırma olmayan modellerde dış üstlerinden kesme yapıldığı için kavrama oranları düşük çıkmıştır bu da redüktörün performansını etkileyebilecek bir durumdur. Diğer bir neden ise çevrim oranı dişlilerin birbirine yakın olması seçilmiştir çünkü bu sayede çevrim oranı daha yüksek çıkmaktadır. Diğer bir neden ise profil kavrama açısının 20 derece olması önemlidir çünkü farklı bir açıda olur ise bu redüktörün seri üretimi düşünülecek olur ise özel bir takım üretmek anlamına gelir bu da ek bir maliyet ve özel bir durumdur bunlar günümüz imalat sanayisi göz önüne alınacak olur ise istenmeyen durumlardır. Bu nedenle kavrama açısının 20 ° olmasına dikkat edilmiştir.

Bu redüktör tasarımında 2 farklı tasarım yöntemi izlendi ve bu tasarımlar yazdırılmıştır. İlk yöntemde redüktörün iç dişli olarak da tabir edilen karşılık dişlisinin serbest olduğu durumdur. Bu durumda serbestlik derecesi 2 olduğu için redüktörün harmonik hareketi yapmadığı gözlemlenmiştir. Bu tasarımın CAD görseli ve baskı alınmış hali Şekil 4.20’de verilmiştir.



Şekil 4.20. Yöntem 1 3D Baskı Görseli

Harmonik hareketin sağlıklı olabilmesi açısından iç dişli çarkın sabitlenmesi gerektiğine karar verilmiştir ve bu şekilde diğer bir yöntem ile tasarım yapılmış ve 3D baskı alınmıştır. Bu metotta diğer tasarımdan farklı olması açısından redüktörün dış kısmında görsel olarak değişiklik yapılmıştır. Bu tasarımda aynı zamanda redüktörün çevrim oranı kontrol edilmiş ve 29 olduğu tespit edilmiştir. Bu tasarımın görseli Şekil 4.21’de paylaşılmıştır.



Şekil 4.21. Yöntem 2 3D Bakı Görseli

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER KISMI

Bu çalışmada evolvent profil yapısında rijit harmonik redüktör tasarım ve imalatı için hesaplama ve analizler gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, optimum tasarım verilerinin elde edilebilmesi için toplamda 16 farklı model üzerinde çalışılmıştır. Farklı kavrama açılarında (15°, 20°, 25° ve 30°) ve farklı profil kaydırma oranları ile farklı diş modifikasyonlarında tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Tasarımlarda gerçekleştirilen optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen farklı redüktörlerin Sonlu Elemanları Metodu (SEM) ile analizi yapılarak dişliler üzerindeki gerilmelerin bu farklı tasarım parametrelerine göre değişimleri incelenmiştir. Redüktör imalata hazır hale getirilmiş ve illüstrasyon amacıyla PLA malzeme kullanılarak 3D eklemeli imalat yöntemiyle başarılı şekilde imal edilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen bulgular şu şekildedir;

1. Küçük bir hacimde yüksek çevrim oranına sahip, evolvent profil yapılı harmonik harekete sahip bir redüktörün tasarımı ve 3D yazıcı ile üretimi başarılı şekilde gerçekleştirilmiştir. Yapılan tasarımlarda tüm modellerde, dişlilerin birbiriyle sorunsuz çalışabilmesi hedeflenmiştir ve bu hedef başarıyla gerçekleştirilmiştir.
2. Yapılan çalışma kapsamında, harmonik hareketin, diş profil modifikasyonlarıyla farklı diş sayılarında sağlanabildiği, dolayısıyla farklı çevrim oranlarında evolvent profilli rijit harmonik redüktör yapılabileceği belirlenmiştir.
3. Özel tip takım gerektirmeden, bilinen klasik yöntem dişli talaşlı imalat metotlarıyla, harmonik dişli mekanizması üretiminin mümkün olabileceği bir tasarım üzerinde detaylı şekilde çalışılmış ve nihayetinde bu kapsamda seri üretim koşullarına uygun imalat parametrelerine sahip bir tasarım elde edilebilmiştir.
4. Tasarım optimizasyon parametrelerinden biri olan profil kaydırma optimizasyonunun yapılmadığı durumlarda kavrama oranının daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Dişli sistemlerinde eksenler arası mesafeyi sağlamak ve diş emniyetini artırmak için yaygın şekilde gerçekleştirilen profil kaydırma işlemi, bu tez kapsamında yapılan çalışmada evolvent profilin harmonik hareketi yapabilmesi için en temel çözüm olarak ortaya çıkmıştır.
5. Yapılan analizler irdelendiğinde, dişlilerdeki diş kökü emniyet değerleri ele alındığında özellikle optimum tasarım parametrelerinde, standartlar baz alındığında istenen minimum emniyet katsayılarından çok daha yüksek değerler elde edildiği görülmüştür. Dişlilerdeki yanak emniyet katsayılarının da istenen minimum standart değerlerle kıyaslandığında yüksek değerlerde olduğu tespit edilmiştir. Bunun temel nedeni, oluşturulan profil yapılarında yüksek oranda dişli teması olmasıdır. Bu sayede diş kökü ve diş yanaklarının emniyet değerlerinin yüksek olduğu görülmüştür.
6. Bu çalışma kapsamında tüm analiz verileri irdelendiğinde, nihai olarak Z60 – Z58 kavrama açısı 20 ° olan profil kaydırmalı dişli mekanizmasının hem diş

dibi hem yanak güvenlik katsayıları hem de seri imalat koşulları çerçevesinde en optimum tasarım olduğu tespit edilmiştir. Bu tasarımın çevrim oranı 29'dur. Tasarım kısıtı olarak belirlenen 3 kW giriş gücünü, çok yüksek emniyet katsayılarıyla taşıyabilmektedir.

7. Çalışma kapsamında Z60 – Z57 15 ° kavrama açısı olan profil kaydırmalı dişli mekanizmasının kavrama oranı en yüksek çıkmıştır. Ancak çevrim oranı 19 olması ve kavrama açısı 15 ° olmasından dolayı üretimi özel takım gerekeceğinden dolayı seri imalat koşulları baz alındığında önerilmemektedir.
8. Çalışma kapsamında geleneksel redüktörlere göre hacim ve tork bakımından çok daha üstün, küçük alanda yüksek tork seviyelerine çıkılabilen evolvent profilli redüktör başarıyla üretilmiştir. Öneri olarak, takip eden çalışmalarda pinyon ve çark diş sayısı artırılarak, çoklu pinyon kullanılarak veya modül değerleri artırılarak, farklı kombinasyonların üretilmesiyle daha fazla tork ve kavrama oranına sahip redüktörler de üretilebilir. Kavrama oranının yüksek olması sebebiyle istenildiği takdirde, redüktörün hacmi küçültülebilir veya malzeme optimizasyonları ile daha hafif bir redüktör üretimi mümkün olabilir.

KAYNAKLAR

- [1] K. Dimitoka, “Selçuk Redüktörün Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 2002.
- [2] M. Şeber, “Selçuk Redüktör’ün Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Çeşitli Örneklerinin İmalatı”, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 2002.
- [3] M. Kasap, “Yeni Tip Dişli Mekanizması Selçuk Redüktörün Kinematik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 2002.
- [4] H. Güneş ve H. Dilipak, “Sikloid Dişli Kutusu Tasarımı Ve Hareket Analizi”, *4th International Eurasian Conference on Science, Engineering and Technology (EurasianSciEnTech 2022) December 14-16, 2022*, 2022, [Çevrimiçi]. Erişim adresi: www.EurasianSciEnTech.org
- [5] J. H. Shin ve S. M. Kwon, “On The Lobe Profile Design In A Cycloid Reducer Using Instant Velocity Center”, *Mech Mach Theory*, c. 41, sy 5, ss. 596-616, May. 2006, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2005.08.001.
- [6] S. K. MALHOTRA ve M. A. PARAMESWARAN, “ANALYSIS OF A CYCLOID SPEED REDUCER”, 1983.
- [7] M. Blagojevic, N. Marjanovic, Z. Djordjevic, B. Stojanovic, ve A. Disic, “A new design of a two-stage cycloidal speed reducer”, *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, c. 133, sy 8, 2011, doi: 10.1115/1.4004540.
- [8] K. S. Lin, K. Y. Chan, ve J. J. Lee, “Kinematic error analysis and tolerance allocation of cycloidal gear reducers”, *Mech Mach Theory*, c. 124, ss. 73-91, Haz. 2018, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.12.028.
- [9] F. L. Litvin ve P.-H. Feng, “COMPUTERIZED DESIGN AND GENERATION OF CYCLOIDAL GEARINGS”, 1996.
- [10] L. X. Xu ve Y. H. Yang, “Dynamic modeling and contact analysis of a cycloid-pin gear mechanism with a turning arm cylindrical roller bearing”, *Mech Mach Theory*, c. 104, ss. 327-349, Eki. 2016, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.018.
- [11] T. L. Tran, A. D. Pham, ve H. J. Ahn, “Lost Motion Analysis of One Stage Cycloid Reducer Considering Tolerances”, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, c. 17, sy 8, ss. 1009-1016, Ağu. 2016, doi: 10.1007/s12541-016-0123-8.
- [12] T. Kim, J. Lee, W. Jeong, H. Jeon, ve S. Oh, “Development of Harmonic Drive Combining Four Arcs for Conventional Kinematic Application”, *Machines*, c. 10, sy 11, s. 1058, Kas. 2022, doi: 10.3390/machines10111058.
- [13] M. Masoumi ve H. Alimohammadi, “An Investigation Into The Vibration Of Harmonic Drive Systems”, *Frontiers of Mechanical Engineering*, c. 8, sy 4, ss. 409-419, Ara. 2013, doi: 10.1007/s11465-013-0275-5.
- [14] G. A. Timofeev ve Y. V. Kostikov, “Torsional Rigidity of Harmonic Gear Drives”, *Russian Engineering Research*, c. 36, sy 12, ss. 995-998, Ara. 2016, doi: 10.3103/S1068798X16120169.

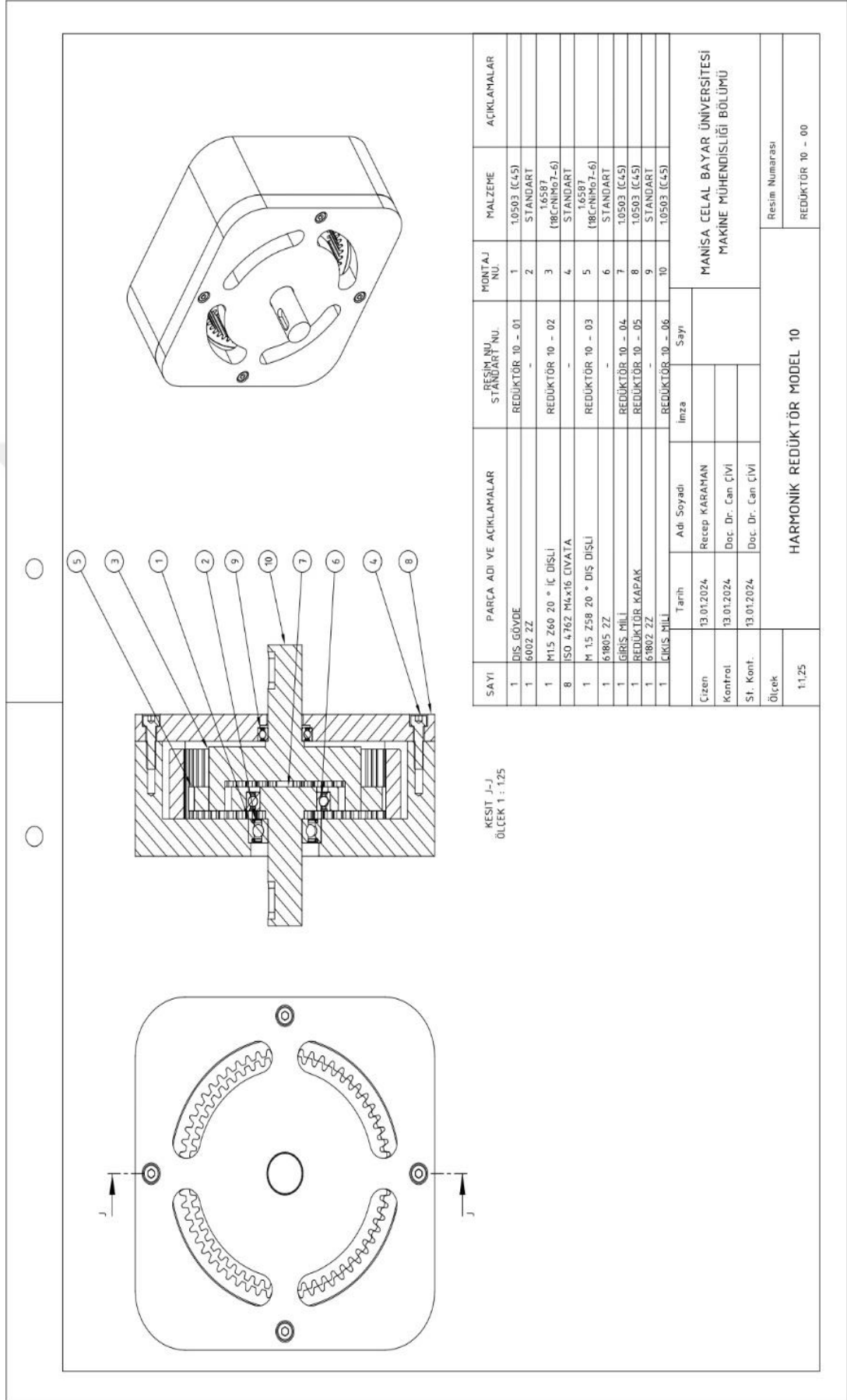
- [15] V. Sahoo ve R. Maiti, “Load sharing by tooth pairs in involute toothed harmonic drive with conventional wave generator cam”, *Meccanica*, c. 53, sy 1-2, ss. 373-394, Oca. 2018, doi: 10.1007/s11012-017-0698-x.
- [16] O. Kayabasi ve F. Erzincanli, “Shape Optimization Of Tooth Profile Of A Flexspline For A Harmonic Drive By Finite Element Modelling”, *Mater Des*, c. 28, sy 2, ss. 441-447, 2007, doi: 10.1016/j.matdes.2005.09.009.
- [17] V. Kosse, “ANALYTICAL INVESTIGATION OF THE CHANGE IN PHASE ANGLE BETWEEN THE WAVE GENERATOR AND THE TEETH MESHING ZONE IN HIGH-TORQUE MECHANICAL HARMONIC DRIVES”, 1997.
- [18] N. Tahralı ve C. Çivi, *Makine Elemanları (Konstrüksiyon Elemanları) Teorik Açıklamalar ve Çözümlü Problemler 2. Cilt - Mekanizmalar ve İrtibat Elemanları*. Manisa: Nobel Akademik Yayıncılık, 2023.
- [19] Akkurt M., “Makine Elemanları 2. Cilt”, Birsen Yayınevi. Erişim: 04 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: https://scholar.google.com.tr/scholar?q=mustafa+akkurt+makine+elemanlar%C4%B1&hl=tr&as_sdt=0,5&scisig=8aaWZcrQM-KSy9YP17Gx-AE&dts=MWRitlCp22sJ&hl=tr&pli=1
- [20] R. Şahinoğlu, “Dişli Çark Nedir, Dişli Çark Çeşitleri Nelerdir?”, Kaizen 4.0. Erişim: 05 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.kaizen40.com/disli-cark-nedir-ve-cesitleri-nelerdir/>
- [21] M. Akkurt, *Makine Elemanları II. Cilt*. İstanbul: Birsen Yayınevi, 2012.
- [22] “Düz Dişli Nedir? Nasıl Çalışır, Avantajları Nelerdir?”, teknikürünler.com. Erişim: 04 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.teknikurunler.com/duz-disli-nedir-nasil-calisir-avantajlari-nelerdir-rehber/>
- [23] “Helis Dişli Çarklar”, Makine Eğitimi. Erişim: 04 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.makinaegitimi.com/helis-disli-carklar/>
- [24] A. Yaşa, “Düz Dişlilerin Modellenmesi Ve Mekanik Özelliklerinin Karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa, 2008.
- [25] “Zincir, Dişli ve Kremayerler”, Turgay Rulman Sanayi ve Ticaret Ltd. Şti. Erişim: 05 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.tugayrulman.com.tr/sayfa.asp?d=119>
- [26] “Modül 2.5 Düz Kremayer (25X25) (Deliksiz)”, Mermak Cnc Otomasyon. Erişim: 05 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.cnc-marketi.com/urun/modul-2-5-duz-kremayer-25x25-deliksiz>
- [27] “Bevel gear pairs”, Tecnica Industriale Srl Global Supplies. Erişim: 05 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: http://www.tecnicaindustriale.net/bevel_gear_pairs.htm
- [28] M. Kayış, “Sikloid Hız Düşürücü Tasarımı ve Prototip İmalatı”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2023.
- [29] “Konik dişli redüktör nedir?”, Güç Aktarım. Erişim: 06 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://gucaktarim.com/konik-disli-reduktor-nedir/>
- [30] “Otomasyon Uygulamalarında Planet Dişli Redüktörler”, Entatis Endüstriyel Güç Aktarma Sistemleri. Erişim: 06 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://entasistr.com/tr/makale/otomasyon-uygulamalarinda-planet-disli-reduktorler.html>

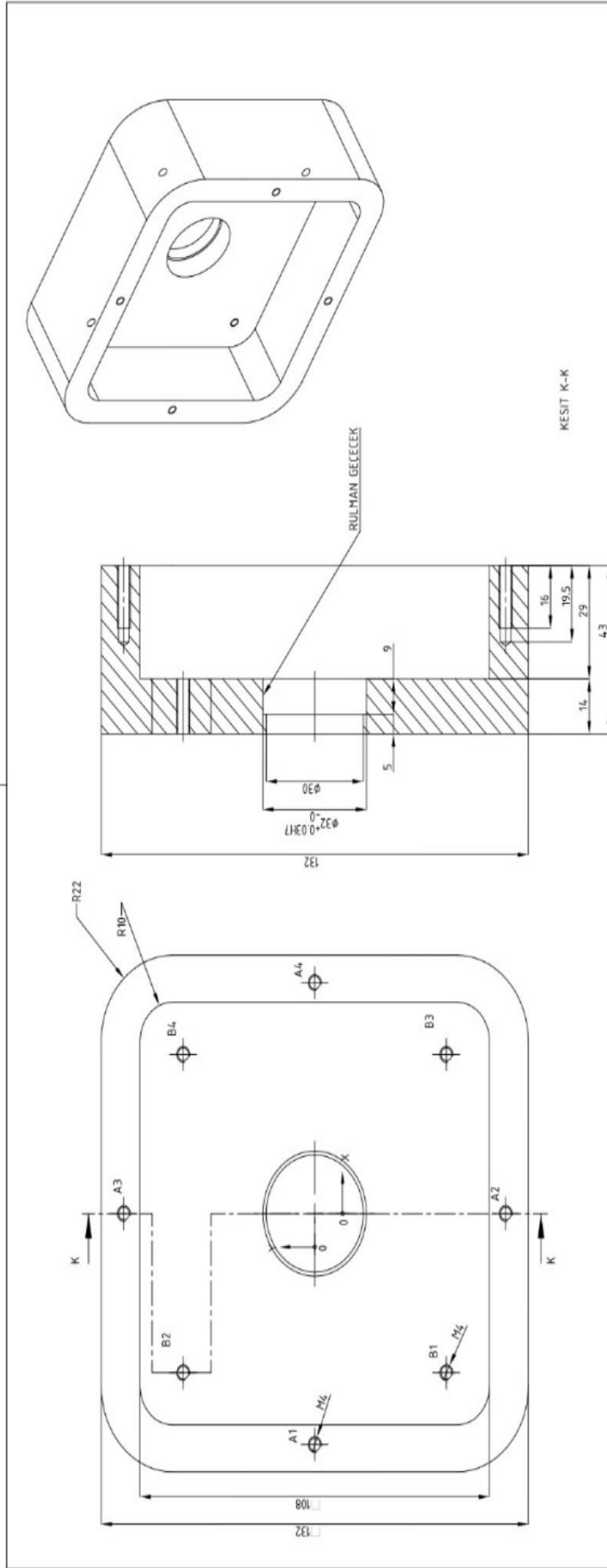
- [31] A. E. M. Mozamel, “Manyetik Volanlı Redüktörün Tasarımı, İmalatı ve Performans Analizi”, Doktora Tezi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Samsun, 2019.
- [32] “Differential Gear Service”, Eagle Transmission Service. Erişim: 07 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://parkertransmissionrepair.com/transmission-services-parker/differential-gear-service/>
- [33] “Harmonik Şanzıman Tahrik”, Giga Products . Erişim: 07 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://tr.precisionreducer.com/harmonic-drive-gearbox/harmonic-gearbox-drive.html>
- [34] M. B. Yaşar, “Cycloid Planet Dişli Tahriklerinde Temas Gerilmelerinin Analizi”, Yüksek Lisans, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2022.
- [35] “KISSsoft”, KISSsoft. Erişim: 10 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.kisssoft.com/en/products/product-overview/kisssoft-elements>
- [36] “SolidWorks Nedir?”, Yenasoft. Erişim: 10 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://yenasoft.com/blog/solidworks-nedir/>
- [37] G. Kayımoğlu, “Sonlu Elemanlar Metodu İle Evolvent Düz Dişli Çarkların Diş Kökü Gerilmelerinin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2010.
- [38] “BASF Ultrafuse PLA Malzeme Özellikleri”, Online Filament . Erişim: 18 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.onlinefilament.com/urun/ultrafuse-gri-pro1-filament>
- [39] “Ultimaker S3 3D Yazıcı Teknik Özellikleri”, Boyutkat. Erişim: 18 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.boyutkat.com/3d-yazici/3d-yazici-incelemeleri/profesyonel-fdm-3d-yazicilar/ultimaker-s3-ve-s5-3d-yazici-ozellikleri-ve-detayli-incelemesi/>

ÖZGEÇMİŞ



EKLER





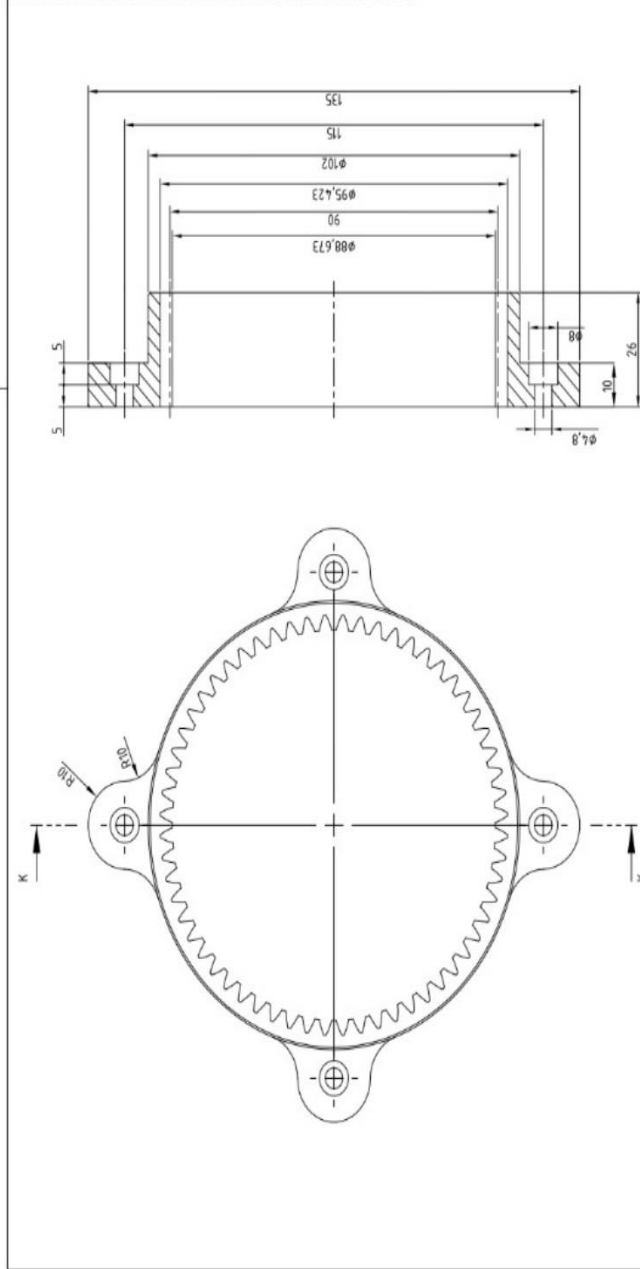
ETİKET	X KONUMU	Y KONUMU	BOYUT
A1	-59	0	
A2	0	-59	ϕ 3,3 ∇ 19,5
A3	0	59	M4 - 6H ∇ 16
A4	59	0	
B1	-40,66	-40,66	ϕ 3,3 ∇ 14
B2	-40,66	40,66	M4 - 6H ∇ 14
B3	40,66	-40,66	
B4	40,66	40,66	

Çizen	Tarih	Adı	Malzeme
13.01.2024	Recep KARAMAN		Ç45
Kontrol	13.01.2024	Def. Dr. Can Civi	
Ölçek			
1:1			

MANİSA LELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ

Resim Numarası
REDÜKTÖR 10 - 01

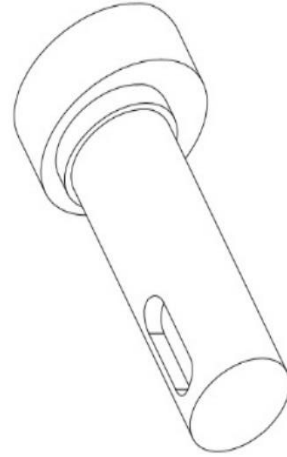
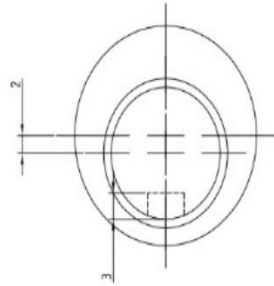
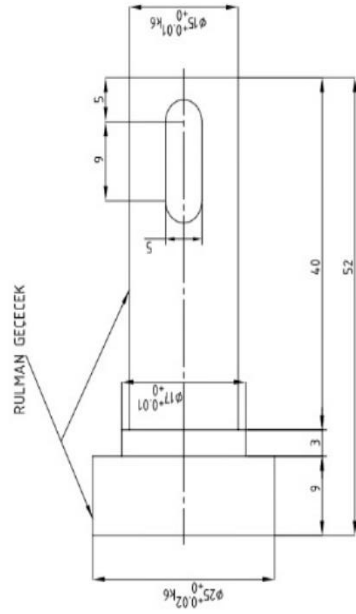
MÜHÜRLEMEK İÇİN İZLENİLMELİ ALAN		E. İR-1	
İZLENİLEN İZ	İZLENİLEN KODU	İZLENİLEN İZ	İZLENİLEN KODU
1	01	1	01
2	02	2	02
3	03	3	03
4	04	4	04
5	05	5	05
6	06	6	06
7	07	7	07
8	08	8	08
9	09	9	09
10	10	10	10
11	11	11	11
12	12	12	12
13	13	13	13
14	14	14	14
15	15	15	15
16	16	16	16
17	17	17	17
18	18	18	18
19	19	19	19
20	20	20	20
21	21	21	21
22	22	22	22
23	23	23	23
24	24	24	24
25	25	25	25
26	26	26	26
27	27	27	27
28	28	28	28
29	29	29	29
30	30	30	30
31	31	31	31
32	32	32	32
33	33	33	33
34	34	34	34
35	35	35	35
36	36	36	36
37	37	37	37
38	38	38	38
39	39	39	39
40	40	40	40
41	41	41	41
42	42	42	42
43	43	43	43
44	44	44	44
45	45	45	45
46	46	46	46
47	47	47	47
48	48	48	48
49	49	49	49
50	50	50	50
51	51	51	51
52	52	52	52
53	53	53	53
54	54	54	54
55	55	55	55
56	56	56	56
57	57	57	57
58	58	58	58
59	59	59	59
60	60	60	60
61	61	61	61
62	62	62	62
63	63	63	63
64	64	64	64
65	65	65	65
66	66	66	66
67	67	67	67
68	68	68	68
69	69	69	69
70	70	70	70
71	71	71	71
72	72	72	72
73	73	73	73
74	74	74	74
75	75	75	75
76	76	76	76
77	77	77	77
78	78	78	78
79	79	79	79
80	80	80	80
81	81	81	81
82	82	82	82
83	83	83	83
84	84	84	84
85	85	85	85
86	86	86	86
87	87	87	87
88	88	88	88
89	89	89	89
90	90	90	90
91	91	91	91
92	92	92	92
93	93	93	93
94	94	94	94
95	95	95	95
96	96	96	96
97	97	97	97
98	98	98	98
99	99	99	99
100	100	100	100



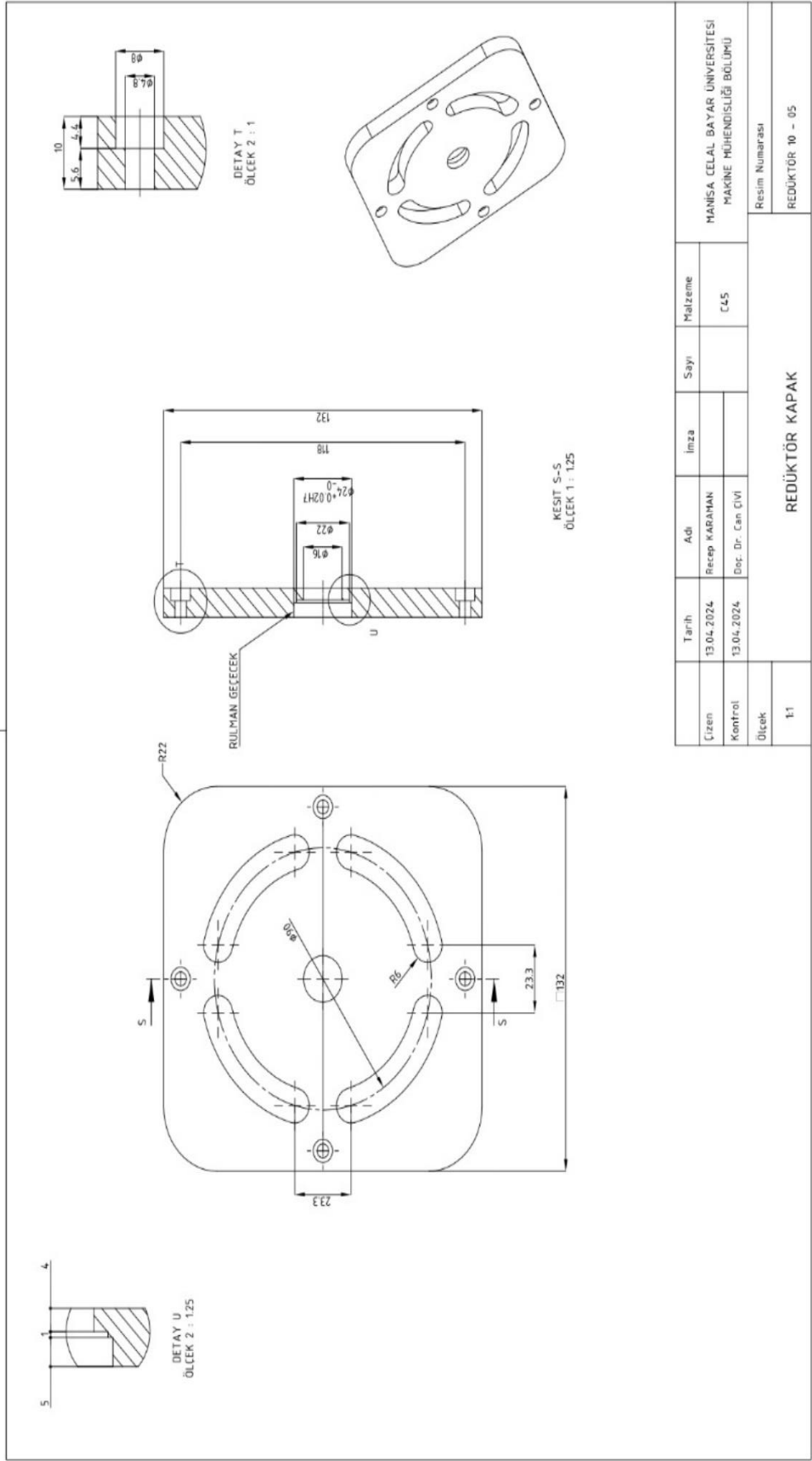
KESİT K-K



Çizen	Tarih	Adı	Malzeme	Sayı	İmza	Resim Numarası
Recep KARAMAN	13.01.2024		18CrNiMo7-6			REDÜKTÖR 10 - 02
Def. Dr. Can CİVİ	13.01.2024					
Ölçek						
M1,5 Z60 20° İÇ DİŞLİ						
1:1						



Çizim	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ
Kontrol	13.04.2024	Recep KARAMAN			CL5	
Ölçek	13.04.2024	Def. Dr. Can CİVİ				REDÜKTÖR 10 - 04
2:1						GİRİŞ MİLİ



Çizen	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme
Recep KARAMAN	13.04.2024				CL5
Kontrol	13.04.2024	Def. Dr. Can Civi			
Ölçek					
1:1					

Resim Numarası
REDÜKTÖR 10 - 05

Name: M1.5_Z58_Z60_15_DERECE
 Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 01:59:26

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	58
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.137
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	15.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
FE mesh density	high
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	54.11
Load application diameter (mm)	[den]	87.46
Load application angle (°)	[αFn]	14.70

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	83.48
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	108.51

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ30°]	83.55
---------------	---------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	107.08
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	83.37
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	109.06
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	83.37
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-124.14

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)

Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	111.38
--	-------	--------

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	1.83
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.23
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{rFn} (μm)	[f_tilt_den]	0.60
Total tooth rotation at d _{rFn} (°)	[ydsFn]	0.0008
Tooth body rotation for d _r (°)	[ydf]	0.0008
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	29.52

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	5409
Number of elements	2554
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _{vM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.131	41.402	82.914	-38.97
-2.244	41.396	82.914	-33.90
-2.018	41.408	82.914	-53.66
-1.941	41.417	82.924	-69.85
-1.867	41.434	82.953	-81.53
-1.794	41.462	83.001	-96.22
-1.725	41.498	83.067	-103.78
-1.660	41.542	83.151	-117.04
-1.601	41.594	83.250	-118.62
-1.594	41.602	83.265	-123.91
-1.586	41.610	83.280	-122.53
-1.578	41.618	83.296	-124.12
-1.571	41.627	83.313	-123.74

-1.563	41.636	83.330	-123.89
-1.555	41.645	83.348	-123.58
-1.548	41.655	83.367	-124.14
-1.540	41.664	83.386	-123.80
-1.532	41.675	83.406	-123.92
-1.525	41.685	83.426	-123.89
-1.517	41.696	83.448	-123.84
-1.510	41.707	83.469	-123.29
-1.509	41.709	83.472	-123.38
-1.508	41.710	83.475	-123.17
-1.501	41.721	83.495	-122.94
-1.495	41.731	83.515	-122.36
-1.489	41.741	83.535	-121.84
-1.483	41.751	83.555	-121.18
-1.482	41.753	83.559	-121.21
-1.481	41.755	83.563	-120.85
-1.474	41.768	83.589	-120.12
-1.467	41.781	83.614	-118.94
-1.460	41.795	83.641	-117.92
-1.454	41.809	83.668	-116.54
-1.447	41.823	83.696	-115.35
-1.441	41.837	83.724	-113.81
-1.435	41.852	83.754	-112.47
-1.429	41.867	83.783	-110.78
-1.423	41.883	83.814	-109.29
-1.417	41.898	83.845	-107.50
-1.412	41.915	83.877	-105.88
-1.407	41.931	83.909	-103.99
-1.401	41.948	83.942	-102.26
-1.396	41.964	83.975	-100.31
-1.391	41.982	84.010	-98.51
-1.387	41.999	84.045	-96.51
-1.382	42.018	84.081	-94.58
-1.378	42.036	84.117	-92.42
-1.374	42.055	84.154	-90.36
-1.370	42.073	84.191	-88.11
-1.366	42.093	84.230	-85.94
-1.362	42.112	84.269	-83.64
-1.359	42.132	84.308	-81.39
-1.356	42.152	84.348	-79.04
-1.353	42.173	84.390	-76.71
-1.350	42.194	84.431	-74.32
-1.347	42.215	84.473	-71.92
-1.344	42.237	84.516	-69.40
-1.342	42.259	84.560	-66.88
-1.340	42.281	84.604	-64.04

-1.338	42.303	84.649	-60.92
-1.336	42.326	84.694	-58.29
-1.333	42.349	84.740	-55.65
-1.331	42.373	84.787	-54.12
-1.329	42.397	84.835	-52.38
-1.326	42.421	84.883	-50.95
-1.323	42.445	84.932	-49.32
-1.320	42.470	84.981	-48.15
-1.317	42.495	85.031	-46.81
-1.314	42.520	85.082	-45.62
-1.311	42.546	85.133	-44.33
-1.307	42.572	85.185	-43.30
-1.304	42.599	85.238	-42.09
-1.300	42.626	85.291	-41.13
-1.296	42.653	85.345	-40.05
-1.292	42.680	85.400	-39.08
-1.266	42.847	85.732	-32.24
Tension side			
2.131	41.402	82.914	35.12
2.018	41.408	82.914	48.11
1.942	41.416	82.924	61.85
1.867	41.434	82.953	72.40
1.794	41.462	83.001	84.76
1.725	41.498	83.067	91.52
1.660	41.542	83.151	102.32
1.601	41.594	83.250	104.30
1.594	41.602	83.265	108.37
1.586	41.610	83.280	107.45
1.578	41.618	83.296	108.82
1.571	41.627	83.313	108.53
1.563	41.636	83.330	108.72
1.555	41.645	83.348	108.52
1.548	41.655	83.367	109.06
1.540	41.664	83.386	108.80
1.532	41.675	83.406	108.95
1.525	41.685	83.426	108.98
1.517	41.696	83.448	109.00
1.510	41.707	83.469	108.60
1.509	41.709	83.472	108.69
1.508	41.710	83.475	108.51
1.501	41.721	83.495	108.38
1.495	41.731	83.515	107.96
1.489	41.741	83.535	107.58
1.483	41.751	83.555	107.08
1.482	41.753	83.559	107.13

1.481	41.755	83.563	106.83
1.474	41.768	83.589	106.31
1.467	41.781	83.614	105.38
1.460	41.795	83.641	104.62
1.454	41.809	83.668	103.53
1.447	41.823	83.696	102.63
1.441	41.837	83.724	101.42
1.435	41.852	83.754	100.39
1.429	41.867	83.783	99.07
1.423	41.883	83.814	97.93
1.417	41.898	83.845	96.52
1.412	41.915	83.877	95.28
1.407	41.931	83.909	93.80
1.401	41.948	83.942	92.48
1.396	41.964	83.975	90.95
1.391	41.982	84.010	89.58
1.387	41.999	84.045	88.02
1.382	42.018	84.081	86.55
1.378	42.036	84.117	84.87
1.374	42.055	84.154	83.28
1.370	42.073	84.191	81.52
1.366	42.093	84.230	79.86
1.362	42.112	84.269	78.05
1.359	42.132	84.308	76.32
1.356	42.152	84.348	74.47
1.353	42.173	84.390	72.69
1.350	42.194	84.431	70.78
1.347	42.215	84.473	68.91
1.344	42.237	84.516	66.92
1.342	42.259	84.560	64.94
1.340	42.281	84.604	62.58
1.338	42.303	84.649	60.00
1.336	42.326	84.694	57.79
1.333	42.349	84.740	55.69
1.331	42.373	84.787	54.55
1.329	42.397	84.835	53.28
1.326	42.421	84.883	52.25
1.323	42.445	84.932	51.08
1.320	42.470	84.981	50.34
1.317	42.495	85.031	49.48
1.314	42.520	85.082	48.72
1.311	42.546	85.133	47.93
1.307	42.572	85.185	47.34
1.304	42.599	85.238	46.65
1.300	42.626	85.291	46.17
1.296	42.653	85.345	45.33

1.292	42.680	85.400	45.34
1.266	42.847	85.731	42.56

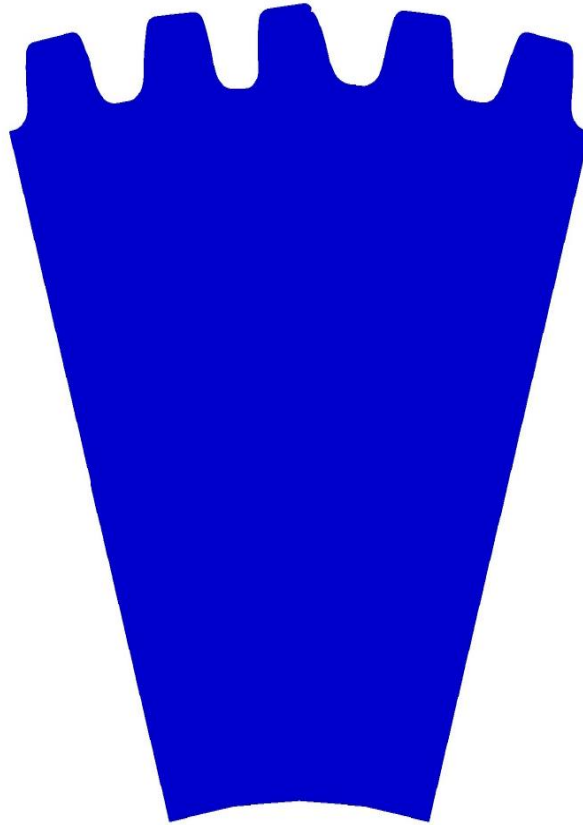


Figure: Results

End of report (lines: 234)

KISSsoft – Student license

File

Name: m1.5_z58_z60_20_derece

Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 04:50:50

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	58
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.101
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane strain
FE mesh density	high
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	55.62
Load application diameter (mm)	[den]	87.86
Load application angle (°)	[αFn]	20.22

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Highest normal stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	83.57
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	94.75

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ30°]	83.62
---------------	---------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	93.50
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	83.41
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	96.84
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	83.41
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-118.00

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	102.42

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	1.58
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.09
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{rFn} (μm)	[f_tilt_den]	0.49
Total tooth rotation at d _{rFn} (°)	[ydsFn]	0.0007
Tooth body rotation for d _r (°)	[ydf]	0.0006
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	35.14

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	5143
Number of elements	2434
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation, Maximum principal stress

x	y	d	σ ₁
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.201	41.443	83.003	-47.20
-2.247	41.440	83.003	-41.67
-2.155	41.445	83.003	-54.54
-2.057	41.458	83.019	-76.23
-1.963	41.487	83.066	-85.94
-1.873	41.530	83.144	-101.31
-1.791	41.586	83.250	-109.76
-1.782	41.594	83.265	-116.21
-1.772	41.602	83.280	-114.77
-1.763	41.611	83.296	-116.17
-1.754	41.620	83.313	-115.41
-1.744	41.629	83.331	-116.74
-1.734	41.639	83.349	-116.66

-1.725	41.649	83.369	-117.68
-1.716	41.659	83.389	-117.40
-1.706	41.670	83.410	-118.00
-1.697	41.681	83.431	-117.60
-1.688	41.693	83.453	-117.67
-1.679	41.704	83.476	-117.25
-1.670	41.717	83.501	-117.31
-1.661	41.729	83.525	-116.51
-1.653	41.742	83.548	-116.12
-1.645	41.754	83.572	-115.27
-1.644	41.755	83.574	-115.30
-1.643	41.756	83.577	-115.12
-1.636	41.768	83.600	-114.51
-1.629	41.781	83.625	-113.62
-1.628	41.782	83.628	-113.60
-1.627	41.784	83.631	-113.16
-1.619	41.799	83.660	-112.33
-1.611	41.814	83.689	-110.86
-1.603	41.829	83.720	-109.73
-1.596	41.845	83.750	-108.02
-1.589	41.861	83.782	-106.67
-1.582	41.877	83.814	-104.71
-1.575	41.894	83.848	-103.16
-1.568	41.911	83.882	-100.97
-1.562	41.929	83.917	-99.22
-1.555	41.947	83.952	-96.81
-1.549	41.966	83.988	-94.83
-1.544	41.984	84.025	-92.18
-1.538	42.003	84.063	-89.91
-1.533	42.023	84.102	-86.87
-1.528	42.043	84.141	-83.95
-1.523	42.063	84.181	-80.67
-1.518	42.084	84.222	-77.51
-1.514	42.105	84.264	-74.64
-1.509	42.126	84.307	-71.70
-1.505	42.148	84.350	-69.27
-1.500	42.170	84.394	-66.54
-1.495	42.193	84.438	-64.78
-1.490	42.216	84.484	-62.92
-1.485	42.239	84.530	-61.90
-1.479	42.263	84.578	-60.63
-1.474	42.287	84.625	-59.68
-1.468	42.312	84.674	-58.51
-1.462	42.336	84.723	-57.62
-1.456	42.362	84.774	-56.58
-1.450	42.388	84.825	-55.71

-1.444	42.414	84.877	-54.75
-1.437	42.440	84.929	-53.94
-1.431	42.467	84.983	-53.07
-1.424	42.494	85.036	-52.26
-1.417	42.522	85.092	-51.41
-1.410	42.550	85.147	-50.64
-1.403	42.579	85.204	-49.82
-1.395	42.607	85.261	-49.04
-1.387	42.637	85.319	-48.24
-1.380	42.666	85.377	-47.46
-1.372	42.697	85.437	-46.68
-1.363	42.727	85.497	-45.88
-1.355	42.758	85.558	-45.14
-1.346	42.789	85.620	-44.28
-1.297	42.964	85.967	-39.27
Tension side			
2.201	41.443	83.003	40.51
2.155	41.445	83.003	46.47
2.057	41.458	83.019	64.13
1.963	41.486	83.066	71.68
1.873	41.530	83.144	83.93
1.791	41.586	83.250	90.08
1.782	41.594	83.265	95.46
1.772	41.602	83.280	94.31
1.763	41.611	83.296	95.41
1.754	41.620	83.313	94.76
1.744	41.629	83.331	95.87
1.734	41.639	83.349	95.76
1.725	41.649	83.369	96.57
1.716	41.659	83.389	96.36
1.706	41.670	83.410	96.84
1.697	41.681	83.431	96.53
1.688	41.693	83.453	96.60
1.679	41.704	83.476	96.28
1.670	41.717	83.501	96.33
1.661	41.729	83.525	95.70
1.653	41.742	83.548	95.41
1.645	41.754	83.572	94.75
1.644	41.755	83.574	94.77
1.643	41.756	83.577	94.64
1.636	41.768	83.600	94.19
1.629	41.781	83.625	93.50
1.628	41.782	83.628	93.48
1.627	41.784	83.631	93.13
1.619	41.799	83.660	92.51

1.611	41.814	83.689	91.36
1.603	41.829	83.720	90.53
1.596	41.845	83.750	89.19
1.589	41.861	83.782	88.15
1.582	41.877	83.814	86.67
1.575	41.894	83.848	85.47
1.568	41.911	83.882	83.77
1.562	41.929	83.917	82.44
1.555	41.947	83.952	80.56
1.549	41.966	83.988	79.04
1.544	41.984	84.025	76.98
1.538	42.003	84.063	75.23
1.533	42.023	84.102	72.84
1.528	42.043	84.141	70.55
1.523	42.063	84.181	67.93
1.518	42.084	84.222	65.44
1.514	42.105	84.264	63.15
1.509	42.126	84.307	60.84
1.505	42.148	84.350	58.93
1.500	42.170	84.394	56.78
1.495	42.193	84.438	55.43
1.490	42.216	84.484	53.99
1.485	42.239	84.530	53.28
1.479	42.263	84.578	52.35
1.474	42.287	84.625	51.70
1.468	42.312	84.674	50.87
1.462	42.336	84.723	50.27
1.456	42.362	84.774	49.54
1.450	42.388	84.825	48.98
1.444	42.414	84.877	48.34
1.437	42.440	84.929	47.83
1.431	42.467	84.983	47.28
1.424	42.494	85.036	46.78
1.417	42.522	85.092	46.26
1.410	42.550	85.147	45.82
1.403	42.579	85.204	45.32
1.395	42.607	85.261	44.89
1.387	42.637	85.319	44.42
1.380	42.666	85.377	43.98
1.372	42.697	85.437	43.65
1.363	42.727	85.497	43.19
1.355	42.758	85.558	42.73
1.346	42.789	85.620	42.65
1.297	42.964	85.966	40.33

End of report (lines: 230)

Name: M1.5_Z58_Z60_25_DERECE
 Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 04:55:59

Calculation of tooth root stress with 3D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	58
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.079
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	25.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000

1.2 FEM settings

FE mesh density high
 Gear segment boundary conditions Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

The load distribution defined in the contact analysis is used as input for the calculation.
 The contact line in the middle of the facewidth that passes through the outer single tooth contact point is selected as the generating point.

Diameter of single tooth contact point, HPSTC (mm)	[dload]	88.27
Diameter of single tooth contact point (force application in FEM) (mm)	[dloadFEM]	88.32

Force distribution: see 3D FEM graphic

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress
 Tooth root stress at the contact point of the 30° tangent, calculated as specified in the standard

Diameter (mm)	[dsFn]	83.63
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	165.25

Tooth root stress at the contact point of the 30° tangent, calculated with the tooth form		
Diameter (mm)	[dσ30°]	83.63
Position on facewidth (mm)	[bσ30°]	3.54
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σ30°]	165.25
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	83.41
Position above facewidth (mm)	[bσmax]	1.81
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σmax]	176.36
Tooth root stress at the point with the lowest stress		
Diameter (mm)	[dσmin]	83.06
Position above facewidth (mm)	[bσmin]	4.19
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σmin]	-151.65

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Nominal stress in the root rounding (N/mm²)	[σF0]	96.19

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (µm)	[fbtot]	3.34
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (µm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	3.22
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{sFn} (µm)		
	[f_tilt_den]	0.12
Total tooth rotation at d _{sFn} (°)	[ydsFn]	0.0002
Tooth body rotation for d _r (°)	[ydf]	0.0002
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c'=Fn/b/fbtot]	17.24 *
*Fn/b = 57.67 (N/mm)		

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes:	124983
Number of elements:	17084
Element type:	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress in middle section

x	y	z	d	σ _{VM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm²)	
Compression side				
-2.230	41.469	-0.122	83.058	-43.71
2.230	41.469	0.122	83.058	-13.31
-2.229	41.469	0.128	83.058	-45.44
2.211	41.471	-0.006	83.060	-19.40
-2.211	41.471	0.006	83.060	-24.08
2.191	41.474	0.117	83.063	-32.06
2.191	41.474	-0.132	83.064	-29.47
-2.191	41.474	0.132	83.064	-19.12
2.172	41.478	-0.010	83.069	-45.74
2.155	41.481	0.116	83.074	-49.70

2.150	41.482	-0.122	83.076	-52.39
2.133	41.487	0.003	83.083	-55.84
2.113	41.493	0.020	83.094	-62.56
2.095	41.499	-0.033	83.104	-67.47
2.078	41.506	0.138	83.116	-71.42
2.058	41.514	0.000	83.131	-74.62
2.038	41.524	0.129	83.147	-77.63
2.038	41.524	-0.132	83.147	-80.35
2.019	41.534	-0.003	83.166	-86.72
2.001	41.544	0.129	83.184	-81.26
2.001	41.544	-0.131	83.185	-84.57
1.983	41.555	0.001	83.205	-83.24
1.966	41.567	-0.129	83.227	-89.90
1.966	41.567	0.130	83.227	-88.63
1.949	41.579	0.000	83.250	-95.70
1.933	41.592	-0.129	83.273	-89.06
1.933	41.592	0.130	83.273	-88.77
1.918	41.605	0.000	83.298	-87.82
1.903	41.619	-0.131	83.324	-89.93
1.903	41.619	0.128	83.324	-95.09
1.889	41.633	-0.003	83.351	-100.26
1.874	41.648	-0.134	83.381	-88.23
1.874	41.648	0.125	83.381	-97.55
1.860	41.664	-0.006	83.412	-83.32
1.846	41.682	0.124	83.446	-84.49
1.846	41.682	-0.138	83.446	-91.16
1.832	41.700	-0.009	83.481	-98.56
1.820	41.718	0.060	83.515	-88.38
1.809	41.736	-0.134	83.550	-87.39
1.808	41.736	0.125	83.551	-105.16
1.796	41.756	-0.067	83.589	-97.71
1.785	41.777	-0.000	83.630	-90.63
1.772	41.803	-0.000	83.680	-94.74
1.759	41.829	-0.000	83.732	-92.69
1.746	41.860	0.131	83.792	-89.47
1.746	41.860	-0.131	83.792	-88.83
1.735	41.891	0.000	83.853	-86.29
1.721	41.929	-0.130	83.929	-79.61
1.721	41.929	0.132	83.929	-81.86
1.709	41.968	0.001	84.005	-76.03
1.694	42.013	-0.127	84.095	-71.56
1.694	42.014	0.132	84.097	-72.38
1.679	42.060	0.004	84.187	-69.19
1.662	42.113	-0.125	84.291	-67.18
1.661	42.114	0.135	84.293	-67.18
1.644	42.166	0.006	84.397	-66.08

1.616	42.247	-0.132	84.555	-64.35
1.616	42.247	0.124	84.555	-64.16
1.588	42.327	-0.014	84.713	-62.02
1.553	42.428	0.101	84.913	-61.87
1.516	42.529	-0.039	85.111	-61.30
1.479	42.630	0.087	85.311	-60.99
1.441	42.731	-0.040	85.510	-60.21
1.398	42.841	0.083	85.728	-60.10
1.355	42.951	-0.048	85.944	-59.11
1.311	43.061	0.075	86.162	-58.40
1.265	43.173	-0.061	86.383	-57.68
1.224	43.272	0.065	86.579	-55.13
Tension side				
2.229	41.469	-0.122	83.058	10.26
-2.191	41.474	0.122	83.063	21.32
-2.172	41.478	0.128	83.069	32.60
-2.155	41.481	-0.006	83.074	49.78
-2.150	41.482	0.006	83.076	54.98
-2.133	41.487	0.117	83.083	62.79
-2.113	41.493	-0.132	83.094	76.09
-2.095	41.499	0.132	83.104	85.37
-2.078	41.506	-0.010	83.116	97.04
-2.058	41.514	0.116	83.131	105.06
-2.038	41.524	-0.122	83.147	115.23
-2.038	41.524	0.003	83.148	115.15
-2.019	41.534	0.020	83.166	124.70
-2.001	41.544	-0.033	83.185	131.13
-2.000	41.544	0.138	83.185	129.60
-1.983	41.555	0.000	83.205	117.70
-1.966	41.567	0.129	83.227	124.82
-1.966	41.567	-0.132	83.227	123.45
-1.949	41.579	-0.003	83.250	140.57
-1.933	41.592	0.129	83.273	133.35
-1.933	41.592	-0.131	83.273	123.45
-1.918	41.605	0.001	83.298	117.03
-1.903	41.619	-0.129	83.324	130.19
-1.903	41.619	0.130	83.324	143.08
-1.889	41.633	0.000	83.351	153.62
-1.874	41.648	-0.129	83.381	149.50
-1.874	41.648	0.130	83.381	151.68
-1.860	41.664	0.000	83.412	153.10
-1.846	41.682	-0.131	83.446	150.86
-1.846	41.682	0.128	83.446	150.62
-1.832	41.700	-0.003	83.481	153.34
-1.820	41.718	-0.134	83.515	139.18

-1.809	41.736	0.125	83.550	139.57
-1.808	41.736	-0.006	83.551	168.73
-1.796	41.756	0.124	83.589	159.18
-1.785	41.777	-0.138	83.630	156.46
-1.772	41.803	-0.009	83.680	154.56
-1.759	41.829	0.060	83.732	136.22
-1.746	41.860	-0.134	83.792	135.27
-1.746	41.860	0.125	83.792	135.15
-1.735	41.891	-0.067	83.853	136.78
-1.721	41.929	-0.000	83.929	123.55
-1.721	41.929	-0.000	83.929	126.04
-1.709	41.968	-0.000	84.005	119.83
-1.694	42.013	0.131	84.095	115.18
-1.694	42.014	-0.131	84.097	115.36
-1.679	42.060	0.000	84.187	111.19
-1.662	42.113	-0.130	84.291	107.29
-1.661	42.114	0.132	84.293	106.91
-1.644	42.166	0.001	84.397	103.95
-1.616	42.247	-0.127	84.555	101.86
-1.616	42.247	0.132	84.555	102.01
-1.588	42.327	0.004	84.713	99.13
-1.553	42.428	-0.125	84.913	99.91
-1.516	42.529	0.135	85.111	100.12
-1.509	42.549	0.006	85.152	99.69
-1.501	42.570	-0.132	85.192	101.21
-1.453	42.699	0.124	85.448	101.63
-1.403	42.829	-0.014	85.703	102.30
-1.351	42.962	0.101	85.966	106.80
-1.298	43.094	-0.039	86.227	113.38
-1.250	43.211	0.087	86.458	118.53
-1.205	43.318	-0.040	86.670	123.88

End of report (lines: 218)

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	58
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.064
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	30.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
FE mesh density	medium
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	60.35
Load application diameter (mm)	[den]	88.51
Load application angle (°)	[αFn]	30.77

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{rFn}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	83.21
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	119.31

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{rFn}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ30°]	83.25
---------------	---------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	107.08
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	83.18
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	130.99
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	83.18
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-181.15

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	166.98

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	1.74
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.23
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{Fn} (μm)	[f_tilt_den]	0.51
Total tooth rotation at d _{Fn} (°)	[ydsFn]	0.0005
Tooth body rotation for d _i (°)	[ydf]	0.0007
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	34.63

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	7011
Number of elements	3340
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _{vM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.216	41.488	83.094	-77.63
-2.183	41.490	83.094	-101.65
-2.249	41.486	83.094	-68.34
-2.158	41.493	83.098	-132.08
-2.135	41.499	83.108	-146.03
-2.113	41.509	83.126	-169.06
-2.093	41.522	83.149	-169.54
-2.075	41.537	83.177	-181.15
-2.060	41.554	83.210	-166.16
-2.053	41.564	83.230	-166.28
-2.047	41.575	83.250	-148.55
-2.046	41.575	83.252	-153.58
-2.046	41.576	83.253	-149.57

-2.043	41.583	83.266	-136.27
-2.039	41.590	83.280	-125.92
-2.036	41.599	83.297	-115.40
-2.032	41.608	83.315	-109.35
-2.028	41.618	83.334	-101.46
-2.023	41.628	83.354	-97.04
-2.019	41.639	83.376	-90.81
-2.014	41.650	83.398	-87.39
-2.009	41.663	83.423	-82.76
-2.004	41.675	83.447	-80.99
-1.998	41.689	83.474	-78.59
-1.993	41.703	83.500	-76.95
-1.986	41.717	83.529	-74.87
-1.980	41.732	83.559	-73.48
-1.973	41.748	83.590	-71.78
-1.966	41.764	83.621	-70.52
-1.959	41.782	83.655	-69.04
-1.952	41.799	83.689	-68.09
-1.944	41.817	83.725	-66.93
-1.936	41.836	83.761	-66.05
-1.927	41.855	83.800	-65.05
-1.919	41.875	83.838	-64.32
-1.910	41.896	83.879	-63.48
-1.901	41.917	83.920	-62.84
-1.891	41.939	83.963	-62.10
-1.882	41.961	84.006	-61.59
-1.871	41.984	84.051	-60.99
-1.861	42.007	84.097	-60.53
-1.850	42.032	84.145	-60.01
-1.840	42.056	84.193	-59.63
-1.828	42.082	84.243	-59.18
-1.817	42.107	84.293	-58.86
-1.805	42.134	84.346	-58.48
-1.792	42.161	84.398	-58.21
-1.780	42.189	84.453	-57.88
-1.767	42.217	84.508	-57.65
-1.754	42.246	84.565	-57.38
-1.740	42.275	84.622	-57.18
-1.726	42.306	84.682	-56.95
-1.712	42.336	84.742	-56.79
-1.697	42.368	84.803	-56.59
-1.683	42.399	84.865	-56.45
-1.667	42.432	84.930	-56.29
-1.652	42.465	84.994	-56.15
-1.636	42.499	85.061	-56.00
-1.619	42.533	85.127	-55.88

-1.603	42.568	85.196	-55.75
-1.586	42.603	85.265	-55.62
-1.568	42.639	85.336	-55.49
-1.550	42.676	85.408	-55.35
-1.532	42.713	85.481	-55.22
-1.514	42.751	85.555	-55.04
-1.494	42.789	85.631	-54.83
-1.475	42.828	85.707	-54.69
-1.385	43.006	86.057	-53.90
-1.293	43.183	86.405	-52.50
Tension side			
2.216	41.488	83.094	59.57
2.183	41.490	83.094	76.39
2.158	41.493	83.098	98.31
2.135	41.499	83.109	107.08
2.113	41.509	83.126	123.36
2.093	41.522	83.149	122.69
2.075	41.537	83.177	130.99
2.060	41.554	83.210	119.31
2.053	41.564	83.230	119.11
2.047	41.575	83.250	106.46
2.046	41.575	83.252	109.93
2.046	41.576	83.253	107.08
2.043	41.583	83.266	97.45
2.039	41.590	83.280	90.02
2.036	41.599	83.297	82.50
2.032	41.608	83.315	78.19
2.028	41.618	83.334	72.47
2.023	41.628	83.354	69.33
2.019	41.639	83.376	64.86
2.014	41.650	83.398	62.42
2.009	41.663	83.423	59.09
2.004	41.675	83.447	57.86
1.998	41.689	83.474	56.17
1.993	41.703	83.500	55.00
1.986	41.717	83.529	53.54
1.980	41.732	83.559	52.55
1.973	41.748	83.590	51.36
1.966	41.764	83.621	50.50
1.959	41.782	83.655	49.47
1.952	41.799	83.689	48.81
1.944	41.817	83.725	48.02
1.936	41.836	83.761	47.42
1.927	41.855	83.800	46.74
1.919	41.875	83.838	46.25

1.910	41.896	83.879	45.67
1.901	41.917	83.920	45.28
1.891	41.939	83.963	44.79
1.882	41.961	84.006	44.45
1.871	41.984	84.051	44.06
1.861	42.007	84.097	43.76
1.850	42.032	84.145	43.42
1.840	42.056	84.193	43.20
1.828	42.082	84.243	42.93
1.817	42.107	84.293	42.73
1.805	42.134	84.346	42.51
1.792	42.161	84.398	42.36
1.780	42.189	84.453	42.17
1.767	42.217	84.508	42.05
1.754	42.246	84.565	41.91
1.740	42.275	84.622	41.81
1.726	42.306	84.682	41.69
1.712	42.336	84.742	41.63
1.697	42.368	84.803	41.54
1.683	42.399	84.865	41.50
1.667	42.432	84.930	41.44
1.652	42.465	84.994	41.40
1.636	42.499	85.061	41.35
1.619	42.533	85.127	41.34
1.603	42.568	85.196	41.31
1.586	42.603	85.265	41.29
1.568	42.639	85.336	41.26
1.550	42.676	85.408	41.24
1.532	42.713	85.481	41.24
1.514	42.751	85.555	41.21
1.494	42.789	85.631	41.04
1.475	42.828	85.707	41.30
1.385	43.007	86.058	41.25
1.292	43.184	86.408	41.24

End of report (lines: 220)

Name: M1.5_Z57_Z60_15_DERECE
 Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 05:10:32

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	57
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.137
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	15.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
FE mesh density	high
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	55.06
Load application diameter (mm)	[den]	86.53
Load application angle (°)	[αFn]	16.07

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	81.98
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	121.40

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fr}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ30°]	82.05
---------------	---------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	120.75
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	81.93
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	121.81
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	81.93
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-140.18

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)

Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	125.93
--	-------	--------

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	2.29
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.67
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{Fn} (μm)	[f_tilt_den]	0.62
Total tooth rotation at d _{Fn} (°)	[ydsFn]	0.0008
Tooth body rotation for d _i (°)	[ydf]	0.0008
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	24.01

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	5385
Number of elements	2540
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _{vM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.129	40.651	81.414	-41.26
-2.016	40.657	81.414	-57.15
-1.939	40.666	81.424	-74.54
-1.865	40.684	81.453	-87.21
-1.792	40.711	81.501	-105.46
-1.723	40.747	81.567	-113.06
-1.658	40.792	81.651	-127.34
-1.599	40.844	81.750	-133.63
-1.592	40.851	81.765	-138.49
-1.584	40.859	81.780	-137.85
-1.576	40.868	81.796	-138.52
-1.569	40.876	81.813	-138.21
-1.561	40.886	81.831	-139.31

-1.553	40.895	81.849	-139.17
-1.545	40.905	81.869	-139.68
-1.537	40.915	81.889	-139.50
-1.529	40.926	81.910	-139.97
-1.521	40.937	81.931	-140.18
-1.513	40.949	81.953	-140.07
-1.506	40.960	81.976	-139.65
-1.498	40.973	82.000	-139.66
-1.490	40.985	82.025	-139.05
-1.487	40.991	82.035	-139.03
-1.484	40.996	82.046	-138.74
-1.479	41.004	82.061	-138.44
-1.475	41.012	82.077	-137.73
-1.468	41.026	82.104	-137.08
-1.461	41.040	82.131	-135.80
-1.454	41.054	82.160	-134.85
-1.447	41.069	82.189	-133.40
-1.440	41.085	82.220	-132.28
-1.433	41.100	82.250	-130.60
-1.427	41.116	82.282	-129.23
-1.421	41.133	82.314	-127.41
-1.415	41.150	82.348	-125.86
-1.409	41.167	82.382	-123.90
-1.403	41.184	82.417	-122.18
-1.398	41.202	82.452	-120.10
-1.392	41.221	82.488	-118.23
-1.387	41.239	82.525	-116.05
-1.382	41.258	82.563	-114.04
-1.377	41.278	82.602	-111.76
-1.373	41.298	82.641	-109.63
-1.369	41.318	82.681	-107.25
-1.364	41.339	82.722	-105.01
-1.360	41.360	82.764	-102.54
-1.357	41.381	82.807	-100.24
-1.353	41.403	82.850	-97.69
-1.350	41.425	82.894	-95.34
-1.347	41.447	82.938	-92.20
-1.344	41.470	82.984	-89.12
-1.341	41.493	83.030	-85.63
-1.339	41.517	83.078	-82.27
-1.337	41.541	83.125	-79.03
-1.334	41.566	83.174	-75.78
-1.332	41.590	83.223	-72.94
-1.330	41.616	83.274	-70.05
-1.327	41.641	83.325	-68.24
-1.324	41.667	83.377	-66.30

-1.322	41.694	83.429	-64.71
-1.319	41.721	83.483	-63.03
-1.315	41.747	83.536	-61.68
-1.312	41.775	83.592	-60.30
-1.309	41.803	83.647	-59.09
-1.305	41.832	83.704	-57.84
-1.301	41.860	83.761	-56.66
-1.297	41.889	83.819	-55.43
-1.293	41.919	83.877	-54.36
-1.288	41.949	83.937	-53.20
-1.284	41.979	83.997	-52.17
-1.279	42.010	84.058	-51.11
-1.274	42.041	84.120	-50.14
-1.244	42.218	84.473	-43.26
-1.211	42.395	84.825	-36.22
Tension side			
2.129	40.651	81.414	36.95
2.016	40.657	81.414	50.65
2.242	40.645	81.414	32.21
1.939	40.666	81.424	66.20
1.865	40.684	81.453	76.48
1.792	40.711	81.501	91.98
1.723	40.747	81.567	98.23
1.658	40.792	81.651	110.69
1.599	40.844	81.750	115.97
1.592	40.851	81.765	120.02
1.584	40.859	81.780	119.58
1.576	40.868	81.796	120.45
1.569	40.876	81.813	120.44
1.561	40.886	81.831	120.67
1.553	40.895	81.849	120.63
1.545	40.905	81.869	121.25
1.537	40.915	81.889	121.15
1.529	40.926	81.910	121.61
1.521	40.937	81.931	121.81
1.513	40.949	81.953	121.74
1.506	40.960	81.976	121.40
1.498	40.973	82.000	121.50
1.490	40.985	82.025	120.97
1.487	40.991	82.035	120.98
1.484	40.996	82.046	120.75
1.479	41.004	82.061	120.53
1.475	41.012	82.077	119.94
1.468	41.026	82.104	119.42
1.461	41.040	82.131	118.40

1.454	41.054	82.160	117.69
1.447	41.069	82.189	116.48
1.440	41.085	82.220	115.55
1.433	41.100	82.250	114.21
1.427	41.116	82.282	113.11
1.421	41.133	82.314	111.64
1.415	41.150	82.348	110.39
1.409	41.167	82.382	108.79
1.403	41.184	82.417	107.42
1.398	41.202	82.452	105.73
1.392	41.221	82.488	104.22
1.387	41.239	82.525	102.46
1.382	41.258	82.563	100.85
1.377	41.278	82.602	99.01
1.373	41.298	82.641	97.30
1.369	41.318	82.681	95.38
1.364	41.339	82.722	93.59
1.360	41.360	82.764	91.60
1.357	41.381	82.807	89.76
1.353	41.403	82.850	87.71
1.350	41.425	82.894	85.84
1.347	41.447	82.938	83.28
1.344	41.470	82.984	80.75
1.341	41.493	83.030	77.86
1.339	41.517	83.078	75.05
1.337	41.541	83.125	72.38
1.334	41.566	83.174	69.68
1.332	41.590	83.223	67.35
1.330	41.616	83.274	64.98
1.327	41.641	83.325	63.57
1.324	41.667	83.377	62.03
1.322	41.694	83.429	60.87
1.319	41.721	83.483	59.61
1.315	41.747	83.536	58.64
1.312	41.775	83.592	57.67
1.309	41.803	83.647	56.86
1.305	41.832	83.704	56.04
1.301	41.860	83.761	55.26
1.297	41.889	83.819	54.48
1.293	41.919	83.877	53.85
1.288	41.949	83.937	53.17
1.284	41.979	83.997	52.64
1.279	42.010	84.058	51.83
1.274	42.041	84.120	51.81
1.244	42.218	84.474	48.44
1.211	42.396	84.826	45.13

End of report (lines: 232)

Name: M1.5_Z57_Z60_20_DERECE
 Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 05:16:45

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	57
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.101
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
FE mesh density	high
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	56.60
Load application diameter (mm)	[den]	86.93
Load application angle (°)	[αFn]	21.31

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{r30}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	82.07
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	106.95

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{r30}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ30°]	82.13
---------------	---------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	105.74
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	81.91
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	108.04
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	81.91
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-131.84

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)

Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	115.61
--	-------	--------

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	2.19
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.61
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{rFn} (μm)	[f_tilt_den]	0.58
Total tooth rotation at d _{rFn} (°)	[ydsFn]	0.0008
Tooth body rotation for d _r (°)	[ydf]	0.0008
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	25.88

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	5240
Number of elements	2471
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _{vM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.199	40.692	81.503	-49.29
-2.153	40.694	81.503	-58.82
-2.056	40.707	81.519	-79.93
-1.961	40.736	81.566	-93.25
-1.871	40.779	81.644	-110.28
-1.789	40.836	81.750	-120.12
-1.780	40.844	81.765	-126.97
-1.771	40.852	81.780	-126.59
-1.761	40.860	81.797	-128.06
-1.751	40.869	81.813	-128.33
-1.742	40.879	81.832	-129.59
-1.732	40.888	81.850	-129.72
-1.722	40.899	81.870	-130.39

-1.713	40.909	81.891	-130.77
-1.703	40.921	81.912	-131.84
-1.693	40.932	81.934	-131.47
-1.684	40.944	81.958	-131.68
-1.675	40.956	81.981	-131.53
-1.665	40.969	82.006	-131.78
-1.656	40.982	82.032	-131.15
-1.649	40.993	82.052	-131.09
-1.643	41.003	82.073	-130.46
-1.641	41.007	82.079	-130.44
-1.639	41.010	82.086	-130.06
-1.632	41.021	82.106	-129.62
-1.626	41.031	82.127	-128.96
-1.624	41.035	82.135	-128.82
-1.622	41.040	82.143	-128.28
-1.613	41.055	82.173	-127.45
-1.605	41.071	82.204	-125.98
-1.597	41.087	82.236	-124.80
-1.590	41.103	82.268	-123.06
-1.582	41.120	82.302	-121.60
-1.575	41.138	82.336	-119.57
-1.568	41.156	82.371	-117.87
-1.561	41.174	82.407	-115.54
-1.555	41.193	82.444	-113.58
-1.548	41.211	82.481	-110.95
-1.542	41.231	82.520	-108.66
-1.537	41.251	82.559	-105.73
-1.531	41.271	82.599	-102.98
-1.526	41.292	82.640	-99.35
-1.521	41.313	82.683	-95.80
-1.516	41.335	82.725	-92.22
-1.511	41.357	82.769	-88.77
-1.506	41.379	82.813	-85.74
-1.501	41.402	82.859	-82.48
-1.497	41.425	82.905	-80.08
-1.492	41.449	82.952	-77.53
-1.486	41.473	83.000	-75.98
-1.481	41.498	83.049	-74.37
-1.475	41.523	83.098	-73.43
-1.469	41.548	83.149	-72.18
-1.464	41.574	83.200	-71.23
-1.457	41.601	83.252	-70.12
-1.451	41.627	83.305	-69.24
-1.445	41.655	83.359	-68.29
-1.438	41.682	83.414	-67.46
-1.431	41.710	83.470	-66.56

-1.424	41.738	83.526	-65.83
-1.417	41.768	83.583	-65.03
-1.410	41.797	83.641	-64.28
-1.402	41.827	83.700	-63.51
-1.394	41.857	83.760	-62.81
-1.386	41.888	83.821	-62.08
-1.378	41.918	83.882	-61.38
-1.370	41.950	83.945	-60.66
-1.361	41.982	84.008	-59.98
-1.352	42.015	84.073	-59.31
-1.343	42.047	84.137	-58.59
-1.334	42.081	84.203	-57.98
-1.325	42.114	84.270	-57.29
-1.267	42.315	84.667	-51.93
-1.209	42.515	85.064	-45.45
Tension side			
2.199	40.692	81.503	42.57
2.153	40.694	81.503	50.24
2.245	40.689	81.503	38.43
2.056	40.708	81.519	67.43
1.961	40.736	81.566	77.58
1.871	40.779	81.644	91.24
1.789	40.836	81.750	98.90
1.780	40.844	81.765	104.53
1.771	40.852	81.780	104.07
1.761	40.860	81.797	105.23
1.751	40.869	81.813	105.38
1.742	40.879	81.832	106.34
1.732	40.888	81.850	106.49
1.722	40.899	81.870	107.00
1.713	40.909	81.891	107.30
1.703	40.921	81.912	108.04
1.693	40.932	81.934	107.81
1.684	40.944	81.958	107.98
1.675	40.956	81.981	107.82
1.665	40.969	82.006	107.98
1.656	40.982	82.032	107.51
1.649	40.993	82.052	107.45
1.643	41.003	82.073	106.95
1.641	41.007	82.079	106.93
1.639	41.010	82.086	106.62
1.632	41.021	82.106	106.28
1.626	41.031	82.127	105.74
1.624	41.035	82.135	105.64
1.622	41.040	82.143	105.20

1.613	41.055	82.173	104.55
1.605	41.071	82.204	103.38
1.597	41.087	82.236	102.46
1.590	41.103	82.268	101.07
1.582	41.120	82.302	99.94
1.575	41.138	82.336	98.33
1.568	41.156	82.371	97.00
1.561	41.174	82.407	95.16
1.555	41.193	82.444	93.60
1.548	41.211	82.481	91.55
1.542	41.231	82.520	89.74
1.537	41.251	82.559	87.41
1.531	41.271	82.599	85.23
1.526	41.292	82.640	82.34
1.521	41.313	82.683	79.47
1.516	41.335	82.725	76.64
1.511	41.357	82.769	73.85
1.506	41.379	82.813	71.46
1.501	41.402	82.859	68.88
1.497	41.425	82.905	66.99
1.492	41.449	82.952	64.85
1.486	41.473	83.000	63.67
1.481	41.498	83.049	62.47
1.475	41.523	83.098	61.77
1.469	41.548	83.149	60.85
1.464	41.574	83.200	60.15
1.457	41.601	83.252	59.33
1.451	41.627	83.305	58.71
1.445	41.655	83.359	58.03
1.438	41.682	83.414	57.45
1.431	41.710	83.470	56.82
1.424	41.738	83.526	56.34
1.417	41.768	83.583	55.81
1.410	41.797	83.641	55.32
1.402	41.827	83.700	54.82
1.394	41.857	83.760	54.40
1.386	41.888	83.821	53.94
1.378	41.918	83.882	53.53
1.370	41.950	83.945	53.11
1.361	41.982	84.008	52.72
1.352	42.015	84.073	52.38
1.343	42.047	84.137	51.98
1.334	42.081	84.203	51.56
1.325	42.114	84.270	51.56
1.267	42.315	84.668	48.99
1.208	42.515	85.065	45.95

End of report (lines: 232)

Name: M1.5_Z57_Z60_25_DERECE
 Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 05:24:54

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	57
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.079
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	25.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	58.68
Load application diameter (mm)	[den]	87.30
Load application angle (°)	[αFn]	26.51

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Ft}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	82.13
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	94.36

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Ft}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[ds30°]	82.11
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	95.43

Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	81.87
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	101.37
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	81.91
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-130.90

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	107.71

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	2.20
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.66
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d_{Fn} (μm)	[f_tilt_den]	0.54
Total tooth rotation at d_{Fn} (°)	[ydsFn]	0.0008
Tooth body rotation for d_r (°)	[ydf]	0.0007
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	26.62

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	5326
Number of elements	2519
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ_{VM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.212	40.722	81.564	-74.85
-2.141	40.735	81.583	-89.93
-2.072	40.758	81.621	-100.72
-2.007	40.789	81.676	-116.31
-1.947	40.829	81.750	-120.78
-1.937	40.836	81.765	-129.06
-1.927	40.845	81.780	-127.04
-1.917	40.853	81.797	-129.55
-1.907	40.862	81.814	-129.17
-1.897	40.872	81.832	-130.33
-1.887	40.882	81.851	-130.13
-1.877	40.893	81.872	-130.40
-1.867	40.904	81.893	-130.19
-1.857	40.915	81.915	-130.90

-1.847	40.927	81.938	-129.86
-1.838	40.940	81.962	-129.73
-1.828	40.952	81.986	-128.81
-1.819	40.966	82.012	-128.45
-1.810	40.980	82.039	-126.96
-1.801	40.994	82.067	-126.04
-1.792	41.008	82.095	-124.27
-1.791	41.012	82.102	-124.12
-1.789	41.015	82.108	-123.68
-1.786	41.021	82.119	-123.07
-1.783	41.026	82.130	-122.26
-1.779	41.033	82.143	-121.59
-1.776	41.039	82.155	-120.52
-1.768	41.055	82.187	-118.62
-1.760	41.072	82.219	-115.97
-1.752	41.089	82.253	-113.57
-1.745	41.106	82.287	-110.35
-1.738	41.124	82.322	-107.04
-1.731	41.143	82.358	-103.13
-1.724	41.162	82.396	-99.18
-1.718	41.181	82.433	-95.71
-1.711	41.201	82.473	-92.10
-1.705	41.221	82.512	-89.11
-1.698	41.242	82.553	-85.81
-1.692	41.263	82.595	-83.37
-1.685	41.285	82.638	-80.57
-1.678	41.307	82.681	-78.89
-1.671	41.329	82.726	-77.15
-1.663	41.352	82.771	-76.46
-1.655	41.376	82.818	-75.43
-1.647	41.400	82.865	-74.69
-1.639	41.425	82.914	-73.81
-1.631	41.449	82.963	-73.12
-1.622	41.475	83.014	-72.35
-1.613	41.501	83.064	-71.80
-1.604	41.527	83.117	-71.17
-1.595	41.554	83.169	-70.68
-1.585	41.582	83.224	-70.14
-1.575	41.609	83.278	-69.71
-1.565	41.638	83.335	-69.23
-1.555	41.667	83.391	-68.87
-1.545	41.696	83.449	-68.46
-1.534	41.726	83.508	-68.12
-1.523	41.756	83.568	-67.75
-1.512	41.787	83.628	-67.46
-1.501	41.818	83.690	-67.13

-1.489	41.849	83.752	-66.85
-1.477	41.882	83.816	-66.54
-1.465	41.914	83.880	-66.26
-1.452	41.948	83.945	-65.96
-1.440	41.981	84.011	-65.70
-1.427	42.015	84.079	-65.42
-1.414	42.049	84.146	-65.14
-1.400	42.085	84.216	-64.89
-1.386	42.120	84.285	-64.58
-1.372	42.156	84.357	-64.33
-1.358	42.192	84.428	-64.06
-1.270	42.411	84.860	-61.52
-1.180	42.628	85.289	-57.69
Tension side			
2.195	40.724	81.566	63.12
2.124	40.740	81.590	74.71
2.055	40.765	81.633	81.84
1.999	40.794	81.685	92.53
1.947	40.829	81.750	95.13
1.937	40.836	81.765	100.44
1.927	40.845	81.780	99.21
1.917	40.853	81.797	100.06
1.907	40.862	81.814	99.73
1.897	40.872	81.832	101.04
1.887	40.882	81.851	100.64
1.877	40.893	81.872	101.37
1.867	40.904	81.893	100.62
1.857	40.915	81.915	100.70
1.847	40.927	81.938	100.41
1.838	40.940	81.962	100.57
1.828	40.952	81.986	99.53
1.819	40.966	82.012	99.03
1.810	40.980	82.039	97.98
1.801	40.994	82.067	97.22
1.792	41.008	82.095	95.91
1.791	41.012	82.102	95.78
1.789	41.015	82.108	95.43
1.786	41.021	82.119	94.99
1.783	41.026	82.130	94.36
1.779	41.033	82.143	93.84
1.776	41.039	82.155	92.99
1.768	41.055	82.187	91.58
1.760	41.072	82.219	89.57
1.752	41.089	82.253	87.74
1.745	41.106	82.287	85.30

1.738	41.124	82.322	82.79
1.731	41.143	82.358	79.79
1.724	41.162	82.396	76.79
1.718	41.181	82.433	74.16
1.711	41.201	82.473	71.42
1.705	41.221	82.512	69.15
1.698	41.242	82.553	66.64
1.692	41.263	82.595	64.79
1.685	41.285	82.638	62.66
1.678	41.307	82.681	61.41
1.671	41.329	82.726	60.12
1.663	41.352	82.771	59.61
1.655	41.376	82.818	58.85
1.647	41.400	82.865	58.33
1.639	41.425	82.914	57.68
1.631	41.449	82.963	57.19
1.622	41.475	83.014	56.63
1.613	41.501	83.064	56.24
1.604	41.527	83.117	55.80
1.595	41.554	83.169	55.45
1.585	41.582	83.224	55.07
1.575	41.609	83.278	54.78
1.565	41.638	83.335	54.45
1.555	41.667	83.391	54.20
1.545	41.696	83.449	53.93
1.534	41.726	83.508	53.71
1.523	41.756	83.568	53.46
1.512	41.787	83.628	53.28
1.501	41.818	83.690	53.06
1.489	41.849	83.752	52.90
1.477	41.882	83.816	52.71
1.465	41.914	83.880	52.54
1.452	41.948	83.945	52.35
1.440	41.981	84.011	52.20
1.427	42.015	84.079	52.05
1.414	42.049	84.146	51.88
1.400	42.085	84.216	51.79
1.386	42.120	84.285	51.59
1.372	42.156	84.357	51.32
1.358	42.192	84.428	51.53
1.272	42.407	84.853	50.26
1.183	42.621	85.276	48.56

End of report (lines: 228)

Name: M1.5_Z57_Z60_30_DERECE

Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 05:32:42

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	57
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.064
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	30.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
FE mesh density	high
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	61.41
Load application diameter (mm)	[den]	87.12
Load application angle (°)	[αFn]	30.94

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	81.71
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	121.91

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ30°]	81.75
---------------	---------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	106.99
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	81.68
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	137.01
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	81.68
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-189.24

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	171.57

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	1.86
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.34
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{Fn} (μm)	[f_tilt_den]	0.52
Total tooth rotation at d _{Fn} (°)	[ydsFn]	0.0006
Tooth body rotation for d _i (°)	[ydf]	0.0007
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	32.99

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	6885
Number of elements	3282
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _{vM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.213	40.737	81.594	-79.86
-2.180	40.739	81.594	-104.50
-2.155	40.742	81.598	-136.86
-2.131	40.749	81.609	-150.87
-2.109	40.758	81.626	-177.17
-2.089	40.771	81.650	-175.25
-2.072	40.786	81.677	-189.24
-2.058	40.803	81.710	-169.05
-2.051	40.813	81.730	-165.09
-2.045	40.824	81.751	-148.89
-2.041	40.832	81.765	-142.84
-2.037	40.839	81.780	-132.58
-2.033	40.848	81.797	-123.26

-2.029	40.857	81.814	-114.74
-2.025	40.867	81.834	-106.10
-2.021	40.876	81.853	-100.91
-2.017	40.887	81.874	-94.81
-2.012	40.898	81.896	-91.92
-2.007	40.910	81.919	-87.80
-2.002	40.922	81.943	-85.66
-1.997	40.936	81.969	-82.92
-1.991	40.949	81.994	-80.97
-1.985	40.963	82.022	-78.77
-1.979	40.977	82.050	-77.24
-1.973	40.992	82.080	-75.38
-1.966	41.008	82.110	-74.14
-1.959	41.024	82.142	-72.67
-1.952	41.041	82.174	-71.58
-1.945	41.058	82.208	-70.33
-1.938	41.076	82.243	-69.45
-1.930	41.094	82.279	-68.39
-1.922	41.113	82.315	-67.64
-1.913	41.133	82.354	-66.76
-1.905	41.152	82.393	-66.12
-1.896	41.173	82.433	-65.36
-1.887	41.194	82.474	-64.82
-1.877	41.216	82.517	-64.18
-1.868	41.237	82.560	-63.71
-1.858	41.260	82.604	-63.17
-1.847	41.283	82.649	-62.76
-1.837	41.307	82.697	-62.30
-1.826	41.331	82.744	-61.97
-1.815	41.357	82.793	-61.60
-1.804	41.382	82.842	-61.31
-1.792	41.408	82.894	-61.00
-1.780	41.434	82.945	-60.77
-1.768	41.462	82.998	-60.50
-1.755	41.489	83.052	-60.31
-1.742	41.517	83.108	-60.08
-1.729	41.546	83.163	-59.94
-1.716	41.575	83.221	-59.75
-1.702	41.605	83.279	-59.63
-1.688	41.635	83.339	-59.49
-1.674	41.666	83.399	-59.38
-1.659	41.697	83.461	-59.26
-1.644	41.729	83.523	-59.19
-1.628	41.762	83.587	-59.10
-1.613	41.795	83.651	-59.03
-1.596	41.828	83.718	-58.95

-1.580	41.862	83.784	-58.91
-1.563	41.897	83.853	-58.83
-1.546	41.932	83.921	-58.78
-1.529	41.968	83.992	-58.70
-1.511	42.004	84.062	-58.66
-1.493	42.041	84.135	-58.58
-1.474	42.078	84.208	-58.51
-1.455	42.116	84.283	-58.43
-1.436	42.154	84.358	-58.32
-1.417	42.194	84.435	-58.26
-1.397	42.233	84.512	-58.05
-1.376	42.273	84.591	-57.96
-1.356	42.313	84.670	-57.66
-1.256	42.505	85.047	-56.47
Tension side			
2.213	40.737	81.594	61.05
2.180	40.739	81.594	78.71
2.155	40.742	81.598	102.01
2.131	40.749	81.609	111.41
2.109	40.758	81.626	129.68
2.089	40.771	81.649	127.66
2.072	40.786	81.677	137.01
2.058	40.803	81.710	121.91
2.051	40.813	81.730	118.49
2.045	40.824	81.751	106.99
2.041	40.832	81.765	102.34
2.037	40.839	81.780	95.10
2.033	40.848	81.797	88.22
2.029	40.857	81.814	82.25
2.025	40.867	81.834	75.99
2.021	40.876	81.853	72.30
2.017	40.887	81.874	67.90
2.012	40.898	81.896	65.84
2.007	40.910	81.919	62.86
2.002	40.922	81.943	61.35
1.997	40.936	81.969	59.42
1.991	40.949	81.994	58.02
1.985	40.963	82.022	56.45
1.979	40.977	82.050	55.39
1.973	40.992	82.080	54.07
1.966	41.008	82.110	53.20
1.959	41.024	82.142	52.18
1.952	41.041	82.174	51.42
1.945	41.058	82.208	50.56
1.938	41.076	82.243	49.95

1.930	41.094	82.279	49.22
1.922	41.113	82.315	48.71
1.913	41.133	82.354	48.11
1.905	41.152	82.393	47.68
1.896	41.173	82.433	47.18
1.887	41.194	82.474	46.82
1.877	41.216	82.517	46.39
1.868	41.237	82.560	46.09
1.858	41.260	82.604	45.74
1.847	41.283	82.649	45.48
1.837	41.307	82.697	45.18
1.826	41.331	82.744	44.98
1.815	41.357	82.793	44.74
1.804	41.382	82.842	44.57
1.792	41.408	82.894	44.38
1.780	41.434	82.945	44.25
1.768	41.462	82.998	44.09
1.755	41.489	83.052	43.99
1.742	41.517	83.108	43.86
1.729	41.546	83.163	43.79
1.716	41.575	83.221	43.69
1.702	41.605	83.279	43.65
1.688	41.635	83.339	43.58
1.674	41.666	83.399	43.54
1.659	41.697	83.461	43.48
1.644	41.729	83.523	43.47
1.628	41.762	83.587	43.44
1.613	41.795	83.651	43.44
1.596	41.828	83.718	43.41
1.580	41.862	83.784	43.43
1.563	41.897	83.853	43.42
1.546	41.932	83.921	43.42
1.529	41.968	83.992	43.40
1.511	42.004	84.062	43.43
1.493	42.041	84.135	43.41
1.474	42.078	84.208	43.41
1.455	42.116	84.283	43.40
1.436	42.154	84.358	43.36
1.417	42.194	84.435	43.44
1.397	42.233	84.512	43.27
1.376	42.273	84.591	43.19
1.356	42.313	84.670	43.38
1.256	42.506	85.049	42.94

End of report (lines: 229)

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	58
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	0.391
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	15.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
FE mesh density	high
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	54.11
Load application diameter (mm)	[den]	89.88
Load application angle (°)	[αFn]	19.63

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	84.98
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	118.76

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Ft}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ30°]	85.06
---------------	---------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	117.70
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	84.96
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	119.09
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	84.96
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-142.48

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	128.22

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	2.21
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.62
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{Fn} (μm)	[f_tilt_den]	0.60
Total tooth rotation at d _{Fn} (°)	[ydsFn]	0.0007
Tooth body rotation for d _i (°)	[ydf]	0.0008
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	24.43

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	4662
Number of elements	2225
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _{vM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.172	42.193	84.498	-40.16
-2.287	42.187	84.498	-34.49
-2.056	42.199	84.498	-56.90
-1.982	42.207	84.508	-74.85
-1.910	42.225	84.537	-88.88
-1.839	42.253	84.586	-105.78
-1.773	42.289	84.652	-115.22
-1.712	42.333	84.735	-130.63
-1.657	42.385	84.834	-134.24
-1.649	42.392	84.849	-140.69
-1.643	42.400	84.864	-139.93
-1.635	42.409	84.881	-141.70
-1.627	42.418	84.899	-141.55

-1.620	42.428	84.918	-141.87
-1.612	42.439	84.938	-141.90
-1.605	42.449	84.958	-142.48
-1.598	42.459	84.978	-142.16
-1.597	42.460	84.980	-142.41
-1.596	42.461	84.983	-141.92
-1.588	42.474	85.007	-141.99
-1.580	42.487	85.032	-141.44
-1.576	42.494	85.046	-141.43
-1.572	42.501	85.059	-140.58
-1.568	42.507	85.073	-140.33
-1.565	42.514	85.086	-139.57
-1.557	42.529	85.115	-138.82
-1.550	42.544	85.145	-136.86
-1.543	42.560	85.176	-135.38
-1.536	42.576	85.208	-132.93
-1.529	42.594	85.242	-131.02
-1.523	42.611	85.277	-127.93
-1.517	42.630	85.313	-125.42
-1.511	42.648	85.350	-121.72
-1.506	42.668	85.389	-118.54
-1.501	42.688	85.428	-114.05
-1.496	42.708	85.469	-109.71
-1.492	42.729	85.511	-104.51
-1.488	42.751	85.555	-99.33
-1.485	42.773	85.598	-94.54
-1.481	42.797	85.645	-89.59
-1.477	42.820	85.691	-85.75
-1.473	42.844	85.739	-81.65
-1.469	42.869	85.788	-79.17
-1.465	42.895	85.839	-76.67
-1.461	42.920	85.890	-75.47
-1.456	42.947	85.943	-73.78
-1.451	42.974	85.997	-72.49
-1.446	43.002	86.053	-71.06
-1.440	43.030	86.108	-69.92
-1.435	43.059	86.167	-68.66
-1.429	43.089	86.225	-67.66
-1.423	43.119	86.286	-66.53
-1.417	43.150	86.346	-65.63
-1.411	43.182	86.409	-64.61
-1.404	43.213	86.472	-63.75
-1.397	43.246	86.538	-62.81
-1.390	43.279	86.603	-61.99
-1.383	43.313	86.671	-61.08
-1.375	43.347	86.739	-60.28

-1.367	43.383	86.809	-59.40
-1.359	43.418	86.879	-58.58
-1.351	43.455	86.952	-57.71
-1.342	43.491	87.024	-56.88
-1.333	43.529	87.099	-55.99
-1.324	43.567	87.174	-55.12
-1.315	43.606	87.252	-54.21
-1.305	43.645	87.329	-53.29
-1.295	43.685	87.409	-52.32
-1.284	43.726	87.489	-51.34
-1.274	43.767	87.571	-50.32
-1.263	43.808	87.653	-49.25
-1.251	43.851	87.738	-48.16
-1.240	43.894	87.822	-46.96
-1.228	43.938	87.909	-45.90
-1.215	43.981	87.996	-44.62
Tension side			
2.172	42.193	84.498	35.22
2.056	42.199	84.498	49.09
1.982	42.207	84.508	64.34
1.909	42.225	84.537	75.58
1.839	42.253	84.586	89.91
1.773	42.289	84.652	96.98
1.711	42.333	84.735	109.80
1.657	42.385	84.834	112.34
1.649	42.392	84.849	116.85
1.643	42.400	84.864	116.36
1.635	42.409	84.881	118.81
1.627	42.418	84.899	118.10
1.620	42.428	84.918	118.61
1.612	42.439	84.938	118.68
1.605	42.449	84.958	119.09
1.598	42.459	84.978	118.76
1.597	42.460	84.980	118.86
1.596	42.461	84.983	118.69
1.588	42.474	85.007	118.79
1.580	42.487	85.032	118.39
1.576	42.494	85.046	118.35
1.572	42.501	85.059	117.70
1.568	42.507	85.073	117.46
1.565	42.514	85.086	116.85
1.557	42.529	85.115	116.24
1.550	42.544	85.145	114.64
1.543	42.560	85.176	113.46
1.536	42.576	85.208	111.44

1.529	42.594	85.242	109.85
1.523	42.611	85.277	107.34
1.517	42.630	85.313	105.31
1.511	42.648	85.350	102.25
1.506	42.668	85.389	99.70
1.501	42.688	85.428	95.95
1.496	42.708	85.469	92.42
1.492	42.729	85.511	88.12
1.488	42.751	85.555	83.89
1.485	42.773	85.598	79.94
1.481	42.797	85.645	75.84
1.477	42.820	85.691	72.67
1.473	42.844	85.739	69.33
1.469	42.869	85.788	67.24
1.465	42.895	85.839	65.19
1.461	42.920	85.890	64.29
1.456	42.947	85.943	63.01
1.451	42.974	85.997	61.96
1.446	43.002	86.053	60.82
1.440	43.030	86.108	59.95
1.435	43.059	86.167	58.96
1.429	43.089	86.225	58.21
1.423	43.119	86.286	57.33
1.417	43.150	86.346	56.66
1.411	43.182	86.409	55.89
1.404	43.213	86.472	55.26
1.397	43.246	86.538	54.56
1.390	43.279	86.603	53.98
1.383	43.313	86.671	53.33
1.375	43.347	86.739	52.76
1.367	43.383	86.809	52.13
1.359	43.418	86.879	51.59
1.351	43.455	86.952	50.99
1.342	43.491	87.024	50.44
1.333	43.529	87.099	49.85
1.324	43.567	87.174	49.30
1.315	43.606	87.252	48.70
1.305	43.645	87.329	48.14
1.295	43.685	87.409	47.53
1.284	43.726	87.489	46.93
1.274	43.767	87.571	46.33
1.263	43.808	87.653	45.66
1.251	43.851	87.738	44.98
1.240	43.894	87.822	44.22
1.228	43.938	87.909	43.74
1.215	43.981	87.996	42.74

End of report (lines: 232)

KISSsoft – Student license

File

Name: M1.5_Z58_Z60_20_DERECE

Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 06:17:38

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	58
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.101
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
FE mesh density	high
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	55.62
Load application diameter (mm)	[den]	88.04
Load application angle (°)	[αFn]	20.57

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	83.57
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	97.78

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ30°]	83.62
---------------	---------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	96.46
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	83.42
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	99.84
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	83.42
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-121.69

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	105.94

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	1.85
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.29
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{rFn} (μm)	[f_tilt_den]	0.56
Total tooth rotation at d _{rFn} (°)	[ydsFn]	0.0007
Tooth body rotation for d _r (°)	[ydf]	0.0007
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	29.99

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	4316
Number of elements	2059
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _{vM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.201	41.443	83.003	-47.16
-2.247	41.440	83.003	-42.49
-2.155	41.445	83.003	-56.07
-2.057	41.458	83.019	-75.85
-1.963	41.487	83.066	-88.02
-1.873	41.530	83.144	-103.46
-1.791	41.586	83.250	-111.81
-1.782	41.594	83.265	-118.16
-1.772	41.602	83.280	-117.71
-1.762	41.611	83.297	-118.98
-1.753	41.621	83.315	-119.06
-1.742	41.631	83.334	-120.18
-1.732	41.641	83.354	-120.20

-1.721	41.653	83.376	-120.78
-1.711	41.664	83.399	-120.90
-1.700	41.677	83.423	-121.69
-1.690	41.690	83.448	-121.15
-1.679	41.704	83.475	-121.14
-1.669	41.718	83.502	-120.65
-1.659	41.733	83.531	-120.59
-1.649	41.748	83.561	-119.59
-1.647	41.751	83.567	-119.79
-1.645	41.754	83.572	-119.26
-1.637	41.767	83.598	-118.82
-1.629	41.781	83.625	-117.60
-1.619	41.798	83.658	-116.66
-1.610	41.815	83.693	-114.98
-1.601	41.834	83.729	-113.65
-1.592	41.853	83.766	-111.61
-1.584	41.872	83.805	-109.94
-1.575	41.892	83.844	-107.59
-1.567	41.913	83.885	-105.59
-1.560	41.934	83.927	-102.98
-1.552	41.957	83.971	-100.91
-1.545	41.979	84.014	-97.76
-1.539	42.002	84.061	-94.66
-1.533	42.026	84.107	-90.46
-1.527	42.050	84.155	-86.42
-1.521	42.075	84.204	-82.55
-1.515	42.100	84.255	-78.59
-1.510	42.126	84.306	-75.46
-1.504	42.153	84.360	-72.14
-1.498	42.180	84.413	-70.08
-1.492	42.208	84.469	-67.83
-1.485	42.236	84.525	-66.41
-1.479	42.266	84.583	-64.72
-1.472	42.295	84.641	-63.48
-1.465	42.325	84.702	-62.10
-1.458	42.356	84.762	-61.00
-1.450	42.388	84.825	-59.80
-1.442	42.420	84.888	-58.81
-1.434	42.453	84.954	-57.72
-1.426	42.486	85.019	-56.80
-1.418	42.520	85.087	-55.79
-1.409	42.554	85.155	-54.89
-1.400	42.589	85.225	-53.93
-1.391	42.625	85.295	-53.05
-1.381	42.662	85.368	-52.10
-1.371	42.698	85.440	-51.20

-1.361	42.736	85.515	-50.25
-1.350	42.774	85.590	-49.33
-1.340	42.813	85.668	-48.35
-1.329	42.852	85.745	-47.39
-1.317	42.892	85.825	-46.37
-1.306	42.933	85.905	-45.36
-1.294	42.974	85.987	-44.34
-1.281	43.016	86.069	-43.26
-1.269	43.058	86.154	-42.27
-1.256	43.101	86.238	-40.93
Tension side			
2.201	41.443	83.003	40.83
2.155	41.445	83.003	47.99
2.057	41.458	83.019	64.17
1.963	41.486	83.066	73.34
1.873	41.530	83.144	85.73
1.791	41.586	83.250	92.05
1.782	41.594	83.265	97.30
1.772	41.602	83.280	96.79
1.762	41.611	83.297	97.77
1.753	41.621	83.315	97.81
1.742	41.631	83.334	98.70
1.732	41.641	83.354	98.67
1.721	41.653	83.376	99.04
1.711	41.664	83.399	99.15
1.700	41.677	83.423	99.84
1.690	41.690	83.448	99.33
1.679	41.704	83.475	99.28
1.669	41.718	83.502	98.89
1.659	41.733	83.531	98.87
1.649	41.748	83.561	98.05
1.647	41.751	83.567	98.20
1.645	41.754	83.572	97.78
1.637	41.767	83.598	97.44
1.629	41.781	83.625	96.46
1.619	41.798	83.658	95.72
1.610	41.815	83.693	94.38
1.601	41.834	83.729	93.34
1.592	41.853	83.766	91.71
1.584	41.872	83.805	90.43
1.575	41.892	83.844	88.55
1.567	41.913	83.885	87.00
1.560	41.934	83.927	84.92
1.552	41.957	83.971	83.33
1.545	41.979	84.014	80.81

1.539	42.002	84.061	78.39
1.533	42.026	84.107	75.01
1.527	42.050	84.155	71.81
1.521	42.075	84.204	68.70
1.515	42.100	84.255	65.53
1.510	42.126	84.306	63.03
1.504	42.153	84.360	60.46
1.498	42.180	84.413	58.78
1.492	42.208	84.469	57.00
1.485	42.236	84.525	55.96
1.479	42.266	84.583	54.72
1.472	42.295	84.641	53.76
1.465	42.325	84.702	52.73
1.458	42.356	84.762	51.94
1.450	42.388	84.825	51.04
1.442	42.420	84.888	50.36
1.434	42.453	84.954	49.57
1.426	42.486	85.019	48.93
1.418	42.520	85.087	48.23
1.409	42.554	85.155	47.62
1.400	42.589	85.225	46.95
1.391	42.625	85.295	46.36
1.381	42.662	85.368	45.71
1.371	42.698	85.440	45.11
1.361	42.736	85.515	44.47
1.350	42.774	85.590	43.85
1.340	42.813	85.668	43.17
1.329	42.852	85.745	42.56
1.317	42.892	85.825	41.74
1.306	42.933	85.905	41.24
1.294	42.974	85.987	40.21
1.281	43.016	86.069	39.48
1.269	43.058	86.154	38.32
1.256	43.101	86.238	39.14

End of report (lines: 220)

Name: M1.5_Z58_Z60_25_DERECE
 Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 07:16:51

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	58
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.079
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	25.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	57.67
Load application diameter (mm)	[den]	88.21
Load application angle (°)	[αFn]	25.54

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fr}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	83.63
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	82.89

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fr}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[ds30°]	83.60
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	84.31

Tooth root stress at the point with the highest stress			
Diameter (mm)	[dσmax]		83.26
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]		90.60
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)			
Diameter (mm)	[dσmin]		83.33
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]		-117.38

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)			
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]		95.11

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]		1.70
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]		1.17
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d_{Fn} (μm)	[f_tilt_den]		0.53
Total tooth rotation at d_{Fn} (°)	[ydsFn]		0.0007
Tooth body rotation for d_r (°)	[ydf]		0.0007
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]		33.92

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	5977
Number of elements	2870
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ_{VM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.232	41.472	83.064	-67.33
-2.156	41.484	83.079	-80.89
-2.082	41.506	83.116	-92.30
-2.013	41.538	83.173	-106.39
-1.949	41.579	83.250	-110.84
-1.939	41.587	83.265	-117.12
-1.929	41.595	83.280	-115.88
-1.919	41.604	83.297	-117.24
-1.908	41.614	83.315	-117.03
-1.898	41.624	83.334	-117.38
-1.887	41.634	83.354	-116.86
-1.877	41.646	83.376	-117.32
-1.866	41.658	83.399	-116.98
-1.856	41.670	83.423	-117.20

-1.845	41.683	83.448	-116.10
-1.835	41.697	83.475	-115.67
-1.825	41.711	83.502	-114.43
-1.815	41.726	83.531	-113.42
-1.805	41.741	83.561	-111.99
-1.798	41.752	83.582	-111.25
-1.792	41.764	83.604	-110.17
-1.789	41.769	83.614	-110.06
-1.786	41.774	83.624	-109.11
-1.786	41.775	83.627	-109.20
-1.785	41.777	83.630	-108.29
-1.777	41.793	83.661	-106.22
-1.769	41.809	83.693	-103.04
-1.760	41.828	83.729	-99.95
-1.752	41.846	83.766	-96.40
-1.745	41.866	83.805	-92.98
-1.737	41.886	83.844	-89.50
-1.729	41.907	83.885	-86.00
-1.722	41.928	83.927	-82.50
-1.715	41.950	83.971	-78.55
-1.708	41.973	84.014	-75.38
-1.700	41.996	84.061	-72.17
-1.692	42.019	84.107	-70.42
-1.684	42.044	84.156	-68.33
-1.676	42.069	84.204	-67.07
-1.668	42.095	84.255	-65.52
-1.659	42.120	84.306	-64.50
-1.650	42.147	84.360	-63.28
-1.641	42.175	84.413	-62.41
-1.631	42.203	84.469	-61.41
-1.622	42.231	84.525	-60.66
-1.611	42.261	84.583	-59.81
-1.601	42.290	84.641	-59.15
-1.590	42.321	84.702	-58.40
-1.580	42.352	84.762	-57.81
-1.568	42.384	84.825	-57.14
-1.557	42.416	84.888	-56.59
-1.545	42.449	84.954	-55.98
-1.533	42.482	85.019	-55.45
-1.521	42.516	85.087	-54.87
-1.508	42.551	85.155	-54.35
-1.495	42.586	85.225	-53.79
-1.482	42.622	85.295	-53.27
-1.468	42.659	85.368	-52.71
-1.454	42.695	85.440	-52.17
-1.440	42.733	85.515	-51.60

-1.425	42.771	85.590	-51.02
-1.410	42.811	85.668	-50.42
-1.395	42.850	85.745	-49.79
-1.379	42.890	85.825	-49.15
-1.363	42.931	85.905	-48.46
-1.347	42.972	85.987	-47.75
-1.330	43.014	86.069	-46.99
-1.313	43.057	86.154	-46.23
-1.295	43.100	86.238	-45.33
-1.277	43.144	86.326	-44.67
Tension side			
2.194	41.476	83.068	59.16
2.123	41.492	83.092	69.57
2.055	41.517	83.135	75.31
2.000	41.545	83.186	84.43
1.949	41.579	83.250	86.03
1.939	41.587	83.265	90.60
1.929	41.595	83.280	89.37
1.919	41.604	83.297	89.95
1.908	41.614	83.315	89.45
1.898	41.624	83.334	90.48
1.887	41.634	83.354	89.96
1.877	41.646	83.376	90.42
1.866	41.658	83.399	89.53
1.856	41.670	83.423	89.43
1.845	41.683	83.448	88.79
1.835	41.697	83.475	88.60
1.825	41.711	83.502	87.46
1.815	41.726	83.531	86.90
1.805	41.741	83.561	85.67
1.798	41.752	83.582	85.15
1.792	41.764	83.604	84.31
1.789	41.769	83.614	84.23
1.786	41.774	83.624	83.51
1.786	41.775	83.627	83.59
1.785	41.777	83.630	82.89
1.777	41.793	83.661	81.34
1.769	41.809	83.693	78.93
1.760	41.828	83.729	76.60
1.752	41.846	83.766	73.92
1.745	41.866	83.805	71.37
1.737	41.886	83.844	68.76
1.729	41.907	83.885	66.14
1.722	41.928	83.927	63.52
1.715	41.950	83.971	60.56

1.708	41.973	84.014	58.16
1.700	41.996	84.061	55.76
1.692	42.019	84.107	54.48
1.684	42.044	84.156	52.96
1.676	42.069	84.204	52.04
1.668	42.095	84.255	50.92
1.659	42.120	84.306	50.20
1.650	42.147	84.360	49.33
1.641	42.175	84.413	48.73
1.631	42.203	84.469	48.05
1.622	42.231	84.525	47.52
1.611	42.261	84.583	46.93
1.601	42.290	84.641	46.51
1.590	42.321	84.702	46.03
1.580	42.352	84.762	45.65
1.568	42.384	84.825	45.22
1.557	42.416	84.888	44.89
1.545	42.449	84.954	44.51
1.533	42.482	85.019	44.20
1.521	42.516	85.087	43.85
1.508	42.551	85.155	43.57
1.495	42.586	85.225	43.25
1.482	42.622	85.295	42.97
1.468	42.659	85.368	42.67
1.454	42.695	85.440	42.39
1.440	42.733	85.515	42.10
1.425	42.771	85.590	41.82
1.410	42.811	85.668	41.53
1.395	42.850	85.745	41.25
1.379	42.890	85.825	40.95
1.363	42.931	85.905	40.66
1.347	42.972	85.987	40.36
1.330	43.014	86.069	40.05
1.313	43.057	86.154	39.72
1.295	43.100	86.238	39.55
1.277	43.144	86.326	38.57

End of report (lines: 222)

Name: M1.5_Z58_Z60_30_DERECE

Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 07:45:38

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	58
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.157
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	30.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
FE mesh density	high
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	60.35
Load application diameter (mm)	[den]	88.03
Load application angle (°)	[αFn]	30.17

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	83.04
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	95.61

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fn}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ30°]	83.08
---------------	---------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	88.78
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	82.92
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	102.68
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	82.99
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-143.21

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	99.73

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	1.60
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	1.10
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{Fn} (μm)	[f_tilt_den]	0.51
Total tooth rotation at d _{Fn} (°)	[ydsFn]	0.0006
Tooth body rotation for d _i (°)	[ydf]	0.0007
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	37.63

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	5098
Number of elements	2441
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _{vM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.206	41.351	82.819	-106.49
-2.172	41.359	82.833	-113.63
-2.137	41.373	82.855	-128.19
-2.104	41.390	82.887	-131.74
-2.075	41.411	82.925	-142.16
-2.049	41.435	82.971	-138.36
-2.042	41.443	82.986	-143.21
-2.035	41.451	83.001	-139.60
-2.028	41.459	83.018	-139.35
-2.021	41.468	83.035	-135.19
-2.020	41.471	83.040	-135.08
-2.018	41.473	83.044	-133.42
-2.013	41.481	83.059	-130.71

-2.008	41.489	83.074	-127.30
-2.007	41.491	83.079	-126.40
-2.006	41.493	83.083	-123.89
-2.001	41.502	83.100	-119.52
-1.997	41.511	83.118	-112.52
-1.991	41.523	83.142	-104.02
-1.986	41.536	83.166	-97.21
-1.980	41.549	83.192	-90.23
-1.975	41.562	83.219	-86.24
-1.969	41.577	83.247	-81.06
-1.963	41.592	83.276	-78.12
-1.957	41.607	83.307	-74.84
-1.950	41.623	83.337	-73.15
-1.943	41.640	83.370	-71.12
-1.936	41.657	83.404	-69.77
-1.929	41.675	83.439	-68.10
-1.921	41.693	83.474	-66.98
-1.913	41.712	83.512	-65.60
-1.905	41.731	83.549	-64.66
-1.896	41.752	83.589	-63.54
-1.887	41.772	83.629	-62.74
-1.878	41.793	83.671	-61.81
-1.869	41.815	83.713	-61.13
-1.859	41.838	83.758	-60.33
-1.849	41.860	83.802	-59.76
-1.839	41.884	83.849	-59.08
-1.829	41.908	83.895	-58.58
-1.818	41.933	83.944	-58.00
-1.807	41.958	83.993	-57.58
-1.795	41.984	84.044	-57.08
-1.784	42.010	84.095	-56.71
-1.772	42.037	84.149	-56.29
-1.760	42.064	84.202	-55.96
-1.747	42.093	84.258	-55.58
-1.734	42.121	84.313	-55.30
-1.721	42.151	84.371	-54.98
-1.707	42.180	84.429	-54.72
-1.693	42.211	84.489	-54.43
-1.679	42.241	84.549	-54.20
-1.664	42.273	84.612	-53.94
-1.650	42.305	84.674	-53.73
-1.634	42.338	84.739	-53.48
-1.619	42.371	84.804	-53.27
-1.603	42.405	84.871	-53.04
-1.587	42.439	84.938	-52.83
-1.570	42.474	85.007	-52.61

-1.553	42.510	85.076	-52.39
-1.536	42.546	85.148	-52.16
-1.518	42.582	85.219	-51.91
-1.500	42.620	85.293	-51.66
-1.482	42.657	85.366	-51.39
-1.463	42.696	85.442	-51.11
-1.444	42.735	85.518	-50.80
-1.424	42.775	85.597	-50.50
-1.404	42.814	85.675	-50.14
-1.384	42.855	85.755	-49.81
-1.363	42.896	85.836	-49.23
-1.342	42.938	85.919	-49.12
-1.320	42.980	86.001	-47.70
Tension side			
2.242	41.347	82.815	69.59
2.207	41.351	82.819	80.41
2.173	41.359	82.832	84.75
2.138	41.372	82.855	94.78
2.105	41.390	82.886	96.32
2.075	41.410	82.925	102.68
2.049	41.435	82.971	99.37
2.042	41.443	82.986	102.43
2.035	41.451	83.001	99.94
2.028	41.459	83.018	100.00
2.021	41.468	83.035	96.49
2.020	41.471	83.040	96.61
2.018	41.473	83.044	95.61
2.013	41.481	83.059	93.52
2.008	41.489	83.074	90.76
2.007	41.491	83.079	90.17
2.006	41.493	83.083	88.78
2.001	41.502	83.100	85.19
1.997	41.511	83.118	80.23
1.991	41.523	83.142	74.25
1.986	41.536	83.166	69.65
1.980	41.549	83.192	64.41
1.975	41.562	83.219	61.71
1.969	41.577	83.247	57.97
1.963	41.592	83.276	55.95
1.957	41.607	83.307	53.35
1.950	41.623	83.337	52.27
1.943	41.640	83.370	50.84
1.936	41.657	83.404	49.91
1.929	41.675	83.439	48.77
1.921	41.693	83.474	47.98

1.913	41.712	83.512	47.03
1.905	41.731	83.549	46.39
1.896	41.752	83.589	45.64
1.887	41.772	83.629	45.09
1.878	41.793	83.671	44.47
1.869	41.815	83.713	44.01
1.859	41.838	83.758	43.48
1.849	41.860	83.802	43.11
1.839	41.884	83.849	42.67
1.829	41.908	83.895	42.35
1.818	41.933	83.944	41.99
1.807	41.958	83.993	41.72
1.795	41.984	84.044	41.41
1.784	42.010	84.095	41.19
1.772	42.037	84.149	40.93
1.760	42.064	84.202	40.74
1.747	42.093	84.258	40.52
1.734	42.121	84.313	40.37
1.721	42.151	84.371	40.19
1.707	42.180	84.429	40.05
1.693	42.211	84.489	39.90
1.679	42.241	84.549	39.79
1.664	42.273	84.612	39.65
1.650	42.305	84.674	39.56
1.634	42.338	84.739	39.44
1.619	42.371	84.804	39.35
1.603	42.405	84.871	39.25
1.587	42.439	84.938	39.16
1.570	42.474	85.007	39.07
1.553	42.510	85.076	38.98
1.536	42.546	85.148	38.89
1.518	42.582	85.219	38.80
1.500	42.620	85.293	38.69
1.482	42.657	85.366	38.61
1.463	42.696	85.442	38.47
1.444	42.735	85.518	38.34
1.424	42.775	85.597	38.22
1.404	42.814	85.675	38.11
1.384	42.855	85.755	37.95
1.363	42.896	85.836	37.79
1.342	42.938	85.919	37.83
1.320	42.980	86.001	38.22

End of report (lines: 228)

KISSsoft – Student license

File

Name: M1.5_Z57_Z60_15_DERECE

Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 07:41:49

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	57
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.137
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	15.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
FE mesh density	medium
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	27.53
Load application diameter (mm)	[den]	88.70
Load application angle (°)	[αFn]	14.27

2 Results

2.1 Coefficients for converting the tooth root stress from equivalent spur gear teeth to helical gear teeth

Stress from FEM modified with $Y_{\beta} \cdot f_{\epsilon}$	[$Y_{\beta} \cdot f_{\epsilon}$]	0.700
--	------------------------------------	-------

2.2 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fr}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	81.98
---------------	--------	-------

Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	53.59
Modified nominal tooth root stress (N/mm ²)	[σF0m=σF0*Yβ*fe]	37.51
Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d _{sFt}) determined from the tooth form calculation		
Diameter (mm)	[dσ30°]	82.05
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	52.86
Modified nominal tooth root stress (N/mm ²)	[σ30°m=σ30°*Yβ*fe]	37.00
Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	81.76
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	54.08
Modified nominal tooth root stress (N/mm ²)	[σmaxm=σmax*Yβ*fe]	37.86
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	81.76
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-61.31
Modified nominal tooth root stress (N/mm ²)	[σminm=σmin*Yβ*fe]	-42.92

2.3 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Modified nominal tooth root stress (N/mm ²)	[σF0m=σF0/Yβ/fe]	109.84
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	76.89

2.4 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	0.88
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	0.58
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{sFt} (μm)	[f_tilt_den]	0.30
Total tooth rotation at d _{sFt} (°)	[ydsFn]	0.0004
Tooth body rotation for d _t (°)	[ydf]	0.0004
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	31.28

2.5 Details about the FE mesh

Number of nodes	4019
Number of elements	1912
Element type	Quadratic

2.6 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _{vM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.129	40.651	81.414	-19.59
-2.016	40.657	81.414	-26.85
-1.939	40.666	81.424	-35.06
-1.864	40.684	81.453	-40.58
-1.791	40.711	81.501	-48.40
-1.722	40.747	81.567	-51.79

-1.658	40.792	81.651	-57.81
-1.599	40.844	81.750	-59.36
-1.592	40.851	81.765	-61.31
-1.584	40.859	81.780	-60.97
-1.576	40.869	81.798	-61.23
-1.567	40.878	81.817	-61.05
-1.558	40.889	81.838	-61.20
-1.549	40.900	81.860	-61.03
-1.539	40.913	81.884	-61.11
-1.529	40.926	81.909	-61.10
-1.519	40.940	81.937	-61.06
-1.509	40.955	81.965	-60.71
-1.508	40.958	81.971	-60.78
-1.506	40.960	81.976	-60.60
-1.497	40.974	82.002	-60.40
-1.489	40.987	82.028	-60.03
-1.485	40.994	82.041	-59.93
-1.482	41.000	82.054	-59.63
-1.476	41.011	82.075	-59.39
-1.470	41.022	82.097	-58.84
-1.460	41.042	82.135	-58.22
-1.451	41.061	82.173	-57.19
-1.441	41.082	82.214	-56.29
-1.432	41.103	82.255	-55.09
-1.424	41.125	82.300	-54.01
-1.415	41.148	82.344	-52.69
-1.407	41.172	82.392	-51.48
-1.399	41.196	82.440	-50.05
-1.392	41.222	82.490	-48.72
-1.385	41.248	82.542	-47.19
-1.378	41.275	82.596	-45.76
-1.372	41.302	82.650	-44.16
-1.366	41.331	82.707	-42.64
-1.360	41.360	82.765	-40.97
-1.355	41.391	82.826	-39.36
-1.350	41.421	82.887	-37.59
-1.346	41.453	82.951	-35.89
-1.342	41.486	83.015	-33.95
-1.338	41.519	83.082	-31.86
-1.335	41.553	83.149	-29.76
-1.332	41.589	83.220	-27.68
-1.329	41.624	83.291	-26.34
-1.325	41.661	83.364	-24.85
-1.321	41.698	83.438	-23.87
-1.317	41.737	83.515	-22.76
-1.312	41.776	83.592	-21.92

-1.307	41.816	83.673	-20.98
-1.301	41.856	83.753	-20.21
-1.296	41.898	83.837	-19.35
-1.289	41.940	83.921	-18.60
-1.283	41.984	84.008	-17.78
-1.276	42.028	84.094	-17.01
-1.268	42.073	84.185	-16.20
-1.261	42.119	84.275	-15.45
Tension side			
2.129	40.651	81.414	17.83
2.016	40.657	81.414	24.15
2.242	40.645	81.414	15.60
1.939	40.666	81.424	31.40
1.865	40.684	81.453	35.90
1.791	40.711	81.501	42.74
1.722	40.747	81.568	45.50
1.658	40.792	81.651	50.96
1.599	40.844	81.750	52.28
1.592	40.851	81.765	54.08
1.584	40.859	81.780	53.77
1.576	40.869	81.798	54.01
1.567	40.878	81.817	53.85
1.558	40.889	81.838	54.00
1.549	40.900	81.860	53.86
1.539	40.913	81.884	53.94
1.529	40.926	81.909	53.95
1.519	40.940	81.937	53.95
1.509	40.955	81.965	53.68
1.508	40.958	81.971	53.75
1.506	40.960	81.976	53.59
1.497	40.974	82.002	53.44
1.489	40.987	82.028	53.16
1.485	40.994	82.041	53.11
1.482	41.000	82.054	52.86
1.476	41.011	82.075	52.69
1.470	41.022	82.097	52.24
1.460	41.042	82.135	51.76
1.451	41.061	82.173	50.93
1.441	41.082	82.214	50.21
1.432	41.103	82.255	49.23
1.424	41.125	82.300	48.37
1.415	41.148	82.344	47.29
1.407	41.172	82.392	46.34
1.399	41.196	82.440	45.16
1.392	41.222	82.490	44.11

1.385	41.248	82.542	42.87
1.378	41.275	82.596	41.73
1.372	41.302	82.650	40.44
1.366	41.331	82.707	39.23
1.360	41.360	82.765	37.86
1.355	41.391	82.826	36.58
1.350	41.421	82.887	35.14
1.346	41.453	82.951	33.78
1.342	41.486	83.015	32.17
1.338	41.519	83.082	30.44
1.335	41.553	83.149	28.65
1.332	41.589	83.220	26.88
1.329	41.624	83.291	25.81
1.325	41.661	83.364	24.62
1.321	41.698	83.438	23.87
1.317	41.737	83.515	23.02
1.312	41.776	83.592	22.43
1.307	41.816	83.673	21.75
1.301	41.856	83.753	21.24
1.296	41.898	83.837	20.64
1.289	41.940	83.921	20.17
1.283	41.984	84.008	19.62
1.276	42.028	84.094	19.17
1.268	42.073	84.185	18.68
1.261	42.119	84.275	18.36

End of report (lines: 211)

Name: M1.5_Z57_Z60_20_DERECE

Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 07:52:48

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	57
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.101
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	56.60
Load application diameter (mm)	[den]	85.97
Load application angle (°)	[αFn]	19.46

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fr}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	82.07
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	89.85

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Fr}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[ds30°]	82.13
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σ30°]	88.17

Tooth root stress at the point with the highest stress		
Diameter (mm)	[dσmax]	81.92
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]	92.60
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)		
Diameter (mm)	[dσmin]	81.92
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]	-112.00

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)		
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]	96.47

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]	1.53
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]	0.97
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d_{Fn} (μm)	[f_tilt_den]	0.56
Total tooth rotation at d_{Fn} (°)	[ydsFn]	0.0008
Tooth body rotation for d_r (°)	[ydf]	0.0008
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]	36.97

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	4392
Number of elements	2095
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ_{VM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.199	40.692	81.503	-46.24
-2.153	40.694	81.503	-54.63
-2.056	40.707	81.519	-73.30
-1.961	40.736	81.566	-84.11
-1.871	40.779	81.644	-97.97
-1.789	40.836	81.750	-104.70
-1.780	40.844	81.765	-110.48
-1.771	40.852	81.780	-109.83
-1.760	40.861	81.797	-110.80
-1.751	40.870	81.815	-110.68
-1.740	40.880	81.834	-111.52
-1.730	40.891	81.854	-111.33
-1.719	40.902	81.876	-111.64
-1.709	40.914	81.899	-111.54

-1.698	40.926	81.923	-112.00
-1.688	40.939	81.948	-111.26
-1.677	40.953	81.975	-111.03
-1.667	40.967	82.002	-110.29
-1.657	40.982	82.031	-109.92
-1.647	40.997	82.061	-108.90
-1.645	41.000	82.067	-108.82
-1.643	41.003	82.073	-108.49
-1.635	41.017	82.098	-107.68
-1.627	41.030	82.124	-106.59
-1.626	41.031	82.126	-106.63
-1.626	41.031	82.127	-106.28
-1.617	41.048	82.160	-105.15
-1.608	41.065	82.193	-103.43
-1.599	41.084	82.229	-101.91
-1.590	41.102	82.266	-99.84
-1.581	41.122	82.305	-97.97
-1.573	41.142	82.344	-95.62
-1.565	41.163	82.385	-93.51
-1.558	41.184	82.427	-90.94
-1.550	41.206	82.470	-88.82
-1.543	41.228	82.514	-85.69
-1.537	41.252	82.561	-82.56
-1.530	41.275	82.607	-78.62
-1.524	41.300	82.655	-74.80
-1.519	41.324	82.704	-71.21
-1.513	41.350	82.755	-67.51
-1.508	41.376	82.806	-64.57
-1.502	41.403	82.860	-61.51
-1.496	41.429	82.913	-59.42
-1.490	41.458	82.969	-57.17
-1.484	41.486	83.025	-55.69
-1.477	41.515	83.083	-53.96
-1.470	41.544	83.141	-52.65
-1.463	41.575	83.202	-51.22
-1.456	41.606	83.262	-50.04
-1.449	41.637	83.325	-48.75
-1.441	41.669	83.388	-47.66
-1.433	41.702	83.454	-46.48
-1.425	41.735	83.519	-45.44
-1.416	41.769	83.587	-44.32
-1.408	41.804	83.655	-43.30
-1.399	41.839	83.725	-42.21
-1.390	41.875	83.795	-41.19
-1.380	41.911	83.868	-40.10
-1.370	41.948	83.940	-39.07

-1.360	41.986	84.015	-37.98
-1.350	42.024	84.090	-36.91
-1.339	42.063	84.168	-35.79
-1.328	42.102	84.245	-34.68
-1.317	42.142	84.325	-33.51
Tension side			
2.199	40.692	81.503	40.21
2.153	40.694	81.503	46.96
2.245	40.689	81.503	36.45
2.056	40.707	81.519	62.30
1.961	40.736	81.566	70.46
1.871	40.779	81.644	81.65
1.789	40.836	81.750	86.63
1.780	40.844	81.765	91.46
1.771	40.852	81.780	90.84
1.760	40.861	81.797	91.62
1.751	40.870	81.815	91.49
1.740	40.880	81.834	92.20
1.730	40.891	81.854	91.98
1.719	40.902	81.876	92.21
1.709	40.914	81.899	92.12
1.698	40.926	81.923	92.60
1.688	40.939	81.948	91.89
1.677	40.953	81.975	91.72
1.667	40.967	82.002	91.20
1.657	40.982	82.031	91.01
1.647	40.997	82.061	90.13
1.645	41.000	82.067	90.08
1.643	41.003	82.073	89.85
1.635	41.017	82.098	89.22
1.627	41.030	82.124	88.39
1.626	41.031	82.126	88.41
1.626	41.031	82.127	88.17
1.617	41.048	82.160	87.28
1.608	41.065	82.193	85.97
1.599	41.084	82.229	84.81
1.590	41.102	82.266	83.21
1.581	41.122	82.305	81.77
1.573	41.142	82.344	79.98
1.565	41.163	82.385	78.37
1.558	41.184	82.427	76.39
1.550	41.206	82.470	74.80
1.543	41.228	82.514	72.35
1.537	41.252	82.561	69.92
1.530	41.275	82.607	66.80

1.524	41.300	82.655	63.78
1.519	41.324	82.704	60.93
1.513	41.350	82.755	58.02
1.508	41.376	82.806	55.70
1.502	41.403	82.860	53.31
1.496	41.429	82.913	51.68
1.490	41.458	82.969	49.94
1.484	41.486	83.025	48.89
1.477	41.515	83.083	47.66
1.470	41.544	83.141	46.73
1.463	41.575	83.202	45.70
1.456	41.606	83.262	44.92
1.449	41.637	83.325	44.03
1.441	41.669	83.388	43.34
1.433	41.702	83.454	42.55
1.425	41.735	83.519	41.91
1.416	41.769	83.587	41.19
1.408	41.804	83.655	40.57
1.399	41.839	83.725	39.89
1.390	41.875	83.795	39.29
1.380	41.911	83.868	38.64
1.370	41.948	83.940	38.03
1.360	41.986	84.015	37.38
1.350	42.024	84.090	36.74
1.339	42.063	84.168	36.06
1.328	42.102	84.245	35.34
1.317	42.142	84.325	34.74

End of report (lines: 213)

Name: M1.5_Z57_Z60_25_DERECE
 Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 08:05:39

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear1
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	57
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.079
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	25.000
Facewidth (mm)	[b]	9.000
Inner diameter (mm)	[di]	37.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	58.68
Load application diameter (mm)	[den]	86.22
Load application angle (°)	[αFn]	24.73

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point ($d_{F\theta}$) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFθ]	82.13
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	75.25

Tooth root stress at the 30° tangents point of contact. Position of the 30° point ($d_{F\theta}$) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[ds30°]	82.11
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0°]	76.47

Tooth root stress at the point with the highest stress			
Diameter (mm)	[dσmax]		81.76
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]		85.79
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)			
Diameter (mm)	[dσmin]		81.76
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]		-112.15

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)			
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]		87.78

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]		1.44
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]		0.90
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d _{sFn} (μm)	[f_tilt_den]		0.53
Total tooth rotation at d _{sFn} (°)	[ydsFn]		0.0007
Tooth body rotation for d _r (°)	[ydf]		0.0007
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]		40.89

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	5955
Number of elements	2858
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ _M
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
-2.229	40.721	81.564	-65.94
-2.153	40.733	81.580	-79.09
-2.079	40.755	81.616	-88.48
-2.010	40.787	81.673	-101.89
-1.947	40.829	81.750	-105.15
-1.937	40.836	81.765	-112.15
-1.927	40.845	81.780	-110.14
-1.917	40.854	81.797	-110.97
-1.906	40.863	81.815	-109.95
-1.896	40.873	81.834	-111.48
-1.886	40.884	81.854	-110.58
-1.875	40.895	81.876	-110.91
-1.865	40.906	81.898	-109.56
-1.854	40.919	81.922	-108.99

-1.844	40.932	81.947	-108.05
-1.834	40.945	81.973	-107.60
-1.824	40.959	82.000	-105.70
-1.814	40.974	82.028	-104.40
-1.805	40.989	82.058	-102.69
-1.797	41.002	82.083	-101.39
-1.790	41.015	82.108	-99.70
-1.788	41.018	82.114	-99.47
-1.786	41.021	82.120	-98.90
-1.785	41.024	82.125	-98.72
-1.783	41.026	82.130	-98.07
-1.776	41.041	82.159	-96.50
-1.768	41.056	82.187	-94.22
-1.760	41.074	82.223	-92.00
-1.752	41.092	82.259	-89.17
-1.744	41.112	82.297	-86.57
-1.736	41.131	82.336	-83.38
-1.728	41.152	82.376	-80.30
-1.721	41.173	82.417	-76.36
-1.714	41.194	82.460	-71.87
-1.707	41.216	82.503	-68.44
-1.700	41.239	82.548	-65.17
-1.692	41.262	82.593	-63.46
-1.685	41.286	82.641	-61.39
-1.677	41.310	82.688	-60.03
-1.669	41.335	82.738	-58.42
-1.660	41.361	82.788	-57.35
-1.651	41.387	82.840	-56.06
-1.643	41.414	82.893	-55.10
-1.633	41.441	82.947	-54.01
-1.624	41.469	83.002	-53.17
-1.614	41.498	83.059	-52.22
-1.604	41.527	83.115	-51.46
-1.594	41.557	83.175	-50.60
-1.583	41.587	83.234	-49.88
-1.572	41.618	83.295	-49.11
-1.561	41.649	83.357	-48.41
-1.550	41.682	83.421	-47.67
-1.538	41.714	83.485	-47.00
-1.526	41.747	83.551	-46.28
-1.514	41.781	83.617	-45.61
-1.501	41.816	83.685	-44.90
-1.489	41.850	83.754	-44.21
-1.475	41.886	83.825	-43.49
-1.462	41.922	83.895	-42.78
-1.448	41.959	83.969	-42.03

-1.434	41.996	84.042	-41.28
-1.419	42.035	84.117	-40.49
-1.405	42.073	84.193	-39.70
-1.389	42.112	84.271	-38.87
-1.374	42.152	84.348	-38.00
Tension side			
2.186	40.726	81.569	58.37
2.117	40.742	81.594	67.78
2.050	40.767	81.638	72.76
1.997	40.795	81.688	80.90
1.947	40.829	81.750	81.80
1.937	40.836	81.765	85.79
1.927	40.845	81.780	84.68
1.917	40.854	81.797	85.25
1.906	40.863	81.815	84.83
1.896	40.873	81.834	85.51
1.886	40.884	81.854	84.88
1.875	40.895	81.876	84.89
1.865	40.906	81.898	84.21
1.854	40.919	81.922	83.75
1.844	40.932	81.947	82.95
1.834	40.945	81.973	82.32
1.824	40.959	82.000	81.10
1.814	40.974	82.028	80.03
1.805	40.989	82.058	78.72
1.797	41.002	82.083	77.68
1.790	41.015	82.108	76.47
1.788	41.018	82.114	76.28
1.786	41.021	82.120	75.88
1.785	41.024	82.125	75.72
1.783	41.026	82.130	75.25
1.776	41.041	82.159	74.06
1.768	41.056	82.187	72.38
1.760	41.074	82.223	70.74
1.752	41.092	82.259	68.62
1.744	41.112	82.297	66.71
1.736	41.131	82.336	64.35
1.728	41.152	82.376	62.07
1.721	41.173	82.417	59.15
1.714	41.194	82.460	55.79
1.707	41.216	82.503	53.20
1.700	41.239	82.548	50.78
1.692	41.262	82.593	49.56
1.685	41.286	82.641	48.07
1.677	41.310	82.688	47.12

1.669	41.335	82.738	45.99
1.660	41.361	82.788	45.23
1.651	41.387	82.840	44.34
1.643	41.414	82.893	43.72
1.633	41.441	82.947	42.97
1.624	41.469	83.002	42.44
1.614	41.498	83.059	41.83
1.604	41.527	83.115	41.35
1.594	41.557	83.175	40.82
1.583	41.587	83.234	40.39
1.572	41.618	83.295	39.92
1.561	41.649	83.357	39.52
1.550	41.682	83.421	39.09
1.538	41.714	83.484	38.72
1.526	41.747	83.551	38.32
1.514	41.781	83.617	37.97
1.501	41.816	83.685	37.59
1.489	41.850	83.754	37.25
1.475	41.886	83.825	36.88
1.462	41.922	83.895	36.56
1.448	41.959	83.969	36.19
1.434	41.996	84.042	35.91
1.419	42.035	84.117	35.53
1.405	42.073	84.193	35.40
1.389	42.112	84.271	34.91
1.374	42.152	84.348	35.15

End of report (lines: 212)

KISSsoft – Student license

File

Name: M1.5_Z57_Z60_30_DERECE

Changed by: recep on: 17.01.2024 at: 08:10:26

Calculation of tooth root stress with 2D FEM

1 Inputs

1.1 General

Gear data that influence the FEM model

Gear		Gear2
Working flank		Right flank
Number of teeth	[z]	-60
Tooth form calculated with profile shift coefficient	[x]	-0.114
Normal module (mm)	[mn]	1.500
Normal pressure angle (°)	[αn]	30.000
Facewidth (mm)	[b]	26.000
External diameter (mm)	[di]	102.000

1.2 FEM settings

2D modeling assumption	plane stress
Teeth in the gear segment	5
Gear segment boundary conditions	Fixed on side of gear segment

1.3 Material

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.300

1.4 Load application data

Load application at the single tooth contact point		
Normal force line load (N/mm)	[wn]	61.41
Load application diameter (mm)	[den]	88.24
Load application angle (°)	[αFn]	28.70

2 Results

2.1 Stresses in the tooth root, from FEM calculation

Shown stresses: Von Mises equivalent stress

Tooth root stress at the 60° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Ft}) calculated according to standard.

Diameter (mm)	[dsFn]	94.08
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0]	0.00

Tooth root stress at the 60° tangents point of contact. Position of the 30° point (d_{Ft}) determined from the tooth form calculation

Diameter (mm)	[dσ60°]	94.03
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σF0°]	171.31

Tooth root stress at the point with the highest stress			
Diameter (mm)	[dσmax]		94.01
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmax]		156.09
Tooth root stress at the place with the lowest stress (pressure-side)			
Diameter (mm)	[dσmin]		94.02
Nominal tooth root stress from FEM (N/mm ²)	[σmin]		-275.57

2.2 Stresses in the tooth root, from standard-based calculation

Stresses in the tooth root according to the calculation method (ISO 6336:2019)			
Nominal tooth root stress according to standard (N/mm ²)	[σF0]		90.81

2.3 Bending of the tooth without Hertzian flattening. Input in the direction of the normal force F_n

Total bending at point of load application (μm)	[fbtot]		3.42
Bending at point of load application without rotation in the tooth body (μm)	[fb=fbtot-f_tilt_den]		2.56
Displacement due to rotation in the tooth body without bending at d_{Fn} (μm)	[f_tilt_den]		0.85
Total tooth rotation at d_{Fn} (°)	[ydsFn]		0.0000
Tooth body rotation for d_r (°)	[ydf]		0.0011
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c'=Fn/b/fbtot]		17.97

2.4 Details about the FE mesh

Number of nodes	5828
Number of elements	2771
Element type	Quadratic

2.5 Equivalent stress on tooth

From FEM calculation: Von Mises equivalent stress

x	y	d	σ_{VM}
(mm)	(mm)	(mm)	(N/mm ²)
Compression side			
1.229	45.212	90.457	-69.80
1.348	45.400	90.840	-70.93
1.469	45.587	91.222	-68.95
1.492	45.622	91.293	-68.96
1.515	45.657	91.365	-68.80
1.537	45.691	91.434	-68.60
1.560	45.725	91.504	-68.33
1.582	45.758	91.571	-68.14
1.604	45.791	91.639	-67.91
1.625	45.824	91.705	-67.72
1.647	45.856	91.770	-67.54
1.668	45.887	91.834	-67.37
1.689	45.918	91.898	-67.22
1.709	45.948	91.960	-67.07

1.730	45.979	92.022	-66.95
1.750	46.008	92.082	-66.83
1.770	46.037	92.142	-66.75
1.790	46.066	92.201	-66.66
1.809	46.094	92.259	-66.62
1.828	46.121	92.315	-66.56
1.847	46.149	92.372	-66.57
1.866	46.175	92.426	-66.55
1.884	46.202	92.481	-66.60
1.902	46.227	92.533	-66.63
1.920	46.253	92.586	-66.73
1.937	46.278	92.636	-66.80
1.954	46.302	92.687	-66.96
1.971	46.326	92.736	-67.07
1.988	46.350	92.785	-67.29
2.004	46.373	92.832	-67.46
2.020	46.395	92.879	-67.73
2.036	46.417	92.924	-67.96
2.052	46.439	92.969	-68.30
2.067	46.460	93.012	-68.58
2.082	46.481	93.055	-69.00
2.096	46.501	93.097	-69.35
2.110	46.521	93.138	-69.84
2.124	46.540	93.177	-70.27
2.138	46.559	93.217	-70.85
2.151	46.578	93.254	-71.35
2.164	46.596	93.292	-72.03
2.177	46.613	93.328	-72.61
2.189	46.630	93.363	-73.40
2.201	46.647	93.397	-74.08
2.213	46.663	93.431	-74.99
2.225	46.678	93.463	-75.77
2.236	46.694	93.495	-76.83
2.247	46.708	93.525	-77.73
2.257	46.723	93.555	-78.95
2.267	46.736	93.583	-79.99
2.277	46.750	93.611	-81.41
2.287	46.763	93.637	-82.58
2.296	46.775	93.664	-84.22
2.305	46.787	93.688	-85.63
2.314	46.799	93.712	-87.48
2.322	46.810	93.735	-89.01
2.330	46.821	93.757	-91.25
2.337	46.831	93.778	-93.07
2.345	46.841	93.799	-95.52
2.351	46.850	93.817	-97.65

2.358	46.859	93.836	-100.47
2.364	46.867	93.853	-102.46
2.370	46.875	93.870	-105.84
2.376	46.882	93.885	-107.02
2.381	46.890	93.900	-110.50
2.388	46.900	93.921	-116.51
2.396	46.911	93.943	-134.07
2.401	46.919	93.960	-150.24
2.407	46.927	93.977	-174.26
2.411	46.933	93.989	-194.43
2.416	46.939	94.002	-221.17
2.420	46.943	94.011	-244.08
2.424	46.947	94.020	-275.57
Tension side			
-1.229	45.212	90.457	54.14
-1.348	45.400	90.840	51.61
-1.469	45.587	91.222	47.51
-1.492	45.622	91.293	47.16
-1.515	45.657	91.365	46.76
-1.537	45.691	91.434	46.32
-1.560	45.725	91.504	45.74
-1.582	45.758	91.571	45.29
-1.604	45.791	91.639	44.73
-1.625	45.824	91.705	44.26
-1.647	45.856	91.770	43.75
-1.668	45.887	91.834	43.28
-1.689	45.918	91.898	42.79
-1.709	45.948	91.960	42.32
-1.730	45.979	92.022	41.86
-1.750	46.008	92.082	41.41
-1.770	46.037	92.142	40.98
-1.790	46.066	92.201	40.55
-1.809	46.094	92.259	40.14
-1.828	46.121	92.315	39.74
-1.847	46.149	92.372	39.37
-1.866	46.175	92.426	39.00
-1.884	46.202	92.481	38.66
-1.902	46.227	92.533	38.32
-1.920	46.253	92.586	38.02
-1.937	46.278	92.636	37.72
-1.954	46.302	92.687	37.46
-1.971	46.326	92.736	37.19
-1.988	46.350	92.785	36.97
-2.004	46.373	92.832	36.74
-2.020	46.395	92.879	36.56

-2.036	46.417	92.924	36.38
-2.052	46.439	92.969	36.24
-2.067	46.460	93.012	36.10
-2.082	46.481	93.055	36.02
-2.096	46.501	93.097	35.92
-2.110	46.521	93.138	35.89
-2.124	46.540	93.177	35.85
-2.138	46.559	93.217	35.88
-2.151	46.578	93.254	35.88
-2.164	46.596	93.292	35.97
-2.177	46.613	93.328	36.03
-2.189	46.630	93.363	36.19
-2.201	46.647	93.397	36.30
-2.213	46.663	93.431	36.54
-2.225	46.678	93.463	36.72
-2.236	46.694	93.495	37.04
-2.247	46.708	93.525	37.30
-2.257	46.723	93.555	37.71
-2.267	46.736	93.583	38.04
-2.277	46.750	93.611	38.57
-2.287	46.763	93.637	38.98
-2.296	46.775	93.664	39.62
-2.305	46.787	93.688	40.15
-2.314	46.799	93.712	40.92
-2.322	46.810	93.735	41.54
-2.330	46.821	93.757	42.49
-2.337	46.831	93.778	43.25
-2.345	46.841	93.799	44.35
-2.351	46.850	93.817	45.28
-2.358	46.859	93.836	46.55
-2.364	46.867	93.853	47.42
-2.370	46.875	93.870	49.00
-2.376	46.882	93.885	49.55
-2.381	46.890	93.900	51.16
-2.388	46.900	93.921	53.79
-2.395	46.910	93.942	61.93
-2.401	46.918	93.959	69.36
-2.406	46.926	93.975	80.90
-2.411	46.932	93.988	90.56
-2.416	46.938	94.000	103.79
-2.420	46.943	94.010	114.48
-2.424	46.947	94.019	130.93

End of report (lines: 228)