

**T.C.
ULUDAG ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ASİMETRİK EVOLVENT DİSE SAHIP DÜZ DİSLİ ÇARKLARIN ANALİZİ

Fatih KARPAT

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

BURSA 2005

T.C.
ULUDAG ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ASİMETRİK EVOLVENT DİSE SAHİP DÜZ DİSLİ ÇARKLARIN ANALIZI

Fatih KARPAT

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2005

Bu Tez 24/10/2005 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr.-Ing. Fatih C. BABALIK
(Danışman)

Prof. Dr. Atilla BOZACI

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Prof. Dr. M. Cemal Çakır

Prof. Dr. Ahmet AVINÇ

ÖZET

Bu çalışmada, asimetrik dislere sahip evolvent düz disli çarklar incelenmiştir. Asimetriklik bu disli çarklarda disin iki yüzeyinde birbirinden farklı kavrama açlarına sahip evolvent profil kullanılmasıyla ileri gelmektedir. Asimetrik dis tasarımının ortaya çıkış amacı yüksek yük taşıma kapasitesi gibi yüksek performansa sahip düz disli çarkların elde edilmesidir.

Bu disli çarklarla ilgili literatürde bulunan az sayıdaki çalışmalarda disin hangi yüzeyindeki kavrama açısının daha büyük seçileceği üzerine farklı iki uygulamaya rastlanmaktadır. Kavrama açısı dis dibi gerilmesini etkileyen en önemli parametre olduğundan kavrama açısının belirlenmesi bu disli çarklar için çok önemlidir. Bu tez çalışmasında yükün karşılandığı dis yüzeyindeki (ön yüzey) kavrama açısının diğerine göre daha büyük olduğu asimetrik profilli dislere sahip evolvent düz disli çarklar incelenmiştir. Geliştirilen bilgisayar programları sayesinde asimetrik dislere sahip düz disli çarklar dis dibi gerilmesi açısından simetrik profilli dislere sahip düz disli çarklarla karşılaştırılmıştır. Bu programlarda düz ve helisel disli çarklar için geliştirilen ISO 6336 ve DIN 3990'ya uygun olan bir yöntem kullanılmıştır. Ancak asimetrik disler standart olmadığından bu yöntem asimetrik dis için sonlu elemanlar analizleri ile desteklenen bazı kabullerle uyarlanmıştır. Programlardan sonlu elemanlar analiz sonuçları ile uyumlu ve dis sayısı, kavrama açısı, profil kaydırma miktarı ve takım yarıçapı parametrelerine bağlı olarak bulunan sonuçlar grafiklerle sunulmuştur.

Asimetrik profilli dislere sahip düz disli çarklar ön yüzey kavrama açısı ve dis yüksekliği parametrelerine bağlı olarak dinamik yükler açısından da incelenmiştir. Dinamik analiz için burulma rijitliğine dayanan sayısal bir yöntem kullanılmıştır. Bu analiz için geliştirilen program sayesinde dinamik yükler, dinamik faktörler, statik ve dinamik iletim hataları hesaplanabilmektedir.

Dinamik analiz için gerekli olan dis rijitlikleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Parametrik bir çalışmaya imkan verebilmek amacıyla Ansys 8.0 programı için batch dosyası yazan bir program daha Matlab 6.5 kullanılarak geliştirilmiştir. Bu sayede sonlu elemanlar analizi adımları otomatik hale getirilerek zamandan kazanç sağlanmıştır.

Son olarak hesaplanan statik iletim hatalarının frekans analizi hızlı fourier dönüşümü (FFT) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ön yüzey kavrama açısı ve diş yüksekliği parametrelerinin harmoniklerin genlik değerlerine etkileri incelenmiş ve elde edilen sonuçlar grafikler yardımıyla sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Düz dişli çarklar, asimetric evolvent diş, diş dibi gerilmesi, dinamik yük

ABSTRACT

In this study, involute spur gears with asymmetric teeth are investigated. The asymmetry means that pressure angles are different for the drive and coast sides. The aim of the asymmetric tooth design is to improve the performance of gears such as increasing the load carrying capacity or reducing noise and vibration.

In literature, there are two different applications for involute gears with asymmetric teeth. The difference between them is the selection of pressure angles for drive side and coast side. In this study, the spur gears with asymmetric teeth, which have larger pressure angles on drive side than on coast side, are investigated. Since the load capacity of the involute gear mainly depends on the pressure angle, the determination of pressure angles is very important. Computer programs are developed for the minimization of bending tooth stress and the comparison of spur gears with asymmetric teeth and addendum modification for bending stress by using MatLab 6.5. Since asymmetric tooth is not standard, the tooth model, which was introduced by DIN 3990/Method C and ISO/TC60, is adjusted for the asymmetric tooth. The determination of the tooth form and stress concentration factors for asymmetric tooth is accomplished for each different parameter (pressure angles, tool radius, addendum modification coeff. etc.). The obtained results that agree with FEA results are presented graphically in this study.

The spur gears with asymmetric teeth are also considered for dynamic loads. The computer program which uses a numerical method based on torsional stiffness was developed for dynamic analysis of gear mechanisms with asymmetric teeth and symmetric teeth. It computes dynamic loads, dynamic factors, static and dynamic transmission errors depending on design parameters.

In this study, the stiffness of both asymmetric and symmetric tooth is also calculated by the finite element method. Another computer program is developed to obtain parametric study. It is written by using MatLab 6.5. The developed program creates batch files for Ansys 8.0. The 2-D tooth model of gears and finite element analysis are automatically obtained by using the file. The results of deformation calculated by finite element analysis are saved as data files.

Finally, after computing static transmission error, its frequency spectrum is generated by using FFT (fast fourier transform). The effects of different gear design parameters such as pressure angle on drive side and addendum etc. are investigated. The sample results, which were obtained for each subject by using the developed computer programs, are illustrated with numerical examples.

Keywords: Spur gears, involute asymmetric tooth, bending stress, dynamic load

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	iii
SIMGELER İNDEKSİ	v
SEKİLLER İNDEKSİ	ix
1.GİRİS	1
2.KAYNAK ARASTIRMASI	6
2.1 Silindirik Disli Çark Mekanizmalarinin Tasarlanması ve Bilgisayar Destegi ile Analizi	6
2.2 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Disli Çarklar Üzerine Yapılan Çalışmalar	13
2.3 Disli Çarklarda Dinamik Yükün Belirlenmesi Üzerine Yapılan Çalışmalar	15
3.MATERYAL VE YÖNTEM	24
3.1 Evolvent Düz Disli Çarkların Geometrisi ve Mekanizma Özellikleri	.24
3.1.1 Evolvent Eğrisi ve Fonksiyonu	24
3.1.2 Disli Çarklar için Takım ve Referans Profili	25
3.1.3 Disli Çark ve Disli Çark Mekanizmasının Boyutlandırılması	25
3.1.4 Profil Kaydırılmış Disli Çark Mekanizmaların Geometrisi	.27
3.1.5 Asimetrik Profilli Dis Sahip Düz Disli Çarkların Boyutlandırılması	29
3.1.6 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarkların Kavrama Durumu	38
3.1.7 Asimetrik Dislere Sahip Evolvent Düz Disli Çarklarda Kayma Hizi	39
3.1.8 Asimetrik Dislere Sahip Evolvent Düz Disli Çarklarda Ön Yüzey Kavrama Açısının Değişiminin Yatak Kuvvetlerine Etkisi	41
3.2 Disli Çarkların Dis Dibi Mukavemeti	42
3.2.1 Dis Dibi Gerilmesinin Teorik Olarak Hesaplanması	42
3.2.2 Dis Dibi Gerilmesinin Hesaplanması için Sayısal Metotların Kullanılması	42
3.2.2.1 Sonlu Elemanlar Metodu	47

3.2.2.2 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Disli Çarkların Sonlu Elemanlar Analizi	52
3.2.2.3 Sonlu Elemanlar Metodunda Parametrik Analiz İçin Bilgisayar Programı Gelistirilmesi	57
3.2.3 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Disli Çarkların Dis Dibi Gerilmelerinin Belirlenmesi	57
3.2.4 Asimetrik Profilli Dise Sahip Disli Çarkların Profil Kaydırılmış Disli Çarklarla Karsılaştırılması	61
3.3 Disli Çarkların Yan Yüzey Mukavemeti	66
3.4 Disli Çarkların Dinamik Analizi	69
3.4.1 Dinamik Faktör	69
3.4.2 Düz Disli Çark İçin Dinamik Model	72
3.4.3 Disli Çarklarda İletim Hataları	75
3.4.4 Asimetrik Dise Sahip Düz Disli Çarkların Dinamik Analizi	78
3.4.5 Kavrama Oranının Dinamik Yüke Etkisi	78
3.4.6 Dis Rijitliğinin Dinamik Yüke Etkisi	80
3.4.7 Dis Rijitliğinin Elde Edilmesi	81
3.4.8 Sürtünme Katsayısının Tespiti ve Dinamik Yüke Etkisi	84
3.4.9 Sönüm Oranının Tespiti ve Dinamik Yüke Etkisi	85
3.4.10 Dis Profil Hatalarının Dinamik Yüke Etkisi	85
3.4.11 Hareket Denkleminin Nümerik Çözümü	86
4. ARASTIRMA SONUÇLARI	89
4.1 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarkların Dis Dibi Gerilmelerinin Belirlenmesi	89
4.2 Ön Yüzey Kavrama Açısının Değişiminin Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarkların Dis Dibi Gerilmelerine Etkisi	90
4.3 Ön Yüzey Kavrama Açısının Asimetrik Profilli Dise Sahip Düz Disli Çarkların Dis Yan Yüzey Gerilmelerine Etkisi	93
4.4 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarklardan Olusan Mekanizmalarda Kavrama Oranının Değişimi	95
4.5 Ön yüzey Kavrama Açısının Değişiminin Kayma Hizına Etkileri	97

4.6 Kavrama Açısının Değişiminin Yatak Ömrüne Etkisi	98
4.7 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Disli Çark Mekanizmalarda Ağırlığın Azaltılması	100
4.8 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çark Mekanizmalarının Dis Dibi Gerilmeleri Açısından Parametrelere Bağlı İncelenmesi	102
4.9 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Disli Çark için Takım Radyusunun Değişiminin Dis Dibi Gerilmesine Etkisi	108
4.10 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Disli Çarklarda Kavrama Durumunun İrdelenmesi	109
4.11 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Disli Çarkların Oluşturduğu Düz Disli Çark Mekanizmalarının Profil Kaydırılmış Düz Disli Çark Mekanizmalarıyla Karşılaştırılması	112
4.12 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarkların Dinamik Yüklerinin Belirlenmesi	119
4.13 Dis Yükseklikleri Arttırılmış Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarkların Dinamik Yüklerle Etkisi	135
5.SONUÇLAR VE YORUMLAR	143
KAYNAKLAR	149
EK-1 GELİSTİRİLEN PROGRAMLARIN METİNLERİ	157-194
ÖZGEÇMİŞ	
TESEKKÜR	

SIMGELER INDEKSİ

α	Asimetrik evolvent dise sahip düz disli çarklar için kavrama açısı	(°)
ν	Büzülme oranı	
μ	Disler arasındaki sürtünme katsayısı	
θ	Dönme açısı	(°)
ρ	Egrilik yarıçapı	(mm)
β	Helisel disli çarklar için helis açısı	(°)
φ	Kritik kesit için parametre açısı	(°)
ε	Şekil değiştirme oranı	
ξ	Sönüm oranı	
$\{\delta\}$	Deformasyon matrisi	
$\varepsilon_{\alpha d}$	Asimetrik dise sahip disli çarklardan oluşan mekanizmanın kavrama oranı	
$\{A\}$	Gelistirilen programda sonuç matrisi	
ρ_F	Kritik kesitteki trochoid egrinin egrilik yarıçapı	(mm)
$\{F\}$	Kuvvet matrisi	
σ_{F0}	Düz disli çarklarda maksimum nominal dis dibi gerilmesi	
α_{Fn}	Temas noktasına bağlı olarak değişen yük açısı	(°)
ρ_{fP}	Kremayer kesici takımın dis bası radyusu	(mm)
$\{k\}$	Rijitlik matrisi	
Ψ_{kd}	s_{kd}^* yayına karşılık gelen açı	(°)
Ψ_{md}	s_{mc}^* yayına karşılık gelen açı	(°)
α_n	Düz ve helisel disli çarklar için normal kavrama açısı	(°)
δ	Dis deformasyonu	(mm)
Δt	İki temas noktası arasındaki zaman aralığı	(s)
α_w	Kavrama açısı	(°)
a	İstenilen eksenler arası mesafe	(mm)
a_d	Hesaplanan eksenler arası mesafesi	(mm)

B	Dis basi kavisinin merkezinden takım referans eksenine kadar olan mesafe	(mm)
b	Disli çark genişliği	(mm)
b_H	Hertz temas genişliği	(mm)
C	Rulman için dinamik yük sayısı	(N)
c	Dis basi boşluğu	(mm)
c_e	Eleman uzunluğu	(mm)
d	Taksimat dairesi çapı	(mm)
d_a	Dis basi dairesi çapı	(mm)
d_b	Temel dairesi çapı	(mm)
d_f	Dis dibi dairesi çapı	(mm)
E :	Trochoid kısmın alt ve üst noktaları arasında ki açısal fark	(°)
E_e	Elastite modülü	(N/mm ²)
e_e	Eleman genişliği	(mm)
$e_{I,II}$	Birleşik profil hatası	(mm)
F_D	Normal disli kuvveti	(N)
F	Komsu iki dis çifti için dinamik yük	(N)
F_r	Normal disli kuvvetinin radyal bileşeni	(N)
F_t	Normal disli kuvvetinin teğetsel bileşeni	(N)
f_z	Kavrama frekansı	(1/s)
h_{aP}	Kesici takımın dis dibi derinliği	(mm)
h_{Fa}	Kuvvetin dis eksenini kestigi noktanın kritik kesite uzaklığı	(mm)
h_{fP}	Kesici takımın dis basi yüksekliği	(mm)
J	Disli çark polar atalet momenti	(kgmm ²)
K_V	Dinamik faktör	
L	Dis basi kavisinin merkezinin takım düsey eksenine uzaklığı	(mm)
L_h	Rulman için ömür	(h)
m	Çark kütleleri	(kg)
M_e	Esdeğer kütle	(kg)
M_d	Dönme momenti	(Nmm)
m_n	Normal modül	(mm)
n_1	Giris milinin devir sayısı	(d/dk)

n_2	Çıkış milinin devir sayısı	(d/dk)
P	İletilecek güç	(W)
p	Taksimat	(mm)
r	Taksimat dairesi yarıçapı	(mm)
r_b	Temel daire yarıçapı	(mm)
r_{form}	Form dairesi çapı	(mm)
r_L	Limit dairesi yarıçapı	(mm)
r_u	Evolvent profil ile dis dibi bölgesinin birleştiği yarıçap	(mm)
S	Disleri için sürtünme ifadeleri	
S_{kd}^*	Ön yüzeydeki herhangi bir k noktasındaki yay uzunluğu	(mm)
S_{mc}^*	Arka yüzeydeki herhangi bir m noktasındaki yay uzunluğu	(mm)
s_a	Dis bası dairesindeki dis kalınlığı	(mm)
s_{Fn}	Kritik kesitteki dis kalınlığı	(mm)
s_o	Taksimat dairesindeki dis kalınlığı	(mm)
s_r	Evolvent diste dis kalınlığı	(mm)
TH+TP	Takim orta çizgisi üzerinde taksimat (TH = TP)	(mm)
T_z	Kavrama periyodu	(s)
v	Çizgisel hız	(mm/s)
V_s	Kayma hızı	(mm/s)
V_t	Tegetsel hız	(mm/s)
x	Profil kaydırma faktörü	
x_r	Dinamik İletim hatası	(mm)
x_s	Statik İletim Hatası	(mm)
Y_ϵ	Kavrama faktörü	
Y_β	Helis faktörü	
Y_{Fa}	Dis form faktörü	
Y_S	Dis gerilme düzeltme faktörü	
z	Dis sayısı	

Kisaltmalar

AGMA	Amerikan Disli Üreticileri Derneği
DIN	Alman Standartları Enstitüsü
FEM	Sonlu elemanlar metodu

FEA	Sonlu elemanlar analizi
DFT	Ayrık fourier dönüşümü
FFT	Hızlı fourier dönüşümü
ISO	Uluslar Arası Standart Organizasyonu
inv	Evolvent fonksiyonu

Indisler

asim	Asimetrik profil
sim	Simetrik profil
c	Disin arka yüzeyi
d	Disin arka yüzeyi
I	Kavrama halinde olan dis çiftlerinden ilki
II	Kavrama halinde olan dis çiftlerinden ikincisi
1	Pinyon
2	Büyük disli çark
°	Derece
×	1. türev
××	2. türev

SEKILLER INDEKSİ

Sekil 1.1 Disli arklar

Sekil 1.2 Dairesel olmayan eliptik disli arklar

Sekil 1.3 Sikloid profile sahip saat disli mekanizmasi

Sekil 1.4 Navikov dislileri

Sekil 1.5 Evolvent disli profiline sahip disli çarkların kavrama hali

Sekil 1.6 Yüksek kavrama oranlı evolvent disli arklar

Sekil 2.1 Asimetrik disin bir Rus uçak motorunun planet mekanizmasında kullanımı

Sekil 3.1 Evolvent dis profili

Sekil 3.2 Evolvent profilin olusumu

Sekil 3.3 DIN 867'ye göre Referans profili ve takım profili

Sekil 3.4 Disli ark temel boyutları

Sekil 3.5 Disli ark mekanizmasında eksenler arası mesafe

Sekil 3.6 Profil kaydırma yöntemi

Sekil 3.7 Profil Kaydırma uygulanmış dis profilleri

Sekil 3.8 Asimetrik profilli dis e sahip disli çarka ait es merkezli iki temel daire

Sekil 3.9 Asimetrik dis e sahip disli çarklar için takım profili

Sekil 3.10 Temas yüzeyi profilinin elde edilisi

Sekil 3.11 Arka yüzeyde profilinin elde edilisi

Sekil 3.12 Herhangi d_r çapında dis kalınlığı

Sekil 3.13 Dis dibi bölgesinde trochoid egrisi

Sekil 3.14 Kesici takım şekilleri

Sekil 3.15 Kesici takım geometrisi

Sekil 3.16 Kullanılan koordinatların gösterimi

Sekil 3.17 Z noktası ile olusturulan trochoid

Sekil 3.18 Trochoid profilin koordinatları

Sekil 3.19 Asimetrik dislilerde kavrama boyu

Sekil 3.20. Asimetrik dislere sahip bir disli çark mekanizması için kavrama doğrusu ve kavramada önemli noktalar

Sekil 3.21. Asimetrik dislilerde kayma hızı

Sekil 3.22. Disli arka etkiyen kuvvetler

- Sekil 3.23 DIN 3990 Metot C için dis modeli
- Sekil 3.24 Dis dibi geometrisi
- Sekil 3.25 Örnek bir sonlu elemanları model
- Sekil 3.26 Düzlem zorlama altında bir 2 boyutlu eleman
- Sekil 3.27 Elemanda gerilme dağılımı
- Sekil 3.28 Sonlu elemanlar metodunda kullanılan eleman çeşitleri
- Sekil 3.29 Örnek bir plaka modelinin elemanlara ayrılması
- Sekil 3.30 Sonlu elemanlar metodunun sematik yapısı
- Sekil 3.31 Örnek dis modelleri
- Sekil 3.32 Noktaların oluşturulması
- Sekil 3.33 Doğru ve eğrilerle modelin çizilmesi
- Sekil 3.34 Oluşturulan 2 boyutlu asimetrik profilli dis modeli
- Sekil 3.35 Plane 82 elemanı
- Sekil 3.36 Geliştirilen dis modeli
- Sekil 3.37 FEM programından elde edilen örnek grafiksel ve liste sonuçlar
- Sekil 3.38 Programın akis seması
- Sekil 3.39 Dis dibinde maksimum gerilmenin olduğu noktanın karşılaştırılması
- Sekil 3.40 Programda oluşturulan matris örneği
- Sekil 3.41 Profil kaydırma faktörleri için tavsiye edilen değerler
- Sekil 3.42 Geliştirilen programın akis seması
- Sekil 3.43 Asimetrik disli dişli çarklara esdeğer profil kaydırmalı dişli çarkların tespiti
- Sekil 3.44 İki silindirin temas noktasında oluşan basınç
- Sekil 3.45 Temas noktasında yan yüzeylere ait eğrilik yarıçapları
- Sekil 3.46 Hertz basıncının kavrama boyunca değişimi
- Sekil 3.47 Örnek dişli dinamik modelleri
- Sekil 3.48 Temasta olan iki dişli çifti
- Sekil 3.49 Statik iletim hatasının değişimi ve frekans bileşenleri ile gösterimi
- Sekil 3.50 Kavrama oranının dinamik faktöre etkisi
- Sekil 3.51 Dişli deformasyonlarının hesaplanması için geliştirilen dişli modelleri
- Sekil 3.52 Dis rijitliği için birim kuvvetin uygulanması

Sekil 3.53 Sönümlü zorlanmış titreşim için statik deplasman ile dinamik deplasman arasındaki oranın değişimi

Sekil 3.54 Dinamik analiz için geliştirilen program aksis seması

Sekil 4.1 FEM modelleri

Sekil 4.2. Dis dibinde oluşan maksimum von mises gerilme değerlerinin kavrama açısına göre değişimi

Sekil 4.3 Analiz edilen disli çarklarda dis dibi bölgesinde von mises gerilmelerinin dağılımı

Sekil 4.4 B kavrama noktasında eğrilik yarıçaplarının değişimi

Sekil 4.5 Yan yüzey gerilmelerinin ön yüzey kavrama açısına bağlı değişimi

Sekil 4.6. Profil açısına bağlı olarak kavrama oranının ve yük oranının değişimi

Sekil 4.7 Kavrama oranının değişimi

Sekil 4.8 Kavramanın başlangıç noktası A için kayma hızının ve özgül kaymanın değişimi

Sekil 4.9 Kavramanın bitiş noktası E için a) kayma hızının b) özgül kaymanın değişimi

Sekil 4.10 Kavrama açısının artmasıyla disli kuvvetinin artması

Sekil 4.11 Kavrama açısının artmasıyla disli kuvvetinin radyal bileşeninin artması

Sekil 4.12 Rulman ömrünün değişiminin hesaplandığı örnek sistem

Sekil 4.13 Kavrama açısına bağlı olarak bilyalı rulman ömrünün değişimi

Sekil 4.14 Kavrama açısının değişiminin pinyonun kütlesine etkisi

Sekil 4.15 Esdeğer mukavemet şartı altında profil açısına bağlı olarak disli genişliğindeki azalma

Sekil 4.16 Pinyonun dis sayısına ve ön yüzey kavrama açısının değişimine bağlı olarak $Y_{Fa} * Y_S * Y_e$ faktör çarpımının eğrileri

Sekil 4.17 Kavrama oranının dis sayısı ve ön yüzey kavrama açısına göre değişimi

Sekil 4.18 Dis baskı kalınlığının dis sayısı ve ön yüzey kavrama açısına göre değişimi

Sekil 4.19 Ön yüzey kavrama açısının değişimine bağlı olarak $Y_{Fa} * Y_S * Y_e$ faktör çarpımının değişimi

Sekil 4.20 Ön yüzey kavrama açısının değişimine bağlı olarak $Y_{Fa} * Y_S$ faktör çarpımının değişimi

Sekil 4.21 Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen dis dibi gerilme sonuçları

Sekil 4.22 Elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırılması

Sekil 4.23 Takim radiusunun ve ön yüzey kavrama açısının değişimine bağlı olarak $Y_{Fa} * Y_S$ çarpımının değişimi

Sekil 4.24 Ön yüzey kavrama açısının değişimiyle tek dis kavrama bölgesinin uzunluğundaki \overline{BD} değişim

Sekil 4.25 Ön yüzey kavrama açısını değişimiyle kavrama ile ilgili uzunlukların değişimi

Sekil 4.26 Dinamik faktörlerin karşılaştırılması

Sekil 4.27 Kavrama rijitliğinin karşılaştırılması

Sekil 4.28 Dis rijitlik eğrilerinin çıkarılması

Sekil 4.29 Kavrama süreci boyunca kavrama rijitliğinin değişimi

Sekil 4.30 Ön yüzey kavrama açısı 35° olan asimetrik dise sahip düz disli çark mekanizmasının dinamik yük faktörünün pinyonun devir sayısına göre değişimi

Sekil 4.31 Ön yüzey kavrama açısı 35° olan asimetrik dise sahip düz disli çark mekanizmasının statik ve dinamik iletim hatalarının devir sayısına göre değişimi

Sekil 4.32 Ön yüzey kavrama açısı 35° olan asimetrik dise sahip disli çark için profil hatasının dinamik yüke etkisi

Sekil 4.33 Dinamik faktörün dönme hizina bağlı değişimi

Sekil 4.34 Karşılaştırmada kullanılan disli çark mekanizmasının tercih edilen disli çarklara bağlı olarak kavrama oranlarının değişimi

Sekil 4.35 Statik iletim hataları ve frekans dönüşümleri

Sekil 4.36 Ön yüzey kavrama açısı 24° olan disli çark için dis rijitlikleri

Sekil 4.37 Ön yüzey kavrama açısı 32° olan asimetrik dise sahip düz disli çark mekanizmasının dinamik yük faktörünün devir sayısına göre değişimi

Sekil 4.38 Ön yüzey kavrama açısı 32° olan asimetrik dise sahip disli çark için profil hatasının dinamik yüke etkisi

Sekil 4.39 Dinamik faktörün pinyonun dönme hizina bağlı değişimi

Sekil 4.40 Karşılaştırmada kullanılan disli çark mekanizmasının tercih edilen disli çarklara bağlı olarak kavrama oranlarının değişimi

Sekil 4.41 Statik iletim hataları ve frekans spektrumları

Sekil 4.42 Takim dis basi yüksekliğinin artmasına bağlı olarak $Y_{Fa} * Y_S * Y_\epsilon$ çarpımının değişimi

Sekil 4.43 Dis yükseklikleri arttirilmis asimetrik disli çarklar için dinamik faktörün dönme hizina bagli degisimi

Sekil 4.44 Dinamik faktörün dönme hizina bagli degisimi

Sekil 4.45 Statik iletim hatalari ve frekans spektrumlari

Sekil 4.46 Takim dis basi yüksekliginin artmasi ile $Y_{Fa} * Y_S * Y_e$ arpiminin degisimi

Sekil 4.47 Dis yükseklikleri arttirilmis asimetrik disli çarklar için dinamik faktörün dönme hizina bagli degisimi

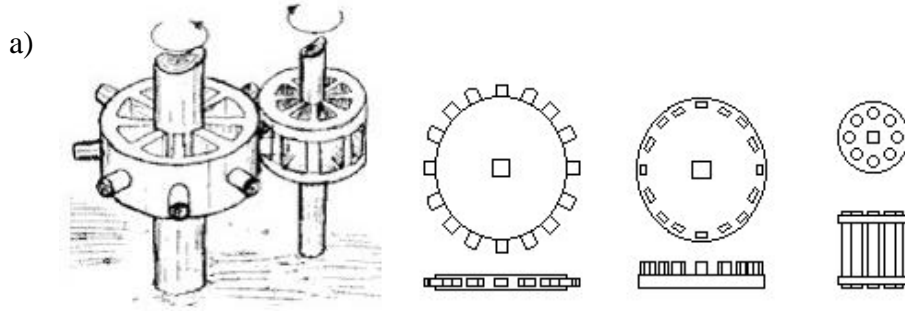
Sekil 4.48 Ön yüzey kavrama açisi 32° olan asimetrik dise sahip disli arklardan dis yüksekligi standart ve arttirilmis disli çarklari dinamik faktörlerinin karsilastirilmesi

Sekil 4.49 Dis yüksekligi standart olan disli çarklari ve dis yüksekligi arttirilmis disli çarklari maksimum dinamik faktörünün dönme hizina bagli degisimi

Sekil 4.50 Statik iletim hatalari ve frekans spektrumlari

1. GIRIS

Disli çarklar; güç ve hareket ileten geçmisi çok eskilere dayanan ve kullanım alanı çok geniş olan makine elemanlarıdır. Geçmiş çağlarda suyun, rüzgarın gücünü aktaran ahsap basit çarklar (Sekil 1.1), günümüzde ise metal veya plastik malzemeden üretilmiş fakli boyut ve şekildeki disli çarklara yerlerini bırakmıştır. Çok geniş kullanım alanı olan disli çarklar kolumuza taktığımız saatten, ulaşımında kullandığımız tüm kara, hava, deniz taşıtlarına kadar bir çok önemli makede güç aktarma elemanı olarak yer almaktadır. Farklı yerlerde, farklı amaçlar için çalışan disli çarkların boyutları, malzemeleri, şekilleri de farklıdır. Disli çarklar, genel olarak güç ve hareket ilettikleri millerin konumları ve dis şekillerine göre sınıflandırılıp, adlandırılmaktadırlar.



b)



Sekil 1.1 Disli çarklar a) Geçmişte kullanılan ahsap disli çark mekanizması ve disli çarklar (Kapelevich ve McNamara 2003)

b) Günümüzde kullanılan metal ve plastik disli çarklar (Collins 2003)

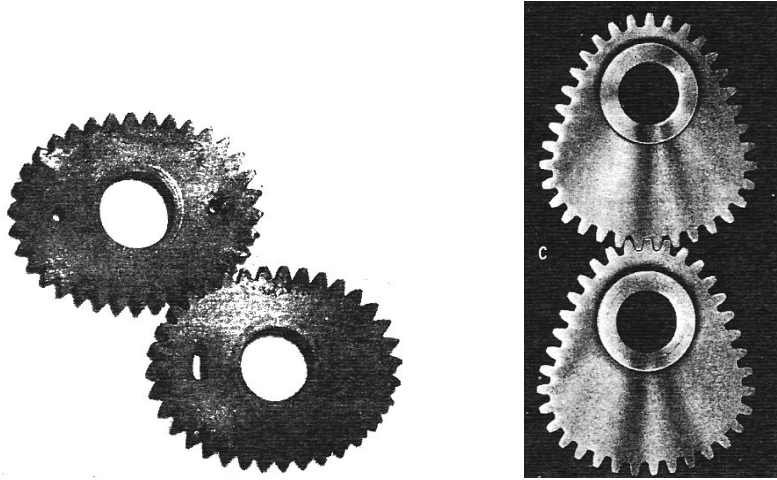
Disli çark, en eski makine elemanı olmasına ve üzerinde bugüne kadar yapılmış binlerce teorik ve pratik çalışmaya rağmen günümüzde de yine en fazla üzerinde düşünülen, araştırma yapılan makine elemanıdır. Gelişen teknoloji disli çarkin yerine daha üstün bir eleman bulamadıkça da, bu çalışmalar durmadan devam edecektir.

Günümüzde disli çark üzerine yapılan çalışmalar, üretim teknolojisi ve malzeme alanındaki gelişmelere paralel olarak sürmektedir. Literatürü genel olarak incelediğimizde dis ve çark geometrisi, yüzey işlemleri ve malzeme seçimi konularının ağırlıkta olduğu görülmektedir.

Tüm disli çarkların genel kullanımı göz önüne alındığında silindirik ve evolvent profilli dislere sahip disli çarklar halen en büyük kullanım alanına sahiptirler. Bunun sebebi ise disli çarklardan beklenen sabit hız çevrim oranı, kaymadan yuvarlanma, düzgün hareket iletimi gibi bazı genel özelliklerin her disli çark ve dis geometrisi tarafından sağlanamamasıdır.

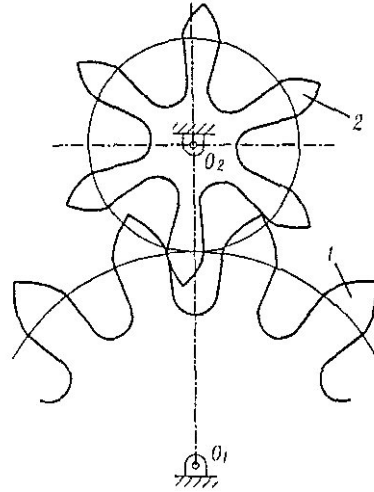
Genel kullanım alanı dışında farklı özelliklerin yüksek performansların istendiği güç mekanizmalarında farklı boyut ve geometrilere sahip özel disli çarklara da ihtiyaç duyulmaktadır.

Örneğin, dairesel kesite sahip olmayan eliptik disli çarklar, sürekli non-lineer olarak değişen bir açısal hızın istendiği, bilgisayar kontrollü mekanizmalarda kullanılmaktadır (Şekil 1.2). Daha önceleri kamların tercih edildiği bu mekanizmalarda üretim teknolojinin maliyeti azaltmasıyla bu disli çarklara daha fazla rastlanmaktadır.



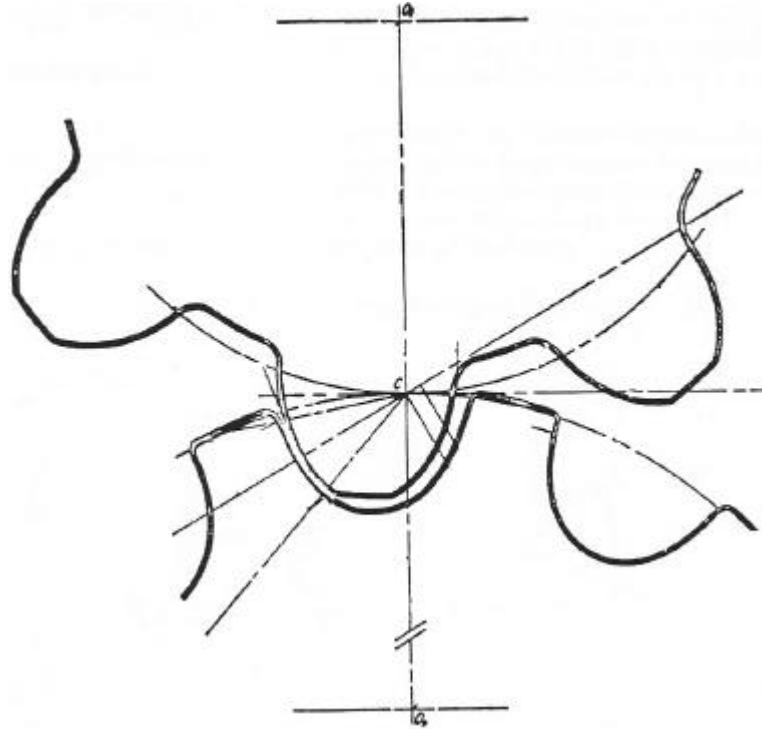
Şekil 1.2 Dairesel olmayan eliptik disli çarklar (Chironis 1967)

Yine dairesel kesitli olup ta dis profilinin evolvent olmadığı disli çarklar da mevcuttur. Evolvent profilden sonra en fazla tercih edilen profil sikloid profil olmuştur. (Şekil 1.3). Dis ve iç bükey profilin birleşmesi neticesinde elde edilen bu profil yüzey basıncının ve aşınmanın azalması gibi üstün yönlerinin yanında çok fazla montaj hassasiyeti gerektirmesi, yüzeylerin iyi işlenmesinin zorluğu ve üretim güçlüğü gibi zayıf yönlerinin varlığı dolayısıyla kullanım alanı olarak evolvent profilin önüne geçememiştir. Kullanım alanı pompalar ve saat mekanizmalarıyla sınırlı kalmıştır.



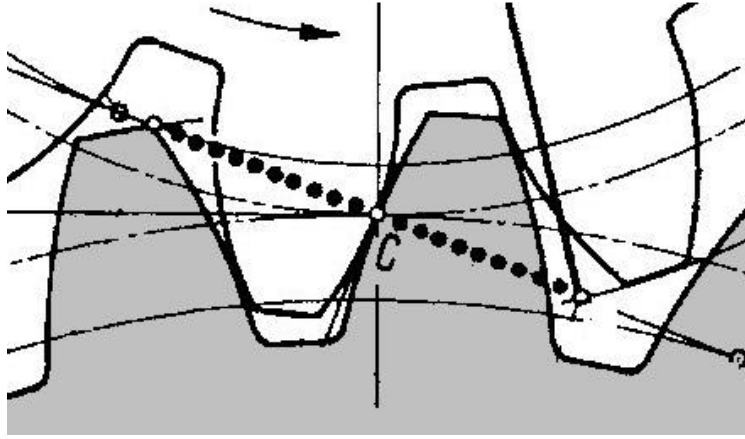
Sekil 1.3 Sikloid profile sahip saat disli mekanizmasi (Litvin 1994)

Disli çark literatüründe yer bulmuş bir diğer özel profil de dairesel yay profilidir. Navikov, Wildhaber, Circarc gibi çeşitli isimlerle anılan bu disli çarklar, es çalisan dislilerde dis ve iç bükey dis profillerinin karşılıklı kullanılması ile elde edilmiştir (Sekil 1.4). Dis yüzeylerinde, asınma ve pitting oluşmadan, 3-5 kat kadar daha fazla yük taşıyabilmektedirler. Bunun bir sebebi dislerin arasındaki yağ filminin daha iyi oluşmasıdır. Evolvent profilli disli çarklara göre daha gürültülü olması, disin helisel olması gerekliliği ve sikloid dislilerde olduğu gibi fazlaca montaj hassasiyetinin bulunması bu disli çarkların zayıf olan yönleridir. (Chironis 1967, Lemanski 1989)



Sekil 1.4 Navikov dislileri (Chironis 1967)

Evolverent dişe sahip dişli çarkların konu edilen tüm bu dişli çarklara göre daha fazla tercih edilmesini sağlayan üstünlükleri; kolay imal edilebilme, aynı modüle sahip tüm dişlilerin es çalışabilmesi, etkili güç iletimi, kavrama egrisinin doğru olması ve eksenler arası mesafelerde küçük değişikliklere izin vermesidir (Şekil 1.5). Bunların arasında kolay imalat ve eksenler arası mesafedeki değişikliklere izin vermesi farklı profildeki dişli çarklara göre en önemli üstünlüklerdir. Bu üstünlüklerinin yanı sıra iki diş bükük yüzeyin temas etmesi nedeniyle yağ filminin oluşma zorluğu ve küçük boyutlu mekanizmalar için gerekli olan çok küçük diş sayısının elde edilememesi gibi zayıf yönleri de mevcuttur.



Şekil 1.5 Evolverent dişe sahip düz dişli çarkların kavrama hali

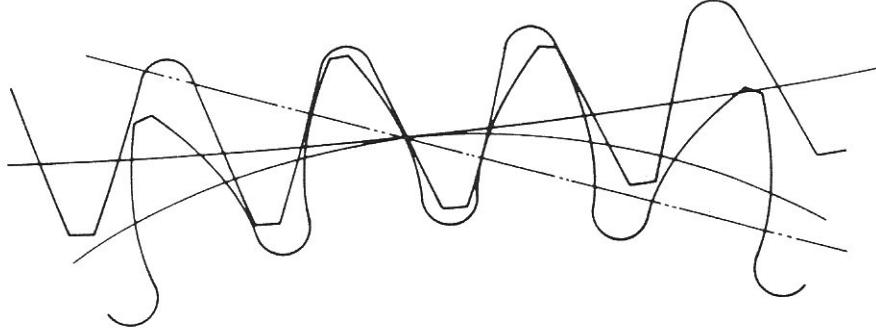
Evolverent profile sahip dişli çarklar için gerekli takımlar ISO, AGMA, DIN gibi ulusal ve uluslararası standart kuruluşları tarafından küçük farklılıklarla standartlaştırılmıştır. Ancak bu standart dişli çarklar özel dişli mekanizmalarında istenen yüksek performansın elde edilmesinde yeterli olamamaktadır. Bu nedenle standart olmayan evolverent dişli çarklara gereksinim duyulmaktadır.

Yüksek yük taşıma kapasitesi, minimum boyut, sonsuz ömür, yüksek kavrama oranı, minimum titreşim, minimum gürültü, minimum maliyet vb. isteklerin karşılanabilmesi için ilk akla gelen çözüm standart olmayan profil kaydırmalı evolverent dişli çarklar kullanmaktır.

Düşük maliyet, kolay uygulama sebebiyle çok fazla kullanılan bu dişli çarklar farklı performans istekleri nedeniyle bazı durumlarda yeterli olamamaktadır.

Yine özellikle planet mekanizmalarda kullanım alanı bulan, yüksek kavrama oranlı dişli çarklar olarak adlandırılan ince ve uzun diş formu sayesinde kavrama

oraninin 2'nin üzerine çıktığı, dolayısıyla yükün en az iki diş tarafından paylaşıldığı dişli çarklar da mevcuttur (Şekil 1.6).



Şekil 1.6 Yüksek kavrama oranlı evolvent dişli çarklar (Lemanski 1989)

Bu tez çalışmasında incelenen evolvent asimetrik dişli çarklar da standart olmayan dişli çarklara bir örnektir. Dişli çarklarda ön ve arka diş yüzeyleri fonksiyon ve çalışma şartları açısından farklıdır. Genelde arka diş yüzeyine herhangi bir kuvvet gelmez. Bu sebeple iki yüzeyi de birbirinin aynı, yani simetrik yapmak bir zorunluluk değil, üretim şeklinin bir sonucudur. Bu yüzden profilin simetrikliği performansı arttırmak amacıyla bozulabilir.

Sertleştirilmiş hypoid dişlilerde diş dibi mukavemetini arttırmak amacıyla ilk kez 1970'li yıllarda bulunan bu dişli formu daha sonra silindirik düz dişli çarklar için düşünülmüştür.

Bu tez çalışmasında, asimetrik dişli çarklar, konvansiyonel düz dişli çarklarla özellikle diş dibi mukavemeti ve dinamik yükler açısından karşılaştırmalı biçimde, bilgisayar destekli olarak incelenmiştir.

2. KAYNAK ARASTIRMASI

Disli ark mekanizmaları üzerinde yapılan çalışmalar bir bütün halinde değerlendirilmeye imkan vermeyecek kadar geniştir. Bu nedenle farklı başlıklara ayrılarak incelenmesi daha doğru olmaktadır. Bu tez çalışmasında da incelenen ve faydalanılan disli çarklarla ilgili tüm çalışmalar 3 ana başlık altında aktarılmaktadır.

2.1 Silindirik Disli ark Mekanizmalarının Tasarlanması ve Bilgisayar Destegi ile Analizi

Baronet C.N. ve Tordion G.V. (1973), standart düz disli çarkların gerilme dağılım faktörünü bulabilmek için 2 boyutlu elastikte teorisi kullanılmıştır. Yapılan analizler tek dis modeli ve tekil yük ile gerçekleştirilmiştir. 20° ve 25° kavrama açısına sahip standart için yapılan analizlerden elde edilen gerilme dağılım faktörü sonuçları literatürde yer alan değerlerle karşılaştırılmıştır.

Salamoun C. ve Suchy M. (1973), çalışmalarında helisel ve düz dislilerin dis dibi bölgelerinin bilgisayarda hesaplanabilmesi için bir algoritma sunmuştur. Tüm kesici takım türleri göz önüne alınarak bu algoritma esitlendirilmiştir. Dis dibi bölgesinin koordinatlarının elde edilebilmesi için gerekli denklemler dis dibi kesilmesi olan ve olmayan disliler için çıkarılmıştır. Algoritmaları tanımlayan çok sayıda akis diyagramı da yayında sunulmuştur.

Errichello R. (1978) farklı dis profillerinin dis dibi gerilmelerinin incelemek amacıyla fotoelastik deneyini kullanmıştır. Yapılan deneyler sayesinde dis dibinde oluşan maksimum gerilmenin yeri belirlenmiş ve yine bu amaçla geliştirilmiş teorik modellerin bu sonuçlara ne kadar yaklaştığı karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Cornell R.W. (1981) tarafından düz disliler için geometriye bağlı olarak dis dibi gerilmesi ve dis deformasyonu için analitik model geliştirilmiştir. Bu modelden gerilme ve deformasyonların hesaplanabilmesi için halen kullanılan denklemler çıkarılmıştır. Yayında, elde edilen sonuçlar daha önce geliştirilmiş analitik modellerden, sonlu elemanlar metodu ve deneylerden bulunan sonuçlarla karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.

Coy J.J., Chao C. H. (1982) tarafından yapılan çalışma, dis deformasyonlarının sonlu elemanlar metodu ile hesaplanmasında çok önemli sonuçlar çıkarmıştır. Sunulan yeni metod sayesinde hertz basıncından dolayı oluşan deformasyonun da eleman

boyutunun uygun seçilmesi sonucunda kontak analiz yapmaksizin yaklaşık olarak hesaplanabileceği ortaya çıkmıştır. Diğer çalışmalarda Hertz deformasyonu belirli kabuller çerçevesinde çıkarılmış ifadeler kullanılarak hesaplanmaktadır. Metot birbirine temas eden iki silindirin klasik hertz teorisi ile çözümüne dayandırılmıştır. Parametrik analiz için çok faydalı olan metot bu tez çalışmasında sonlu elemanlar analizinde eleman boyutunun boyutunu belirlemek için kullanılmıştır.

Mabie H. H ve ark. (1983) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, kaydırmalı düz dişli çark mekanizmalarında profil kaydırma faktörlerinin belirlenebilmesi için bir yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntem, pinyon ile dişlinin gerilmesini yaklaşık olarak esitleyen uygun x_1 ve x_2 faktörlerin belirlenmesi üzerine kurulmuştur. Farklı çevrim oranları ve eksenler arası mesafe için grafikler elde edilmiştir. Elde edilen diş form faktörü değerleri AGMA tarafından verilen değerlerle karşılaştırılmış ve uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Hefeng B. ve ark. (1985), kremayer şeklindeki kesici takım ile üretilen düz dişlilerin tanımlanabilmesi için genel bir metot sunmuştur. Dişin diş dibi bölgesini ve evolvent kısmının elde edilmesini sağlayan denklemler dişli kanununa dayandırılarak çıkarılmıştır. Diş profilinin belirlenmesi diş baskı yüksekliği, diş dibi derinliği, diş sayısı, kavrama açısı, taksimat ve kesici takım baş yarıçapı parametrelerine dayandırılarak çıkarılmıştır. Profil kaydırma oranları da göz önüne alınmıştır. Sunulan bağıntılar kullanılarak kesici takım ve dişli çarkların bilgisayar destekli çizimleri gerçekleştirilmiştir.

Elkholly A. H. (1985), büyük yük taşıma kapasitesine sahip yüksek kavrama oranlı dişli çarkların kavrama esnasında değişen yük dağılımının belirlenebilmesi için analitik bir model sunmuştur. Elde edilen sonuçlar fotoelastik testi ile bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Her bir temas noktası için elde edilen yükler belirlendikten sonra diş geometrisine bağlı olarak gerilme değerleri diş geometrisine bağlı olarak verilen denklemlerle hesaplanabilmektedir.

Muthukumar R. ve Raghavan M.R. (1987) tarafından yapılan çalışmada tek dişten oluşan bir sonlu elemanlar diş modeli geliştirilmiştir. Bu model üzerinde diş profilinin en yüksek ve orta noktasından yapılan statik ve tekil yükleme sonuçları deneysel olarak elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Hertz deformasyonlarını

sonuçlara katabilmek için Coy J.J., Chao C. H. (1982) tarafından tavsiye edilen eleman boyutu önerileri kullanılmıştır.

Eiff H. ve ark. (1989), kesici takım geometrisinin dis dibi gerilmelerine etkisini iç ve dis evolvent disli çarklar için incelemişlerdir. İç ve dis dislilerin maksimum dis dibi gerilmeleri ve yerlerinin bulunması için sonlu elemanlar metodunu kullanmışlardır. Elde ettikleri sonuçların DIN standardında verilen yöntemle ve fotoelastik deneyi yardımıyla bulunan sonuçlarla uyumunu göstermişlerdir.

Kuang J. H., Yang Y. T. (1989) tarafından yapılan çalışma, düz disli çarklar için gerilme dağılım faktörünün belirlenmesi amacıyla yarı ampirik ifadeler sunulmuştur. Bu ifadeler sonlu elemanlar metodu sonuçlarıyla elde edilmiştir. Dis dibi bölgesinde gerilme dağılımı kesici takım radyusu, dis sayısı ve profil kaydırma parametrelerinin etkisi incelenmiştir. Standart ve profil kaydırılmış disliler için değiştirilmiş gerilme dağılım değerleri elde edilmiştir. Özellikle profil kaydırılmış dislilerin tasarımında verilen ampirik ifadelerin göz önüne alınması tavsiye edilmiştir. Bu yayında sunulan ifadeler bir çok araştırmacı tarafından kullanılmıştır.

Lemanski A. J. (1989), yayınında disli tasarımı tüm yönleriyle tartışılmıştır. Disli mukavemet hesap adımları, disli tasarımında öncelikli koşullar, kısıtlar tasarımcılara yardımcı olacak şekilde aktarılmıştır. Navikov dislilerinin ve yüksek kavrama oranlı evolvent disli çarkların avantaj ve dezavantajları sunulmuştur.

Andrews J.D. (1991), bu yayınında iç ve dis evolvent düz disli çarklarda dis dibindeki gerilme dağılımını bulmak için sonlu elemanlar yönteminin uygulanması açıklamıştır. Sonlu eleman modelinin sınır şartlarının ve eleman boyutunun etkileri incelenmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi ile bulunan dis dibi gerilme sonuçları fotoelastik deneylerin sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Çalışmada hem iç hem de dis düz disliler göz önüne alınmıştır.

Arikan S. ve Tamar M.(1992), evolvent helisel disli çarkları helisel disli geometrisi ve sonlu elemanlar paket programı kullanılarak 3 boyutlu bir model geliştirdiler. Bu modeller sayesinde yan yüzeylerdeki temas çizgileri boyunca yük dağılımları ve gerilme analizleri yapıldı. Dis temas analizi disli teorisi kullanılarak elde edildi. Pinyon ve dislinin yan yüzeylerinin belirli koordinat sisteminde elde edilmesi kesici takım geometrisi kullanılarak gerçekleştirildi. Helisel dislilerin temas çizgilerinin

ve disli profillerinin koordinatlarını elde etmek için kullanılacak denklemler sunulmuştur.

Arikan S. ve Uyar Ö. (1993) çalışmalarında, yaygın olarak kullanılan standart disli çarklarla birlikte standart olmayan profil kaydırılmış ya da dis basi inceltirilmiş disli çarkların geometrik bağıntıları sunulmuş ve sonlu elemanlar modeli elde edilmiştir. Sonlu elemanlar analizi ile dis dibi, yan yüzey gerilmeleri ve dinamik yüklerin bulunmasında kullanılacak olan dis rijitlikleri elde edilmiştir. Profil kaydırma ve dis basi daralmasının gerilmeler, kavrama oranı ve dinamik yüke etkileri incelenmiştir.

Rao R. M. ve Muthuveerappan G. (1993) çalışmalarında, temel matematiksel denklemler kullanılarak helisel disli çarkların geometrisi elde edilmiştir. 3 boyutlu sonlu elemanlar modeli ile kavrama durumunun farklı pozisyonları için dis dibi gerilme analizleri gerçekleştirilmiş ve maksimum dis dibi gerilmesi ve konumu tespit edilmiştir.

Artes M. ve Pedrero J.I. (1994) tarafından yapılan çalışmada, düz ve helisel disli çarkların tasarımı ve analizi için bir grafik metod geliştirilmiştir. Farklı disli tasarım problemleri için bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Farklı parametrelere (modül, dis genişliği, helis açısı vb.) ve ihtiyaçlara uygun elde edilmiş birkaç grafik örnek olarak sunulmuştur.

Bibel G.D. ve ark. (1994), hafif konstrüksiyonun önemli olduğu havacılık alanında kullanılan radyal yöndeki et kalınlığının az olduğu disli çarkları incelemişlerdir. Bu disli çarklarda mil ile dis arasındaki çember kalınlığı dis dibi mukavemeti için çok önemli bir parametre olduğu vurgulanmıştır. Sonlu elemanlar metodu ile yapılan gerilme analizleri değerlendirilmiştir.

Pedrero J. I. ve Artes M. (1996), çalışmalarında kayma hızları dengelenmiş düz disli çarkların tasarımı için gerekli profil kaydırma faktörlerinin belirlenmesini sağlayan basit ve analitik bir metod tanıtılmıştır. Farklı kavrama açıları ve dis basi yükseklikleri için de bu metod geçerlidir. Uzun iterasyonlara ve tablolarla gerek duyulmaması bilgisayar uygulamaları için bu metodu daha uygun hale getirmiştir. Sunulan metod bu tez çalışması içerisinde asimetrik evolvent disli çarklar için uyarlanmıştır.

Pedrero J. I. ve ark. M. (1996), bir diğer çalışmada önceden belirlenmiş kavrama oranına sahip düz disli çark mekanizmalarının tasarlanabilmesine profil

kaydırma faktörlerini belirlenmesi ile yardımcı olan bir denklem çıkarılmıştır. Sunulan bu denklem kayma hızlarının dengelenmesini de göz önüne alınarak elde edilmiştir.

Jianfeng L. ve ark. (1998), çalışmalarında silindirik disli çarkların analizi için rijitlik matris metodu adında bir metodu önermektedirler. 3 Boyutlu sonlu elemanlar disli modelleri oluşturulmuştur. Bu modeller ile tüm silindirik disliler farklı parametreler kullanılarak analiz edilebilmektedir. Kavrama doğrusu boyunca oluşan yük dağılımı, herhangi bir temas noktasındaki deformasyon ve rijitlikler ve yan yüzey gerilme değerleri gibi sonuçlar sunulmuştur. Elde edilen deformasyon sonuçlarının eğilimleri dinamik fotoğraf metodu ile bulunan sonuçlarla uyumlu elde edildiği gösterilmiştir.

Tsai M-H. ve Tsai C-H. (1998) tarafından yapılan çalışmada, quadratic parametrik profiller kullanılarak yüksek kavrama oranlı disli çarklar elde edilmektedir. Evolvent profillerde yüksek kavrama oranı elde etmek için dis yüksekliğini arttırmak gerekmektedir. Ancak bu durum dis dibi gerilmelerinde artış ve alt kesilmeye neden olabilmektedir. Elde edilen profil sayesinde daha kısa dis yüksekliği ile alt kesilme olmaksızın yüksek kavrama oranı sağlamaktadır. Yeni profillerin parametrik tasarımı için bir metod basit matematiksel ifadeler ile sunulmuştur. Yüksek kavrama oranlı evolvent disli çarklarla, yeni profilli disli çarklar dis dibi gerilmesi ve statik iletim hatası açısından karşılaştırılmıştır.

Arafa M.H. ve Megahed M.M. (1999), çalışmalarında disli çarkların kavrama esnasındaki deformasyonları için bir sonlu elemanlar modelleme tekniği sunmuşlardır. Modelde kontak analiz esas alınmıştır. Birkaç disli çifti için yapılan analizlerden elde edilen deformasyon sonuçları önceki farklı metodlardan bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Dis sayısının rijitlik üzerine etkisi sayısal sonuçlarla incelenmiştir.

Fetvacı M.C. (1999), yaygın olarak kullanılan genel amaçlı Ansys sonlu elemanlar paket programının parametrik programlama dilini kullanarak düz disli çarkların modellenmesini ve dis dibi gerilme analizini gerçekleştiren bir program geliştirmiştir. Özellikle parametrik çalışmalarda otomasyon sağlayan bu program kullanıcıya büyük zaman kazandırmaktadır.

Pedrero J. ve ark. (1999), yayınlarında simetrik düz ve helisel dislilerin dis dibi gerilmesinin hesaplanabilmesi için gerekli kritik kesit kalınlığı (s_{Fn}) ve bu kesite dis kuvvetinin uzaklığının (h_{Fn}) yaklaşık olarak hesaplanabilmesi için birbirine çok yakın

sonuçlar veren iki yöntem sunmuslardir. Bu yöntemler sayesinde standartlarda tablo ve grafiklerle sunulan dis form faktörü ve dis dibi gerilme faktörleri dis sayisi ve profil kaydırma parametrelerine bağlı olarak büyük doğruluklarla elde edilmektedir. Özelikle geliştirilen ikinci yöntem bilgisayar programlamaya çok uygun bir yöntemdir. Bu sayede sonlu elemanlar metoduna gerek duyulmadan gerilme analizleri parametrik olarak incelenebilmektedir.

Nathan M. K. ve ark. (2000), çalışmaları zaman verimliliği ve hafıza gereklilikleri vurgulanarak sonlu elemanlar prensiplerini kullanarak 3 boyutlu eleman oluşturma algoritması geliştirilmesi ile ilgilidir. Algoritma belirli sayıdaki node ve eleman sayısı için basit elemanlara ayırma işlemi için kullanılmıştır. İyi bir modelin ortaya çıkarılması için yapılacak iyileştirmeler gösterilmiştir. Yapılan tüm uygulamalar bir konik dislinin tek bir disten olusan modeli üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Tsay C-B. ve ark. (2000) yayınlarında, düz disli çarkların silindirik kesici takımila kesilen düz disli çarkların dis profilleri üretimi sunulmaktadır. Kesici takımın tam matematiksel modeli verilmektedir. Bu kesici takımila elde edilmiş standart ve profil kaydırılmış düz disli çarklar disli teorisine dayanarak elde edilmiştir. Kesici takımların parametrelerinin etkileri incelenmiş ve bilgisayar simülasyonlarıyla sunulmuştur. Bunun disında başlangıçta belirlenen düz dislilerin parametrelerine uygun olan kesici takımın belirlenmesi bir optimizasyon metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Orhan S. (2001), çalışmasında dis rijitliklerini bulmak için geliştirilmiş ve yaygın olarak kullanılan analitik modelleri kısaca anlatmış ve yer değiştirme ifadelerini sunmuştur. Sonlu elemanlar modellerinin analitik modellere oranla gerçeğe daha yaygın ve kullanışlı olduğu vurgulanmıştır. Geliştirilen tek dis modeli ile yapılan yer değiştirme analiz sonucu, analitik bir modelle elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılmış ve sonuçların çok yakın olduğu gösterilmiştir.

Yeh T. ve ark. (2001) tarafından yapılan çalışmada, yeni bir dis profili yaratılması amaçlanmıştır. Bu amaçla B-spline lar kullanılmıştır. Elde edilen yeni dis profillerin temas çizgileri bakımından evolvent standart düz dislilerle karşılaştırılmıştır. Yeni dis profilleri ile daha az dis dibi ve yan yüzey gerilmeleri dolayısıyla daha yüksek yük tasıma kapasitesi elde edilebilmiştir. Bunlarla ilgili sonuçlar bu yayında sunulmuştur.

Li. C-H. ve ark. (2002), disli tasariminda sonlu elemanlar analizi ile optimum tasarimi bütünlendiren bir batch modülü geliştirmislerdir. Batch modülü sonlu elmanlar paket programi ve optimizasyon programini birlestirilmesinden meydana gelmektedir. Disli çarkların yan yüzeylerdeki gerilmeleri belirlemek ve optimum tasarimi otomatik olarak elde etmek amaçlanmıştır. Bütünlendirilen modül basit mekanizmalarla birlikte karmaşık planet mekanizmalar içinde başarıyla kullanılabilir.

Pimsarn M., Kazerounian K. (2002), çalışmalarında disli çark mekanizmalarının kavrama rijitliklerinin hesaplanması için yeni metot bir sunmuşlardır. Bu metot ile rijitlik hesabi sonlu elemanlar analizi ile yapılan hesaplamalardan 2000 kat daha hızlıdır. Tanıtılan bu metotla bulunan sonuçlar Kuang ve Yang (1992) tarafından sonlu elemanlar metodu yardımıyla çıkarılmış denklemlerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yeni yöntemle sonlu elemanlar metodunun yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

Stanojevic V. ve Cvejic I. (2003), tarafından yapılan çalışma da kavrama süresince yan yüzey gerilmeleri belirleyen fonksiyonu belirleyip analiz etmek birincil amaç olmuştur. Dis yan yüzeylerinin temasının modellenmesi için kullanılan sonlu elemanlar süreci ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Elde edilen sonuçlar grafiksel olarak sunulmuş ve tartışılmıştır. Geliştirilen modelden elde edilen sonuçlar analitik yolla elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu vurgulanmıştır.

Kapelevich A.L. ve Shekhtman Y.V. (2003), çalışmalarında bilinen standart disli çark tasarımı metotlarının dışında istenilen gereksinimlere uygun dis tasarımı yapmaya yarayan bir metot tanıtılmıştır. Bu metot içinde sonlu elemanlar metodu kullanılmaktadır. Dis dibi gerilmelerini minimuma indiren yad dengeleyen dis tasarımları bu yayın içerisinde gösterilmiştir. Farklı ihtiyaçlara uygun olarak optimum çözümlere bu metot sayesinde daha kolay bir şekilde ulaşılmaktadır. Bu metodun tanıtılması ve kullanımı yine Kapelevich A. ve McNamara T.M. (2003) tarafından hazırlanan farklı bir yayında yapılmıştır. Metodun uygulama süreci detaylı olarak aktarılmıştır.

Math V. B. ve Chand S. (2004), yayınlarında disli çarklarda dis dibi bölgesinin (trochoid) belirlenmesi için bir yaklaşım sunmuşlardır. Kremayer ve silindirik kesici takımlar göz önüne alınarak dis profilinde dis dibi kısmı ile evolvent kısmın birleştiği

noktayı veren bir denklem geliştirilmiştir. Farklı kesici takımlarla elde edilen sonuçlar tartışılmıştır.

Baruer J. (2004), diş genişliği boyunca konik evolvent düz dişli çarkları göz önüne almıştır. Bu dişlileri ve diğer evolvent dişli profilleri içinde geçerli olan matematiksel ifadeler çıkarılmıştır. Tüm bu ifadeler sonlu elemanlar modeli oluşturulurken kullanılmıştır. Bu çalışmada diş modeli olarak tek diş kullanılmıştır.

Fetvaci M.C. ve Imrak C.E. (2004) çalışmalarında, düz dişli çarkların temas simülasyonu için sonlu elemanlar modellenmesinde dikkat edilmesi gereken hususlar hakkında bilgi verilmişlerdir. Kavramadaki dişli çiftindeki diş dibi gerilmelerinin incelenmesine imkan sağlayan dişli çark sonlu eleman modeli elde edilmiş ve literatürdeki modellerle karşılaştırılmıştır.

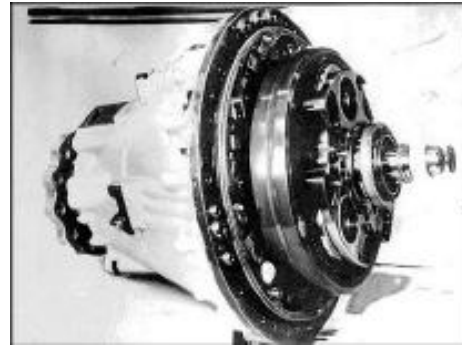
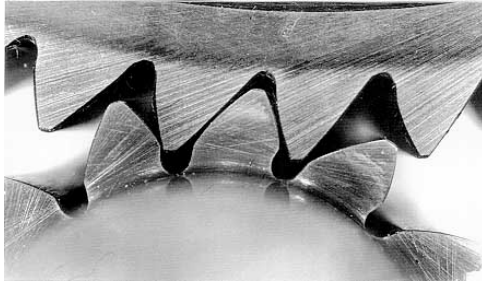
2.2 Asimetrik Profilli Diş Sahip Dişli Çarklar Üzerine Yapılan Çalışmalar

Literatürde asimetrik evolvent diş sahipe çok az sayıda çalışma bulunmaktadır. Tez çalışması sırasında bu çalışmaların yayınlandığı bilimsel makalelerin büyük çoğunluğu elde edilmiştir. Bunların kapsamları aşağıda kısaca özetlenmiştir.

Yoerkie C.A. ve Chory A.G. (1984), tarafından yapılmış olan çalışmada Sikorsky helikopterlerinin planet dişli mekanizmalarında kullanılması düşünülen yüksek kavrama oranına sahip asimetrik dişlilerin titreşim ve gürültü incelenmesi yapılmıştır. Kullanılan asimetrik dişlilerin ön yüzeyindeki kavrama açısı, arka yüzeydeki kavrama açısından küçüktür. Sonuçta titreşim ve gürültü açısından istenilen sonuçlara varılamamıştır.

Di Francesco G. ve Marini S. (1997) yayınlarında, asimetrik dişli çarkların yapısal analizini gerçekleştirip, farklı kavrama açılarında boyut ve ağırlığın azaltılması konusunu incelemişlerdir. Kavrama açısı ile maksimum gerilme ve ağırlık ilişkilendirilerek, sonuçlar grafik olarak sunulmuştur. Aynı geçen çalışmada kullanılan temas yüzeyi kavrama açısı, ülkemizde de standart olarak kullanılan değer olan 20° alınmış, arka yüzeyin kavrama açısı değiştirilmiştir. $\alpha_c > \alpha_d$ olduğunda, kritik diş dibi kesitindeki alanın büyümesinden dolayı maksimum gerilme değerinin simetrik dişliye göre daha düşük değerlerde olduğu gösterilmiştir. Di Francesco G. ve Marini S. (1997), bir başka yayınlarında da sonlu elemanlar yöntemini kullanarak kavrama açıları dışında aynı parametre değerlerine sahip (modül, diş sayısı vb.) asimetrik ve simetrik dişli çarkların analizini gerçekleştirmişler ve sonuçları irdelemişlerdir.

Kapelevich A.L. (2000) tarafından yapılan yayında, asimetrik dise sahip dislilerin tasarımı için geometrik ifadeler yer veren bir prosedür sunulmuştur. Ayrıca helikopter turbo-prop motorunda güç naklinde kullanılan planet mekanizması dislileri üzerinde yapılan deneyin sonuçları sunulmuştur. (Şekil 2.1) Bu deneyde ($\alpha_c > \alpha_d$) ve ($\alpha_c < \alpha_d$) olan iki farklı asimetrik dise sahip disli çark ve bir helisel disli çark denenmiştir. Gerilme ve titreşim seviyesi açısından en iyi sonuçların, temas yüzeyindeki kavrama açısının daha büyük olduğu ($\alpha_d > \alpha_c$) asimetrik dise sahip disli çarkta elde edildiği vurgulanmaktadır. Bu sonuçların ışığında ($\alpha_d > \alpha_c$) asimetrik disli profilini simetrik evolvent profil yerine önerilmiştir.



Şekil 2.1 Asimetrik disin bir Rus Ilyushine uçak motorunun planet mekanizmasında kullanımı (Kapelevich 2000)

Disin yük gelen profilinde kavrama açısını arttırmakla, yük kapasitesinde artış ve boyutta, ağırlıkta, titreşim seviyesinde ise azalma yazar tarafından, arka yüzeydeki kavrama açısının seçimi ve dis dibi sekline bağlı olarak düşük kayma oranı ve ince elastohidrodynamic film ile, yüzey basıncındaki azalma ise yük gelen yüzeydeki kavrama açısı büyüdüğünde eğrilik yarıçapının da büyümesiyle açıklanmaktadır

Deng G. ve Nakanishi T. (2000) tarafından yapılmış çalışmada, temas yüzeyindeki kavrama açısı 20° olan ve arka yüzeydeki kavrama açıları ise 20° , 25° , 30° ve 35° olarak değişen 4 farklı dis modeli için sonlu elemanlar metodu kullanılarak dis dibi gerilme analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda arka yüzeydeki kavrama açısı arttıkça, maksimum dis dibi gerilmesi düşerken, dis eğilme rijitliğinde artış görülmektedir. Yük paylaşımında ise önemli bir değişiklik olmamaktadır. Yine bu çalışmada indüksiyonla sertleştirilmiş ve normalize edilmiş asimetrik ve simetrik dislerde yorulma deneyi yapılmış, deney sonuçlarına göre asimetrik diste yorulmaya neden olan sınır yük değerinin, simetrik disliye göre %16 daha büyük olduğu yani çarkın yük taşıma kapasitesinin asimetrik profil kullanımı ile arttığı ortaya konmuştur.

Kleiss R.E. ve ark. (2000) tarafından yapılan çalışmada plastik disliler üzerinde durulmuş ve de yeni disli tasarımlarına yer verilmiş. Bu tasarımlardan biri olarak ta asimetrik disliler gösterilmiştir. Daha sonra yapılan gerilme analizleri ile simetrik ve asimetrik disliler arasında karşılaştırma yapılmaktadır. Buradaki asimetrik diste yükü karşılayan yüzeyin kavrama açısı diğerinden daha küçüktür. Analizlerin sonucunda asimetrik dislilerin dis dibi ve yan yüzey gerilmelerinde azalma görülmektedir.

Litvin F. ve ark. (2001) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, helikopter güç iletim mekanizmasının kullanılması düşünülen asimetrik profilli alin disli çarklar incelenmiştir. Yapılan çalışmada 3 farklı durum için gerilme analizleri yapılarak simetrik dislilerle karşılaştırılmıştır. Bunun yanı sıra gürültünün azalması ve iletim hatalarının değişimi de geliştirmiş oldukları bir bilgisayar programıyla incelenmiştir. Şekil... de görülen 3 boyutlu disli modeli IDEAS programında hazırlanmış olup, gerilme analizleri ABAQUS programında gerçekleştirilmiştir.

Gerilme analizinde karşılaştırılan 3 model şu şekildedir:

1. Durum: Asimetrik diste sahip düz disli, ön yüzey kavrama açısı= 35° , arka yüzey kavrama açısı= 20°
2. Durum: Asimetrik diste sahip düz disli, ön yüzey kavrama açısı= 20° , arka yüzey kavrama açısı= 35°
3. Durum: Simetrik diste sahip düz disli, kavrama açısı= 25°

Linke H. (2000), çalışmasında, özellikle asimetrik profilli ve iç dislilerde dis dibinde komsu dis ile birleşme bölgelerinde kırılmaya yol açan çentik darbe gerilmelerinin dengelenmesi için olabilecek en büyük yarıçaplı, yarım daire şeklindeki dis tabanı yuvarlatmasını tavsiye etmiştir.

Litvin F. ve ark.(2001), bir başka çalışmada NASA için geliştirilen bir helikopter disli çark mekanizmasının pinyon dislisinde asimetrik dis profili tercih edilmiştir. Asimetrik profilli diste sahip pinyon ilgili geometrik analiz sunulmuştur.

Asimetrik evolvent diste sahip düz disli çarkların konu olduğu makaleler incelendiğinde genellikle özel bir uygulamaya yönelik çalışmaların yapıldığı görülmektedir. Dis dibi mukavemeti üzerine yapılan incelemelerinin bir metod oluşturmaktan uzak olmasının yanı sıra, sadece kavrama açısının değişiminin etkilerinin incelenmiş olması da bu konudaki eksikliği göstermektedir. Bu tez çalışmasında kavrama açısının yanı sıra farklı disli parametreleri (dis sayısı, takım

radiusu) de göz önüne alınmıştır. Asimetrik dis için uyarlanan bir metot ve sonlu elemanlar analizleri sayesinde dis dibi gerilmeleri parametrik olarak incelenmiştir. Yine dis dibi mukavemetini yükseltmek için yaygın olarak kullanılan profil kaydirmalı dislilerden oluşan düz disli çark mekanizmaları, asimetrik evolvent disle sahip düz disli çark mekanizmaları ile dis dibi gerilmeleri açısından karşılaştırılmıştır. Son olarak asimetrik disle sahip düz disli çarkların dinamik davranışı, dinamik yük ve statik iletim hataları göz önüne alınarak burulma titreşimlerine dayanan bir dinamik model sayesinde incelenmiştir. Asimetrik disle sahip disli çark mekanizmaları için yapılmış çalışmalar içerisinde bu incelemelerin bir çoğunun benzerlerine henüz rastlanmamıştır. Bu nedenle sonuçları karşılaştırma imkanı her bir inceleme için bulunamamıştır.

2.3 Disli Çarklarda Dinamik Yükün Belirlenmesi Üzerine Yapılan Çalışmalar

Ichimaru K. ve Hirono F. (1974), çalışmalarında büyük kuvvetler altında çalışan düz disli çarklarda oluşan hasarların nedenlerini incelemek için bir disli titreşim modelini göz önüne alarak dinamik karakteristikleri ile ilgilenmişlerdir. Kullanılan titreşim modeli disli ataletlerini etkili kütle ve dis rijitliklerini yay olarak kabul eden genel bir modeldir. Bu model için elde edilen hareket denkleminin çözümü nümerik yöntemle gerçekleştirilmiştir. Denklem lineerleştirilerek çözülmektedir. Lineerleştirme adımları yayında sunulmuştur. Bu yöntem bu tez çalışmasında asimetrik profilli disle sahip düz disliler için de kullanılmıştır. Ayrıca, teorik olarak elde edilen sonuçlar ile çok yakın olan deneysel sonuçlar da elde edilmiştir.

Terauchi Y. ve Hidetaro M. (1974), disli çark literatürünün önemli temel taslarından olan çalışmalarında, dislilerin aşınma mukavemetini değerlendirmek için en önemli faktörlerden biri olan disli çarklardaki yüzey sıcaklığını teorik ve deneysel olarak belirlemişlerdir. Dinamik yükün ve yüzeydeki sıcaklık dağılımı sonuçları yayında sunulan yöntemlerle elde edilmiştir. Elde edilen dinamik yükün ve sıcaklık dağılımının deneysel ve nümerik sonuçları çok uyumlu olarak elde edilmiştir. Sonuçlar özellikle daha sonra yapılan aşınma çalışmaları için ışık tutmuştur.

Kasuba R. ve Evans J.W. (1981), düz disli çarkların dinamik ve statik analizlerini gerçekleştirmek için bir metot kullanıldı. Bu metot sayesinde kavrama boyunca yükün bir fonksiyonu olarak değişen dis rijitliklerini, profil hatalarını ve disli deformasyonlarını direkt olarak hesaplanmıştır. Bu yöntem hem düşük kavrama oranlı

hem de yüksek kavrama oranli disli çarklarda kullanılmak için geliştirilmiştir. Bu yayında disli çarkların dinamik analizi ile ilgili diğer araştırmacılara yol gösterecek önemli tanımlamalar yapılmıştır.

Wang K.L. ve Cheng H.S. (1981), gerçekleştirdikleri çalışmayı ardi ardına yayınlanan iki yayında sunmuşlardır. İlk yayında düz disli çarklar için dinamik yük, yağ film kalınlıkları ve sıcaklıklar için analiz gerçekleştirilip çözüm için geliştirilen metotlar ayrıntısıyla açıklanmıştır. Diğer çalışmada ise bu analizler ve açıklanan yöntemler kullanılarak sonuçlar elde edilmiş ve grafiksel olarak sunulmuş ve değerlendirilmiştir. Sonuçları etkileyen disli parametrelerinin etkileri incelenmiştir.

Kumar A. S. ve ark. (1985), düz disli çark mekanizmaların dinamik analizi için yeni bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu yöntem dinamik karalılığı test ederken dinamik yükleri belirlemektedir. Yeni yöntem sayesinde yüksek dereceli sistemlerde daha kısa sürede çözüme ulaşılmıştır. Bu çalışmada temas noktası, işletme hızı, yan boşluk rijitlik ve sönüm parametreleri için düz disli çark mekanizmasını dinamik analizi gerçekleştirilmiştir.

Yang D.C. H. ve Sun Z. S. (1985), yan boşluklu bir düz disli çark mekanizması için bir dinamik model geliştirmişlerdir. Daha önce bulunan modellerden şekil olarak farklı, daha kullanışlı ve gerçeğe daha yakın bir modeldir. Bu çalışmada kullanılan parametreler yan boşluk, dis rijitliği ve sönüm olmuştur. Evolvent dis profillerinin temas noktalarındaki deformasyonların lineer yakın olması dolayısıyla Hertz rijitliği sabit olarak alınmıştır. Çözüm için hazırlanan bilgisayar programında Runge Kutta metodu kullanılmış ve kavrama esnasında rijitliklerdeki değişimlerin etkileri incelenmiştir.

Tavakoli M. S. ve Houser D. R. (1986), tarafından dis dinamiğinde en önemli etkenler olan statik iletim hatası ve yük paylaşımı için yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Statik iletim hatasını minimuma indirmek amaçlı uygun bir optimizasyon amacı kullanılmıştır. Farklı dis baskı ve dis dibi düzeltmelerinin kombinasyonları kullanılarak optimum çözüme ulaşılmak istenmiştir. Lineer ve parabolik düzeltmelerin ikisi de kullanılmıştır.

Yang D.C.H., Lin J.Y. (1987) çalışmalarında yan boşluklu düz disli çarkların dinamik analiz üzerine analitik ve bilgisayar destekli bir incelemeyi aktarmışlardır. Bu çalışmada, Yang D.C. H. ve Sun Z. S. (1985) tarafından geliştirilen dinamik dis modeli

deformasyon ve Coulomb sürtünmesinin ilavesi ile degistirilerek sunulmustur. Yapılan degisikliklerin disli çarkın dinamik cevabına etkileri incelenmiştir.

Lin H.H. ve ark.(1988), alısmalarında dinamik analiz için basit bir model geliştirmişlerdir. Bu modele ait hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu denklemlerin çözümü dinamik yükleri ekleyen mil rijitliği, ataleti, motor ataleti, dis geometrisi, dis rijitliği, yan yüzey basıncına bağlı temas deformasyonları, yk paylasımı, snleme sürtünme gibi parametrelerin incelenmesi için gerçekleştirilmiştir.

Özgüven H. N. ve Houser D.R. (1988), hazırladıkları yayında 1960'li yıllardan itibaren dislilerin dinamik analizi üzerine yapılan 188 alıma incelemişlerdir. Bu alısmalarda geliştirilen analitik modeller tartisilmiş ve sınıflandırılmıştır. Öncelikle göz önüne alınan modellerin amaçları ve parametreleri ifade edildikten sonra modellerin tarihsel gelişimi özetlenmiştir. Ayrıca kronolojik sırayla tüm alısmalar özetlenmiştir. Yapılan bu alıma disli çarkların dinamik analizinin incelenmesinin ne kadar önemli olduğunu göstermiştir. Sonraki araştırmacılar için de vazgeçilmez bir kaynak olmuştur.

Özgüven H. N. ve Houser D.R. (1988), alısmalarında düz disli çarkların dinamik analizi için tek serbestlik dereceli bir model kullanılmıştır. Bu modelin çözümü için iki farklı metodu kullanılmıştır. Geliştirilen bilgisayar programı sayesinde dinamik faktör, statik ve dinamik iletim hataları dis hatası, dis rijitliği ve sönüm oranı parametrelerine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Kullanılan iki metodun sonuçları yayın içerisinde karşılaştırılmıştır. Sunulan teori diğer disli çarklar için de uyarlanılabilesine ragmen geliştirdikleri bilgisayar programı sadece düz disli çarklar için hazırlanmıştır.

Ramamurti V. ve Rao M. A. (1988), düz disli çarkların gerilme analizi için sonlu elemanlar metodunu kullanan yeni bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu yöntemde konvensiyonel sonlu elemanlar modellerinde kullanılan sınır şartları kullanılmamıştır. Bu yöntem sayesinde tek disin gerilme analizinden komsu dislerdeki gerilme dağılımları da elde edilebilmektedir. Dinamik analiz de geometrik periyodiklik ve alt matris eliminasyon yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Lin H.H. ve ark. (1989) bir bilgisayar simülasyonu ile düsük kavramalı düz disli çarkların dinamik davranışının lineer ve parabolik profil düzeltmeye (dis bası daraltılması) bağlı olarak degisimi incelemişlerdir. Minimum dinamik dis yükü elde etmek için düzeltme miktarı ve baslangıç noktasının yeri farklı yükler için

arastirmislardir. Bu çalismada, iki düzeltme türünün dinamik yüklere etkisi üzerine önemli sonuçlara varilmiştir.

Özgüven N. H. (1990), tarafından disli çark sistemlerinin dinamik analizde mil ve yatak dinamisinin etkilerini de inceleyebilen serbestlik derecesi alti olan, lineer olmayan ve degisken parametrelili bir model gelistirilmiştir. Mil ve yatak rijitliklerinin göz önünde bulundurulmasıyla burulma ve yanal titresimler incelenebilmiştir. Bu dinamik modelin kullanılmasıyla yatak ve dis rijitliğinin dis dinamiği üzerine etkileri örnek mekanizmalar üzerinde incelenmiştir.

Sener Ö. S. ve Özgüven H. N. (1990), sürekli sistem modeli kullanılarak basitleştirilmiş disli çark sisteminin dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Sürekli sistem modelinin sonlu elemanlar modeline alternatif olduğu vurgulanmıştır. Sürekli sistem için yazılan kısmi diferansiyel denklemler ve sınır şartlarından elde edilen sınır değeri problemin çözümüyle önce sistemin doğal frekansları ve öz fonksiyonları elde edilmiştir. Özellikle mil kütesinin disli dinamiği üzerindeki önemi incelenmiştir.

Arikan M. S. (1991), çalışmasında disli çarkların burulma titresimlerine dayanan bir analitik model kullanılarak düz disli çarkların dinamik yüklerini hesaplamıştır. Bir dis çiftinin kavraması boyunca belirlenen dinamik yükler grafik şeklinde sunulmuştur. Dinamik yükün belirlenmesi için gerekli dis rijitliği sonlu elemanlar metodu kullanılarak bulunmuştur. Yan yüzey gerilmeleri ise analitik ifadeler yardımıyla hesaplanmıştır. Dinamik analiz için kullanılan model ve çözüm yöntemi bu tez çalışmasında tercih edilen model ve çözüm yöntemidir. Tez çalışmasının dinamik analizi içeren incelemelerinde dis rijitliklerinin hesaplanmasında ve incelenen parametrelerde bu çalışmadan ve bu modeli kullanan çalışmalardan bağımsız hareket edilmiştir.

Lee C. ve ark. (1991), yüksek kavrama oranlı düz disli çarkların dis dibi gerilmelerinin belirlenmesi ve lineer dis düzeltmesinin etkilerini incelemek amacıyla bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Minimum dinamik yük ve gerilmeleri elde etmek için lineer dis düzeltmesinin miktarı ve konumu araştırılmıştır. Sonuç olarak, yüksek kavrama oranlı disli çarklarda standart düz dislilere göre daha az düzeltme gerektiği ve minimum dinamik yük ile minimum gerilme elde etmek için birbirinden farklı çözümlere gereksinim duyduğu kanıtlanmıştır.

Oswald F.B. ve ark. (1991) alışmalarında, düsük kavrama oranlı düz disli çarklar dinamik yüklerin tespiti için NASA disli çark-gürültü test düzeneginde denenmiştir. Disli arklara bağlanan strengeler yardımıyla dis dibi gerilme değerleri de direkt olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar NASA tarafından dinamik analiz için geliştirilen bilgisayar programı ile bulunan sonuçlarla karsılaştırılmıştır. Bu karsılaştırma 28 çalışma sarti için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar arasında dinamik yüklerin maksimum değerleri için %4,5 dis dibi gerilme değerleri için ise %10-15 fark bulunmuştur.

Kuang, J.H., Yang, Y.T. (1992) düz disli çarkların dinamik yüklerinin belirlenmesinde hesaplanması gereken dis rijitliği ve kavrama rijitliğinin bulunabilmeyi için yari ampirik ifadeler çıkarmışlardır. Hertz deformasyonunu içermeyen Bu ifadeler sonlu elemanlar yöntemi sayesinde elde edilmiştir. Bu yayında sunulan bu ifadeler daha sonra literatürde çok sayıda dinamik analiz probleminde kullanılmıştır.

Lin H.H ve ark. (1993), çalışmalarında daha önceden geliştirdikleri bilgisayar programını kullanarak disli çarkların dinamik davranışı ile statik iletim hataları arasındaki ilgiyi incelemişlerdir. Profil düzeltme yönteminin statik iletim hatası üzerine etkileri araştırılmıştır. Ayrıca düz disli çarklar için hesaplanan statik iletim hatalarının frekans analizi FFT (hızlı fourier dönüşümü) ile gerçekleştirilmiştir.

Ycenur S.M.(1993) alışmasında düz alın disli çark mekanizmalarında profil kaydırmanın statik ve dinamik yükler altında zorlanmasına etkilerini sayısal örneklerle incelemiştir. Statik ve dinamik analizi birlikte yapmak için geliştirilen model ile kaydirmalı sıfır ve kaydirmalı disli çark mekanizmalarının statik ve dinamik yükler hesaplanıp gerilme değerleri karsılaştırılmıştır.

Cai Y. ve Hayashi T. (1994), çalışmalarında düz dislilerin titreşimi için nonlinear hareket denkleminin analitik çözümü bulunmadığından dolayı lineer titreşim denklemini çıkarmışlardır. Titreşim için lineer bir model sunmuşlardır. ıkardıkları lineer denklemin analitik çözümünden ve non lineer denklemin nümerik metotla çözümünden elde edilen sonuçlar birbirleriyle yakın değerlerde bulunmuştur. Kavrama oranının, profil hatalarının ve zamanla değisen kavrama rijitliği etkileri teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Kavrama oranının titreşime etkisini büyük ve karmaşık olduğu bulunmuştur.

Liou C-H. ve ark. (1996), kavrama oraninin düz disli çarkların dinamik yüklerine etkisi NASA için hazırlanmış olan DANST dinamik analiz yazılımı kullanılarak araştırılmıştır. Kavrama oranini etkileyen disli çark parametreleri değiştirilerek kavrama oranı 1,2...2,4 olan düşük kavrama oranlı ve yüksek kavrama oranlı düz disli çarklar incelenmiştir. Yüksek kavrama oranlı dislilerde dinamik yükün düşük kavramalı dislilere oranla daha düşük olduğu belirlenmiştir. Kavrama oraninin artması ile düşük kavrama oranlı düz dislilerde dinamik yükün azaldığı ve kavrama oranı 2,0 yaklaştıkça minimuma indiği görülmüştür. Yüksek kavrama oranlı dislilerde ise kavrama oraninin artması dinamik yükü her zaman azaltmamıştır. Elde edilen sonuçlar bir çok çalışma için başlangıç verileri olmuştur.

Yoon K. Y. ve Rao S. S. (1996), dis profili olarak kübik eğriler (spline) kullanılarak statik iletim hatasını minimum yapılabilmesi için yepyeni bir yöntem sunmuşlardır. Statik iletim hatasının azaltılmasının titreşim ve gürültüyü düşüreceği tezini kanıtlamak için evolvent profilli ve geliştirilen kübik eğrili profilli düz disli çarklar için işletme hizına bağlı olarak dis deformasyonları ve dinamik yükler karşılaştırılmıştır. Kübik eğrilerin statik iletim hatasını azaltmadaki üstünlüğü parametrik çalışma sayesinde teorik olarak ortaya konmuştur.

Amabili M. ve Rivola A. (1997), düşük kavrama oranlı bir düz disli çark çiftinin tek serbestlik dereceli modelinin kararlılığı ve sürekli durum cevabını araştırmışlardır. Önerilen modelde dis rijitliklerinin zamanla değişimi, viskoz sönüm ve dis hataları göz önüne alınmıştır. Nümerik bir yöntem olan Hill determinanti yöntemi kullanarak kararlı ve kararsız haller için titreşim değerleri elde edilmiş ve sonuçlara deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kararlılık çalışmalarında sönüm katsayısının ve kavrama oranının önemli faktörler olduğu bulunmuştur.

Du S. ve ark. (1998), disli çarklarda yükün uygulanma noktasının değişimi ile değişen rijitliğin dinamik yükü etkileyen en önemli faktörlerden biri olan iletim hatalarına etkilerini araştırmak için düzeltilmiş iletim hata modeli tanıtılmıştır. Aradaki ilişkiyi görebilmek için bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Bu çalışma naylon disli çarklar ve tek kademeli düz disli çark için gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan ve ölçülen iletim hataları karşılaştırıldı.

Andersson A. (2000), kavrama oraninin düz disli çarkların dinamik cevabına etkilerini incelemiştir. Kullanılan dinamik modelde toplam kavrama rijitliğini tek disli

çiftinin ve iki disli çiftinin temasta olduğu durumlardan dolayı iki kademeli ve her kademedede sabit olarak kabul edilmiştir. Disli çark iletim hatalarından dolayı bazı kritik hızlarda dislerin ayrılması söz konusu olmaktadır. Bu durumdan sakınmayı sağlayacak kavrama oranlarının analitik olarak hesaplanması için bir metot geliştirilmiştir.

Parker R.G. ve ark. (2000), çalışmalarında sonlu elemanlar ve temas mekanik model kombinasyonu kullanarak düz disli çarkların non lineer dinamik analizi gerçekleştirmişlerdir. Kullandıkları model disli dinamiginde önemli avantajlar sağlamıştır. Daha önce farklı çalışmalardan elde edilmiş non lineer analiz sonuçları bu çalışmada bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. İki serbestlik dereceli sistemlerin üzerinde de çalışılmıştır. Gelistirilen modelin temel amacı her bir kavrama temas noktası için temas analizi kullanılarak dinamik yüklerin hesaplanabilmesidir. Dinamik yük, zamanla değişen rijitlik, statik iletim hatasının dışarıdan tahrigine gerek duyulmaksızın belirlenebilmektedir.

Kuang J.H. ve Lin A.D. (2001) tarafından yapılan çalışmada düz disli çarklardaki dinamik yükler ile dis kayma asınmasının arasındaki ilişki araştırılmıştır. Dinamik yükün belirlenebilmesi için Ichimaru K. ve Hirono F. (1974) tarafından geliştirilen ve bu tez çalışmasında da kullanılan dinamik model ve çözüm yöntemi kullanılmıştır. Bunun dışında daha önceden geliştirilmiş bir disli asınma modeli kullanılmıştır. Hazırlanan bilgisayar programları sayesinde kavrama boyunca değişen dinamik yükler ve asınma derinlikleri çalışma yüklerine bağlı olarak grafik şeklinde elde edilmiştir. Sonuçlardan belirli tekrar sayısında kayma asınmasının dinamik yükü dis bası daraltmasının etkisine benzer olarak azaltılabileceği görülmüştür.

Litak G. ve Friswell M.I. (2002), disli çifti için mil esnekliklerini de içeren bir nonlineer titreşim modeli sunmuştur. Mil esnekliklerinin göz önüne alınmasıyla artan serbestlik derecesinin titreşim üzerine etkileri incelenmiştir. Mil esnekliğinin disli dinamigine ihmal edilemez bir etkisi olduğu belirlenmiştir.

Vedmar L. ve Andersson A. (2003), dinamik disli kuvvetini ve yataklara gelen kuvvetleri hesaplamak için bir metot açıklamışlardır. Dinamik model elastik yatakları da içermektedir. Yataklardaki ve disli temasındaki dinamik kuvvetler dislilerin farklı hızları için elde edilmiştir. Bu hesaplamalarda disli kavrama rijitliğinin değişimi, sürtünme, sönüm ve yatak rijitlikleri göz önüne alınmıştır. Sürtünme kuvvetinin etkileri araştırılmıştır.

Vaishya M. ve Singh R. (2003), alısmalarında disli mekanizmalarında gürültü ve titreşimin en önemli nedenlerinden biri disler arasındaki sürtünmenin disli dinamikindeki etkileri araştırılmıştır. Bu alışma farklı sürtünme olayının açıklanabilmesi için farklı stratejiler sunmuştur. Tribolojik faktörler farklı yükler için tartışılmış yaygın olarak kullanılan sürtünme katsayısı denklemi sunulmuştur. Bunun dışında farklı dinamik modeller (zamanla değişmeyen lineer, zamanla değişen lineer ve nonlineer modeller) için sürtünmenin etkileri karşılaştırılarak incelenmiştir.

Kuang J.H. ve Li A-D. (2003) alısmalarında, düz disli çarkların dinamik davranışının analitik formülasyonunu çıkarmışlardır. İletilen momentin değişiminde dis profil hatalarının etkileri araştırılmıştır. Momentin değişimi için Fourier serileri kullanılmıştır. Kavrama rijitliğinin iki kademeli olarak zamanla değiştiği dinamik dis modeli tercih edilmiştir. Elde edilen nümerik sonuçlardan kavrama oranının ve kavrama rijitliğinin değişiminin moment değişiminde oldukça önemli parametreler olduğu sonucuna varılmıştır.

Lundvall, O. ve ark.(2004) düz disli çarkların dinamik analizini gerçekleştirmek için sürtünmenin etkisini içeren yeni bir yaklaşımı sunmaktadırlar. Bu modelde disli çarkların, millerin ve yatakların tamamını içermektedir. Dislerin rijitliklerinin belirlenmesi için sonlu elemanlar yöntemi kullanıldı. Yapılan analizlerle sürtünmenin dinamik iletim hatalarına etkisi sayısal örneklerle incelenmiştir.

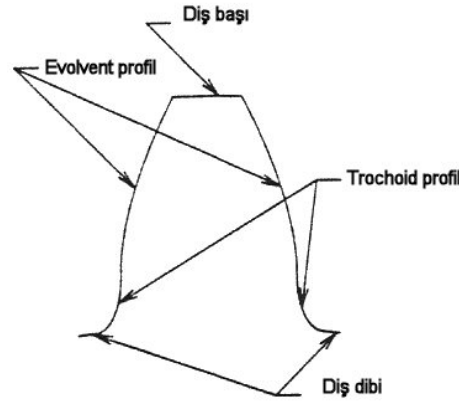
Jia, S., Howard, I. (2005), iki kademeli düz disli çark mekanizmasının dinamik modellenmesini yüksek serbestlik derecesine sahip bir modelle gerçekleştirmişlerdir. Dis rijitliklerinin hesaplanmasında sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Kurulan çok fazla sayıdaki denklemin özümleri Matlab-Simulink kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen periyodik sonuç sinyalleri frekans analizi ile dis kırılması ve dis aşınmasının sinyallerdeki etkileri incelenmiştir.

Tamminana, V.K. ve ark. (2005) tarafından yapılan çalışmada düz disli çarkların dinamik davranışını belirleyebilmek için iki farklı dis modeli kullanılmıştır. Bunlardan biri sonlu elemanlar metoduna dayanan esnek bir model diğeri ise bir basitleştirilmiş ayırık modeldir. Bu modeller sayesinde dinamik yüklere, dis rijitliğine bağlı olarak değişen dinamik iletim hataları ve dinamik faktörler hesaplanmıştır. Bunlarla ilgili basitleştirilmiş denklemler çıkartılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Evolvent Düz Disli Çarkların Geometrisi ve Mekanizma Özellikleri

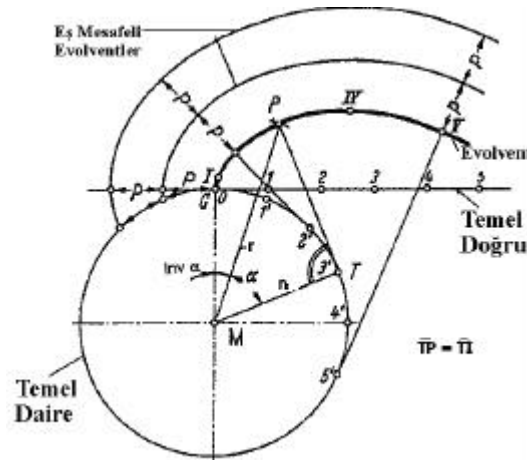
Disli çarklarda evolvent dis profili evolvent kısım ve dis dibi kısmi olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır (Sekil 3.1). Evolvent kısım karşılıklı iki disin birbiri ile temas ettiği yani kavramanın gerçekleştiği kısımdır. Diğer ise trochoid diye ifade edilen bir geometriye sahiptir. Disli imalatında disli kesici takımının kesme hareketi sırasında takım başı tarafından oluşturulur. Bu kısmın herhangi bir şekilde kavrama hareketine katılmaması istenir. Dislerin birbiri üzerinde yuvarlanması kusursuz disli çarklarda sadece evolvent kısımda gerçekleşmektedir.



Sekil 3.1 Evolvent dis profili (Bibel 1994)

3.1.1 Evolvent Eğrisi ve Fonksiyonu

Sabit yarıçaplı bir daire üzerinde, kaymadan yuvarlanan bir doğrunun herhangi bir noktasının çizdiği eğriye evolvent eğrisi denir. Buradaki daire ve doğru ise temel daire ('b' indisi ile gösterilir) ve temel doğru olarak tanımlanmaktadır (Sekil 3.2).



Sekil 3.2 Evolvent profilin oluşumu (Tochtermann ve Bodenstern 1969, Babalık 2002)

Evolvent fonksiyonu, genellikle inv kısaltmasıyla gösterilir ve

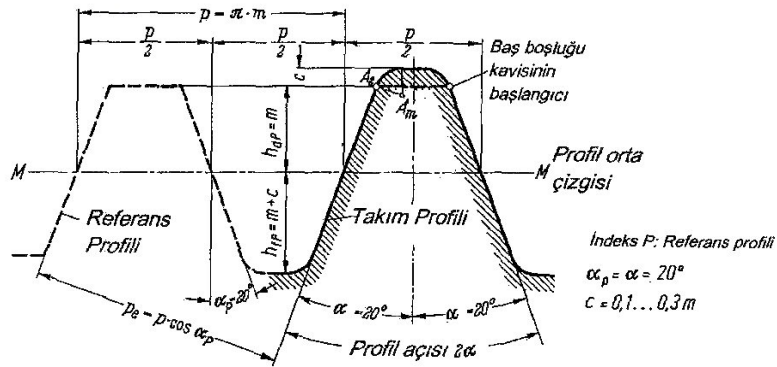
$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha \quad (3.1)$$

şeklinde tanımlanır. Evolvent fonksiyonunda geçen α disli çarklarda kavrama açısıdır. Literatürde basınç açısı, profil açısı gibi isimlerle de ifade edilmektedir.

Kavrama açısı olarak standartlaştırılmış açı değerleri $14,5^\circ$, 20° ve 25° 'dir. Yaygın olarak kullanılan açı değeri 20° 'dir. İngiliz ve Amerikan standartlarında $14,5^\circ$ ve 25° daha fazla tercih edilmektedir.

3.1.2 Disli Çarklar için Takim ve Referans Profili

Genel kullanım için gerekli disli çarkların standartlaştırılması için takım ve referans profilleri DIN, ISO ve AGMA tarafından geliştirilmiştir. Bu sayede disli geometrisine ait tüm tanım, ifade ve büyüklükler elde edilmektedir (Sekil 3.3).



Sekil 3.3 DIN 867'ye göre Referans profili ve takım profili (Babalik 2002)

3.1.3 Disli Çark ve Disli Çark Mekanizmasının Boyutlandırılması

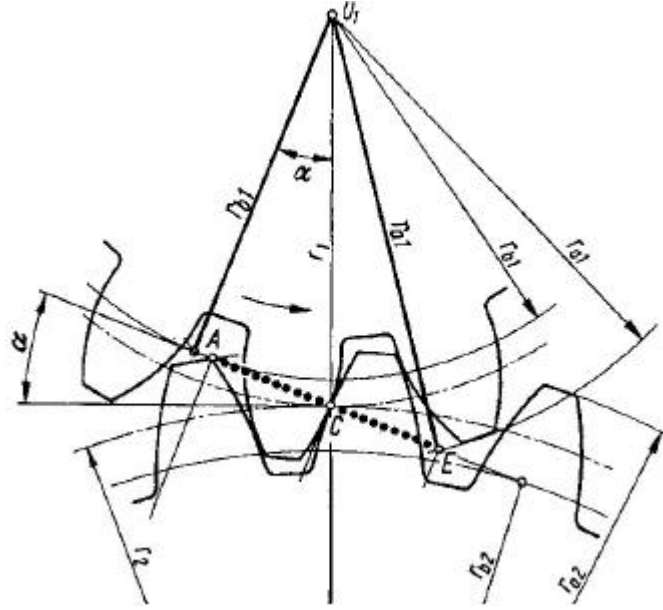
Disli çark mekanizmaları için standartlaştırılmış büyüklükler aynı olmasına karşın farklı tanımlamalardan dolayı bazı küçük farklılıklar oluşmaktadır. Konunun uyumlu tanımı açısından tez içerisinde disli çark için verilen tüm ifade ve indisler DIN 867'ye uygun olarak verilmektedir.

Disli çarki ve disli çark mekanizmasının tanımlanması için gerekli ve literatürde kolaylıkla bulunan önemli geometrik büyüklükler aşağıda sunulmuştur (Sekil 3.4).

Taksimat dairelerinin çapları:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 \quad (3.2)$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 \quad (3.3)$$



Sekil 3.4 Disli çark temel boyutları (Decker 1992)

Temel daire çapları:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha \quad (3.4)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha \quad (3.5)$$

Dis basi çapları:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{aP} \quad (3.6)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{aP} \quad (3.7)$$

Dis dibi çapları:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{fP} \quad (3.8)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{fP} \quad (3.9)$$

Taksimat dairesi üzerindeki dis kalınlığı:

$$s_{o1} = s_{o2} = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m_n}{4} \quad (3.10)$$

Herhangi bir k noktasında dis kalınlığı:

$$s_{k1} = 2 \cdot r_{k1} \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_1} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_k \right) \quad (3.11)$$

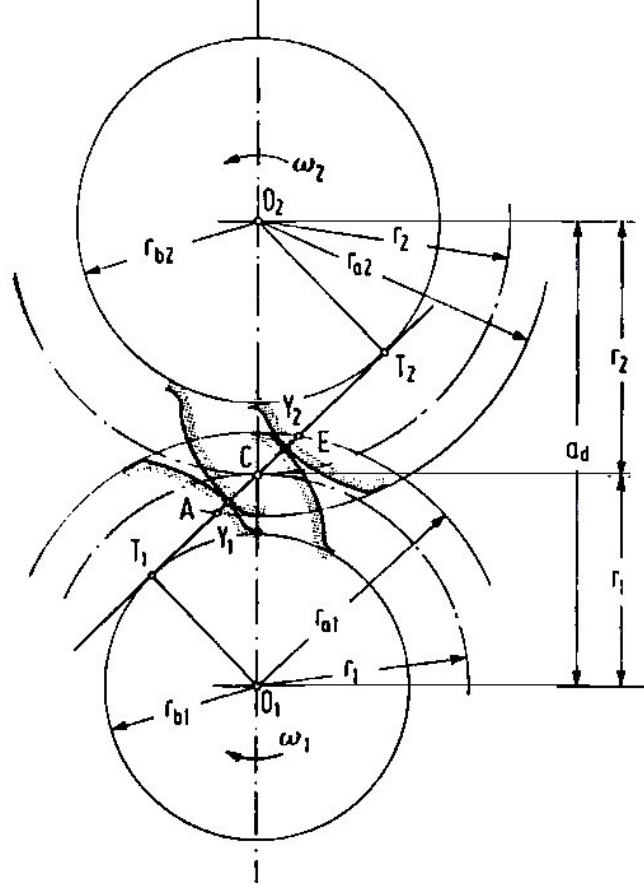
$$s_{k2} = 2 \cdot r_{k2} \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_2} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_k \right) \quad (3.12)$$

şeklinde hesaplanır.

İki dişli çarktan oluşan düz dişli çark mekanizmasının eksenler arası mesafesi (Sekil 3.5) :

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2} (z_1 + z_2) \quad (3.13)$$

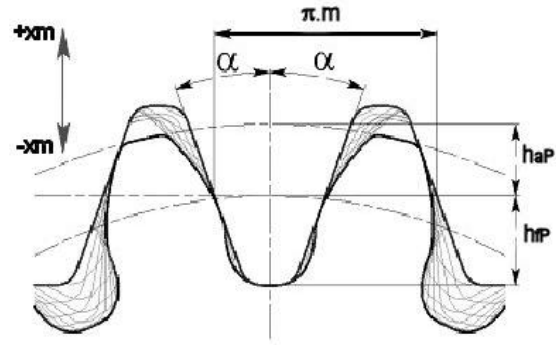
bağıntısıyla hesaplanır.



Sekil 3.5 Dişli çark mekanizmasında eksenler arası mesafe (Tochtermann ve Bodenstern 1969, Babalık 2002)

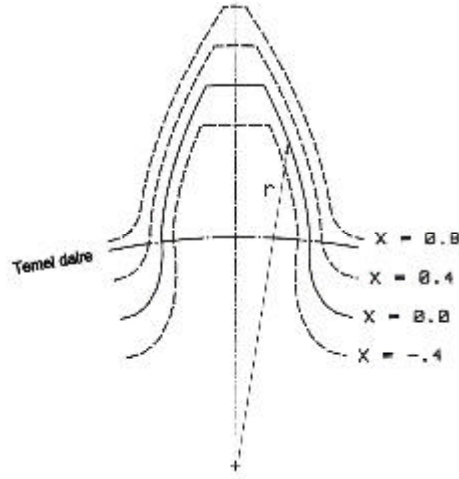
3.1.4 Profil Kaydırılmış Dişli Çark Mekanizmaların Geometrisi

Düz dişli çarklarda çok fazlaca uygulanan profil kaydırma yöntemi diş profilinde ve mekanizma özelliklerinde değişikliklere neden olmaktadır. Profil kaydırma yöntemi kesici takımın modülün belirli bir kati miktarınca geriye çekilmesi veya ileriye itilmesi ile uygulanmaktadır (Sekil 3.6). Takımın geriye çekilmesi (+) pozitif profil kaydırma, geriye çekilmesi ise (-) negatif profil kaydırma olarak ifade edilmektedir.



Sekil 3.6 Profil kaydırma yöntemi (Kapelevich ve McNamara 2003)

Pozitif ve negatif profil kaydırma sonucu dis profilinde gerçekleşen değişiklikler Sekil 3.7 yardimiyla görülebilmektedir.



Sekil 3.7 Profil Kaydırma uygulanmış dis profilleri (Kuang ve Yang 1989)

Profil kaydırılmış dişli çark mekanizmaları profil kaydırma türüne ve miktarına bağlı olarak iki gruba ayrılmaktadır.

-Kaydırmalı Sifir Mekanizma $(x_1 = -x_2)$

-Kaydırmalı Mekanizma $(x_1 + x_2 \neq 0)$

Kaydırmalı sifir mekanizmada eksenler arası mesafede ve kavrama açısında herhangi bir değişim olmazken, kaydırmalı mekanizmada eksenler arası mesafe ve kavrama açısı aynı kalmamaktadır.

Profil kaydırma sonucunda profil kaydırma miktarı göz önüne alınarak geometrik büyüklükler aşağıdaki ifadeler kullanılarak hesaplanabilmektedir.

Dis bası dairelerinin çapları:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m_n + 2 \cdot h_{aP} \quad (3.14)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m_n + 2 \cdot h_{aP} \quad (3.15)$$

Dis dibi dairelerinin çapları:

$$d_{f1} = d_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m_n - 2 \cdot h_p \quad (3.16)$$

$$d_{f2} = d_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m_n - 2 \cdot h_p \quad (3.17)$$

Herhangi bir k noktasında dis kalınlığı:

$$s_{k1} = 2 \cdot r_{k1} \left(\frac{1}{z_1} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \text{tg} \alpha \right) + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_k \right) \quad (3.18)$$

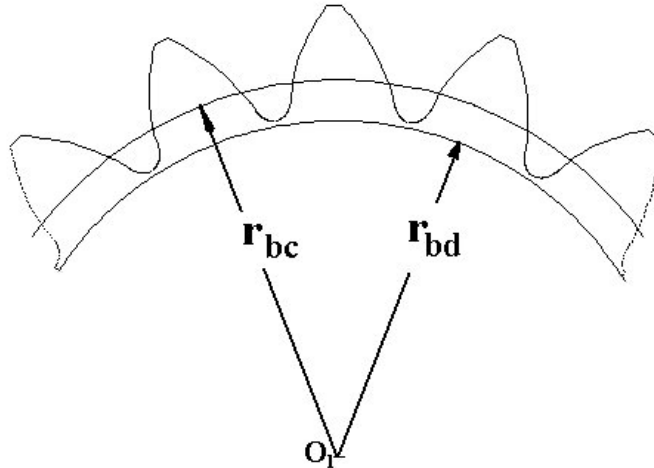
$$s_{k2} = 2 \cdot r_{k2} \left(\frac{1}{z_2} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \text{tg} \alpha \right) + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_k \right)$$

Kaydırmalı mekanizma ile elde edilen eksenler arası mesafe a_d ' den farklı olarak a olduğundan işletme kavrama açısı, kavrama açısı α ' dan farklı olarak α_w olmaktadır.

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{a_d}{a} \cos \alpha \right) \quad (3.19)$$

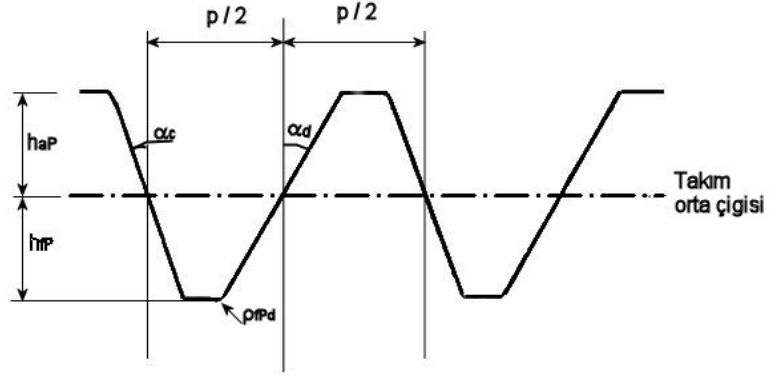
3.1.5 Asimetrik Profilli Dise Sahip Düz Disli Çarkların Boyutlandırılması

Asimetrik disli geometrisinin simetrik olan standart dislilere göre en önemli farkı, disin her iki yüzeyindeki (ön -temasin olduğu- yüzey ve arka yüzey) farklı iki evolvent profil için aynı merkeze sahip iki farklı temel daire bulunmasıdır (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Asimetrik profilli dise sahip disli çarka ait es merkezli iki temel daire

İmalat yöntemleri standart düz disli çarklarla aynıdır. Yalnızca kesici takımın yan yüzeylerindeki profil açısı bir birlerinden farklıdır. (Şekil 3.9)



Sekil 3.9 Asimetrik profilli dise sahip disli çark için takım profili

Asimetrik profilli disli çarklardan oluşan mekanizmaları boyutlandırmak için gerekli bağıntılar temel daire çapları ve dis kalınlığı boyutlarının dışındaki boyutlar aynı şekilde hesaplanmaktadır. Buna göre temel daire çapları:

$$d_{b1c,d} = d_1 \cdot \cos \alpha_{c,d} \quad (3.20)$$

$$d_{b2c,d} = d_2 \cdot \cos \alpha_{c,d} \quad (3.21)$$

Asimetrik dis profilini farklı iki evolvent eğrisi oluşturduğundan herhangi bir noktadaki dis kalınlıkları için gerekli bağıntılar özel olarak çıkarılmak zorundadır. Bu ifadeler aşağıda verildiği işlem sırası ile çıkarılmıştır.

Temas yüzeyinde, koordinatları bilinen herhangi bir k noktası için kavrama açısı (Sekil 3.10):

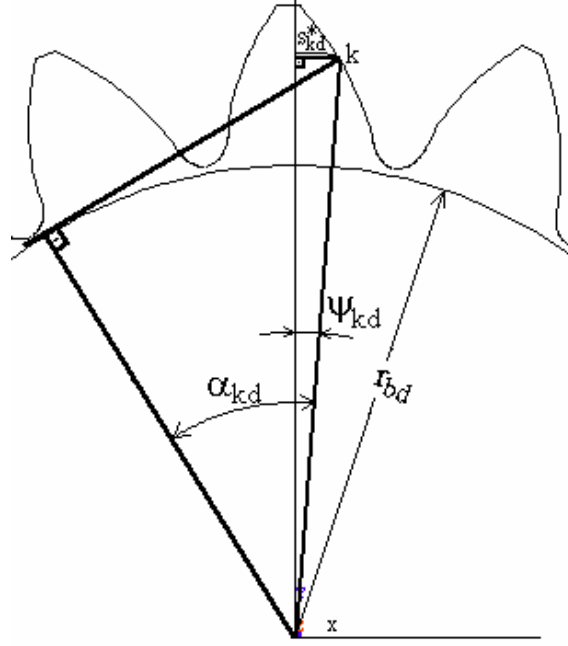
$$\cos \alpha_{kd} = \frac{d_1}{d_{kd}} \cdot \cos \alpha_d \quad (3.22)$$

$$\alpha_{kd} = \arccos \left(\frac{d_1}{d_{kd}} \cdot \cos \alpha_d \right) \quad (3.23)$$

k noktası ile y eksenini arasındaki yay uzunluğu:

$$s_{kd}^* = \frac{d_k}{2} \left(\frac{\pi}{2 \cdot z} + \text{inv } \alpha_d - \text{inv } \alpha_{kd} \right) \quad (3.24)$$

$$\psi_{kd} = \frac{s_{kd}^*}{r_{kd}} \quad (3.25)$$



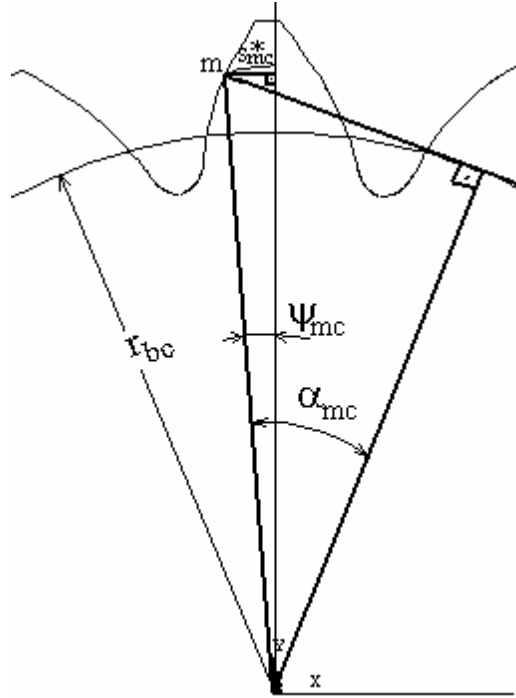
Sekil 3.10 Temas yüzeyi profilinin elde edilmesi

Nihayet k noktasinin x ve y koordinatları:

$$x_{kd} = r_{kd} \cdot \cos \psi_{kd}$$

$$y_{kd} = r_{kd} \cdot \sin \psi_{kd}$$

şeklinde elde edilir.



Sekil 3.11 Arka yüzeyde profilinin elde edilmesi

Arka yüzeyde, koordinatları bilinen herhangi bir m noktası için kavrama açısı (Sekil 3.11):

$$\cos \alpha_{mc} = \frac{d_1}{d_{mc}} \cdot \cos \alpha_c \quad (3.26)$$

$$\alpha_{mc} = \arccos \left(\frac{d_1}{d_{mc}} \cdot \cos \alpha_c \right) \quad (3.27)$$

m noktası ile y eksenini arasındaki yay uzunluğu:

$$s_{mc}^* = \frac{d_{mc}}{2} \left(\frac{\pi}{2 \cdot Z} + \operatorname{inv} \alpha_c - \operatorname{inv} \alpha_{mc} \right) \quad (3.28)$$

$$\Psi_{mc} = \frac{s_{mc}^*}{r_{mc}} \quad (3.29)$$

Nihayet m noktasının x ve y koordinatları:

$$x_{mc} = -r_{mc} \cdot \cos \Psi_{mc} \quad (3.30)$$

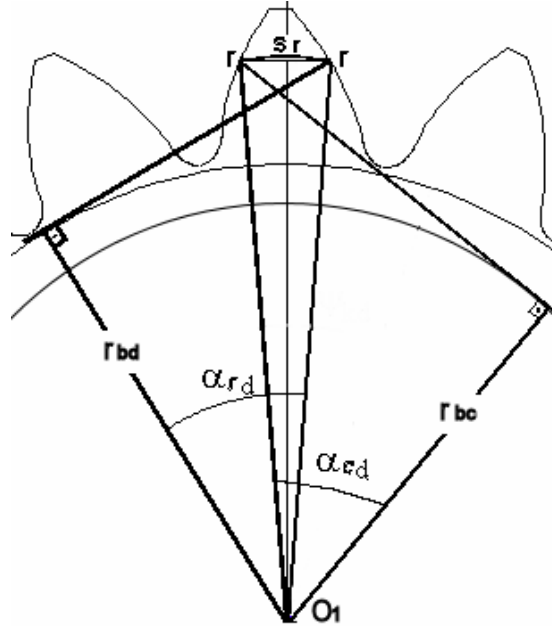
$$y_{mc} = r_{mc} \cdot \sin \Psi_{mc} \quad (3.31)$$

şeklinde elde edilir.

Taksimat dairesi çapından farklı bir d_r çapında diş kalınlığı:

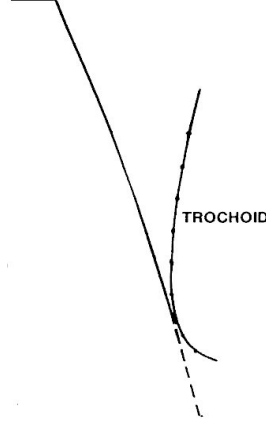
$$s_r = \frac{d_r}{2} \left(\frac{\pi}{Z} + (\operatorname{inv} \alpha_c + \operatorname{inv} \alpha_d) - (\operatorname{inv} \alpha_{rc} + \operatorname{inv} \alpha_{rd}) \right) \quad (3.32)$$

bağıntısıyla hesaplanır.



Sekil 3.12 Herhangi d_r çapında diş kalınlığı

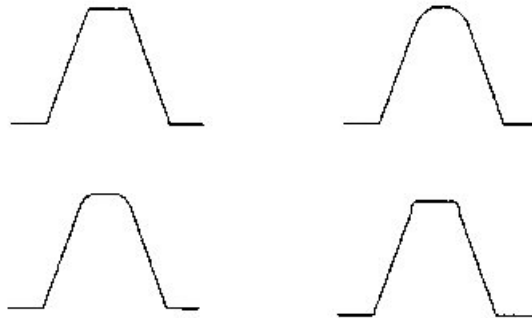
Takim ucu tarafından meydana getirilen dis dibi bölgesi evolvent kısım ile dis dibi çapı arasında kalmaktadır. Trochoid olarak bilinen bu egrinin tamamı Şekil 3.13’de gösterilmiştir.



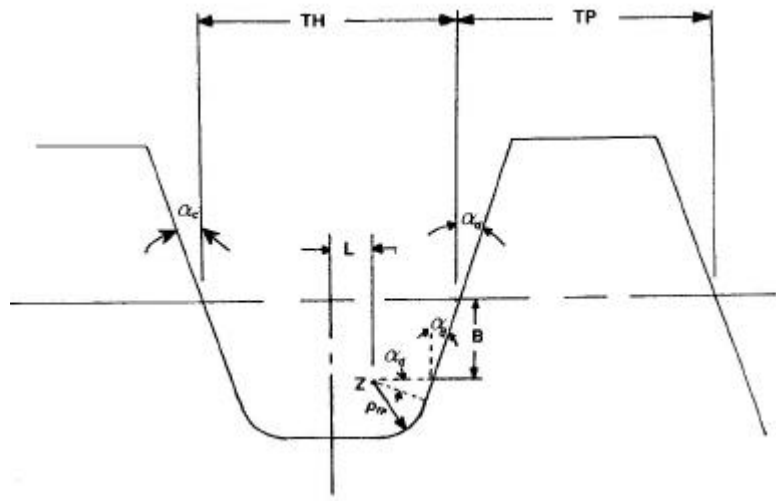
Şekil 3.13 Dis dibi bölgesinde trochoid eğrisi (Lywander 1983)

Takimin özelliklerine bağlı olan dis dibi geometrisi hareket/kuvvet iletimine ve dis dibi gerilmesine etkisi olması nedeniyle bu geometrinin tam olarak belirlenmesi gerekmektedir (Math ve Chand 2004). Bu nedenle dis dibi geometrisinin modellenmesi ve geliştirilmesi amacıyla çok sayıda çalışma yapılmıştır. (Hefeng ve ark. 1985, Math ve Chand 2004) Bu çalışmalarda geometrinin hesaplaması için farklı yöntemler geliştirilmiştir.

Bu bölgenin elde edilebilmesi için dis açan takımın geometrisi bilinmelidir. Farklı kesici takım formları mevcuttur (Şekil 3.14). Dis dibi geometrisinin elde edilmesi için bu çalışmada aşağıda sunulan yöntem izlenmiştir. Bu yöntem Şekil 3.15’de gösterilen takım için geliştirilmiştir. Asimetrik dis profilinin ön yüzeyinin ve arka yüzeyinin dis dibi bölgesinin elde edilmesi için sunulan yöntemde α yerine α_d ve α_c kullanılmalıdır.



Şekil 3.14 Kesici takım şekilleri (Math ve Chand 2004)



Sekil 3.15 Kesici takım geometrisi (Lynwander 1983)

$\alpha_{c,d}$: takımın yan yüzey profil açıları ($\alpha = \alpha_{c,d}$)

TH+TP : takım orta çizgisi üzerinde taksimat (TH = TP)

ρ_{FP} = takım basi yarıçapı

Amerikan ve İngiliz standartlarında çoğunlukla $\rho_{FP} = 0,3 m_n$ önerilirken, DIN’de ise $\rho_{FP} = c / (1 - \sin \alpha)$ ifadesi ile hesaplanmaktadır. “c” dis basi boslugu düz disliler için $0,2 m_n$, helisel disliler için $0,25 m_n$ olarak kullanılmakla birlikte $c = 0,1..0,3 \cdot m_n$ tavsiye edilmektedir. AGMA tarafından maksimum takım basi yarıçapı şu ifade ile sınırlanmıştır (Hefeng B. ve ark. 1985):

$$\rho_{FP} = \frac{p/4 - d \cdot \tan \alpha}{(\sin \alpha - 1) \tan \alpha + \cos \alpha} \quad (3.33)$$

B : dis basi kavisinin merkezinden takım referans eksenine kadar olan mesafe

$B + \rho_{FP}$: imal edilecek disin taban yüksekliği miktarı

L : dis basi kavisinin merkezinin takım dis düşey eksenine olan uzaklığı

E : trochoid kısmın alt ve üst noktaları arasında ki açısal fark

r : taksimat dairesi yarıçapı

Sekil 3.16’ da görülen W ve V açılarının toplamı (W+V), takımın bir taksimat (TH + TP) kadar ilerlediğinde dislinin kat edeceği açı değeridir. V açısı da yalnız basına takımın L kadar ilerlediğinde dislinin döneceği açı miktarı olduğuna göre,

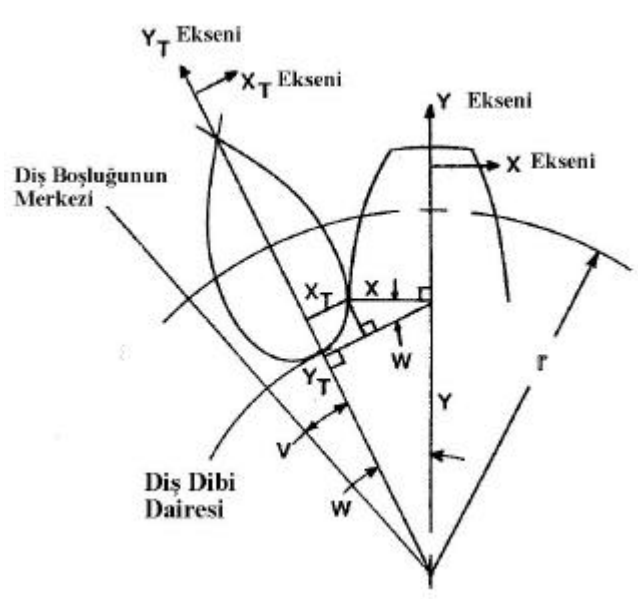
$$W + V = \frac{(TH + TP) / 2}{r} \quad (3.34)$$

$$V = \frac{L}{r} \quad (3.35)$$

olarak belirlenir. Buradan W açisi:

$$W = \frac{(TH + TP) / 2 - L}{r} \quad (3.36)$$

bulunur.



Sekil 3.16 Kullanılan koordinatların gösterimi (Lynwander 1983)

L mesafesi ise Sekil 3.15'deki geometriden:

$$L = \frac{TH}{2} - (x \cdot m_n \cdot \tan \alpha) - B \cdot \tan \alpha - \frac{\rho_P}{\cos \alpha} \quad (3.37)$$

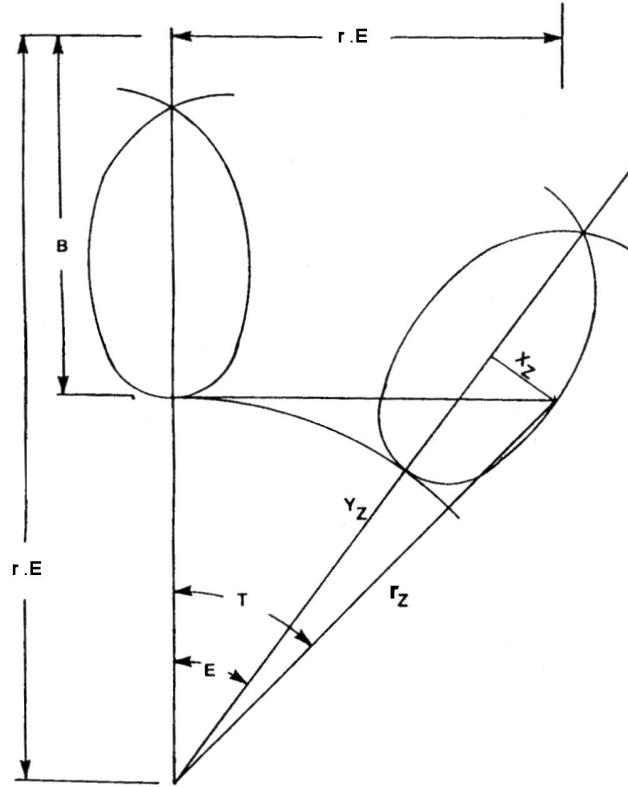
$$B = h_P \cdot m_n - x \cdot m - \rho_P \quad (3.38)$$

şeklinde çıkarılabilir.

$$E_{\min} = 0$$

$$E_{\max} = \frac{h_P \cdot m_n - x \cdot m_n - \rho_P}{r \cdot \tan \alpha} \quad (3.39)$$

Bundan sonra aşağıdaki işlem sırası her nokta için tekrarlanarak, diş dibi bölgesini oluşturan noktaların koordinatları sırayla elde edilmektedir.



Sekil 3.17 Z noktası ile oluşturulan trochoid (Lywander 1983)

$$E_1 = 0$$

$$\frac{dX_Z}{dE} = -(r.E) \cdot \sin E + B \cdot \cos E \quad (3.40)$$

$$\frac{dY_Z}{dE} = B \sin E + (r.E) \cdot \cos E \quad (3.41)$$

Sekil 3.17'de takım r.E kadar hareket ettikten ve disli E açısı kadar döndükten sonra Z noktası tarafından elde edilen Trochoid gösterilmektedir.

$$X_Z = (r.E) \cos E - (r-B) \sin E \quad (3.42)$$

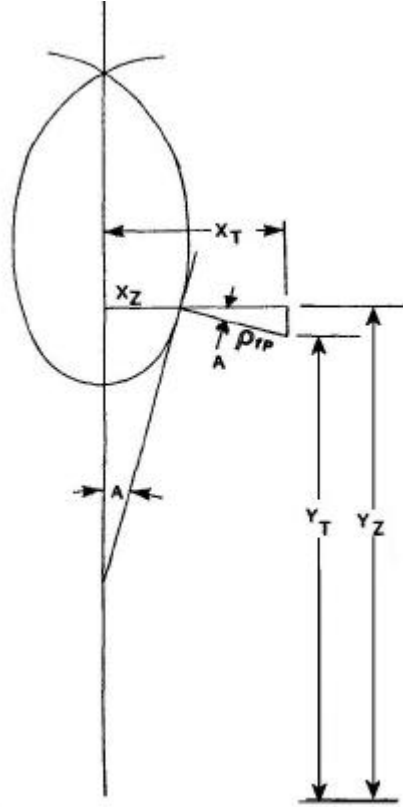
$$Y_Z = (r-B) \cos E + (r.E) \sin E \quad (3.43)$$

Eğer $E = 0$ ise

$$A = \pi / 2 \quad (3.44)$$

Eğer $E \neq 0$ ise

$$A = \tan^{-1} \frac{dX_Z}{dY_Z} \quad (3.45)$$



Sekil 3.18 Trochoid profilin koordinatlari (Lywander 1983)

Gerçek trochoid koordinatlari Z noktası tarafından oluşturulan trochoid koordinatlarına takım bas yarıçapı eklenerek bulunmaktadır (Sekil 3.18):

$$X_T = X_Z + \rho_{TP} \cdot \cos A \quad (3.46)$$

$$Y_T = Y_Z - \rho_{TP} \cdot \sin A \quad (3.47)$$

$$X = Y_T \cdot \sin W - X_T \cdot \cos W \quad (3.48)$$

$$Y = Y_T \cdot \cos W + X_T \cdot \sin W \quad (3.49)$$

$$E = E_1 + E_{maks} / 4 \quad (3.50)$$

Bu işlem adımları $E = E_{maks}$ olana kadar tekrar edilmektedir. Böylece istenilen sayıda nokta ile trochoid profil bulunmaktadır.

Asimetrik ve simetrik diş profillerini elde etmeye yarayan noktaların koordinatları, sunulan bağıntılar sayesinde hesaplanarak bilgisayar destekli analizlerde kullanılan tüm diş modellerinin oluşturulmasında yardımcı olmaktadır.

3.1.6 Asimetrik Dislere Sahip Evolvent Düz Disli Çarkların Kavrama Durumu

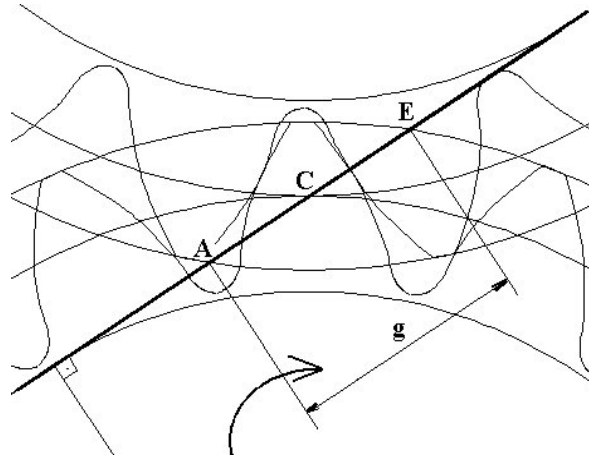
Disli mekanizmalarında kesintisiz, sürekli bir hareketin sağlanabilmesi için kavrama oranının mutlaka 1,1 değerinden büyük olması istenir. Daha sessiz ve sürekli bir hareket için kavrama oranının 2'den büyük olması önerilmektedir. Bu değere ulaşmak, düz disli mekanizmalarda özel profil değişiklikleri yapılmazsa mümkün değildir. Kavrama $\alpha = 20^\circ$ olan düz disli çark mekanizmasında uygun dis sayıları ile en fazla $\epsilon_{\alpha_{maks}} = 1,98$ değerine ulaşılabilir.

Evolvent düz disli çarklarda kavrama açısının büyümesi ile kavrama uzunluğu azalmakta dolayısıyla mekanizmanın kavrama oranı düşmektedir. Bu durum asimetrik dislere sahip düz disli çark mekanizmasının sakıncalı bir yönüdür. Ön yüzey kavrama açısının seçiminde kavrama oranı önemli bir kısıttır.

Asimetrik dislere sahip disli çark mekanizmasında kavrama oranı (Şekil 3.19):

$$\epsilon_{\alpha_d} = \frac{g}{p \cdot \cos \alpha_d} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \cdot \sin \alpha_d}{p \cdot \cos \alpha_d} \quad (3.51)$$

bağıntısıyla hesaplanır.



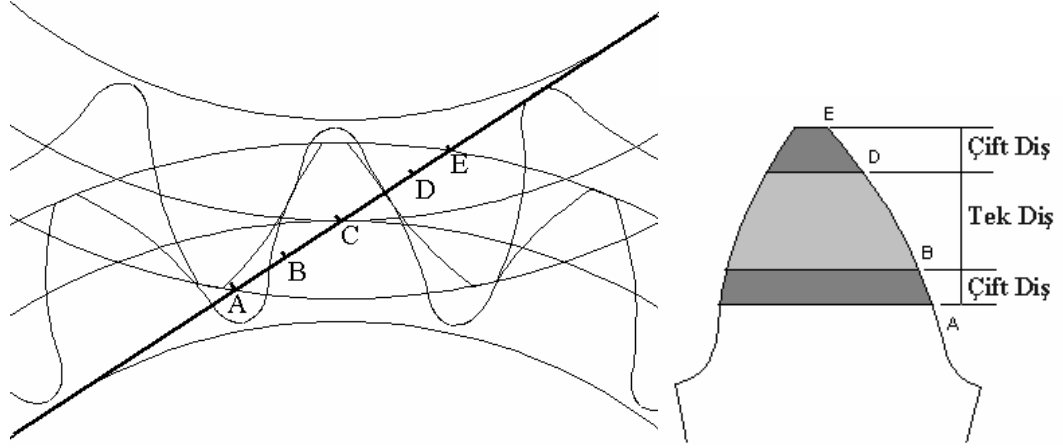
Şekil 3.19. Asimetrik dislere sahip disli çark mekanizmasında kavrama boyu

Asimetrik disli – kremayer mekanizmasının kavrama oranı da

$$\epsilon_{\alpha_d} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \frac{2 \cdot h_{pa}}{\sin \alpha_d} - r_1 \cdot \sin \alpha_d}{p \cdot \cos \alpha_d} \quad (3.52)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Kavrama oranı 1-2 arasında bulunan düşük kavrama oranlı dişli çarklarda kavrama süreci boyunca temas halinde bulunan diş çifti sayısı 1 ya da 2 olmaktadır. Bu durum yük paylaşımını, diş rijitliğini ve iletim hatalarını etkilemektedir. Şekil 3.20 kavrama sürecini literatürde geçen harfler ile açıklamaktadır.



Şekil 3.20. Asimetrik dişlere sahip bir dişli çark mekanizması için kavrama doğrusu ve kavramada önemli noktalar

(**A**: İncelenen diş için kavramanın başlaması, önceki diş halen temas halinde, **B**: Önceki diş temas halinden çıkıyor, D noktasına kadar tek dişli çifti temas halinde, **D**: Sonraki diş te temasa başlıyor, D-E arası yine iki dişli çifti teması var, **E**: İncelenen dişin temas halinde olduğu son nokta)

Asimetrik dişlere sahip düz dişli çark mekanizmasında kavrama uzunluğu:

$$\overline{AE} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1d}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2d}^2} - a_d \cdot \sin \alpha_d \quad (3.53)$$

bağıntısıyla tek diş çiftinin temasta bulunduğu kavrama uzunluğu ise:

$$\overline{BD} = (r_{b1d} + r_{b2d}) \cdot \operatorname{tg} \alpha_d - \left[\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1d}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2d}^2} - 2 \cdot p \cdot \cos \alpha_d \right] \quad (3.54)$$

bağıntısıyla elde edilebilir.

Bu tez çalışması içerisinde kavrama durumu diş rijitliği ve statik iletim hatalarının belirlenmesi sırasında ayrıntılı olarak incelenmiştir.

3.1.7 Asimetrik Dişlere Sahip Evolvent Düz Dişli Çarklarda Kayma Hizi

Birbiriyle es çalışan dişlilerin diş yüzeyleri kavrama uzunluğu boyunca yuvarlanma ve kayma hareketi yapmaktadırlar. Sadece yuvarlanma noktası C'de kayma olmayıp, burada hız yön değiştirmektedir.

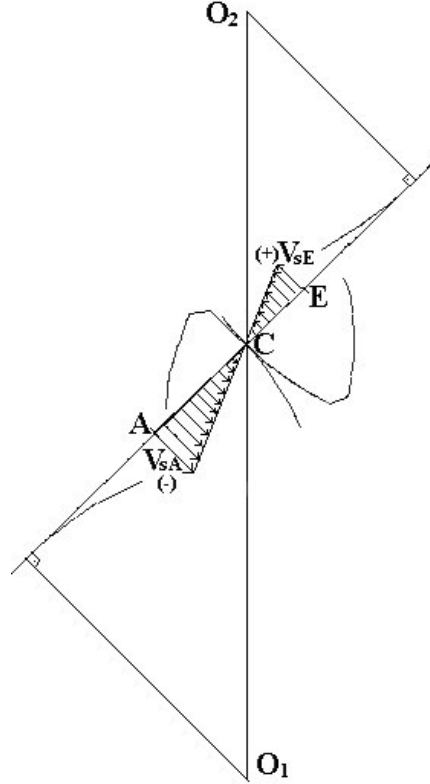
Sekil 3.21’de verilen, asimetrik dislerin birbirini kavramasi sirasinda temas eden yan yüzey noktalarinin tegetsel hizlari arasindaki fark kayma hizi olarak tanimlanir:

$$V_{S1} = V_{t1} - V_{t2} \quad (3.55)$$

Kayma hizinin, dislinin temas noktasindaki tegetsel hizina oranina *özgül kayma* denir:

$$\xi_1 = \frac{V_{S1}}{V_{t1}} ; \xi_2 = \frac{V_{S2}}{V_{t2}} \quad (3.56)$$

Kayma hizi ve özgül kayma hizi kavramanin basladigi (A) ve bittigi (E) noktalarinda maksimuma ulasmaktadir. Bu nedenle dis dibine yakin bölgelerde asinma riski oldukça fazladir. Dislerin daha az asinmasi için özellikle özgül kayma hizinin minimuma inmesi istenir. (Babalik, 2002).



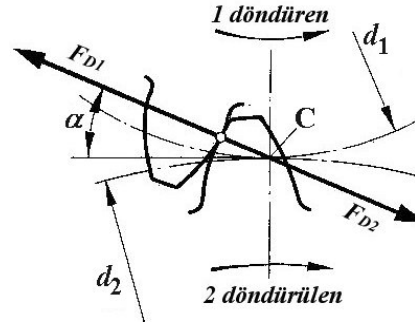
Sekil 3.21. Asimetrik dise sahip disli çarklarda kayma hizi

Bu tez çalışması içerisinde ön yüzey kavrama açısının büyümesinin kayma hizina ve özgül kayma hizina etkileri incelenmiştir.

3.1.7 Asimetrik Dislere Sahip Düz Disli Çarklarda Ön Yüzey Kavrama Açısının Değişiminin Yatak Kuvvetlerine Etkisi

Bir düz disli çark mekanizmasında büyük kavrama açılı dislere sahip disli çarkların kullanılması, eşit moment naklinin istenmesi durumunda, disli kuvvetini F_D arttıracaktır. Bu sonuç, asimetrik dislere sahip disli çark mekanizması için verilen aşağıdaki bağıntılardan çıkarılabilmektedir. Disli kuvveti:

$$F_D = \frac{2 \cdot M_d}{d_1 \cdot \cos \alpha_d} \quad (3.57)$$



Sekil 3.22. Disli çarka etkiyen kuvvetler (Babalik 2002)

Disli kuvveti, disli çarkı taşıyan millerin boyutlandırılması kadar mili iki uçundan taşıyan yatakların seçilmesinde de önem tasir. Örneğin düz disli çark mekanizmalarında fazlaca kullanılan bilyalı yataklar göz önüne alındığında disli kuvvetindeki artışın aynı rulman üzerinde yatak ömrünü azaltacağı görülebilmektedir. Sabit bilyalı yatak boyutlandırılmasında yatak ömrü saat cinsinden:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_D} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ [saat]} \quad (3.58)$$

bağıntısıyla hesaplanır. C: dinamik yük sayısı [N], n: devir sayısı (d/dk)

Bu sonuç, büyük ön yüzey kavrama açılına sahip asimetrik dislerin bir dezavantajı olarak kabul edilebilir. Bu tez içerisinde ön yüzey kavrama açısının yatak ömrüne etkisi sayısal bir örnek ile incelenmiştir.

3.2 Disli arkların Dis Dibi Mukavemeti

3.2.1 Dis Dibi Gerilmesinin Teorik Olarak Hesaplanması

Teknolojinin giderek artması neticesinde büyük yüklerde ve yüksek hızlarda çalışabilen disli çarklar istenmektedir. Önemli bir disli çarkta oluşan hasar mutlaka bir ekonomik yük getirmektedir. Bu ekonomik yük, sadece hasar gören elemanın yerine yeni elemanın koyulması ya da onarılmasından değil, aynı zamanda çalıştığı sistemin durması sonucu ortaya çıkan mali kayıptan da oluşmaktadır. Emniyet önemli bir ekonomik faktördür. Bu nedenle tasarımcı, emniyetli bir tasarım için disli çarklarda meydana gelecek gerilmeleri doğru olarak önceden belirlemesi gerekmektedir (Andrews 1991).

Disli çarklarda, özellikle de sertleştirilmiş disli çarklarda en önemli hasar türü dis dibi kırılmasıdır. Dis dibi mukavemetini, disli çark boyutları, dis şekilleri, tam dis yükünün etki ettiği en yüksek nokta ve dis dibi bölgesinin geometrisi etkilemektedir (Bibel ve ark. 1994).

Disli arklar konusunda günümüze kadar yapılan çalışmaların önemli bir kısmını dis dibi mukavemetlerinin ve yük taşıma kapasitelerinin tespiti ve iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar oluşturmaktadır (Wilcox ve Coleman 1973, Li 2002, Kapelevich ve Shekhtman 2003, Andrews 1991, Bibel ve ark. 1994, Chang ve ark 1983, Cornell 1981).

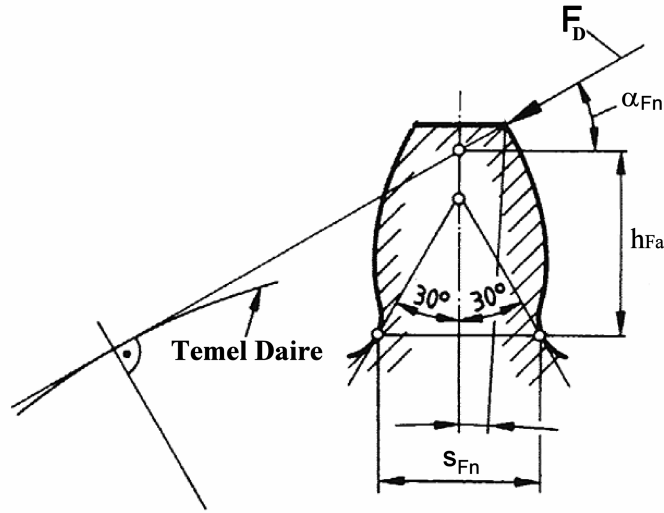
Yapılan teorik ve deneysel çalışmalar sonucunda dis dibi gerilmelerinin hesaplanabilmesi için birçok metod geliştirilmiştir. Alman standardi DIN 3390'da ve Amerikan standardi AGMA 218.1 de verilen metodların yanı sıra ünlü araştırmacı Niemann tarafından geliştirilen metod en fazla kullanılan metodlardır. Bu metodlarda nominal dis dibi gerilmeleri, birçok etkiyi içeren ve deneysel sonuçlara dayanan birçok faktörün çarpımıyla elde edilmektedir. Ancak bu metodların tamamı konvansiyonel standart disli çarklar ile sınırlıdır (Eiff ve ark. 1990).

DIN 3390'da A, B ve C biçiminde verilen 3 farklı metod mevcuttur. Bu metodlar arasında küçük farklılıklar bulunmaktadır. A metodunda maksimum çekme gerilmesi prensibi göz önüne alınmaktadır. Sayısal yöntemler için de uygundur. B metodunda dis dibi gerilmesi için en kötü halin dis kuvvetinin tekil dis bölgesinin en yüksek noktasından uygulandığı hal olduğu kabul edilmektedir. Hatasız bir disli çark için dis dibi gerilmesi birim dis kuvveti ile dis form faktörü (Y_{Fa}) ve gerilme düzeltme

faktörünün (Y_s) çarpimiyla hesaplanmaktadır. C metodu da B metodundan türetilmiştir ve tüm dis kuvvetinin disin basından etkidigi farz edilmektedir. Dis dibi gerilmesi hesaplanırken B metodundan farklı olarak kavrama faktörü denilen Y_ϵ faktörü diğer faktörlerle çarpılarak gerilme en yüksek tekil yük noktasına indirgenmektedir (DIN 3990).

DIN 3990'da çözümün kolaylaştırılması için bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller diğer yöntemler için de yapılmaktadır. Genel olan kabuller şunlardır:

- Dis dibindeki maksimum gerilme, dis dibi kavisine 30° eğimli teget noktasında meydana gelmektedir.
- Basi ve kayma gerilmeleri ihmal edilebilir.



Sekil 3.23 DIN 3990 Metot C için dis modeli

DIN 3990'da bu kabullere ilaveten özel olarak tüm dis kuvvetinin dis basından etkidigi kabul edilmektedir. Bu çalışma içerisinde DIN 3990 Metot C tercih edilip uygulanmıştır. Bu metoda ait dis modeli Sekil 3.23'de gösterilmektedir. Bu metoda göre hatasız kabul edilen bir dis için teorik maksimum nominal dis dibi gerilmesi şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{Fa} \cdot Y_S \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \quad (3.59)$$

F_t dis kuvvetinin tegetsel bileşeni:

$$F_t = \frac{M_d}{d/2} \quad (3.60)$$

şeklinde hesaplanabilir. M_d , döndürme momenti ve d taksimat dairesi çapıdır.

Y_{Fa} disisi form faktörü:

$$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot (h_{Fa} / m_n) \cos \alpha_{Fan}}{(s_{Fn} / m_n)^2 \cos \alpha_n} \quad (3.61)$$

Y_S gerilme düzeltme faktörü:

$$Y_S = (1,2 + 1,3 \cdot \frac{s_{Fn}}{h_{Fa}}) \left(\frac{s_{Fn}}{2 \cdot \rho_F} \right)^{\frac{1}{1,21+2,3 \cdot \frac{h_{Fa}}{s_{Fn}}}} \quad (3.62)$$

Y_ϵ kavrama faktörü:

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \quad (3.63)$$

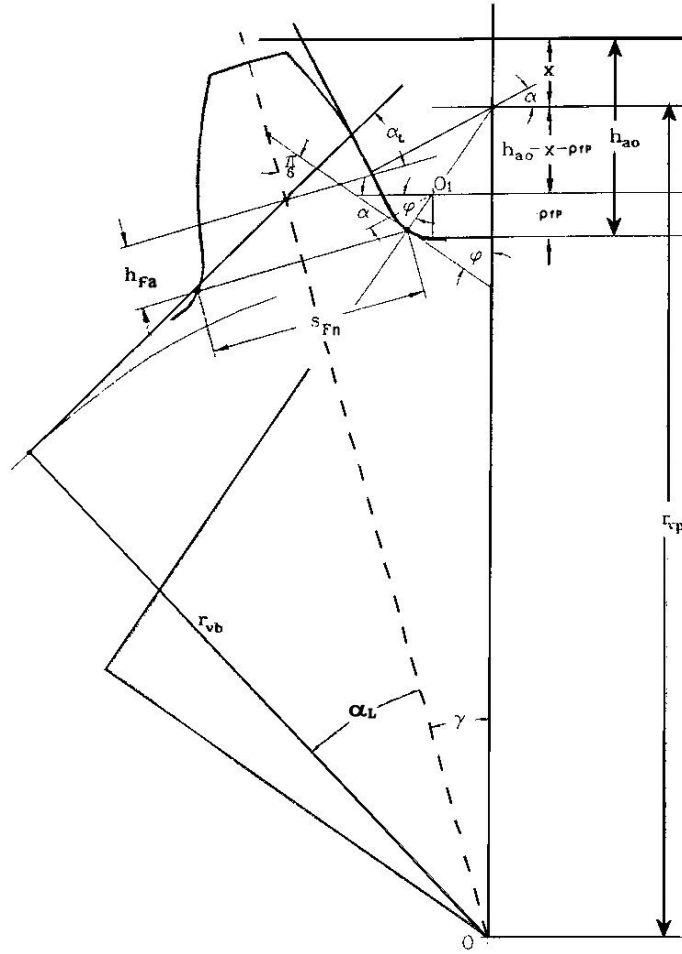
şeklinde verilmektedir.

Y_β helis faktörü olup düz dişliler için "1" dir.

Dis dibi gerilmesinin hesaplanmasında kullanılan Y_{Fa} , Y_S , Y_ϵ faktörleri el ile hesap için dis sayısı, profil kaydırma faktörü, takım özellikleri ve helis açısına bağlı olarak tablo ve grafikler halinde sunulmaktadır. Ancak bu tablolar bilgisayar programında kullanmak için uygun değildir. Bu nedenle faktörler için yukarıda verilen açık ifadelere ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu faktörlerden Y_{Fa} ve Y_S ifadelerden de görülebileceği gibi kritik kesitteki diş kalınlığı (s_{Fn}), bu kesitin yükün uygulandığı noktaya uzaklığı (h_{Fa}) ve de takım radiusuna bağlı olarak oluşan diş dibindeki eğrilik yarıçapına (ρ_{fP}) bağlıdır. kavrama faktörü Y_ϵ ise kavrama oranına (ϵ_α) bağlıdır.

Pedrero ve ark.(1999) tarafından simetrik düz ve helisel dişliler için s_{Fn} ve h_{Fa} parametrelerinin yaklaşık olarak hesaplanabilmesi için ISO/TC-60 standardına uygun iki yöntem geliştirilmiştir. ISO/TC-60 standardı diş dibi eğilme gerilmesinin hesaplanmasında DIN 3990 ile aynı metodu kullanmaktadır. Bilgisayar programlamaya uygun iterasyona dayalı olan ve hesaplanmış olarak tablolar halinde literatürde sunulan Y_{Fa} ve Y_S değerlerine % 0,02 hata ile ulaşan bir yöntemdir.



Sekil 3.24 Dis dibi geometrisi (Pedrero ve ark. 1999)

Gelistirilen bu yöntemin anlaşılması için Sekil 3.24 göz önünde bulundurulmalıdır:

$$\gamma = \frac{\gamma_d}{2} + \Delta\gamma \quad (3.64)$$

$\gamma_d/2$ takım merkez çizgisi ile O_1 takım ucu merkezi arasındaki açı ve $\Delta\gamma$ disli tarafından

$$\gamma_d = \frac{2}{r_{vp}} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho_{FP}}{\cos \alpha} + (m_n \cdot h_{a0} - \rho_{FP}) \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \quad (3.65)$$

$$\Delta\gamma = \frac{1}{r_{vp}} \frac{(m_n \cdot h_{a0} - m_n \cdot x - \rho_{FP})}{\operatorname{tg} \varphi} \quad (3.66)$$

$$\varphi - \gamma = \frac{\pi}{6} \quad (3.67)$$

$$\varphi - \frac{\gamma_d}{2} - \frac{1}{r_{vp}} \frac{(m_n \cdot h_{a0} - m_n \cdot x - \rho_{FP})}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{\pi}{6} \quad (3.68)$$

Kritik kesit kalınlığı:

$$s_{Fn} = 2 \cdot \frac{\sin \gamma}{\sin \varphi} (r_{vp} \cdot \sin \varphi - \delta) - 2 \frac{\sin \frac{\pi}{6}}{\operatorname{tg} \varphi} \delta \quad (3.69)$$

Yük kolu uzunluğu h_{Fa} :

$$h_{Fa} = \frac{r_{vp}}{\cos \alpha_p} - \frac{(r_{vp} \cdot \sin \varphi - \delta)}{\sin \frac{\pi}{6}} + \frac{\sin \gamma (r_{vp} \cdot \sin \varphi - \delta)}{\operatorname{tg} \frac{\pi}{6} \cdot \sin \varphi} - \frac{\cos \frac{\pi}{6}}{\operatorname{tg} \varphi} \delta \quad (3.70)$$

$$\delta = \rho_{fp} + \frac{m_n \cdot h_{a0} - m_n \cdot x - \rho_{fp}}{\sin \varphi} \quad (3.71)$$

Yük açısı şu şekilde çıkarılabilir:

$$\alpha_p = \left(\frac{r_{vL}^2}{r_{vp}^2} - 1 \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{\gamma_b}{2} \quad (3.72)$$

Kuvvetin dış basından etki ettiği farz edildiğinden bu ifade de $r_{vL} = r_a$ olmaktadır.

Temel dairedeki açısal kalınlık:

$$\gamma_b = \frac{\pi}{z_v} + \frac{4 \cdot x}{z_v} \operatorname{tg} \alpha + 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha \quad (3.73)$$

Yukarıdaki ifadelerde yer alan kritik kesit parametresi φ birkaç adımdan meydana gelen işlemlerle iteratif olarak bulunmaktadır. Başlangıç değeri:

$$\varphi_0 = \frac{\pi}{6} + \frac{\gamma_d}{2} \quad (3.74)$$

$$\varphi = \frac{\pi}{6} + \frac{\gamma_d}{2} + \frac{m_n \cdot h_{a0} - m_n \cdot x - \rho_{fp}}{r_{vp}} \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_0} \quad (3.75)$$

Bir sonraki $\varphi = \varphi_0$ kabul edilerek $\varphi - \gamma = \pi/6$ oluncaya kadar bu işlemler tekrarlanmaktadır. Birkaç adım sonunda elde edilen kritik kesit parametresi (φ) kullanılarak yukarıdaki bağıntılarda verilen kritik kesit kalınlığı s_{Fn} , kuvvet kolu uzunluğu h_F bulunmaktadır. Ardından Y_{Fa} ve Y_S faktörleri kolaylıkla elde edilmektedir. Bilgisayar programlamaya uygun olan bu yöntem sayesinde farklı dişli parametrelerinin diş dibi gerilmesine etkileri kısa işlem sürelerinde incelenebilmektedir. Parametrik bir çalışma için uygun olması sebebiyle bu tez çalışmasında tercih edilmiştir.

3.2.2 Dis Dibi Gerilmesinin Hesaplanması için Sayısal Metotların Kullanılması

Disli çarklarda gerilmelerin hesaplanmasında deneysel verilere dayanan ampirik ifadeler içeren genelleştirilmiş metotların yani sıra sonlu elemanlar, sonlu farklar gibi sayısal metotlarda yaygın olarak çok sayıda çalışmada kullanılmıştır.

Bilgisayar teknolojisinin gelişmesinin sonucu olarak ortaya çıkan güçlü bilgisayar sistemleri sayesinde sayısal metotlar özellikle sonlu elemanlar metodu ile yapılan gerilme ve yer değiştirme analizleri fotoelastik deney metodunun yerini almıştır (Wilcox 1973, Coy 1982, Chang ve ark. 1983, Andrews 1991, Rao ve ark. 1993, Jianfeng ve ark. 1998, Brauer 2004).

Bugüne kadar yapılan bir çok çalışma, sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermiştir (Bibel ve ark. 1994).

Tasarımda optimum çözüme ulaşmakta parametrik analiz önemlidir. Parametrik analizde kullanılan diğer sayısal yöntemlere göre kullanımı daha yaygın olan sonlu elemanlar metodu, deneysel yöntemlere göre hem maliyet ve hem de harcanan zaman açısından daha üstündür.

Günümüzde sonlu elemanlar metodunu kullanan çok sayıda mühendislik paket programları mevcuttur. Bu durum metodun yaygınlaşmasında önemli bir etkidir. Farklı yeteneklere sahip olan bu programlardan en önemlileri Ansys , Abaqus, Ideas ve Nastran paket programlarıdır. Bu çalışmada Ansys 8.0 paket programı kullanılmıştır.

3.2.2.1 Sonlu Elemanlar Metodu

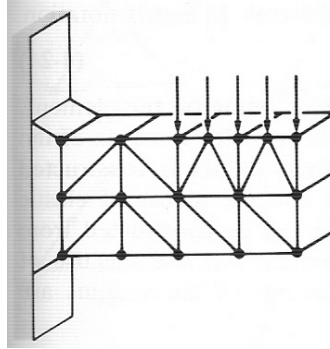
Sonlu elemanlar metodu belirli geometrilere sahip mühendislik problemlerini çözen bilgisayar destekli sayısal bir yöntemdir. Bu metot, yapısal mekanik alanında çok fazlaca kullanılmasına karşın ısı iletimi, akışkanlar dinamiği, elektrik ve manyetik alan gibi diğer mühendislik problemlerini çözmek için de başarıyla uygulanmaktadır (Rao 1989).

Sonlu elemanlar metodunun en önemli yeteneği gerektiği kadar geometriye sadık kalınarak yapısal problemlerin sistematik çözümünün mümkün olmasıdır. Düzgün şekilli modellerin yani sıra karmaşık geometriye sahip modellerin çözümünün elde edilmesi bu yöntemin diğer sayısal yöntemlere göre en önemli üstünlüğüdür.

Sonlu elemanlar metodu, genelde yüksek seviye matematik kullanmayı gerektiren diğer sayısal yöntemlerin tersine basit matris denklemlerine dayanmaktadır.

Bununla birlikte, bir sonlu elemanlar metodu çözümü yüzlerce bilinmeyenli denklemleri içerebilir. Metodun gelişiminde yüksek hızlı bilgisayarlar matris metoduyla denklemleri çözmek için gereklidir. (Dieter 1991)

Sonlu elemanlar analizinde bir kati ya da akiskan sürekli ortam çok sayıda küçük elemandan meydana geldiği kabul edilir. Elemanlar birbirlerine köşelerden bağlanır ve bu noktalar düğüm noktaları diye adlandırılır (Şekil 3.25) Tüm elemanlar bir yay sistemi gibi davranır ve tüm kuvvetler dengeleninceye kadar deformasyona uğrar. Elemanların her biri için rijitlik matrisi mevcuttur. (Dieter 1991)



Şekil 3.25 Örnek bir sonlu elemanlar modeli (Dieter 1991)

Yay sistemine benzeyen elemanda uygulanan yük altında köşe noktalarının ne kadar yer değiştirdiği matris notasyonu ile şu şekilde açıklanabilir:

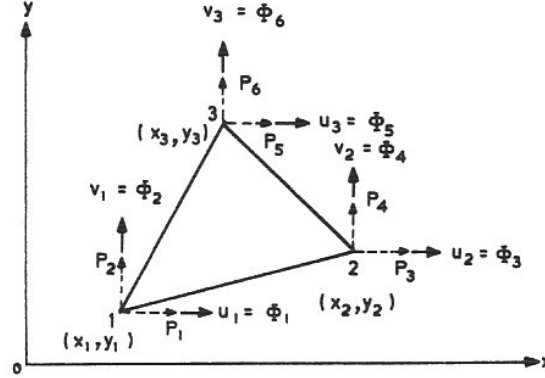
$$\{f\} = [k] \cdot \{\delta\} \quad (3.76)$$

$\{f\}$ elemana etkiyen kuvvet vektörü, $[k]$ elemanın rijitlik matrisi, $\{\delta\}$ ise elemanların noktalarının yer değiştirme kolon matrisidir. Sistemdeki tüm elemanlar göz önüne alındığında temel matris eşitliği:

$$\{F\} = [K] \cdot \{\delta\} \quad (3.77)$$

şeklini almaktadır. $[K]$ tüm elemanların rijitliklerinin birleştirilmesi ile oluşan rijitlik matrisi, $\{F\}$ her bir köşe noktasındaki dış kuvvet ve $\{\delta\}$ her bir köşe noktasındaki yer değiştirmelerdir. Kuvvet matrisi kuvvetlerin ve sonlu elemanlar analizi başlamadan önce hesaplanan reaksiyon kuvvetlerinin sayısal değerlerinden oluşmakta olduğundan bilinmektedir. Rijitlik matrisi de köşe noktalarının yerleri ve malzemenin elastik sabitler matrisinden oluşturulmaktadır. Her eleman için $[k]$ matrisleri bilinen statik ve enerji prensiplerinden çıkarılabilir. Dolayısıyla bilinmeyen olarak sadece yer değiştirmeler kalır. Yukarıda verilen eşitliğin transpozesi alınarak yer değiştirmeler bulunmaktadır.

Yer degistirmelerin x ve y eksenlerine paralel bileşenleri u ve v olarak kabul edildiğinde yer degistirmeler:



Sekil 3.26 Düzlem zorlama altında bir 2 boyutlu eleman (Rao 1989)

$$\bar{\delta}(x, y) = \begin{Bmatrix} u(x, y) \\ v(x, y) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} x & 0 & y/2 & y/2 & 1 & 0 \\ 0 & y & x/2 & -x/2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \dots \\ c_6 \end{Bmatrix} \quad (3.78)$$

şeklinde ifade edilir. Tüm eleman için bu eşitlik genişletildiğinde:

$$\begin{Bmatrix} u(x_1, y_1) \\ u(x_2, y_2) \\ u(x_3, y_3) \\ v(x_1, y_1) \\ v(x_2, y_2) \\ v(x_3, y_3) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \\ \delta_4 \\ \delta_5 \\ \delta_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 & 0 & y_1/2 & y_1/2 & 1 & 0 \\ x_2 & 0 & y_2/2 & y_2/2 & 1 & 0 \\ x_3 & 0 & y_3/2 & y_3/2 & 1 & 0 \\ 0 & y_1 & x_1/2 & -x_1/2 & 0 & 1 \\ 0 & y_2 & x_2/2 & -x_2/2 & 0 & 1 \\ 0 & y_3 & x_3/2 & -x_3/2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \\ c_5 \\ c_6 \end{Bmatrix} \quad (3.79)$$

ya da

$$\bar{\delta}^{(e)} = [A] \cdot \bar{c} \quad (3.80)$$

şeklinde yazılabilir. $\bar{d}^{(e)}$ köşe noktalarının yer degistirme vektörüdür. Bu ifade

$$\bar{c} = [A]^{-1} \cdot \bar{\delta}^{(e)} \quad (3.81)$$

haline dönüştürülür.

$[B] = [A]^{-1}$ olarak tanımlarsa:

$$\bar{c} = [B] \cdot \bar{\delta}^{(e)} \quad (3.82)$$

Eger yer degistirmeler elemanda sabit farz edilirse katilarin temel mekaniginden:

$$\bar{\epsilon} = \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \partial u / \partial x \\ \partial v / \partial y \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \end{Bmatrix} \quad (3.83)$$

yazilabilir. Bu esitlik parçalanarak yazilirsar:

$$\begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ \dots \\ c_4 \\ c_5 \\ c_6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{\epsilon} \\ \dots \\ c_4 \\ c_5 \\ c_6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} [B_1] \\ \dots \\ [B_2] \end{Bmatrix} \bar{\phi}^{(e)} \quad (3.84)$$

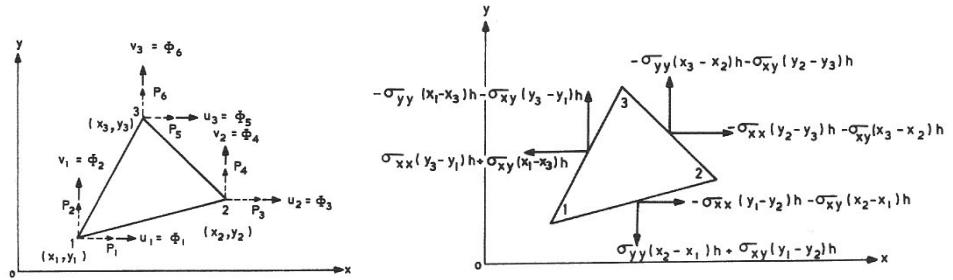
$$\bar{\epsilon} = [B_1] \bar{\phi}^{(e)} \quad (3.85)$$

Bilgisayar yardimiyla her bir köse noktasi için elde edilen yer degistirme degerleri noktalarin koordinat matrisi ve elastik sabitler matrisi ile çarpılarak her bir köse noktasi için gerilmeler elde edilir.

$$\bar{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = [D] \bar{\epsilon} \equiv \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & (1-2\nu)/2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.86)$$

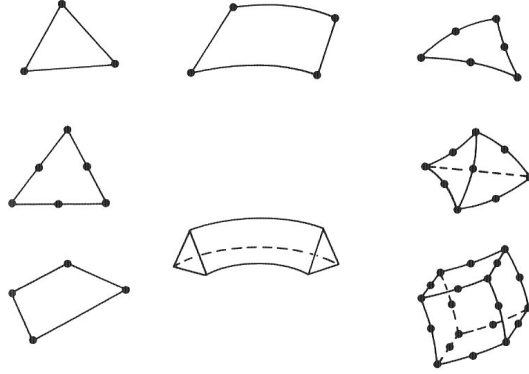
$$\bar{\sigma} = [D] [B_1] \bar{\phi}^{(e)} \quad (3.87)$$

σ_{xx} ve σ_{yy} x ve y eksenlerine paralel normal gerilmeler, σ_{xy} ise kayma gerilme, E malzemenin elastite modülü ve ν büzülme oranidir.



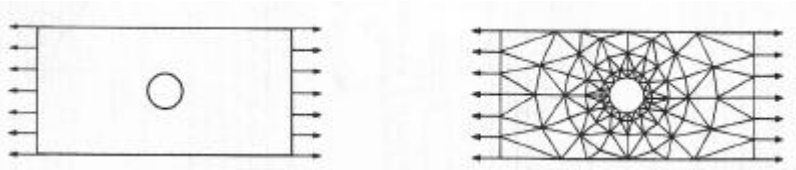
Şekil 3.27 Elemanda gerilme dagilimi (Rao 1989)

[D], $[B_1]$ ve $\phi^{(e)}$ x ve y'nin fonksiyonları olmadığından Şekil 3.27'de gösterildiği gibi eleman sabit gerilme dağılımına sahip değildir.



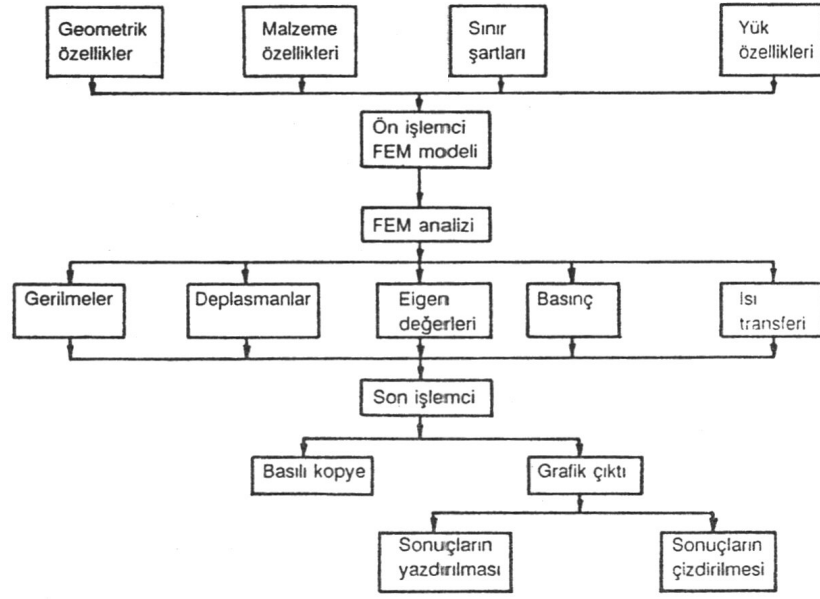
Şekil 3.28 Sonlu elemanlar metodunda kullanılan eleman çeşitleri (Dieter 1991)

Farklı özelliklere sahip sonlu elemanlar metodunda yaygın olarak kullanılan 2 ve 3 boyutlu elemanlar Şekil 3.28'de verilmektedir. Sonlu elemanlar metodunda elemanın doğru seçilmesinin yanında boyutunun doğru seçilebilmesi de çok önemlidir. Küçük boyutlu eleman dağılımı genelde çözümü doğru sonuca daha fazla yaklaştırmaya karşın çözülmesi gereken denklem sayısını ve bilinmeyen sayısını dolayısıyla işlem süresini artırmaktadır. Bu nedenle bazı problemlerde ise aynı model üzerinde farklı boyutta elemanlar kullanmak daha uygun olmaktadır (Rao 1989). Özellikle gerilme dağılımının önemli olduğu yerlerde bu uygulamaya gidilmektedir. Şekil 3.29'daki plaka modelinde delik etrafında daha küçük boyutlu elemanlar görülmektedir.



Şekil 3.29 Örnek bir plaka modelinin elemanlara ayrılması (Rao 1989)

Sonlu elemanlar analizi genel olarak ön işlem (preprocessor), çözüm (solution) ve son işlem adımlarından oluşmaktadır (Şekil 3.30). Sonlu elemanlar ön işlemi geometrisinin belirlenmesi ve oluşturulması (2 boyutlu, 3 boyutlu model), malzeme özelliklerinin tayini (malzeme türü, malzeme özelliklerinin sabit ya da değişken olması), modelin 2 boyutlu veya 3 boyutlu, farklı şekillere ve özelliklere sahip sonlu elemanlara ayrılması, modele kuvvet ve yerdeğistirmelerin uygulanması aşamalarını içermektedir (Öztürk ve Kaya 1991). Bu adım genelde analizin zaman olarak en büyük payını almaktadır.



Sekil 3.30 Sonlu elamanlar metodunun sematik yapısı (Öztürk ve Kaya 1991)

Sonlu elemanlar çözümü yüzlerce, binlerce veya milyonlarca hesaplanmış alan değerlerini içerir. Bu değerler skalar, vektörel (örneğin sıcaklık, yer değiştirme veya gerilmeler) olabilir.

Son işlem adımında ise elde edilen çözüm sonuçları renkli grafikler ya da listeler halinde elde edilmektedir. Bu işlem adımının ardından optimizasyon işlemi de gerçekleştirilebilir.

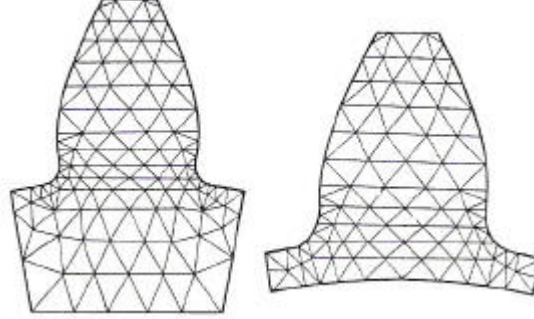
3.2.2.2 Asimetrik Profilli Disle Sahip Disli Çarkların Sonlu Elemanlar Analizi

Asimetrik profilli dislere sahip disli çarklar ve simetrik profilli dislere sahip disli çarklar için sonlu elemanlar analizi metodunun işlem adımları takip edilerek yapılmıştır. İkisi arasında uygulama açısından herhangi bir fark bulunmamaktadır.

Modelleme

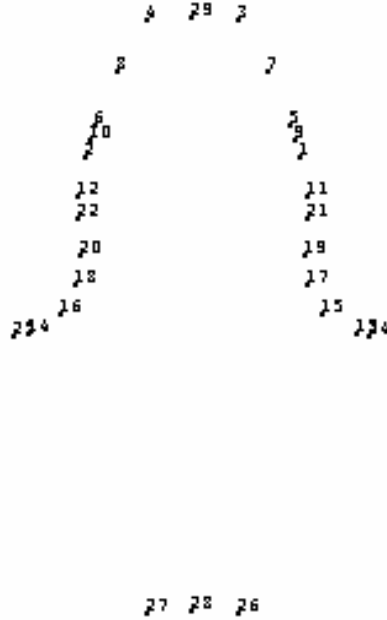
Dis modeli için farklı bir çok çalışmada görüldüğü gibi tek dis kullanılmıştır. Tüm disli çarkın model olarak kullanıldığı çalışma sayısı çok azdır. Üç disin ve tek bir disin model olarak alındığı çalışmalar ise çoğunluk arz etmektedir. Daha kolay modelleme, daha az çözüm süresi, dis dibi gerilmesi ve yer değiştirme sonuçları için de aynı dis modelinin kullanılması ve gerilme sonuçları arasında önemli farkların olmaması tek dis modelinin tercih edilmesinin sebepleridir. Bunun dışında dis dibi gerilmesini etkileyen bir parametre de dis dibi dairesi ile mil çapı arasındaki farktır

(Sekil 3.31). Bu fark azalirsa dis dibi gerilmeleri artmaktadir (Chang ve ark. 1983). Bu çalismada taksimat dairesi/mil çapi orani sabit tutularak, yapilacak karsilastirmalarda ihmal bu parametrenin etkisi ihmal edilmistir.



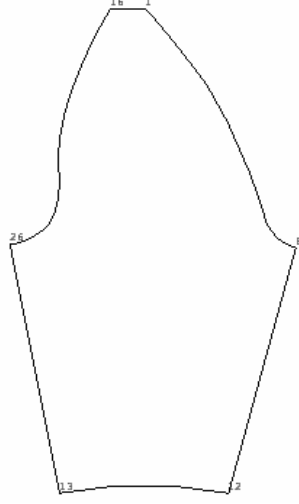
Sekil 3.31 Örnek dis modelleri (Chang ve ark. 1983)

Dis modelinin gelistirilmesi için öncelikle Bölüm 3.1'de verilen profil geometrisinin bagintilari kullanilarak profili ortaya çikan noktalarin koordinatlari elde edilmektedir (Sekil 3.32). Noktalar hesaplanan koordinatlara göre Ansys programinda olusturulmaktadir. Olusturulan noktalardan geçen spline egrisi ve dogrularinin da yaratilmasiyla dis profili elde edilmektedir (Sekil 3.33). Egri ve dogrularin çevrelediği bölgenin alan olarak olustulmasiyla analiz için gerekli 2 boyutlu dis modeli tamamlanmis olmaktadır (Sekil 3.34).

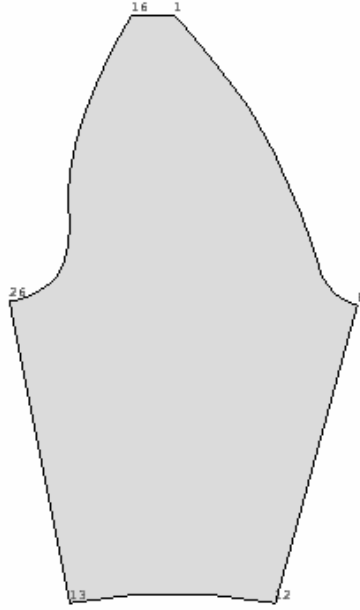


Sekil 3.32 Noktalarin olusturulmasi

Düz dişli çarkların diş genişliği boyunca simetrik olması sebebiyle ve diş boyunca yük dağılımının uniform olduğu varsayılarak 2 boyutlu diş modeli genellikle tercih edilmektedir. Bu çalışmada da 2 boyutlu diş modeli kullanılmaktadır.



Sekil 3.33 Doğru ve eğrilerle modelin çizilmesi



Sekil 3.34 Oluşturulan 2 boyutlu asimetrik profil diş modeli

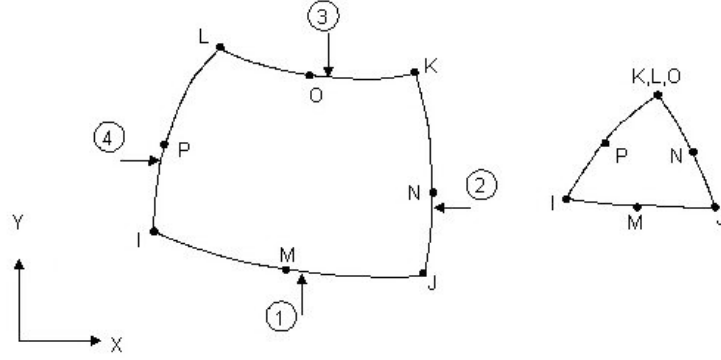
Gelistirilen modelin malzeme özelliklerine ait sayısal veriler (elastite modülü, yoğunluk, büzülme katsayısı vb.) Ansys programında girilmektedir.

Modelin elemanlara ayrılması

Ansys programında yer alan elemanlara ayırma modülü sayesinde diş modeli (mesh) kolaylıkla elemanlara ayrılmaktadır. İşlem süresini azaltmak için diş dibi

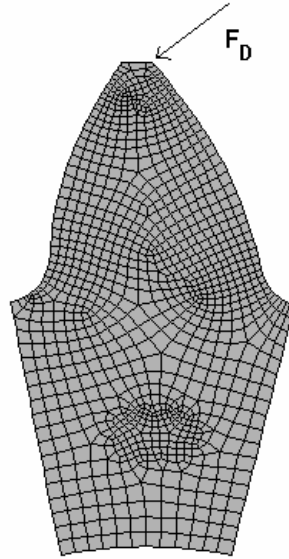
gerilmesinin küçük mesafelerde daha çok değisiklik göstermesi nedeniyle bu bölgedeki elemanların boyutları daha küçük seçilebilmektedir. İki boyutlu analiz için programın da önerdiği PLANE 82 seçilmiştir (Şekil 3.35).

Plane 82 elemanı, 4 köşe ve 8 noktadan oluşan 2 boyutlu bir elemandır. Diğer elemanlar arasında sınır şartlarına en iyi uyum sağlayan ve karmaşık şekillerde uygulanabilen bir elemandır.



Şekil 3.35 Plane 82 elemanı

Sınır şartlarının belirlenmesi



Şekil 3.36 Geliştirilen diş modeli

Çözümünden bir önceki aşama diş modelinin gerçeğe yakın sınır değerlerinin modele uygulanmasıdır. Diş modeli için sınır şartları, diş kuvvetinin ve mesnetlerin yerleştirilmesidir. Şekil 3.36 'da da görüldüğü gibi diş kuvveti diş profilinin evolvent kısmının herhangi bir noktasından uygulanabilmektedir. Diş modelini bir dişli çarktan

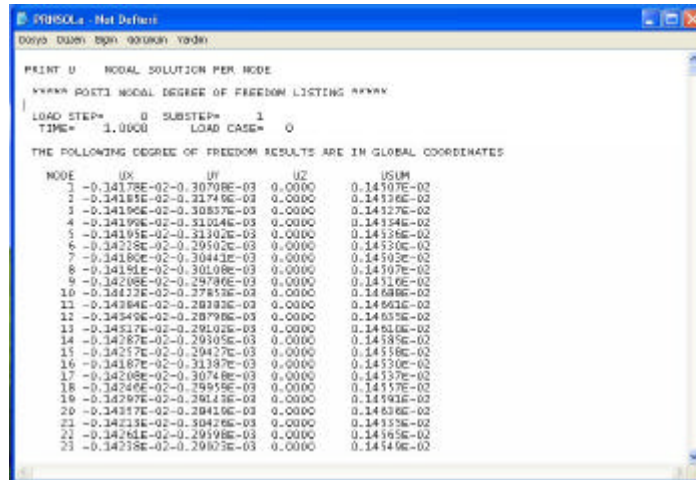
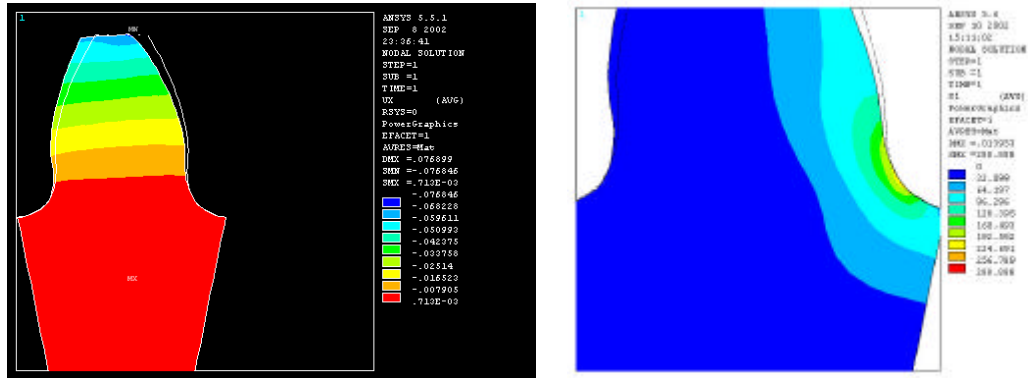
kesip çıkardığımızı düşündüğümüzde çarkın gövdesi içinde kalan yan yüzeyler ve mile temas eden siki geçme bölgesi X ve Y yönlerinde hareket etmemesi için mesnetlenir. Bu şekilde disli gövdesi içindeki iç şekil değişimleri ihmal edilmiş olmaktadır. Gerilme sonuçlarına etkisinin çok küçük olması bu sınırlamayı uygun kılmaktadır.

Çözüm

Tamamlanmış sonlu elemanlar modelin çözümü programdaki çözüm komutu ile gerçekleştirilmektedir. Bilgisayarın işlemci ve hafıza özelliklerine bağlı olarak çözüm kısa sürede tamamlanabilmektedir.

Sonuçların Değerlendirilmesi

Çözüm sonucunda elde edilen her bir köşe noktası için ayrı ayrı hesaplanan gerilme, yerdeğiştirme değerleri programdaki son işlemci modeli sayesinde yazılı ve grafik olarak tasarımcıya sunulmaktadır (Sekil 3.37). Bu sonuçlar içerisinde, gerilme açısından dis dibi bölgesindeki maksimum es değer gerilme, yer değiştirme açısından da kuvvetin uygulandığı noktadaki yer değıstirmeler daha önemlidir.



Sekil 3.37 FEM programından elde edilen sonuçların örnek gösterimi

3.2.2.3 Sonlu Elemanlar Metodunda Parametrik Analiz İçin Bilgisayar Programi Gelistirilmesi

Disli çark mekanizmalarında optimum tasarıma ulaşmak ya da farklı parametrelerin etkilerinin ayrıntılı incelemek amacıyla yukarıda anlatılan sonlu elemanlar analizinin birden fazla tekrar ederek ya da çok sayıda farklı disli mekanizması için gerçekleştirilmesi zorunludur.

Disli çark mekanizmasının sonlu elemanlar analizinde geometrik noktaların bilinmesi halinde dahi bu işlem adımları tek bir dis için 35-45 dk. süre gerektirmektedir. Hem işlem süresi hem de işlem adımlarının tasarımcıyı yorması sebebiyle tüm bu adımların bilgisayar programlamasıyla entegrasyonu (otomasyonu) gereklidir.

Bu amaçla Ansys programı dahilinde geliştirilmiş özel bir parametrik tasarım dili mevcuttur. Bu dilin kullanıldığı çalışmaların dışında bu entegrasyonu FEM programlarının batch dosyalarını hazırlayan bilgisayar programları geliştirilerek sağlayan çalışmalar da bulunmaktadır. Bu çalışmada tüm sonlu elemanlar analizi adımlarını içeren batch dosyasının yazılması için bir bilgisayar programı geliştirildi.

Program için Matlab 6.5'in programlama dili kullanılmıştır. Program sayesinde bir dis modeli için analiz süresi yaklaşık 3 dk.'ya kadar indirilmiştir. Bu sayede farklı parametrelerin değişimiyle çok sayıda disli çark mekanizmasının analizi gerçekleştirilmiş olmaktadır. Bu program ile tüm standart ve standart olmayan profil kaydırılmış ve asimetrik profilli dislere sahip düz disli çarklar için dis dibi gerilmesi ve rijitlik analizleri gerçekleştirilebilmektedir.

3.2.3 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Disli Çarkların Dis Dibi Gerilmelerinin Belirlenmesi

Bu tez çalışmasında asimetrik profilli dislere sahip disli çarkların gerilme değerlerinin yaklaşık olarak belirlenmesi ve simetrik profile sahip standart disli çarklarla karşılaştırılması amacıyla Matlab 6.5 programlama diliyle bir program geliştirildi. Sonuç olarak kavrama açısının artmasıyla dis dibi gerilmelerinde azalma olduğu ispatlanmıştır. Ancak bu çalışmaların hemen hemen tamamında eğilim belirleyen genel örnekler sunulmuştur. Kavrama açısı, dis sayısı, takım radiusu gibi dis dibi gerilmesini etkileyen önemli parametrelerin değişiminin dis dibi gerilmelerine etkileri ayrıntılı olarak ortaya çıkarılmamıştır. Bu eksikliğin giderilmesi için geliştirilen

bilgisayar programi sayesinde parametrik bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen programın çalıştırılması ile bulunan sonuçlar grafiksel ve yazılı olarak elde edilmektedir.

Akis semasi Ėekil 3.37’de sunulan programda simetrik dişliler için varolan teorik hesaba dayalı yöntemler kullanılarak, asimetrik dişli çarkların diş dibi gerilmelerinin hesaplanması hedeflenmiştir. Deneysel verilere dayalı bir teörinin asimetrik dişler için henüz geliştirilmemiş olması nedeniyle diş dibi gerilmelerin tespiti amacıyla önceki bölümde anlatılan simetrik dişli çarklar için geliştirilen iteratif yöntemin asimetrik dişli çarklara uyarlanması gerçekleştirilmiştir.

Bu uyarlamada diş dibi gerilmesinin maksimum olduğu kritik kesitin konumunun bulunabilmesi için iki kabul düşünölmüştür. Bunlar:

- Bir asimetrik dişli çarkin iki simetrik dişli çarkin birlesiminden meydana gelmiştir. Örneğin; $\alpha_c=20^\circ/\alpha_d=25^\circ$ olan bir asimetrik diş, $\alpha=20^\circ$ ve $\alpha=25^\circ$ olan simetrik dişlerin yarılarının bileşiminden meydana gelmiştir.

- Diş dibinde oluşan maksimum gerilme yükün tasındığı ön yüzeyin diş dibi kavisine 30° eğimli teget noktasında oluşmaktadır.

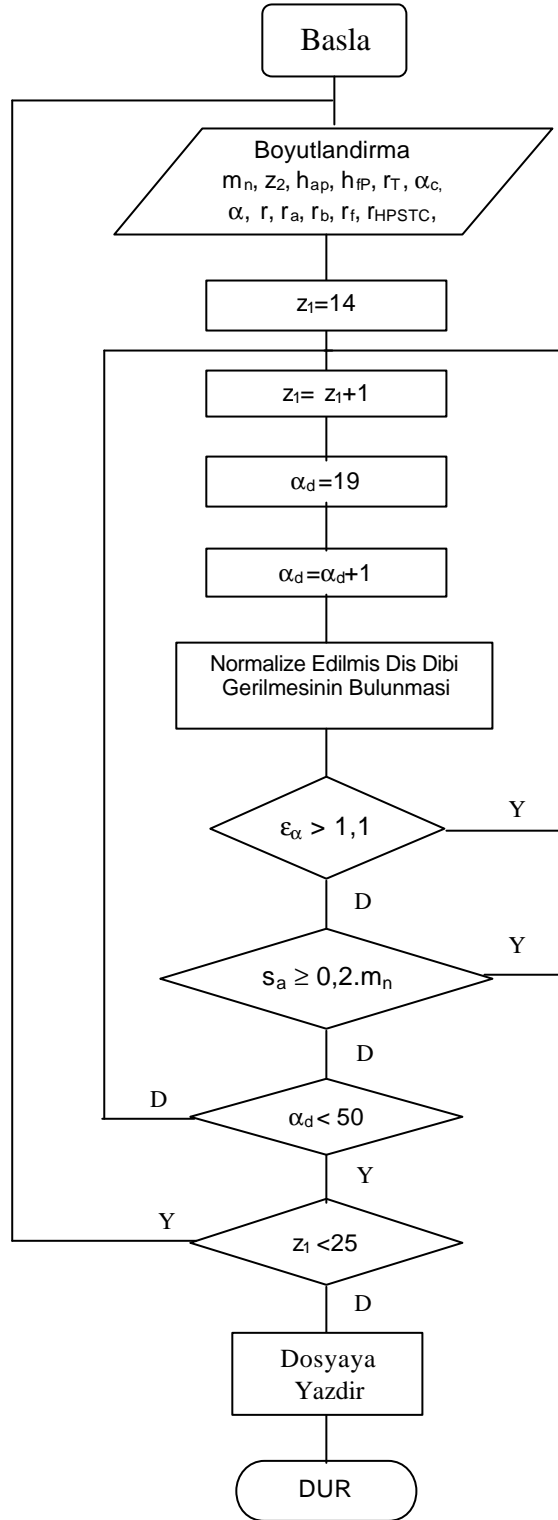
Simetrik dişlerde kullanılan kabulden esinlenerek ortaya konan ilk kabulün doğruluğunu araştırmak için sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonucunda, ön yüzey kavrama açısı $\alpha_d=25^\circ-27^\circ-30^\circ$ olan simetrik profilli dişliler ile kavrama açıları $\alpha_c=20^\circ/\alpha_d=25^\circ$, $\alpha_c=20^\circ/\alpha_d=27^\circ$ ve $\alpha_c=20^\circ/\alpha_d=30^\circ$ olan asimetrik profilli dişliler karşılaştırıldığında diş dibindeki maksimum gerilmenin aynı noktada meydana geldiği görölmüştür (Ėekil 3.39). Böylece asimetrik dişte kritik kesitin konumunun belirlenmesi için önemli bir sonuca varılmıştır.

Programda hedef, minimum gerilme değerini verecek ön yüzey profil açısının belirlenmesidir. Yani bir optimizasyon işlemidir. Hedef fonksiyon, nominal diş dibi gerilmesidir:

$$\text{MIN. } \sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{Fa} \cdot Y_S \cdot Y_e \quad (3.88)$$

Bu fonksiyon incelendiğinde bir dişli çark mekanizması için F_t , tegetsel kuvvet ve modöl sabit kalmaktadır. Diş genişliği de (b) diş sayısı (z_1) ve ön yüzey profil

açısının (α_d) etkilerini inceleyebilmek için sabit kabul edilmiştir. Bu durumda üç faktörün çarpımındaki değişim dis dibi gerilmesinin değişimini göstermektedir.



Şekil 3.38 Programın akış şeması

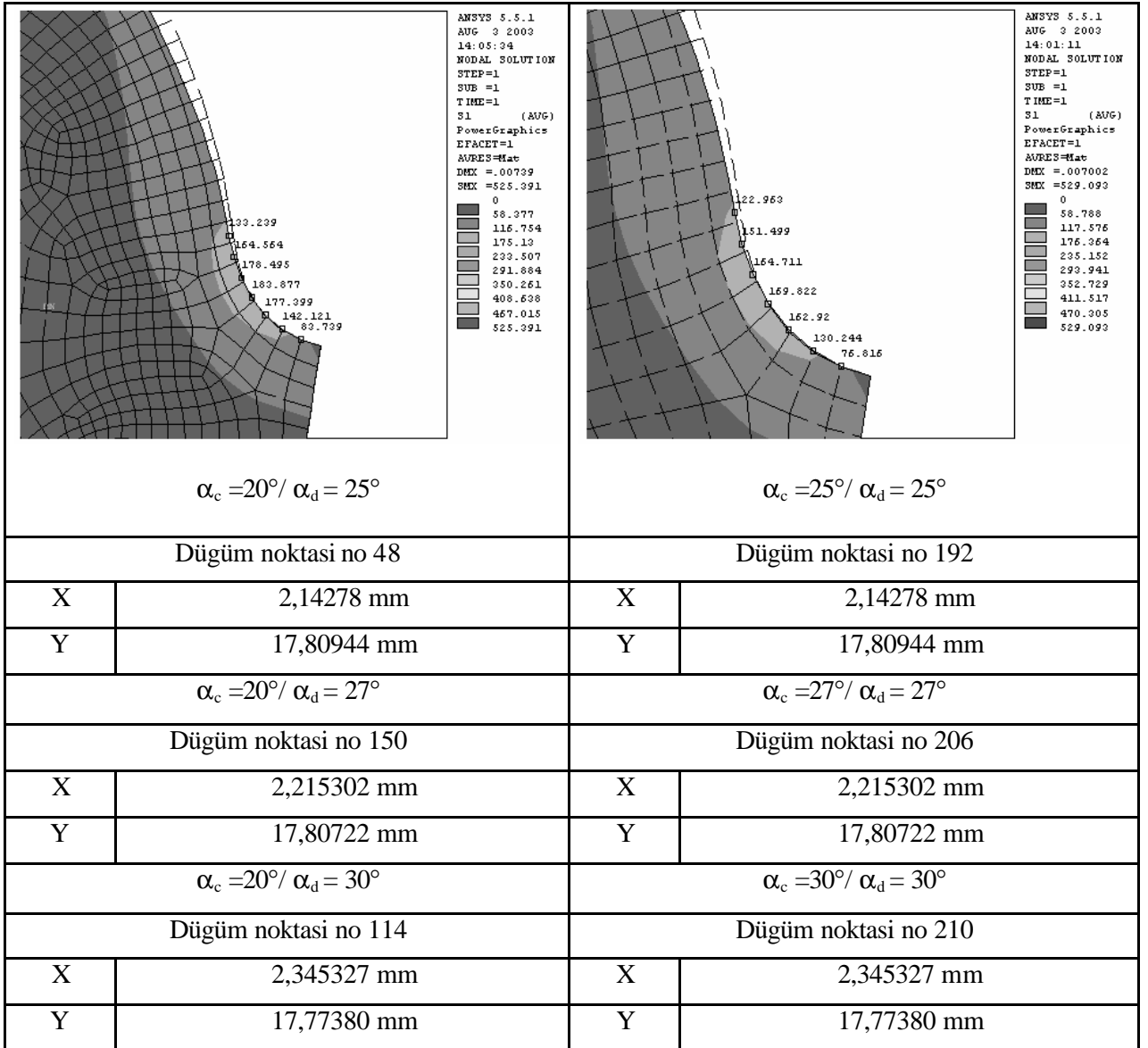
Kisit fonksiyonlari ise diger disli çark mekanizmalarında da olduğu gibi dis basi sivrilik siniri:

$$s_a = d_r \left(\frac{\pi}{2 \cdot z} + (\text{inv } \alpha_c + \text{inv } \alpha_d) - (\text{inv } \alpha_{rc} + \text{inv } \alpha_{rd}) \right) \leq 0,2 \cdot m \quad (3.89)$$

ve kavrama orani alt siniri:

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \cdot \sin \alpha_d}{p \cdot \cos \alpha_d} \geq 1,1 \quad (3.90)$$

olmaktadır.



Sekil 3.39 Dis dibinde maksimum gerilmenin olustugu noktanin karsilastirilmesi

Program seçilmiş her bir dis sayısı için farklı matrisler oluşturup bu matrisleri de grafiğe aktarmaktadır (Şekil 3.40). Bu grafik sayesinde dişli sayısına ve ön yüzey profil açısına bağlı olarak Y_{Fa} , Y_s , Y_e çarpımının nasıl değiştiği görülebilmektedir. Toplu diyagramın yani sıra her dis sayısı için de tek tek grafikler alınabilmektedir. Programın esnekliği ve geliştirmeye uygun olması dolayısıyla farklı grafik ve veriler elde edilebilmektedir.

	a_d	a_c	$Y_F \cdot Y_s \cdot Y_e$	s_F	e_a	s_a
[A]=	20.0000	20.0000	3.0250	3.8572	1.6352	1.3898
	21.0000	20.0000	2.9906	3.8949	1.5948	1.3550
	22.0000	20.0000	2.9554	3.9333	1.5573	1.3192
	23.0000	20.0000	2.9195	3.9726	1.5226	1.2823
	24.0000	20.0000	2.8827	4.0128	1.4905	1.2443
	25.0000	20.0000	2.8452	4.0539	1.4608	1.2052
	26.0000	20.0000	2.8069	4.0960	1.4333	1.1650
	27.0000	20.0000	2.7680	4.1391	1.4081	1.1236
	28.0000	20.0000	2.7284	4.1834	1.3848	1.0811
	29.0000	20.0000	2.6881	4.2289	1.3635	1.0373
	30.0000	20.0000	2.6473	4.2756	1.3440	0.9923
	31.0000	20.0000	2.6060	4.3236	1.3263	0.9461
	32.0000	20.0000	2.5642	4.3731	1.3102	0.8985
	33.0000	20.0000	2.5219	4.4242	1.2958	0.8495
	34.0000	20.0000	2.4793	4.4768	1.2828	0.7991
	35.0000	20.0000	2.4363	4.5312	1.2714	0.7471
	36.0000	20.0000	2.3931	4.5875	1.2614	0.6936
	37.0000	20.0000	2.3496	4.6459	1.2528	0.6385
	38.0000	20.0000	2.3060	4.7064	1.2456	0.5816
	39.0000	20.0000	2.2622	4.7693	1.2397	0.5228
	40.0000	20.0000	2.2184	4.8348	1.2352	0.4622

Şekil 3.40 Programda oluşturulan matris örneği

3.2.4 Asimetrik Profilli Diş Sahip Dişli Çarkların Profil Kaydırılmış Dişli Çarklarla Karşılaştırılması

Dişli çarkların diş dibi mukavemetini arttıracak bir yöntemin de pozitif profil kaydırma olduğu bilinmektedir. Sadece diş dibi mukavemeti söz konusu olduğunda uygulama kolaylığı, standart olması nedeniyle ilk akla gelen iyileştirme yöntemidir. Pozitif kaydırma miktarının (+x.m) artması (Takimin belirli bir miktar geriye çekilmesi) ile diş dibinde kalınlaşma, diş basının sivrilmesi diş temel boyutlarından diş baskı ve diş dibi çaplarında büyüme görülmektedir.

Profil kaydırma yöntemi, yalnız mukavemet arttırmak için değil kavrama oranının arttırmak, dişli çark mekanizmalarında istenilen eksenler arası mesafeyi sağlayabilmek için de uygulanmaktadır. Profil kaydırma yönteminde önemli olan istenilen iyileştirmeye uygun profil kaydırma miktarlarının amaca uygun olarak (x_1 , x_2)

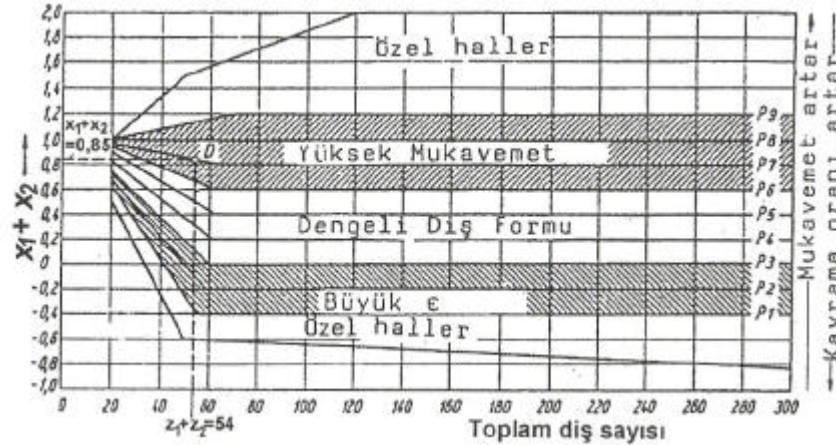
belirlenmesidir. Bu konuda yapılan deneysel ve teorik çalışmaların sonucunda elde edilen tavsiye ve yöntemler literatürde ve hatta standartlarda yerini almıştır. DIN 3994 ve DIN 3995 standartlarında yük tasıma kapasitesini arttırmak için $x_1 = x_2 = 0,5$ olan kaydırmalı mekanizma önerilmektedir (Pedrero ve Artes 1996).

Mekanizma boyutlarının büyümemesi istendiğinde ise $x_1 = -x_2 > 0$ profil kaydırma oranlarına göre yapılan kaydırmalı sıfır mekanizmalar (K-0) önerilmekte ve kullanılmaktadır.

Yine DIN 3992 standardında da profil kaydırma faktörlerini belirleme yöntemlerinin yanı sıra bazı öneriler de verilmektedir. (Sekil 3.41) Örneğin dis dibi açısından güçlü dişliler elde edebilmek için profil kaydırma oranları toplamı ($x_1 + x_2$) 0,6...1,2 arasında olması önerilmektedir. Bu çalışmada, kaydırmalı mekanizmalarda $x_1 + x_2$ için önerilen bu değer aralığı ve x_1 profil kaydırma oranının bulunması için yine DIN 3992’de tavsiye edilen

$$x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2} + (0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2}) \frac{\log(z_2 / z_1)}{\log(z_1 \cdot z_2 / 100)} \quad (3.91)$$

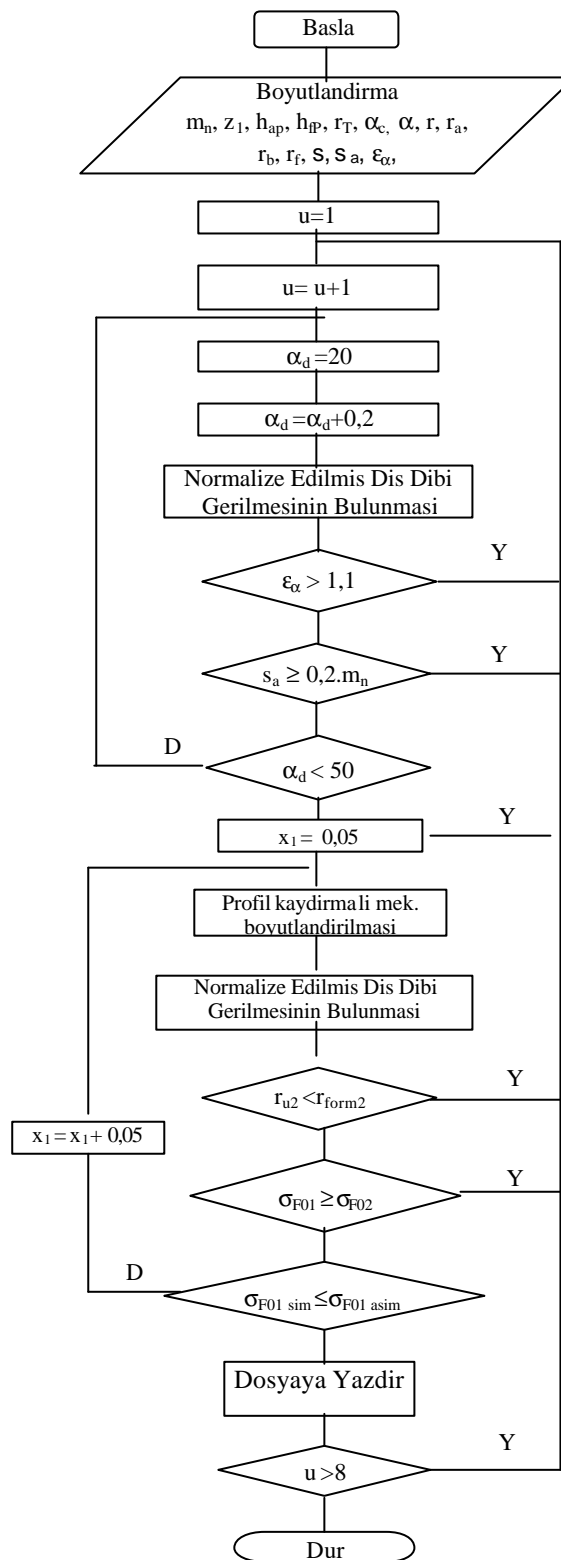
ifadesi kullanılmıştır.



Sekil 3.41 Profil kaydırma faktörleri için tavsiye edilen değerler (Babalık 2002)

Asimetrik profile sahip evolvent düz dişli çarklar ile profil kaydırma uygulanmış düz evolvent dişlilerin karşılaştırılması için geliştirilen diğer programın amacı ise, asimetrik dişe sahip dişli çarkın farklı varyasyonları için dis dibi mukavemeti açısından esdeğer, profil kaydırma işlemi uygulanmış dişli çarkın belirlenmesidir.

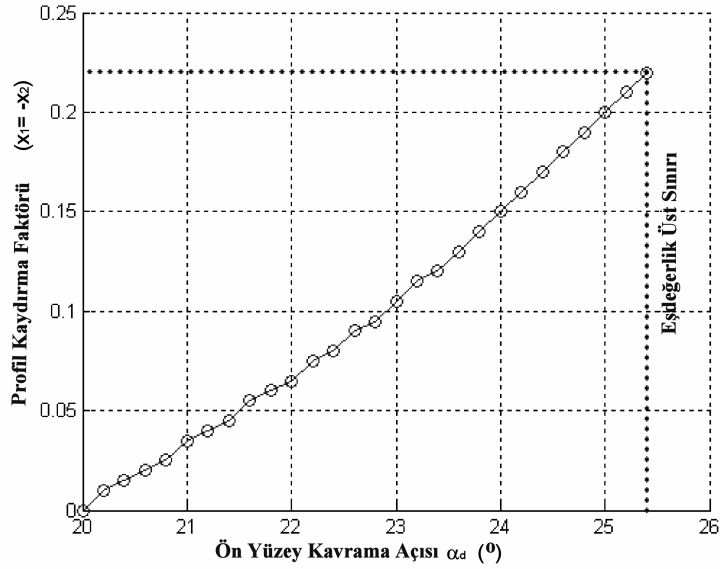
Akis diyagramı Sekil 3.42’de verilen geliştirilmiş bilgisayar programı ile asimetrik dişlilere dis dibi mukavemeti açısından esdeğer olan profil kaydırılmış dişlilerin profil kaydırma oranları, verilen sınırlar içerisinde, tespit edilmektedir.



Sekil 3.42 Gelistirilen programın akis semasi

Bu program daha önce dis dibi gerilmelerini tespit etmek için geliştirilen programın farklı bir varyasyonudur.

Program içerisinde ön yüzeydeki profil açısının (α_d) belirli adımlarla arttırılması sonucu elde edilen her yeni asimetrik dise sahip disli çark mekanizması için dis dibi mukavemeti açısından esdeğer olacak profil kaydırma uygulanmış disli çarklardan oluşan mekanizma aranmaktadır. Programda ön yüzey profil açısının artışı $0,2^\circ$ adımlarla profil kaydırma faktörü ise $0,005$ adımlarla tekrarlanarak çözüme ulaşılmaktadır. Sonuçta, ön yüzey kavrama açısı farklı asimetrik disler için varsa dis dibi açısından esdeğer mukavemete sahip profil kaydırmalı disler profil kaydırma oranları (x_1, x_2) bulunarak belirlenir. Örnek bir grafiksel sonuç Şekil 3.43'de görülmektedir.



Şekil 3.43 Asimetrik dise sahip disli çarklara esdeğer profil kaydırmalı disli çarkların tespiti (kaydırmalı sıfır mekanizma ile karşılaştırma)

Programdaki çözüm alanını belirleyen sınır değerler, kavrama oranı ϵ_α , dis basi kalınlığı s_a , dis dibi oyulması ve dis dibi gerilmeleridir:

Kavrama oranı sınırı:

$$\epsilon_{\alpha w} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w}{p \cdot \cos \alpha} \geq 1,1 \quad (3.92)$$

Dis basi kalınlığı sınırı:

$$s_a = 2 \cdot r_{a1} \left[\frac{1}{z_1} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha \right) + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_a \right] \geq 0,2 \cdot m_n \quad (3.93)$$

Büyük disliye negatif profil kaydirmadan dolayı sadece kaydirmali sifir mekanizmalarında geçerli olan bir kisittir.

$$r_{u2} < r_{form2} \quad (3.94)$$

Evolvent ve trochid kısmın birlestigi noktadan geçen dairenin yarıçapı:

$$r_{u2}^2 = r_{b2}^2 + \left(r_b \cdot \text{tg}\alpha_n - \frac{h_p \cdot m_n - x_2 \cdot m_n}{\sin \alpha} \right) \quad (3.95)$$

Disli çarklar için tanımlanan form dairesi de su sekilde ifade edilmektedir (Coulbourne 1988):

$$r_{form2} = r_{L2} - 0,025 \cdot m_n \quad (3.96)$$

Limit dairesi yarıçapı (Coulbourne 1988):

$$r_{L2}^2 = r_{b2}^2 + \left[(r_{b1} + r_{b2}) \cdot \text{tg}\alpha_w - \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} \right]^2 \quad (3.97)$$

Standart diste olusan maksimum dis dibi gerilmesi asimetrik diste olusandan esit ya da küçük olmalıdır.

$$(\sigma_{F01})_{sim} \leq (\sigma_{F01})_{asim} \quad (3.98)$$

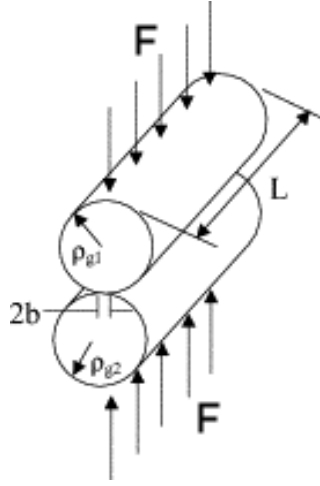
Üstte yazılan kisitin yani sıra büyük dislide olusan maksimum gerilme degeri küçük disliye geçmemelidir. Bu durumun aksi her iki profil kaydirmali mekanizma türünde de görülebilmektedir.

$$(\sigma_{F01})_{sim} \geq (\sigma_{F02})_{sim} \quad (3.99)$$

Asimetrik dislerin mukavemet açısından profil kaydirmali mekanizmalarla karsilastirilmasında daha objektif olması açısından eksenler arasi mesafenin degismedigini kaydirilmis sifir mekanizmaların kullanılması daha dogrudur. Yine de programda kaydirilmis mekanizmalarla da karsilastirma yapmak mümkün olmaktadır.

3.3 Disli Çarkların Yan Yüzey Mukavemeti

Disli çarklarda dis dibi kırılması dışında karşılaşılan hasarlar dislerin birbirlerine temasından ileri gelmektedir. Kavrama halindeki disli çarklarda en fazla görülen hasarlar, dis yan yüzeyinde yorulma nedeniyle küçük (pitting) denilen çukurcuklar oluşması ve adhesiv ve abrasiv asinmalar nedeniyle yüzeyde kırılmaya dahi neden olabilecek büyük malzeme kayıplarıdır. Bu hasarları ortaya çıkaran temas bölgelerinde oluşan gerilmelerdir. Bu gerilmeler Hertz gerilmeleri olarak da ifade edilmektedir (Niemann 1969, Yeh ve ark. 2001). Bu gerilmeler, birkaç kabul ile geliştirilen Hertz teorisine yaklaşık olarak hesaplanabilmektedir.



Sekil 3.44 İki silindirin temas noktasında oluşan basınç (Yeh ve ark. 2001)

Hertz teorisine göre elastik izotropik malzemeden yapılmış iki silindire F normal kuvveti uygulandığında eğrili yarıçapından çok küçük olan bir temas bölgesinde oluşan maksimum basınç (Sekil 3.44):

$$\sigma_{Hmaks} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi} \left[\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right] \frac{F}{L} \frac{1}{(1 - \nu^2)} \frac{2 \cdot E_{e1} \cdot E_{e2}}{E_{e1} + E_{e2}}} \quad (3.100)$$

Bu ifade, kavrama doğrusu üzerinde birbirlerine herhangi bir K noktasında temas eden asimetrik profilli dis yüzeyleri için kullanılırsa (Sekil 3.45):

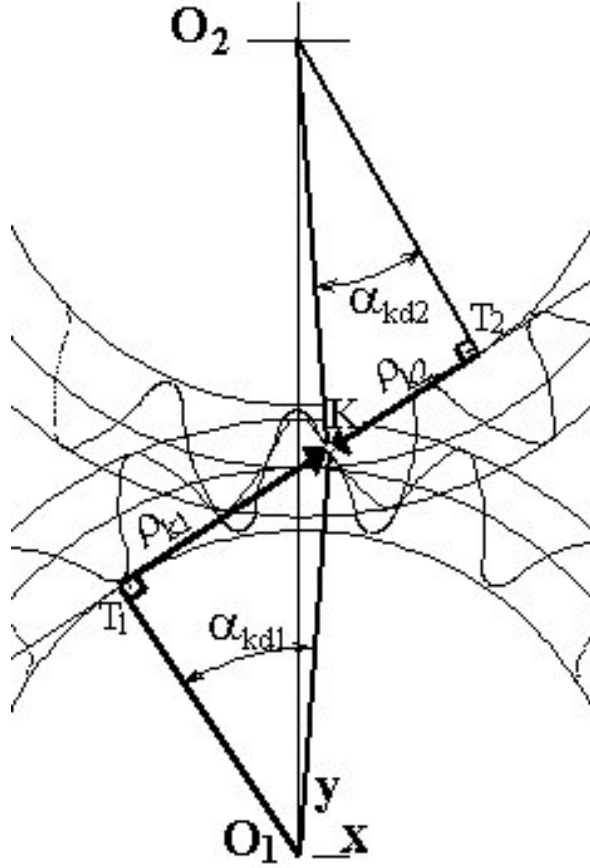
Disli kuvveti:

$$F = F_D$$

K temas noktasında eğrilik yarıçapları (Sekil 3.45):

$$\rho_{k1} = r_{k1} \cdot \sin \alpha_{kd1} \quad (3.101)$$

$$\rho_{k2} = r_{k2} \cdot \sin \alpha_{kd2} \quad (3.102)$$



Sekil 3.45 Temas noktasında yan yüzeylere ait eğrilik yarıçapları

K temas noktasındaki yardımcı açılar (Sekil 3.45):

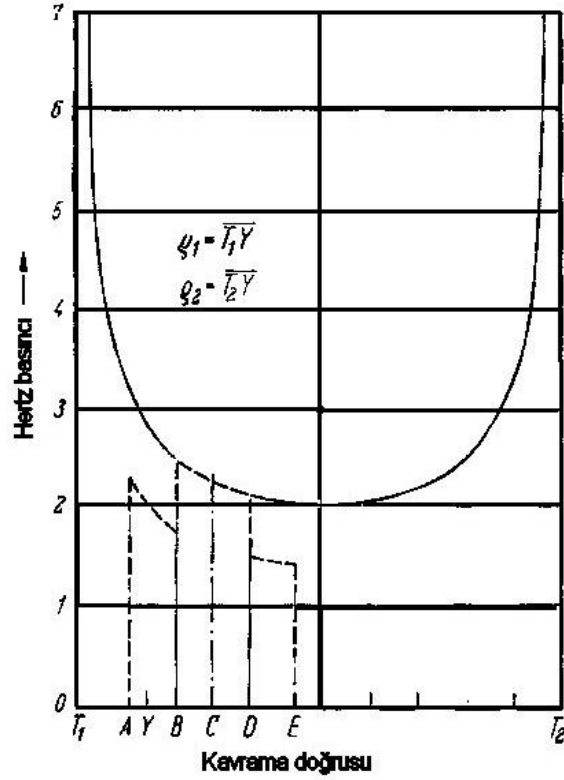
$$\alpha_{kd1} = \arccos\left(\frac{r_{bd1}}{r_{k1}} \cos \alpha_{d1}\right) \quad (3.103)$$

$$\alpha_{kd2} = \arccos\left(\frac{r_{bd2}}{r_{k2}} \cos \alpha_{d2}\right) \quad (3.104)$$

Hertz teorisi özellikle yuvarlanma dairelerinin kesistigi yuvarlanma noktası civarında doğru sonuçlar vermektedir. Yapılan deneysel ve teorik çalışmalar, diş kuvvetine bağlı olarak pinyon için yan yüzeydeki maksimum basıncın, kavramada iki diş çiftinden tek diş çiftine geçildiği nokta olan B'de olustugunu göstermektedir (Sekil 3.46). Yan yüzeydeki asınma, pitting gibi hasarlar da bu nokta civarında ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, B noktasındaki basınç değerlerinin sayısal olarak elde edilip, değerlendirilmesi gerekmektedir. B noktası için eğrilik yarıçapları:

$$\rho_{B1} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{bd1}^2} - p \cdot \cos \alpha_d \quad (3.105)$$

$$\rho_{B2} = (r_{b1} + r_{b2}) \cdot \tan \alpha_{bd} - \rho_{B1} \quad (3.106)$$



Sekil 3.46 Hertz basıncının kavrama boyunca değişimi (Haberhauer ve Bodenstein 1996)

(---- Yük paylasımı göz önüne alınarak çizilmiştir.)

Asimetrik evolvent dişli çarkların yan yüzey gerilmelerinde en önemli parametre ön yüzey kavrama açısı olmaktadır. Kavrama açısının artması eğrilik yarıçapı toplamını arttıracığından yan yüzey gerilmesinde azalma meydana gelmektedir. Bu durum sayısal sonuçlarla tez sonuçlarında desteklenmektedir.

Dişli çarkların yan yüzey mukavemetinin artırılması diş geometrisinin yanı sıra uygun ısıl işlem ve kaplama yöntemleri ile gerçekleştirilmektedir. Asimetrik profilin ortaya çıkış nedenlerinden biri sertleştirilmiş dişli çarkların diş dibi mukavemetini arttırmak olması sebebiyle bu çalışmada diş dibi mukavemeti daha öncelikli ve detaylı olarak incelenmiştir.

3.4 Disli arkların Dinamik Analizi

Dislilerin alışması esnasında disler üzerine statik ve dinamik yükler etki etmektedir. Küçük dönüş hızlarında, disler üzerine iletilen momentin sonucu olarak statik yükler etki etmekte, dönüş hızı arttıkça dinamik yükler etkili olmaya başlamaktadır (Arikan 1991).

Disli ark mekanizmalarının tasarımı en önemli noktalardan biri dinamik yüklerin azaltılmasıdır. Disli gürültüsü ve titreşimi üzerine yapılan çalışmalar açıkça ortaya koymuştur ki, disli çark mekanizmalarındaki gürültünün temel mekanizması dinamik yük tarafından meydana getirilen disli titreşimleridir. Dinamik yük yorulma kırılmalarına neden olan tekrarlı dis dibi gerilmelerine ve dis yüzeylerinde yol açan yan yüzey gerilmelerini oluşturur. Disli ark mekanizmalarının ömrü ve emniyeti için yüksek dinamik yükler azaltılır. En aza indirilen dinamik yük gürültüyü azaltacak, verimliliği arttıracak dis hasarlarını önlemeye yardımcı olacaktır (Lin ve ark. 1998).

Disli mekanizmalar yüksek hızlarda çalıştırıldığında onların performansını, etkileyen birkaç faktör vardır. Bunlar millerin burulma titreşimleri, disli çark dislerin yüklenmesi ve deformasyonları, dis boşlukları, dis profil hataları, dönme hızları, montaj hataları, dönen elemanların dinamik balansı, disli ve millerin kütle ve ataletlerini kapsamaktadırlar (Lin ve ark. 1988).

Bu sayılan faktörlerin disli çarklarda oluşan dinamik yüklere etkilerini belirlemek amacıyla çok sayıda çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda çok farklı deneysel, analitik ve sayısal metod ve modeller geliştirilmiştir.

Disli dinamiklerin üzerine ilgi 18. yy'a dayanır. Bununla birlikte, bu konudaki ilk sistematik çalışmalar 1920'li yıllarda ve 1930'lu yılların başında başladı. Bu çalışmaların hedefi disli çarkların dislerindeki dinamik yüklerin hem teorik hem de deneysel olarak belirlenmesiydi (Özgüven ve Houser 1988).

1950'lerden itibaren disli dinamikleri için çok sayıda matematiksel model ortaya kondu. Bu modeller Özgüven ve Houser tarafından 1988 yılında yapılan yayında derlenmiş şekilde anlatılmaktadır.

Disli dinamiklerinde disli çark mekanizmalarının dinamik özellikleri yaygın olarak dinamik faktör kavramı ile açıklanmaktadır.

3.4.1 Dinamik Faktör

Dinamik faktör, genellikle maksimum dinamik yükün, maksimum statik yüke oranı olarak tanımlanmaktadır (Özgüven ve Houser1988).

Disli çarkların tasarımında kullanılan birçok metot dinamik yüklerin etkisini hesaba katabilmek için dinamik faktörü kullanmaktadır. 19. yy baslarından itibaren yapılan deneysel çalışmalarla elde edilen ampirik ifadelerin tamamına yakını çevresel hızın fonksiyonu olarak verilmiştir.

Günümüzde AGMA, ISO ve DIN gibi standartlar tarafından tasarım için disli hesabına katılan dinamik faktör (K_v) adı ile verilen farklı ifadeler mevcuttur.

AGMA tarafından çevresel hız ve disli kalitesine bağlı olarak dinamik faktörü hesaplayan ifade önerilmektedir. Bu ifade ile disli ataletleri, yükleme durumları, özel disli hataları ve diğer sistem bağımlı karakteristikler göz önüne alınmamaktadır. Dinamik faktör ifadesinden elde edilen değerler 1'in altındadır ve disli çarkların gerilme hesabında paydaya yazılmaktadır. Bu ifade yukarıdaki tanımın tersine maksimum statik yükün maksimum dinamik yüke oranı olarak sunulmaktadır (Özgüven ve Houser 1988):

$$K_v = \sqrt{78/(78 + \sqrt{v})} \quad (3.107)$$

DIN 3990 tarafından da dinamik faktörün hesaplanması için daha ayrıntılı bir hesap yapılmaktadır. Dönme hızının kritik hız oranına bağlı olarak belirli katsayılar içeren ampirik ifadeler önerilmektedir. DIN 3990'da verilen ifadeler disli sistemi temel kütle yay sistemi gibi düşünülerek dönme hızına bağlı olarak ayrılmıştır. DIN 3990'da sunulan ve en başta verilen tanıma uygun olarak ifade edilen dinamik faktör:

($N = \text{Dönme hızı} / \text{Kritik hız}$)

$N < 0,85$ ise:

$$K_v = N \cdot K + 1 \quad (3.108)$$

$$K = C_{v1} \cdot B_p + C_{v2} \cdot B_f + C_{v3} \cdot B_k \quad (3.109)$$

$0,85 \leq N \leq 1,15$ ise:

$$K_v = C_{v1} \cdot B_p + C_{v2} \cdot B_f + C_{v4} \cdot B_k + 1 \quad (3.110)$$

$N \geq 1,15$ ise:

$$K_v = C_{v5} \cdot B_p + C_{v6} \cdot B_f + C_{v7} \quad (3.111)$$

1,15 ≤ N ≤ 1,5 ise:

$$K_v = K_{v(N=1,5)} + \frac{K_{v(N=1)} - K_{v(N=1,5)}}{0,35} \cdot (1,5 - N) \quad (3.112)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir. Bu ifadelerde yer alan C_{v1} , C_{v2} , C_{v3} , C_{v4} , C_{v5} , C_{v6} ve C_{v7} faktörleri dis profil hatalarından ve kavrama oranına bağlı olarak gerçekleşen periyodik değişimlerin etkisi hesaba katmak için kullanılan katsayılardır. Yine B_p , B_f , B_k terimleri de dis profili ve diğer disli çark hatalarının etkisini gösteren boyutsuz büyüklüklerdir. Tüm bu katsayılar ve tablo ve bağıntılarla DIN 3990'da sunulmaktadır.

Bu ifadeler standart dislilerin tasarımı için yeterli olup yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak dinamik yükün azaltılması çalışmalarında disli kütleleri, profil hataları, dis rijitliği, kavrama oranı, yük paylaşımı vb. parametrelerin etkisinin ayrı ayrı incelenmesi gerekmektedir. Bu durumda bu ifadeler yeterli olmamaktadır. Bu nedenle geliştirilen farklı modellerin çözüm yöntemlerinin kullanılması gereklidir.

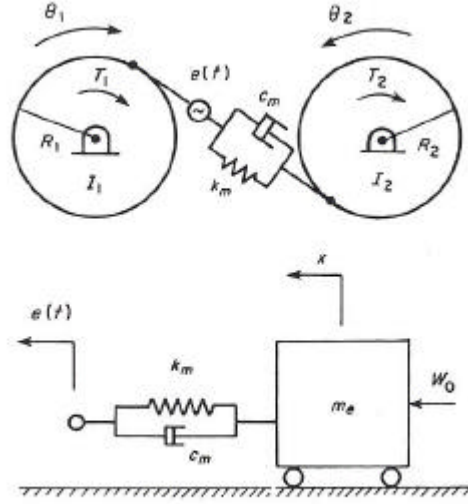
Bu modellerden biri de Ichimaru ve Hirono (1974) tarafından geliştirilen burulma titreşimlerine dayanan analitik modeldir. Bu model, disli kütlelerini, dis kavrama rijitliklerini ve dis üretim hatalarını göz önüne alan bir titreşim modelidir. Teorik olarak hesaplanan sonuçlar deneysel sonuçlarla çok uyumlu olarak bulunmuştur (Ichimaru ve Hirono 1974).

Geliştirilen model diğer çalışmalardakilerle benzer olmasına rağmen kullanılan çözüm tekniği, lineerleştirilen hareket denklemi sayesinde kavrama rijitliğini, kavrama doğrusu boyunca herhangi bir noktanın fonksiyonu olarak göz önüne almayı mümkün kılmaktadır (Özgüven ve Houser 1988).

Dinamik yüklerin hassas olarak hesaplanması gerektiği durumlarda bu model kullanılmaktadır (Arikan 1991). Bu model daha sonraları bir çok araştırmacı tarafından (Terauchi ve Hidetora 1974, Wang ve Cheng 1981, Arikan 1991, Kuang ve Lin 2001) tarafından düz disliler için yapılan çalışmalarda küçük farklılıklarla kullanılmıştır. Bu model ve çözüm tekniği asimetrik dislilerin dinamik analizi için tercih edilmiştir. Deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçların elde edilmesi, dis rijitliğinin en etkin parametre olması, parametrik çalışmaya uygun olması tercih edilmesinin başlıca nedenleridir.

3.4.2 Düz Disli Çark İçin Dinamik Model

Bir disli çark çiftinin temel dinamik modeli genellikle disli kütlelerini temsil eden es deger kütle ve dis rijitliklerinin yerine de es deger yay sistemleri kullanılmıstır. Tek serbestlik dereceli veya daha fazla serbestlik dereceli modeller sürtünme, sönümleme gibi önemli etkenlerinde için alınmasıyla genişletilmiştir (Sekil 3.47).



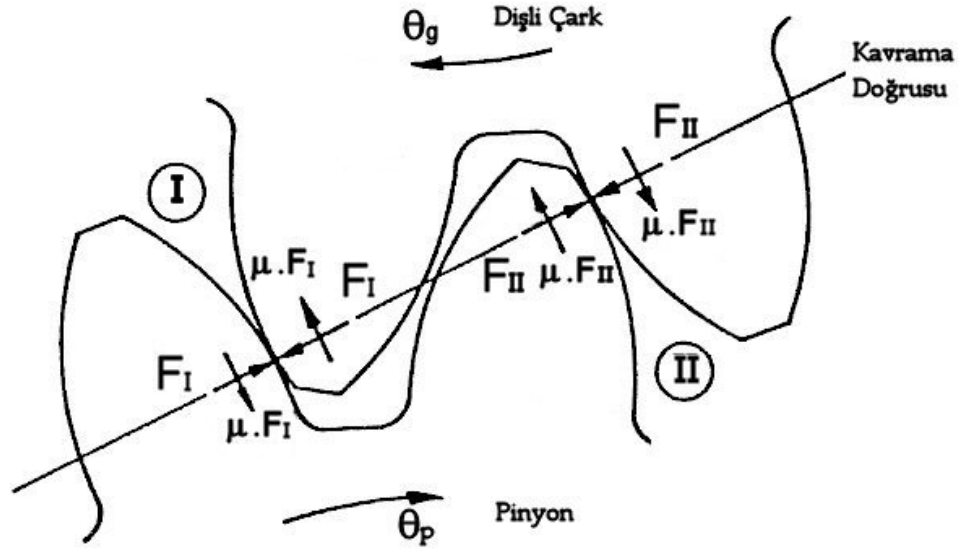
Sekil 3.47 Örnek disli dinamik modelleri (Özgüven ve Houser 1988)

Disli çarkların çalışması esnasında, temas, nokta nokta kavrama doğrusu üzerinde gerçekleşmektedir. Her bir noktadaki rijitlik, sürtünme katsayısı, dis hataları, sönüm faktörü vb. nonlinear parametrelerin değişmesi nedeniyle her noktadaki dinamik yüklerde değişmektedir. Her bir parametrenin farklı etkileri bulunmaktadır. Bunlar dinamik analiz sonucunda tek tek incelenebilir.

Sekil 3.48'de görülen iki temasındaki iki disli çark için hareket denklemi temel denge prensibi kullanılarak şu şekilde yazılabilir.

$$J_2 \ddot{\theta}_2 = r_{b2} (F_I + F_{II}) \pm \rho_{dI} \mu_I F_I \pm \rho_{dII} \mu_{II} F_{II} - r_{b2} F_D \quad (3.113)$$

$$J_1 \ddot{\theta}_1 = r_{b1} F_D - r_{b1} (F_I + F_{II}) \pm \rho_{pI} \mu_I F_I \pm \rho_{pII} \mu_{II} F_{II} \quad (3.114)$$



Sekil 3.48 Temasta olan iki dişli çifti (Arikan ve Uyar 1993)

Bu denklemlerdeki sürtünme kuvvetinin isareti, pinyondaki dişin tegetsiz hızının dişlideki dişin tegetsiz hızından fazla olduğunda (+) pozitif aksi halde (-) negatif olmaktadır.

Kavrama doğrusu boyunca dişlilerin deplasmanları:

$$y_2 = r_2 \cdot \theta_2 \quad (3.115)$$

$$y_1 = r_1 \cdot \theta_1 \quad (3.116)$$

Pinyon ve dişlinin arasındaki rölatif deplasman, dinamik iletim hatası olarak ta ifade edilmektedir:

$$x_r = y_1 - y_2 \quad (3.117)$$

$$\dot{x}_r = \dot{y}_1 - \dot{y}_2 \quad (3.118)$$

$$\ddot{x}_r = \ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 \quad (3.119)$$

şeklinde yazılır.

Dişli çarkların dinamik analizinde hesaba katılacak etkili kütleler:

$$m_1 = J_1 / r_{b1}^2 \quad (3.120)$$

$$m_2 = J_2 / r_{b2}^2 \quad (3.121)$$

Diş rijitliği, yay rijitliğine benzer olarak birim deformasyon için gerekli kuvvet miktarı olarak tanımlanmaktadır. Buna göre dişin herhangi bir noktası için rijitlik:

$$k_{1I} = \frac{F}{\delta_{pI}} \quad (3.122)$$

$$k_{2I} = \frac{F}{\delta_{dI}} \quad (3.123)$$

$$k_{1II} = \frac{F}{\delta_{pII}} \quad (3.124)$$

$$k_{2II} = \frac{F}{\delta_{dII}} \quad (3.125)$$

olarak ifade edilebilmektedir.

Birbiriyle karşılıklı es çalisan iki dislinin her hangi kavrama noktasında seri bağlı yaylar gibi düşünülerek esdeğer rijitlikleri:

$$K_I = \frac{k_{1I} \cdot k_{2I}}{k_{1I} + k_{2I}} \quad (3.126)$$

$$K_{II} = \frac{k_{1II} \cdot k_{2II}}{k_{1II} + k_{2II}} \quad (3.127)$$

Bilesik dis profil hataları:

$$e_I = e_{1I} + e_{2I} \quad (3.128)$$

$$e_{II} = e_{1II} + e_{2II} \quad (3.129)$$

Dinamik temas kuvvetleri, dis profil hataları da göz önüne alınarak:

$$F_I = K_I(x_r - e_I) \quad (3.130)$$

$$F_{II} = K_{II}(x_r - e_{II})$$

(3.122)

Sürtünme ifadeleri:

$$S_{1I} = 1 \pm \frac{\mu_I \cdot \rho_{1I}}{r_{b1}} \quad (3.131)$$

$$S_{2I} = 1 \pm \frac{\mu_I \cdot \rho_{2I}}{r_{b2}} \quad (3.132)$$

$$S_{1II} = 1 \pm \frac{\mu_{II} \cdot \rho_{1II}}{r_{b1}} \quad (3.133)$$

$$S_{2II} = 1 \pm \frac{\mu_{II} \cdot \rho_{2II}}{r_{b2}} \quad (3.134)$$

Sonuç olarak daha önce hesaba katılmayan titreşimin sönümü de katıldığında:

$$\ddot{x}_r + 2\omega\xi\dot{x}_r + \omega^2 x_r = \omega^2 x_s \quad (3.135)$$

$$\omega^2 = \frac{K_I(S_{II} \cdot m_2 + S_{2I} \cdot m_1) + K_{II}(S_{III} \cdot m_2 + S_{2II} \cdot m_1)}{m_1 \cdot m_2} \quad (3.136)$$

$$\omega^2 x_s = \frac{(m_2 + m_1)F_D + K_I \cdot e_I(S_{II} \cdot m_2 + S_{2I} \cdot m_1) + K_{II} \cdot e_{II}(S_{III} \cdot m_2 + S_{2II} \cdot m_1)}{m_1 \cdot m_2} \quad (3.137)$$

elde edilir.

Statik iletim hatası x_s ise:

$$x_s = \frac{\omega^2 x_s}{\omega^2} \quad (3.138)$$

Yukarıdaki denklemin çözümünden elde edilecek x_r değerleriyle dinamik yükler hesaplanır.

Bir başka durumda x_r değerinin yan boşluktan büyük olması durumunda dislerin geriden (arka yüzeyden) çarpmasıdır. Bu durum göz önüne alınmamıştır.

Dislerin temasta olmadığı durumda aşağıdaki hareket denklemi kullanılmaktadır.

$$M_e \ddot{x}_r = F_D \quad (3.139)$$

Esdeğer kütle:

$$M_e = \frac{m_1 \cdot m_2}{(m_1 + m_2)} \quad (3.140)$$

3.4.3 Disli Çarklarda İletim Hataları

İletim hatası, döndürülen dislinin bulunduğu pozisyonla, olması gerektiği ideal pozisyonu arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır. Genellikle kavrama doğrusu boyunca lineer sapma olarak ölçülmekte ve hesaplamalarda kullanılmaktadır.

İki dişli çark arasındaki iletim hatasının dişli mekanizmalarında oluşan gürültü ve titreşimin ana sebeplerinden olduğu yapılan çalışmalarla ortaya konmuştur (Smith 1980).

İletim hataları literatürde ölçüm ve hesaplama türüne bağlı olarak farklı şekilde sınıflandırılmaktadır.

Yüksüz iletim hatası, sadece diş üretim hatalarını içermektedir. Test cihazına bağlanan dişli çarklar yüksüz döndürülmektedir.

Yüklü iletim hatası, diş deformasyonlarını ve diş üretim hatalarını birlikte içermektedir. Uygulanan yükün bir fonksiyonudur. Titreşimin incelenmesinde gerçeğe daha yakın olması nedeniyle daha çok tercih edilmektedir.

Yüklü iletim hatası da dinamik analiz çalışmalarında (Özgül ve Houser 1988, Arıkan 1991, Arıkan ve Uyar 1992, Kuang ve Lin 2001, Terauchi ve Hidetaro 1974, Lin ve ark.1998) iki farklı hataya ayrılmıştır.

Statik iletim hatası, düşük hızlardaki iletim hatasıdır. Deneysel ve teorik olarak bulunabilen bu iletim hatası dinamik yüklerin teorik hesabında giriş verisi olarak kullanılmaktadır. Dişli gürültü ve titreşimini tahrik eden önemli nedenlerden biridir.

Dinamik iletim hatası, yüksek hızlarda titreşimi etkileyen iletim hatasıdır. Bu çalışmada da verilen dinamik yük denklemi de incelendiğinde dinamik yüke etkisi görülmektedir. Dişli çark mekanizmalarında titreşim ve gürültüyü azaltma çalışmaları iletim hatasını en aza indirmeyi hedeflemektedir.

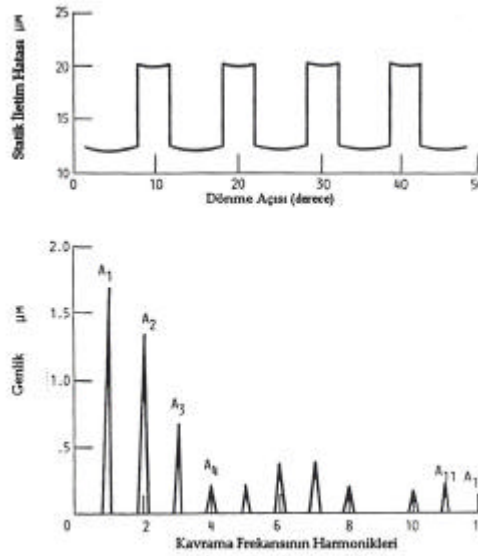
Dişli çark mekanizmalarında dinamik yükün değişiminin belirlenmesi için yapılmış çalışmalarda ve geliştirilen modellerde ana hedef dinamik iletim hatasının belirlenmesidir. Bu çalışmada yukarıda verilen diferansiyel denklemlerinin çözümü ile dinamik iletim hatası belirlenmiş her bir temas noktası için hesaplanmaktadır.

Elde edilen dinamik iletim hatası, diş profil hatalarının yani sıra diş kuvvetine ve kavrama rijitliğine bağlıdır. Bu nedenle, diş kuvveti paylaşımına bağlı olarak tek dişli çifti bölgelerinde iletim hatası çift diş bölgesine göre daha yüksektir.

Dişli çarklarda gürültü ve titreşim tahrihinin önemli bir göstergesi ve nedeni olan statik iletim hatası literatürde frekans spektrum analizi ile verilmektedir (Şekil 3.49). Statik iletim hatalarının frekans spektrum analizi diş kavrama frekansının integral çarpimlarında meydana gelen harmonik bileşenleri göstermektedir (Lin 1993). Harmonik bileşenlerde bulunan statik iletim hatası genlik değerleri farklı dişli çarklar

için karşılaştırılarak mekanizmaların dinamik cevaplarına ve gürültü ve titreşim tahriklerine etkileri incelenmektedir (Lin ve ark. 1993, Tavakoli ve Houser 1986, Kuang ve Lin 2001,2003).

Genellikle Fourier dönüşümü zaman boyutundaki bir sinyalin frekans boyutuna dönüştürülmesi için kullanılmaktadır. Hızlı Fourier dönüşümü de (FFT) ayrık Fourier dönüşümünü (DFT) hesaplamak için, etkin, bilgisayar çözümlerine uygun bir algoritmadır. Bu çalışmada hızlı Fourier dönüşümü, zamana bağlı hesaplanan dişli çark mekanizmalarının statik iletim hatalarının frekans analizi amacıyla Matlab 6.5 programının komutları yardımıyla kullanılmıştır.



Sekil 3.49 Statik iletim hatasının değişimi ve frekans spektrumları (Lin ve ark. 1993)

Kavrama esnasında dişli çarklarda dişlerin birbirini kavradığı ve terk ettiği frekanslar en önemli tahrik frekanslarıdır. Dolayısıyla gürültü ve titreşimin ana nedenleridir.

Dişli çarklar için elde edilen ilk harmonikler genelde çok daha önemlidir. Özellikle ilk harmonik dinamik faktörün değişimi ile paralellik gösterdiği önceki çalışmalarda görülmüştür (Lin ve ark. 1993, Tavakoli ve Houser 1986) Çünkü dişlerin kavramaya giriş ve çıkışları ani olarak rijitlik farkları ve dinamik iletim hataları oluşturmaktadır. Böylece hesaplanan statik iletim hataları dikdörtgen periyodik sinyallere benzeyen şekil almaktadır.

Bu tez çalışmasında, frekans spektrum analizi için örnek periyot olarak dişli çark kavrama sürecinden kavramanın başladığı A kavrama noktası ile tek diş kavrama

bölgesinin sonu olan D kavrama noktası arasındaki kısım alınmıştır. Bu aralık için statik iletim hatası ayırık 512 farklı nokta ile elde edilmiştir. Karşılaştırılan dişli çark mekanizmaları için kavrama frekansının ilk harmonikleri daha etkili olması nedeniyle ilk 20 harmonigi sunulmuştur.

3.4.4 Asimetrik Diş Sahip Düz Dişli Çarkların Dinamik Analizi

Asimetrik dişin dinamik performansını ölçen bazı deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Yoorkie ve Chory (1984) tarafından yapılan çalışmada arka yüzün kavrama açısı ön yüzeyden daha büyük ($\alpha_c=23^\circ/(\alpha_d=20^\circ)$) olan asimetrik profilli diş sahip yüksek kavrama oranlı dişli çarklar planet dişli çark mekanizmasında denenmiştir. Ancak simetrik dişliye göre daha yüksek bir titreşim seviyesi elde edilmiştir.

Kapalevich (2000) tarafından yapılan çalışmada ise büyük kavrama açısının farklı yüzeyde olduğu 2 farklı asimetrik evolvent diş ile bir helisel diş test edilmiştir. Ön yüzeydeki kavrama açısı daha büyük olan asimetrik profilli diş sahip dişli çark titreşim seviyesi olarak oldukça üstün çıkmıştır. Bu üstünlüğün nedeni olarak daha iyi bir yağ filmi oluşması, kavrama açılı için iyi bir seçim ve tek diş kavrama bölgesinin artması nedeniyle kavrama rijitliğinin azalması iddia edilmiştir.

Elde edilen bu deneysel sonuçlar asimetrik profile sahip dişli çarkların dinamik analizini zorunlu kılmaktadır. Bu tez çalışmasında yukarıda açıklanan diş modeline uygun olarak dinamik yüklerin bulunması ve standart düz dişli çarklarla karşılaştırılması hedeflenmiştir. Özellikle kavrama açısının değişiminin dinamik yüke etkisi incelenmiştir.

Asimetrik profilli diş sahip dişlilerden oluşan bir dişli çark çiftinin hareket denklemleri düz dişliler için çıkarıldan farklı değildir. Dinamik yükler açısından aralarındaki fark kavrama oranındaki ve kavrama rijitliğinin değişiminden meydana gelmektedir. Dolayısıyla asimetrik diş sahip dişlilerin dinamik analizini kavrama oranının ve kavrama rijitliğinin etkileri incelenerek yapılmalıdır.

3.4.5 Kavrama Oranının Dinamik Yüke Etkisi

Dişli çark mekanizmalarında kavrama oranı dişlilerin dinamik davranışını etkileyen önemli bir faktördür (Kasuba ve Evans 1981, Kumar ve ark. 1985, Liu ve ark.

1996). Tüm çalışmalara ragmen aralarındaki iliski tamamen açıklanamamıştır (Andersson 2000).

Kavrama oranına bağlı olarak disli çark mekanizmaları literatürde düşük kavrama oranlı (kavrama oranı 1-2 arasında) ve yüksek kavrama oranlı (kavrama oranı 2'den büyük) olarak ikiye ayrılmaktadır (Elkholly 1985, Lee ve ark. 1991, Tsai ve Tsai 1998).

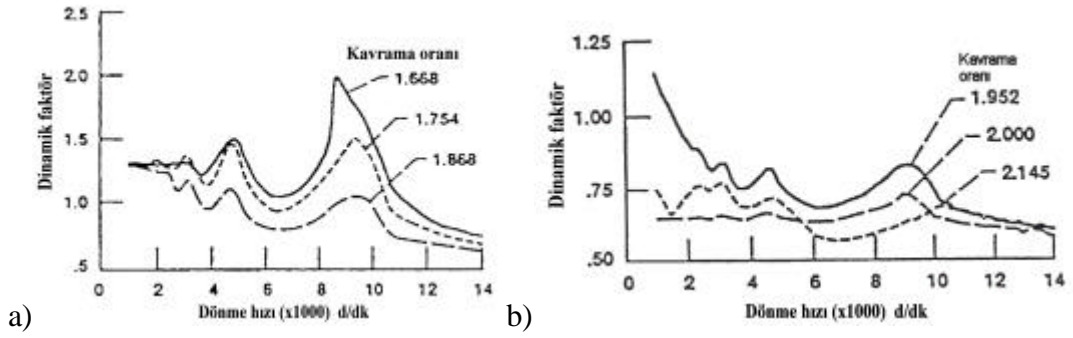
Aynı gücü ileten dislilerin düşük kavrama oranlı olanı, yüksek kavrama oranlı disliye nazaran daha fazla zorlanmaktadır. Çünkü çalışma esnasında düşük kavrama oranla dislide bir veya iki dis, yüksek kavrama oranlı dislide ise iki veya üç dis kavrama halindedir.

Kavrama oranı kavrama açısı, dis basi yüksekliği, taksimat çapının değisimiyle değistirilebilir (Liou ve ark.1996, Andersson 2000). Disli tasarımında bunlar göz önüne alınarak, dis basi yüksekliğinin arttırılması, dis sayısının arttırılması, kavrama açısının azaltılması gibi tasarım yöntemleriyle, yüksek yük tasıma kapasitesine sahip yüksek kavramalı disli çarklar elde edilmektedir.

Kavrama oranı, kavrama açısının arttırılmasıyla azalmaktadır. Kavrama oranını arttırmak için kavrama açısı azaltılırsa dis dibi gerilmesi artmaktadır (Liou ve ark. 1996). Bu dezavantaj yüksek kavrama oranlı dislilerde yük paylasımıyla giderilmektedir.

Yüksek kavrama oranı elde etmek için dis basi yükseltilmesi en çok kullanılan bir yöntemdir (Tsai ve Tsai 1998, Liou ve ark.1996) Ancak dis dibi gerilmesinin artması, dis dibi oyulma dis sayısı sinirinin artması gibi dezavantajlar söz konusudur.

Düşük kavrama oranlı disli mekanizmalarında kavrama oranının artması ile dinamik yük genellikle azalmaktadır. Özellikle 2,00 sinirine yaklaşıması en iyi sonuçları vermektedir. Bu sonuç Şekil 3.50-a 'dan görülebilmektedir (Liou ve ark. 1996). Ancak yüksek kavrama oranlı dislilerde bu iliski daha karmaşıktır. Yüksek kavrama oranlı dislilerin dinamik davranışın ortaya çıkarılması için bir çok çalışma yapılmıştır (Lee ve ark. 1991, Liou ve ark. 1996) (Şekil 3.50-b).



Şekil 3.50 Kavrama oranının dinamik faktöre etkisi (Liou ve ark. 1996)
a) Düşük kavrama oranlı dişli çark mekanizması b) Yüksek kavrama oranlı dişli çark mekanizması

Kavrama oranı diş yükü paylaşımını ve dolayısıyla kavrama rijitliğini etkilemektedir. Düşük kavrama oranlı dişlilerde kavrama rijitliği çift kavrama bölgesinde daha yüksek olduğu görülebilmektedir (Andersson 2000, Lin ve ark. 1988).

Asimetrik dişlilerde ön yüzey kavrama açısının artması ile diş dibi gerilmesi azalırken kavrama oranı düşmektedir. Bu durum asimetrik dişin önemli dezavantajlarından biridir (Kapelevich 2000, Litvin ve ark. 2000, Kapelevich ve Shekhtman 2003, Karpat ve ark. 2004, Çavdar ve ark. 2005).

Bu çalışmada asimetrik dişe sahip dişli çark mekanizmaları için kavrama durumu detaylı olarak incelenmiştir. Kavrama oranının dinamik yüke etkisi asimetrik dişli çarklar için de göz önüne alınarak diş yüksekliği standart dişlilere göre daha yüksek tasarlanmış düşük kavrama oranlı asimetrik dişlerin dinamik davranışı incelenip, standart simetrik dişlilerle karşılaştırılmıştır.

3.4.6 Diş Rijitliğinin Dinamik Yüke Etkisi

Dişli çark mekanizmalarında periyodik olarak değişen kavrama rijitliği titreşimin ana kaynağıdır. (Kasuba ve Evans 1981, Lin ve ark. 1988, Liou ve ark. 1996)

Kavrama rijitliği, diş yükü, yük paylaşımı, diş hataları, profil modifikasyonları diş deformasyonları ve temas noktalarının pozisyonu gibi birçok faktör tarafından etkilenmektedir (Kasuba ve Evans 1981).

Kavrama rijitliği, kavrama doğrusu boyunca temas noktalarının farklı pozisyonları nedeniyle değişmektedir, yani, zamana bağlıdır. Dinamik yük ifadesine de bakıldığında dinamik yükü doğrudan etkileyen bir parametredir.

Dinamik yükün elde edilebilmesi için kavrama rijitliği tüm temas noktaları için ayrı ayrı belirlenmek zorundadır. Bu konuda yapılan çalışmalarda rijitliğin elde edilebilmesi için farklı metotlar kullanılmıştır. Dis profili üniform olmayan ankastre kirise benzetilerek oluşturulan modellerden başlayan bu çalışmalar, sonlu elemanlar modelini kullanan çalışmalara kadar uzanmaktadır. Bu çalışmalar sonucunda çok sayıda deformasyon ve rijitlik ifadeleri sunulmuştur. Ancak bu ifadelerin tamamı simetrik disli çarklar için geliştirilmiştir. Asimetrik dis profili için rijitliklerin ayrı ayrı hesaplanması gerekmektedir. Bu tez çalışmasında, geliştirilen sonlu elemanlar modeli ve hazırlanan bilgisayar programı sayesinde dis rijitlikleri elde edilmektedir.

3.4.7 Dis Rijitliğinin Elde Edilmesi

Disin deformasyonu kavrama doğrusu boyunca temas noktalarının her noktasında hesaplanmalıdır. Yapılan çalışmalarda disin toplam deformasyonun aşağıdaki bileşenlerden oluştuğu varsayılmaktadır:

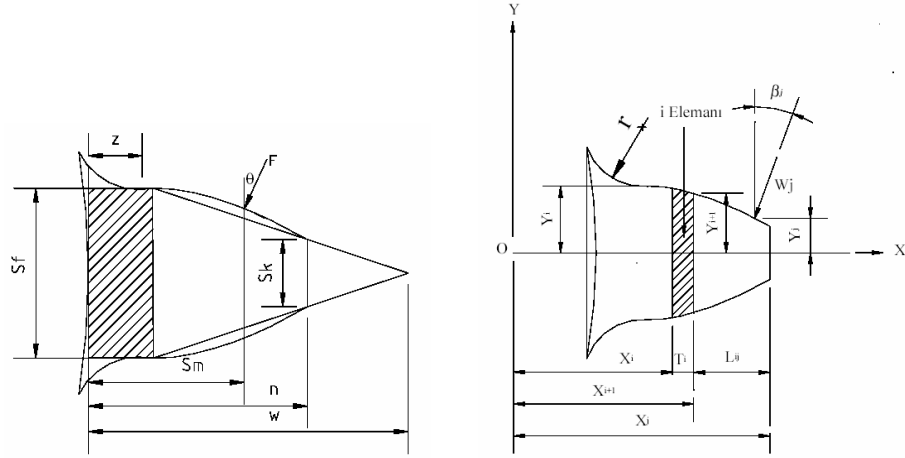
- 1- Dis, eğilme momenti ve kayma kuvvetleri ile ankastre kiris gibi deforme olur.
- 2- Dis, dis dibinde rijit bir cisim gibi döner.
- 3- Birbirini kavrayan iki disin temas eden bölgelerinde hertz deformasyonu olduğu kabul edilen deformasyon oluşur.

Dinamik yüklerin elde edilebilmesi için dis deformasyonlarının belirlenmesi çok önemlidir. Dis rijitliklerinin belirlenmesi amacıyla farklı metotlar geliştirildi. Bu metotlar analitik, sonlu elemanlar ve deneysel metotlar olarak üç ana kısma ayrılabilir (Arafa ve Megahed 1999)

1938'den beri süre gelen dis rijitliğinin hesaplanması çalışmaları başlangıçta deneysel çalışmalarla yapılan deformasyon çalışmaları, üniform olmayan ankastre kirise benzetilmesi sonucu ortaya çıkarılan modeller geliştirilmiştir (Şekil 3.51). Sonlu elemanlar metodunun yaygın olarak kullanılması sonucu da dis deformasyon analizleri gerçekleştirilmiştir. Tüm bu çalışmalarının amacı tüm disliler için genel deformasyon ifadelerinin çıkarılmasıdır.

Cornell (1981) tarafından nonlineer ankastre kiris dis modelinde türetilen ifadeler ve Kuang ve Yang 1989 tarafından sadece sonlu elemanlar metoduna

dayandırılarak Hertz deformasyonunu hesaba katmayan türetilmiş deformasyon ifadeleri yaygın olarak kullanılmaktadır.



Sekil 3.51 Disli deformasyonlarının hesaplanması için geliştirilen disli modelleri (Orhan 2001)

Dis rijitliğinin ve kavrama rijitliğinin bulunması için günümüze kadar çıkarılan tüm ifadeler simetrik dis profilleri için elde edilmiştir. Asimetrik dislerin dis deformasyon analizlerinde bu ifadeler kullanılamaz.

Sonlu elemanlar metoduna dayandırılan dis dinamiği ve dis deformasyon çalışmaları Hertz deformasyonlarının tüm etkisini içermemektedir. Hertz deformasyonun tüm dis deformasyonun %25'i kadarı olduğunu gösteren Coy ve Chao (1982) tarafından yapılan çalışma sonucunda Hertz deformasyonunu da içeren sonlu elemanlar modeli için gerekli eleman boyutunu seçmeye yarayan ifadeler çıkarılmıştır (Coy ve Chao 1982, Muthukumar ve Raghavan 1987).

$$0,9 \leq \frac{c_e}{e_e} \leq 3 \text{ için}$$

$$\frac{e}{b} = -0,2 \left(\frac{c_e}{e_e} \right) + 1,2 \quad (3.141)$$

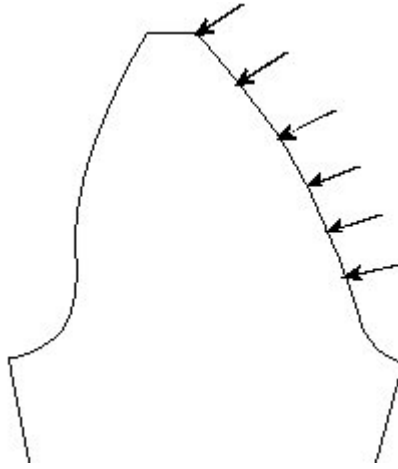
c_e eleman uzunluğu, e_e eleman genişliği ve b hertz temas genişliğidir. Hertz temas genişliği:

$$b_H = 2,15 \sqrt{\frac{p \cdot \left(\frac{2 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \right)}{E_e}} \quad (3.142)$$

p birim uzunluğa düşen yük, E_e elastite modülü ve ρ eğrilik yarıçapıdır.

Bu tez çalışmasında gerekli asimetrik dişler için deformasyon analizleri sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilmektedir. Daha önceki bölümde aktarılan program ve geliştirilen model sayesinde asimetrik dişler için Ansys 8.0' da deformasyon analizi gerçekleştirilmektedir.

Bu analizde girilen parametrelere göre diş modellenmekte ve elemanlara ayrılıp sınır şartları belirlendikten sonra noktaya indirgenmiş sabit kuvvet uygulanmaktadır. Çözümün ardından kuvvet doğrultusundaki deformasyon değerleri sonuç dosyasına yazdırılıp okunmaktadır. Kuvvet diş profilinin kavrama hareketinde birbirini takip eden 5 farklı noktadan uygulanmaktadır (Şekil 3.52).



Şekil 3.52 Diş rijitliği için birim kuvvetin uygulanması

Pinyon ve büyük dişli için ayrı ayrı elde edilen sonuçlar Microsoft Excel programına aktarılarak dişlerin tek diş deformasyon ve rijitlik eğrileri elde edilmektedir. Elde edilmiş bu eğrilere ait 2. dereceden ve diş profilindeki temas noktalarının yarı çaplarına bağlı olarak yaklaşık denklemler bulunmaktadır. Bu rijitlik denklemleri geliştirilen dinamik analiz programında kullanılmasıyla asimetrik profilli dişlilere sahip dişli çarkların dinamik yükleri de hesaplanmış olmaktadır.

Bu çalışmada diş rijitliğini dolayısıyla kavrama rijitliğini bulmak için geliştirilen yöntemle bulunan sonuçlar, Kuang ve Yang (1992) tarafından sonlu elemanlar yöntemine dayanan bir yöntemle çıkarılan ve başka araştırmacılar tarafından fazlaca kullanılan denklemlerle bulunan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Kuang ve Yang (1992) tarafından çıkarılan ampirik ifadeler aşağıda sunulmuştur.

$$K_p(r) = ((A_0 + A_1 \cdot x_1) + (A_2 + A_3 x_1) \frac{r - r_1}{(1 + x_1) \cdot m_n}) \cdot b_1 \quad (3.143)$$

$$K_d(r) = ((A_0 + A_1 \cdot x_2) + (A_2 + A_3 \cdot x_2) \frac{r - r_2}{(1 + x_2) \cdot m_n}) \cdot b_2 \quad (3.144)$$

$$A_0 = 3,867 + 1,612 \cdot z - 0,02916 \cdot z^2 + 0,0001553 \cdot z^3 \quad (3.145)$$

$$A_1 = 17,060 + 0,72896 \cdot z - 0,01728 \cdot z^2 + 0,00009993 \cdot z^3 \quad (3.146)$$

$$A_2 = 2,637 - 1,222 \cdot z + 0,02217 \cdot z^2 - 0,0001179 \cdot z^3 \quad (3.147)$$

$$A_3 = -6,330 - 1,033 \cdot z + 0,02068 \cdot z^2 - 0,0001130 \cdot z^3 \quad (3.148)$$

3.4.8 Sürtünme Katsayısının Tespiti ve Dinamik Yüke Etkisi

Disler arasındaki sürtünme disli mekanizmalarında titreşim ve gürültünün önemli kaynaklarından biridir. Eğrilik yarıçapı ve kayma hızı gibi tribolojik parametreler tüm dis profili boyunca değiştiğinden elastohidrodinamik koşullar altında sürtünme katsayısı yüzey hızlarının, eğrilik yarı çaplarının ve normal temas kuvvetinin bir fonksiyonudur. Bu nedenle sürtünme katsayısında kavrama boyunca önemli değişimler gerçekleşmektedir (Vaishya ve Singh 2003).

Hareket denklemleri incelendiğinde sürtünme kuvvetleri ve moment ifadeleri görülebilmektedir. Bu kuvvet ve momentler birbirini kavrayan disler arasındaki kayma sebebiyle meydana gelmektedir (Lin ve ark. 1988).

Sürtünme kuvvetinin yönü kayma hızı yönünün tersi yönünde ve kavrama doğrusuna her zaman dik olmalıdır (Yang ve Lin 1987).

Sürtünme katsayısının belirlenmesi için üzerinde anlaşılan kesin bir ifade olmamasına karşın birkaç araştırmacının sürtünme katsayısı ifadeleri çok sayıda çalışmada kullanılmıştır. Bunlardan biri Buckingham tarafından tavsiye edilen

$$\mu = 0,05e^{-0,125 \cdot V_s} + 0,002 \cdot \sqrt{V_s} \quad (3.149)$$

ifadesidir. Burada V_s temas noktalarındaki kayma hızı olup birimi inç/sn olarak kullanılmaktadır (Lin ve ark. 1988, Yoon ve Rao 1996, Lee ve ark. 1991).

Bir diğeri ise yuvarlanma eğrilerini hesaba katan ve bir çok dinamik analiz çalışmasında kullanılan (Terauchi ve Hidetaro 1974, Arikian 1991) sürtünme katsayısı ifadesi :

$$\mu = \frac{18.1}{v^{0.15} \left(\frac{v_2 + v_1}{|v_2 - v_1|} \right)^{0.15} (|v_2 - v_1|)^{0.5} \left(\frac{\rho_2 \cdot \rho_1}{\rho_2 + \rho_1} \right)^{0.5}} \quad (3.150)$$

biçimindedir. v yağın viskozitesi birimi cst'dir. Pin yon ve dislinin kayma hızlarının birimi mm/sn'dir. Bu çalışmada da sürtünme katsayısının tayini için deneysel sonuçlara yakın değerler veren bu ifade kullanılmıştır.

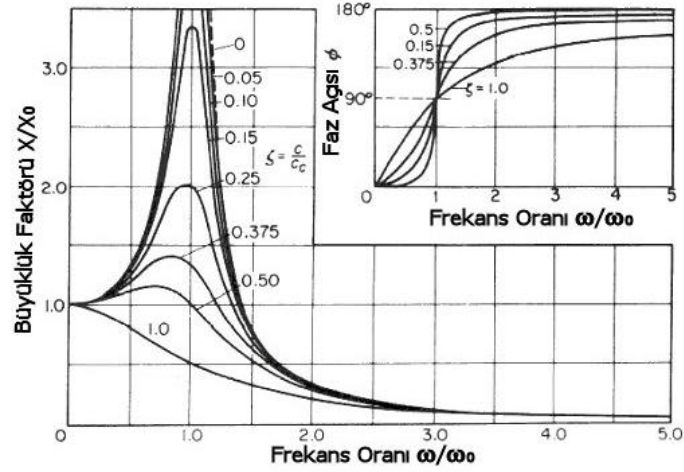
Sürtünme katsayısı birbiri üzerinde yuvarlanan metal silindireler için Dowson ve Higginson (1966) tarafından 0.02-0.08 değerleri arasında kalması gerektiğini ve farklı ifadelerde hesaplanan sürtünme katsayısının değeri bu değerlerin dışına çıkılıyorsa bu aralıkta kabul yapmak gerekmektedir.

3.4.9 Sönüm Oranının Tespiti ve Dinamik Yüke Etkisi

Sönüm kuvveti de disli çarkın hareket denkleminde bir diğer bilinmeyendir. İki elastik cisimden biri diğerine çarptığında elastik yer değiştirme enerjisinin çoğu geri iade edilirken, bir kısmı moleküller arası sürtünme ile ısıya dönüşmektedir. Bu enerji kaybı çarpışma süresince bir sönümlenme etkisi olarak göz önüne alınabilir.

Sönüm oranı (ξ), disli malzemesine, yağ filmine bağlıdır (Kuang 2001, Yoon ve Rao 1996). Yapılan deneysel ölçümler sönüm oranının 0,03-0,17 arasında olduğunu göstermiştir (Kasuba ve Evans 1981, Wang ve Cheng 1981, Lin ve ark. 1988). Literatürdeki çoğu çalışmada bu sönüm oranı 0,03-0,2 arasında kullanılmaktadır. Bu çalışmada Arıkan 1991, Kuang ve Lin 2001 tarafından kullanıldığı gibi sönüm katsayısı 0,17 olarak kullanılmıştır.

Dinamik analiz için kullanılan çoğu dis modeli zorlanmış sönümlü titreşim modelidir. Bu modelde sönüm oranının etkisi çalışma dönme hızının rezonans frekansına yakın olduğu yerlerde dis kuvvetine etkisi büyüktür (Şekil 3.53). Diğer yerlerde ise kuvvete etkisi oldukça azdır (Wang ve Cheng 1981).



Sekil 3.53 Sönümlü zorlanmış titreşim için statik deplasman ile dinamik deplasman arasındaki oranın değişimi (Timeshanko ve ark.1974)

3.4.10 Dis Profil Hatalarının Dinamik Yüke Etkisi

Üretimden kaynaklanan dis profil hataları iletim hatalarının nedenlerinden biridir. Profil hatasının sıfır olduğu kusursuz dişli ancak teoride gerçekleşmektedir. Evolvent profilden sapmalar, dis boşluğu, taksimat hataları gibi dis profil hataları ayrı ayrı ya da toplam olarak çeşitli ölçüm cihazları ile belirlenebilmektedir. Dişli dinamiği çalışmalarında genellikle toplam bileşik hata dikkate alınmaktadır. Dinamik yüklerin teorik hesabında her bir temas noktası için dis hatalarının bilinmesi gereklidir. Literatürde daha önceden yapılan ölçümlerin gösterdiği doğrultuda profil hatası sinüs eğrisi şeklinde farz edilmektedir. Bu çalışmada genelde üretim hatalarının sıfır olduğu dişli çarklar örnek alınmıştır. Sadece profil hatalarının dinamik yüke etkilerinin gösterilmesi amacıyla profil hataları göz önüne alınmıştır.

Dinamik iletim hatası ile aralarındaki ilişki hareketin devamlılığı hakkında bilgi vermektedir.

$x_r > e_I, x_r > e_{II}$	ise iki diş çifti temastadır.
$x_r \leq e_I, x_r \leq e_{II}$	ise dişler birbirinden ayrılmıştır.
$e_I < x_r \leq e_{II}$	ise tek dişli çifti temastadır.
$e_I < x_r \leq e_{II}$	ise tek dişli çifti temastadır.

AGMA ve DIN tarafından dişli kalitelerine bağlı olarak izin verilebilecek diş hataları standartlarda sunulmaktadır. Bu çalışmada yapılan analizlerde asimetric diş profilindeki hata ile simetric profildeki hata karşılaştırabilmek amacıyla eşit alınmıştır.

3.4.11 Hareket Denkleminin Nümerik Çözümü

Disli çarkların çalışması esnasında, temas noktasına bağlı olarak dis rijitliğinin, sürtünme katsayısının, dis hatasının değişmesi nedeniyle hareket denklemi nonlineer olmaktadır ve analitik çözümü zordur. Bu tez çalışmasında, hareket denkleminin çözümü için Ichimaru ve Hirono (1974) tarafından çıkarılan, Arikan (1991), Kuang ve Lin (2001) tarafından kullanılan quassi lineer iterasyon yöntemi kullanılmıştır.

Denklemin lineerleştirilmesi için dislerin birbirlerini kavramaya başladığı A noktası ve teke tek dis temas bölgesinin sonuna kadar geçen zaman bir periyot olarak tanımlanmıştır. Bu periyot n nokta ile n-1 aralığına bölünmektedir. Her bir aralık boyunca bu değerlerin sabit kaldığı kabul edilmiştir. Sonuçta elde edilen n nokta için rijitlik, sürtünme katsayısı ve profil hatası değerleri bulunmaktadır. Bir önceki noktanın x_i değerleri bir sonraki noktanın bulunması için kullanılmaktadır. Bu amaçla Ichimaru tarafından sönümü titreşim denkleminin genel çözümünden çıkarılmış aşağıdaki bağıntılar kullanılmaktadır.

$$X_i = x_i - x_{si} + \frac{2\xi}{\omega} \frac{x_{si+1} - x_{si}}{\Delta t} \quad (3.151)$$

$$V_i = v_i - \frac{x_{si+1} - x_{si}}{\Delta t} \quad (3.152)$$

$$\Delta t = T_z / n \quad (3.153)$$

Kavrama frekansı:

$$f_z = (z_2 \cdot n_2) / 60 \quad (3.154)$$

Kavrama periyodu:

$$T_z = 1 / f_z \quad (3.155)$$

$$X_{i+1} = e^{-\omega\xi\Delta t} \left[X_i \cos(\sqrt{1-\xi^2} \omega\Delta t) + \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2} \omega} (V_i + \omega \xi X_i) \sin(\sqrt{1-\xi^2} \omega \Delta t) \right] \quad (3.156)$$

$$V_{i+1} = e^{-\omega\xi\Delta t} \left[V_i \cos(\sqrt{1-\xi^2} \omega \Delta t) - \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \left(V_i + \frac{\omega}{\xi} X_i \right) \sin(\sqrt{1-\xi^2} \omega \Delta t) \right] \quad (3.157)$$

$$x_{i+1} = X_{i+1} + x_{si+1} - \frac{2\xi}{\omega} \frac{x_{si+1} - x_{si}}{\Delta t} \quad (3.158)$$

$$v_{i+1} = V_{i+1} + \frac{x_{si+1} - x_{si}}{\Delta t} \quad (3.159)$$

Disler arasında kavrama esnasında ayrılma söz konusu olduğunda ise şu bağıntılar kullanılmaktadır.

$$x_{i+1} = \frac{F_D}{2M} \Delta t^2 + v_i \Delta t + x_i \quad (3.160)$$

$$v_{i+1} = \frac{F_D}{M} \Delta t + v_i \quad (3.161)$$

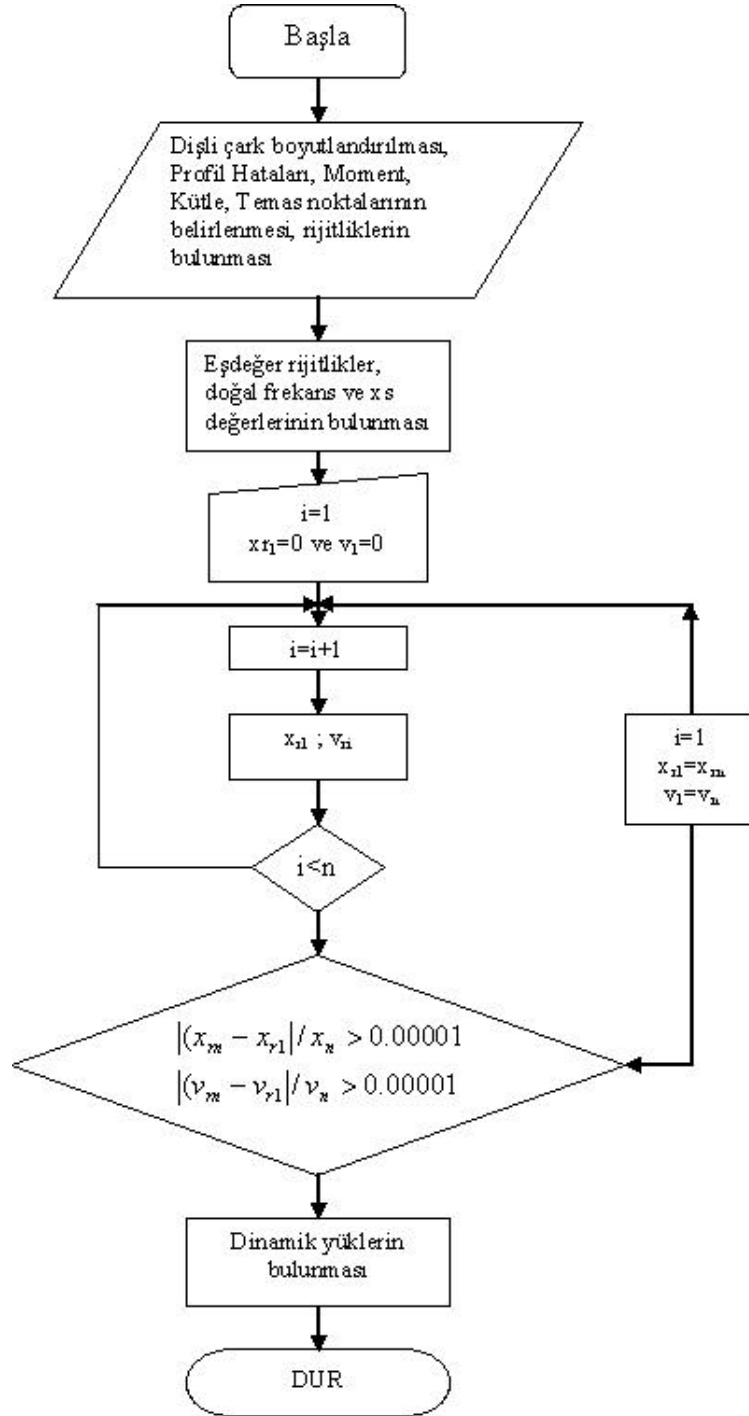
En son nokta (n.) ile ilk nokta arasındaki değerler birbirleriyle karşılaştırılır. Eğer değerler arasındaki fark çok çok küçük ise her nokta için elde edilen x değerleri dinamik yüklerin bulunmasında kullanılmaktadır.

$$|(x_m - x_{r1}) / x_n > 0,00001 \quad (3.162)$$

$$|(v_m - v_{r1}) / v_n > 0,00001 \quad (3.163)$$

Eğer aralarındaki fark istenilen küçüklükte değilse son noktada elde edilen değerler başlangıç değerleri olarak kabul edilip işlemler tekrar edilmektedir.

Dinamik yüklerin temas noktalarına ve zaman bağlı olarak bulunabilmesi bu iteratif yöntemi içeren akis seması Şekil 3.54'de sunulan bir bilgisayar programı Matlab 6.5 programlama dili kullanılarak hazırlandı. Programda bir kavrama periyodu 199 esit aralığa bölünerek çözümler elde edilmektedir. Program sayesinde asimetrik disli çarkların dinamik analizi farklı parametrelerin incelenmesiyle gerçekleştirilmiştir.



Sekil 3.54 Dinamik analiz için geliştirilen programın akış seması

4. ARASTIRMA SONUÇLARI

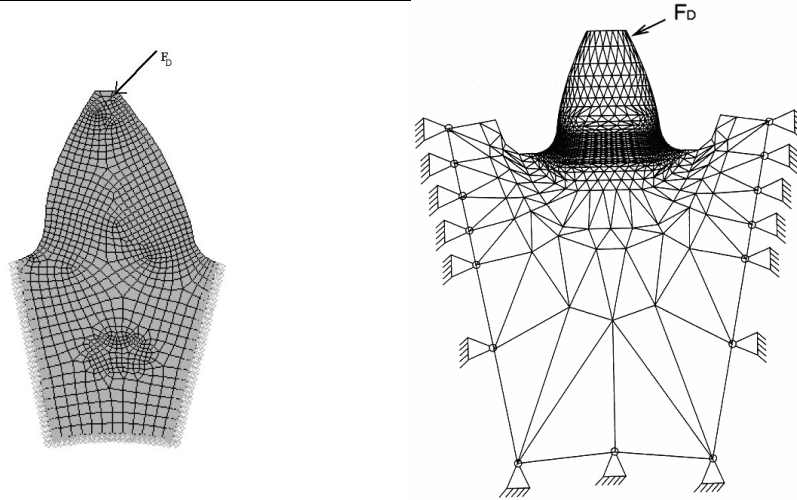
4.1 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarkların Dis Dibi Gerilmelerinin Belirlenmesi

Disli çark mekanizmaları için dis dibi gerilmeleri, yan yüzey gerilmeleri ve deformasyon miktarları için sonlu elemanlar metodu gelişen bilgisayar sistemleri ve programcılığı sayesinde en önemli araç olmuştur.

Asimetrik profilli dislere sahip düz disli çarkların gerilme ve deformasyon analizlerini gerçekleştirmek için sonlu elemanlar analizi için iki boyutlu dis modeli geliştirilmiştir (Şekil 4.1-a). Bu model önceki kısımda anlatılan yöntem kullanılarak elde edilmiştir. Bu modelin doğruluğunu kanıtlamak için Deng ve Nakanishi (2000) tarafından farklı bir dis modeli ile yapılmış analiz aynı parametreler ile tekrarlandı (Şekil 4.1-b). Deng ve Nakanishi (2000) tarafından yapılan analiz modülü 2 mm, dis sayısı 34 ve kesici takım radyusu 0,6 mm olan bir düz disli çark simetrik $\alpha=20^\circ$ ve asimetrik dis profili $\alpha_d=20^\circ / \alpha_c=30^\circ$ için gerçekleştirilmiştir. Maksimum dis dibi gerilmesi asimetrik profilli disle sahip disli çark için % 16 daha az bulundu. Bu tez için geliştirilen dis modelinin kullanıldığı analizde de yaklaşık % 16'lık fark elde edilmiştir (Tablo 4.1).

Tablo 4.1 Dis basından uygulanan kuvvet sonucu elde edilen maksimum gerilmeler ($F_D=25 \text{ N/mm}$)

Kavrama Açılıları α_c / α_d	$20^\circ/20^\circ$	$30^\circ/20^\circ$
Maksimum dis dibi gerilmesi	50,25 N/mm ²	42,95 N/mm ²



Şekil 4.1 FEM modelleri a) tezde geliştirilen 2 boyutlu dis modeli b) Deng ve Nakanishi (2000) tarafından geliştirilen 2 boyutlu dis modeli

4.2 Ön Yüzey Kavrama Açısının Değişiminin Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarkların Dis Dibi Gerilmelerine Etkisi

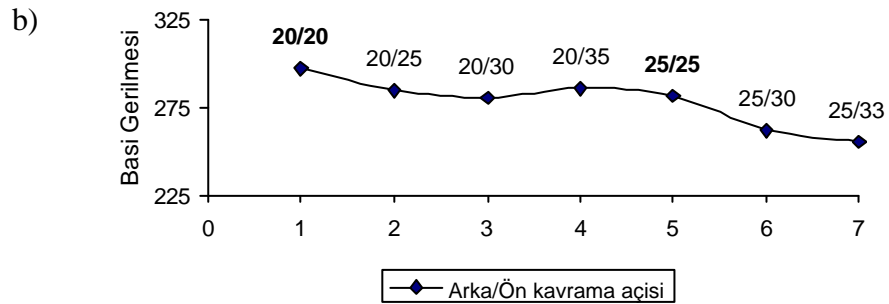
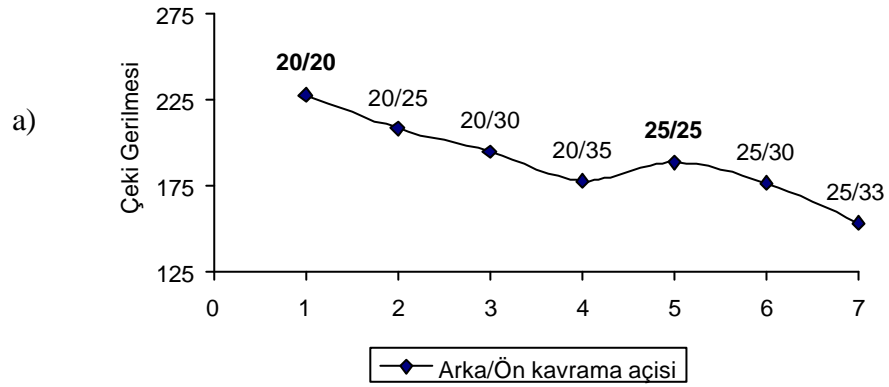
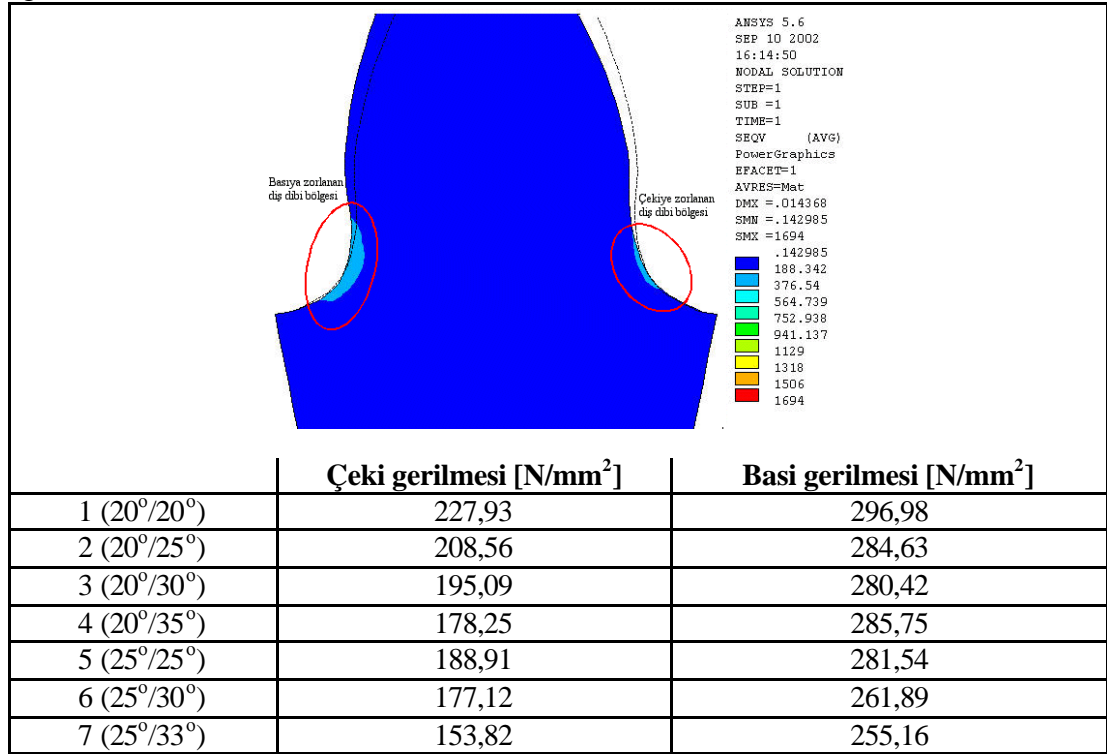
Daha önce de belirtildiği gibi bu tez çalışmasında ön yüzeydeki (çalışan yüzeydeki) kavrama açısının arka yüzeye göre daha büyük olduğu asimetrik profilli dislere sahip düz disli çarklar incelenmiştir. Kavrama açısının dis dibi mukavemetini etkileyen en önemli parametre olduğu bilinmektedir. Değişen kavrama açısıyla oluşturulan farklı asimetrik profilli dislere sahip disli çark varyasyonlarının dis dibi gerilmeleri, kavrama açısının etkisini inceleyebilmek amacıyla sonlu elemanlar analizi ile belirlenmiştir. Bu analizde kullanılan örnek disli çark mekanizmalarının özellikleri Tablo 4.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2 Analizlerde kullanılan örnek disli çarkların özellikleri

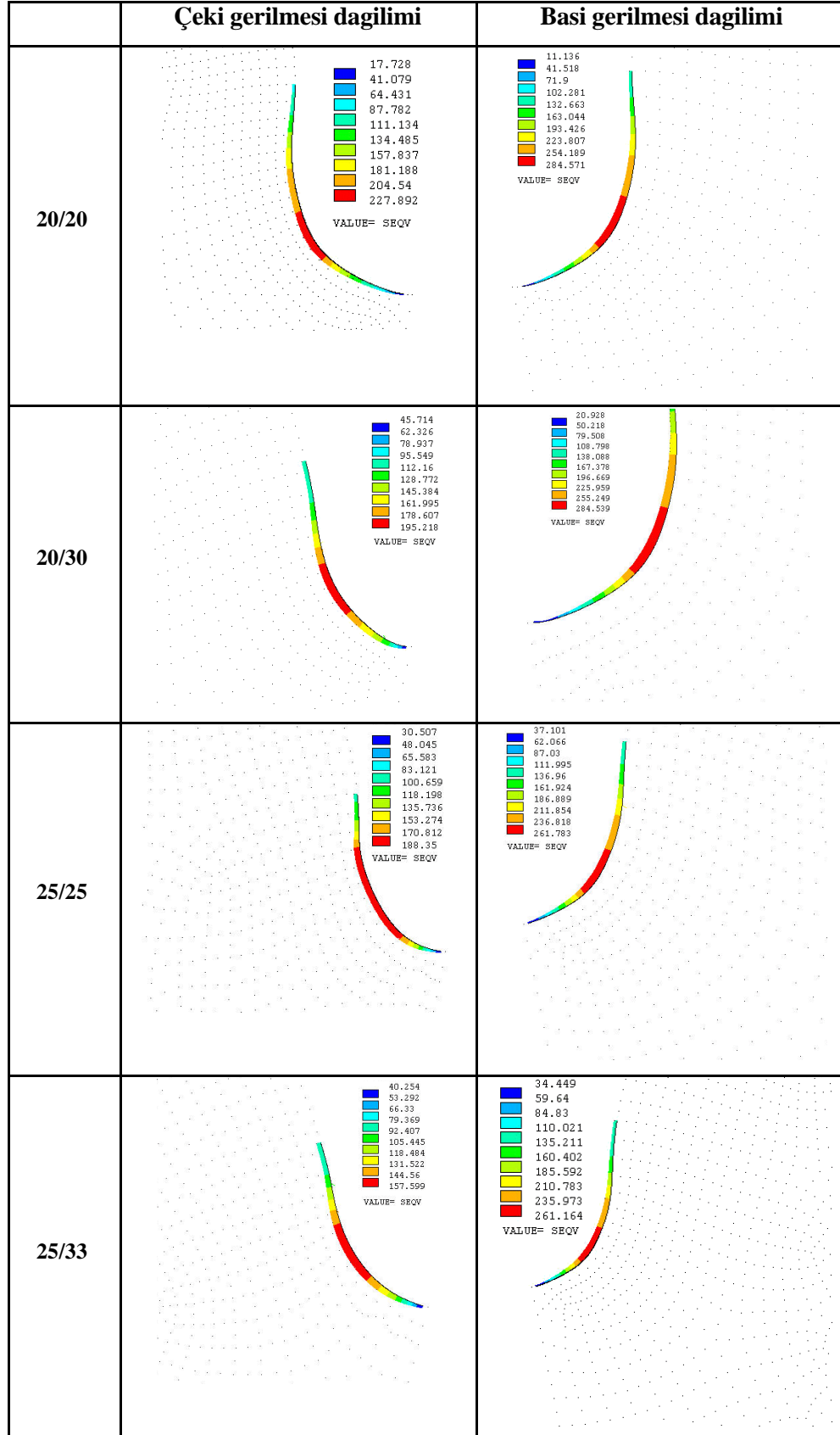
	1	2	3	4	5	6	7
İletilen Güç [kW]	18						
Giris devir sayısı [d/d]	1000						
Pinyon							
Dis sayısı	16	16	16	16	16	16	16
Arka yüzeydeki kavrama açısı [°]	20	20	20	20	25	25	25
Temas yüzeyindeki kavrama açısı [°]	20	25	30	35	25	30	33
Taksimat dairesi yarıçapı [mm]	28	28	28	28	28	28	28
Dis basi dairesi yarıçapı [mm]	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5
Profil Kaydırma oranı	0	0	0	0	0	0	0
Dis Genişliği [mm]	35	35	35	35	35	35	35
Dis dibin radyusu [mm]	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
Disli							
Dis sayısı	57	57	57	57	57	57	57
Arka yüzeydeki kavrama açısı [°]	20	20	20	20	25	25	25
Temas yüzeyindeki kavrama açısı [°]	20	25	30	35	25	30	33
Taksimat dairesi yarıçapı [mm]	99,75	99,75	99,75	99,75	99,75	99,75	99,75
Dis basi dairesi yarıçapı [mm]	103,25	103,25	103,25	103,25	103,25	103,25	103,25
Profil Kaydırma oranı	0	0	0	0	0	0	0
Dis Genişliği [mm]	35	35	35	35	35	35	35

Analizlerde istenen gücü iletecek ancak kavrama açısının değişimi ile değişen disli kuvveti (F_D) dis basından uygulanmıştır. Tablo 4.3 ve Şekil 4.2.’de sonlu elemanlar metodu ile elde edilen dis dibinde oluşan maksimum çeki ve basi gerilmesi değerleri sunulmuştur. Disli kuvvetlerinin uygulanmasıyla dis dibi bölgesinde oluşan ‘Von Misses’ gerilmelerinin dağılımı Şekil 4.3’te gösterilmiştir. Çeki gerilmesinin maksimum olduğu düğüm noktasının koordinatları da Tablo 4.3’te verilmiştir.

Tablo 4.3 Simetrik ve asimetric dise sahip düz disli çarklarda dis dibi gerilmesi degerleri



Sekil 4.2. Dis dibinde olusan maksimum 'Von Misses' gerilme degerlerinin kavrama açisina göre degisimi a) Çeki gerilmesi b) Basi gerilmesi [N/mm²]



Şekil 4.3 Analiz edilen dişli çarklarda diş dibi bölgesinde Von Mises gerilmelerinin dağılımı

Tablo 4.4. Maksimum gerilmenin olustugu düğüm noktasinin koordinatlari

a_c/a_d	X	Y
20°/20°	3,195	24,194
20°/25°	3,524	24,026
20°/30°	3,865	24,104
20°/35°	4,365	23,851

Sekil 4.3 ve Tablo 4.4' te sunulan sonuçlar incelendiginde asimetrik profilli dise sahip düz disli çarklarda ön yüzeydeki kavrama açisinin artmasi ile maksimum gerilmenin konumunun dis tabanina dogru indigi görülmektedir. Maksimum gerilmenin daha mukavim olan dis dibi bölgesine kaymasi yorulma kirilmalari açısından asimetrik profilli dislere sahip düz disli çarkların olumlu sonuçlarından biridir (Deng ve Nakanishi 2000).

4.3 Ön Yüzey Kavrama Açisinin Asimetrik Profilli Dise Sahip Düz Disli Çarkların Dis Yan Yüzey Gerilmelerine Etkisi

Asimetrik profilli dislere sahip disli çarkların ortaya çıkarılmasının amacı öncelikle sertleştirilmiş disli çarkların dis dibi mukavemetinin artırılması olduğu için bu çalışmada ağırlık dis dibi mukavemetinin incelenmesine verilmiştir. Buna rağmen yapılan önceki çalışmalarda (Kapelevich 2000, Litvin 2001) yan yüzey mukavemeti açısından da iyileşmeler elde edilmiştir. Bunun teorik olarak düşünüldüğünde ilk akla gelen sebebi kavrama açisinin artmasına bağlı olarak birbiri üzerinde yuvarlanan yan yüzeylerde eğrilik yarıçaplarının artmalarıdır.

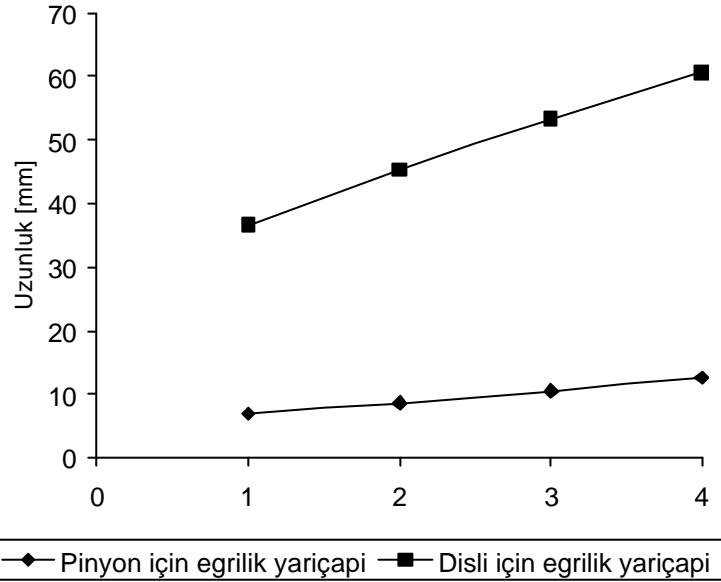
Bu değişimleri inceleyebilmek amacıyla analizde kullanılan örnek disli mekanizmaları için maksimum gerilmenin olustugu B yuvarlanma noktası için eğrilik yarıçapları ve yan yüzey gerilmeleri hesaplanmıştır. Yan yüzey gerilmeleri Hertz teorisine dayanan ve önceki bölümde sunulan bağıntılar yardımıyla bulunmuştur. Hesaplanan sonuçlar Sekil 4.5-4.6 ve Tablo 4.5'de sunulmuştur.

Sonuçlar incelendiginde simetrik profilli ($\alpha = 20^\circ$) dise sahip düz disli çark ile asimetrik profilli dislere sahip düz disli çarkin yan yüzey gerilmeleri arasında eğrilik yarıçapına bağlı olarak yaklaşık %20'lik fark hesaplanmıştır. Gerilme değerlerinin

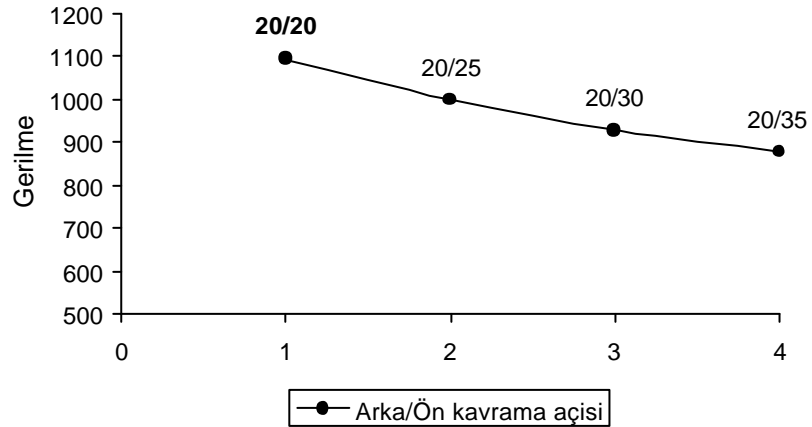
hesaplanmasında çelik malzeme için büzülme sayısı $\nu=0,3$ ve elastite modülü $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ olarak kullanılmıştır.

Tablo 4.5 Ön yüzey kavrama açısının değişiminin eğrilik yarıçapı ve yan yüzey gerilmesine etkisi

	r_1 [mm]	r_2 [mm]	Maksimum Yüzey Basıncı [N/mm ²]	Değişim [%]
1	6,98691	36,70616	1093,5	100
2	8,696813	45,29267	998,7	91,33
3	10,58352	53,29148	928,7	84,93
4	12,58411	60,69028	878,9	80,38



Sekil 4.4 B kavrama noktasında eğrilik yarıçaplarının değişimi



Sekil 4.5 Yan yüzey gerilmelerinin ön yüzey kavrama açısına bağlı değişimi [N/mm²]

4.4 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarklardan Oluşan Mekanizmalarda Kavrama Oranının Değişimi

Asimetrik dise sahip disli çarklarda ön yüzeydeki profilin kavrama açısının artmasıyla birlikte, kavrama uzunluğu kısalmakta dolayısıyla mekanizmanın kavrama oranı azalmaktadır. Kavrama uzunluğunun kılması, Tablo 4.6' da sunulan hesaplama sonuçları ile ayrıntılı olarak görülmektedir. Kavrama açısının artmasıyla kavrama uzunluğu kısalırken tek dis çifti temas bölgesi \overline{BD} uzunluğu artmakta ve tek dis çifti temas bölgesinin en yüksek noktası D dis basına yaklaşmaktadır. Bu durum, dis basında kırılmalara neden olabileceğinden kavrama açısının seçiminde ve dis basına uygulanabilecek özel işlemlerin (dis bası daraltması ve dis bası kısaltılması vb.) belirlenmesi öncesinde mutlaka tasarımcılar tarafından göz önünde bulundurulmalıdır.

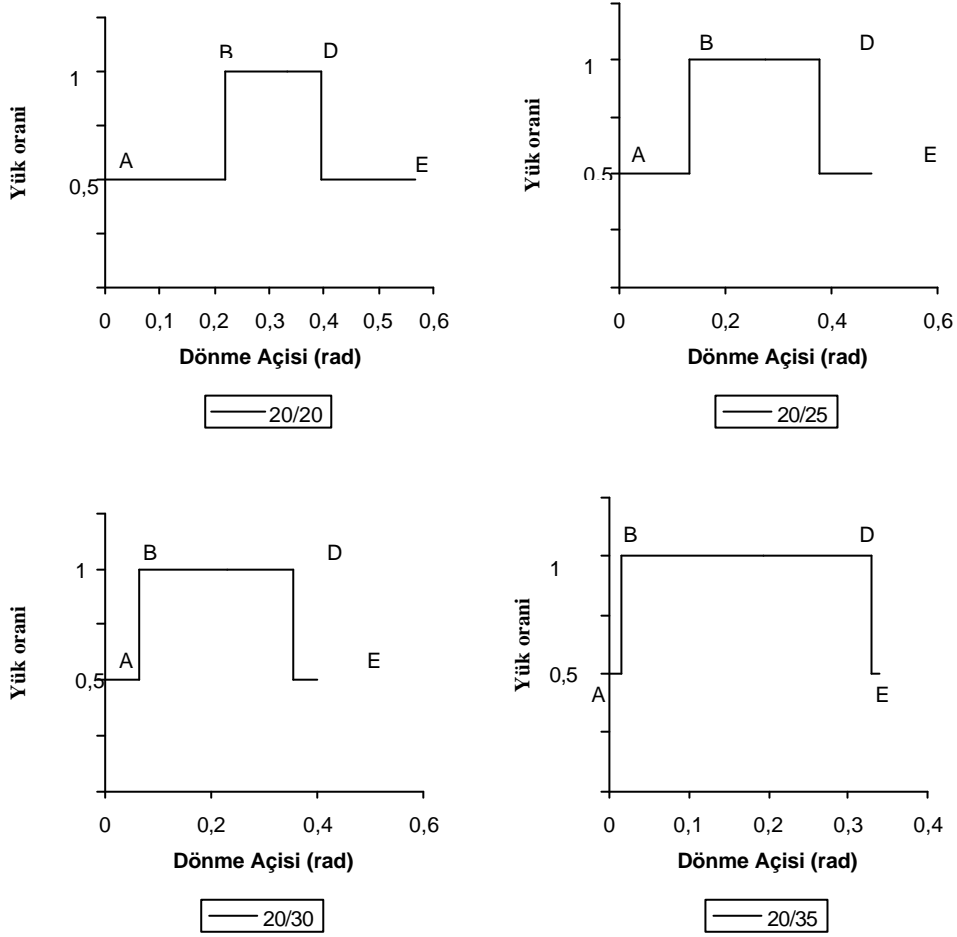
Tablo 4.6 Kavrama açısına bağlı olarak kavrama uzunluğunun değişimi

	\overline{AB}	\overline{BD}	\overline{DE}	g
1	6,588596	3,743864	6,588596	16,92106
2	4,583605	5,381769	4,583605	14,54898
3	3,259523	6,262924	3,259523	12,78197
4	2,428422	6,578626	2,428422	11,43547

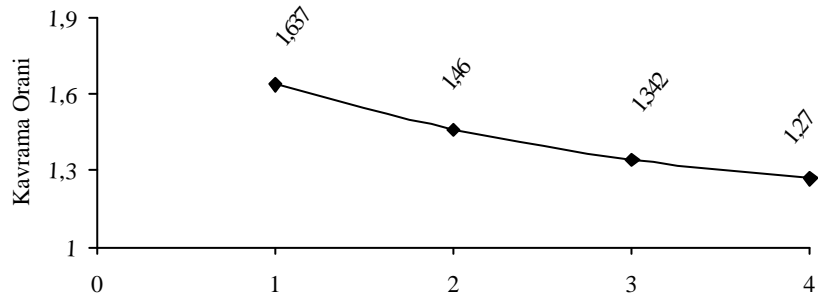
Ayrıca \overline{BD} uzunluğunun artması disler arasındaki yük paylaşımını da değiştirmektedir. Bu değişim dönme açısı ile yük oranının (tek dis tarafından taşınan yük / taşınması istenen toplam yük) değişimi Şekil 4.6.'da görülmektedir. Burada verilen yük paylaşımı grafikleri dinamik yükler ve dis deformasyonları göz önüne alınmadan elde edilmiştir. Örneğin; simetrik profilli dise sahip düz disli çark mekanizmasında B-D aralığı yaklaşık 0,2 radyan iken kavrama açısı $\alpha_d = 35^\circ$ asimetrik dislere sahip düz disli çarklardan oluşan mekanizmada bu aralık yaklaşık 0,3 radyana ulaşmaktadır (Şekil 4.7). Yani tüm yükün tek bir dis tarafından karşılanacağı kavrama bölgesi büyümektedir. Bu durum statik ve dinamik yükler açısından istenmeyen bir durumdur.

Aynı örneklerde \overline{AE} kavrama uzunluğunun da kısaldığı görülmektedir. Bu kavrama oranında azaldığını kanıtlamaktadır. Asimetrik profilli dislere sahip disli çarklarda standart düz dislilerde kullanılan dis yüksekliği gibi dis parametreleri aynı kalma koşuluyla ön yüzeydeki kavrama açısının $\alpha_d = 42^\circ$ 'yi geçmemesi halinde kavrama oranı 1,1 değerinin altına düşmemektedir. Kavrama oranının değişimi Şekil 4.7'de

gösterilmiştir. Kavrama oranının azalması, kavramaya giriş ve çıkışlarda dişin esnekliğine bağlı olarak kavrama darbelerine neden olur. Bu da dişli dinamiği açısından sakıncalı bir durumdur. Bu nedenle, yüksek kavrama oranı istenen (takim tezgahları vb.) uygulamalar için, $\alpha_d > \alpha_c$ asimetrik profilli dişe sahip düz dişli çarklar için kontrol edilmesi gereken en önemli parametre kavrama oranı olmalıdır.



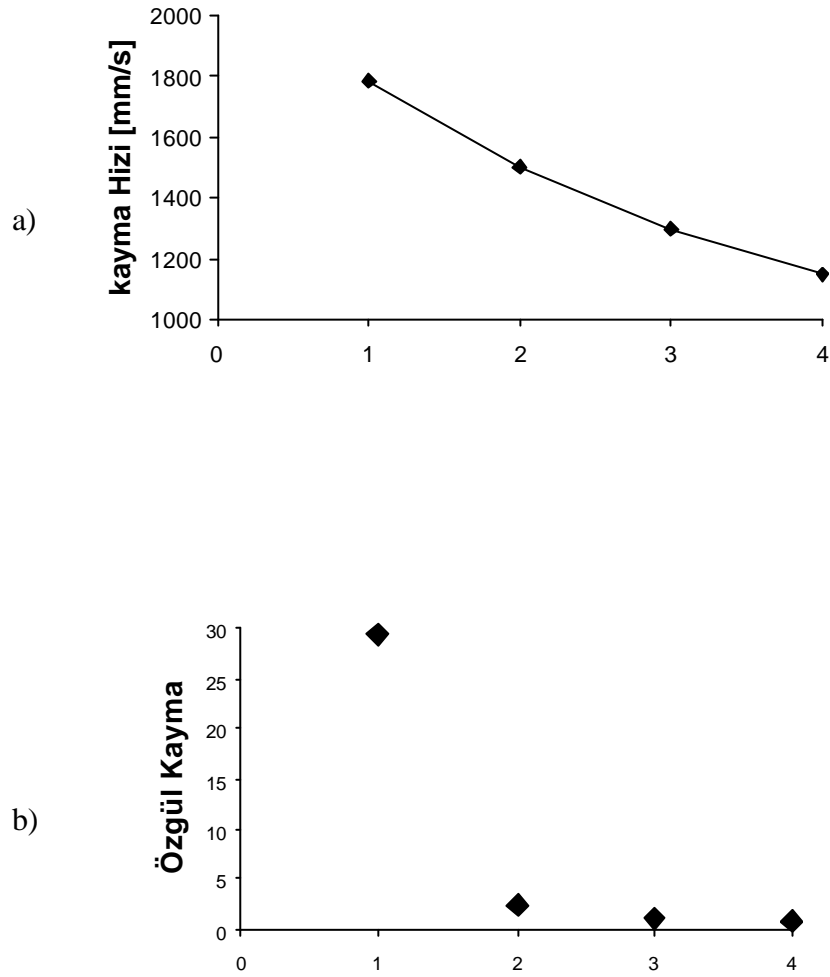
Sekil 4.6. Profil açısına bağlı olarak kavrama oranının ve yük oranının değişimi



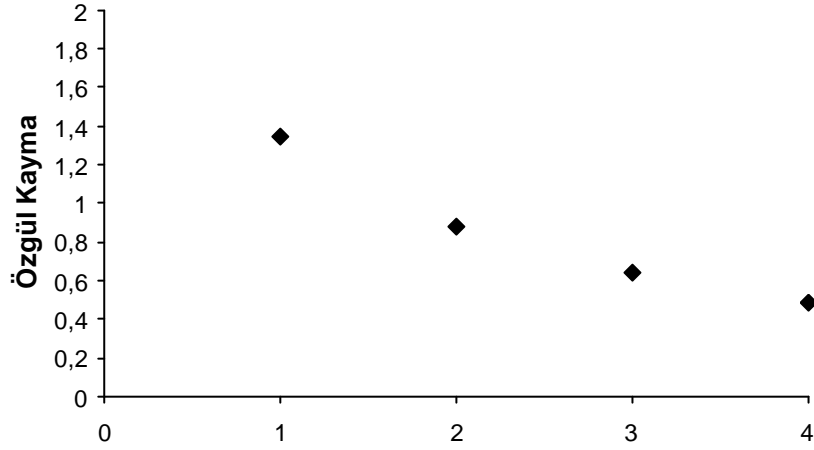
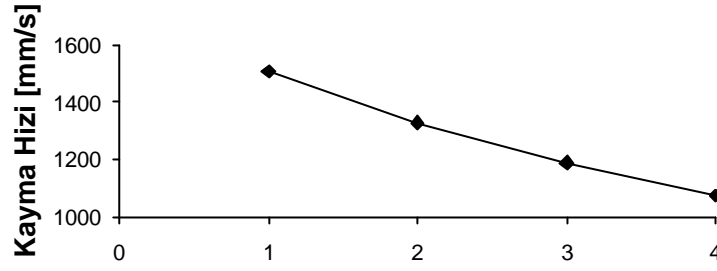
Sekil 4.7 Kavrama oranının değişimi

4.5 Ön yüzey Kavrama Açısının Değişiminin Kayma Hızına Etkileri

Ön yüzeydeki kavrama açısının artmasıyla, kayma hızının maksimum olduğu A ve E noktaları için kayma hızı ve kayma hızının tegetsel hız oranı olan özgül kaymanın değişimi Şekil 4.8 ve 4.9’da verilmektedir. Buna göre, ön yüzeydeki kavrama açısının artmasıyla maksimum kayma hızı dolayısıyla da özgül kayma hızı azalmaktadır. Özgül kayma hızının azalması dis dibinde meydana gelebilecek aşınmanın azalması açısından olumlu bir etkidir.



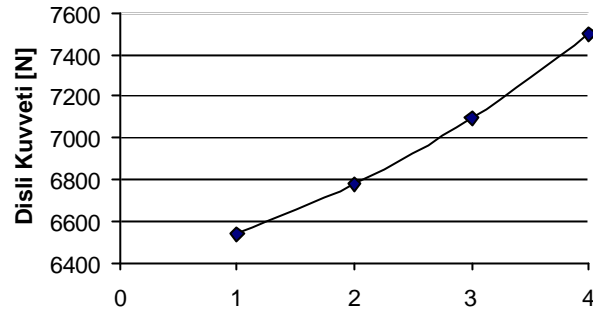
Şekil 4.8 Kavramanın başlangıç noktası A için a) kayma hızının b) özgül kaymanın değişimi



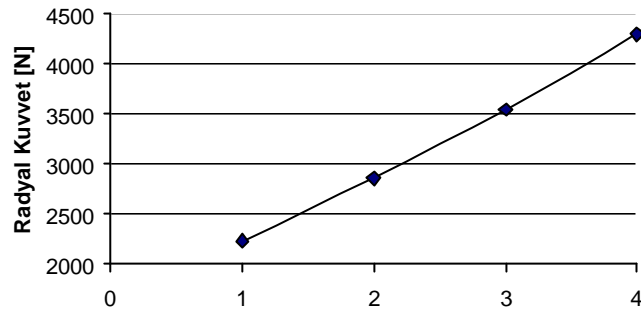
Sekil 4.9 Kavramanın bitis noktası E için a) kayma hizinin b) özgül kaymanın degisimi

4.6 Kavrama Açısının Degisiminin Yatak Ömrüne Etkisi

Düz disli çark mekanizmalarının kuvvet bagintilari incelendiginde, disli kuvvetinin tegetsel ve radyal bileşenlerine paylastirilmesi kavrama açısına bagli olduğu görülebilmektedir. Asimetrik dise sahip disli çarklardan olusan disli çark mekanizmasında kavrama açısının artisiyla taksimat yani yuvarlanma dairesinde bir degisiklik olmadigindan tegetsel bileşen aynı kalacagindan, disli kuvveti artmaktadır (Sekil 4.10). Yani, radyal bileşeni artmaktadır (Sekil 4.10). Bu da yataklara daha fazla yük gelmesi demektir. Bu sonuç yatak seçiminin, yatağın ömrü ve mekanizmanın dinamiği açısından degerlendirilerek yapılması gerekecegini göstermektedir. Sekil 4.11 incelediginde radyal bileşenin artisinin % 90'a kadar ulastigi görülmektedir.

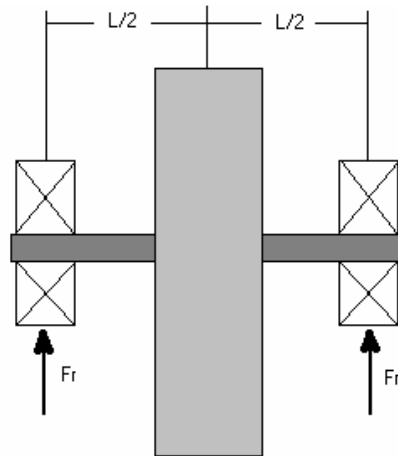


Sekil 4.10 Kavrama açısının artmasıyla disli kuvvetinin artması ($F_t = 6143 \text{ N} = \text{sbt.}$)

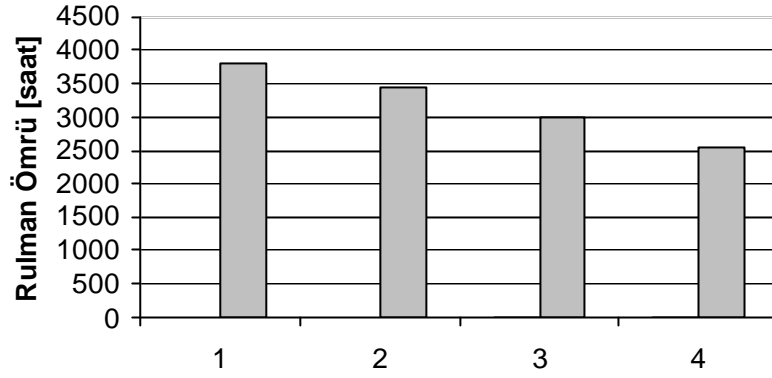


Sekil 4.11 Kavrama açısının artmasıyla disli kuvvetinin radyal bileşeninin artması

Disli çark mekanizmalarda disli çarkları taşıyan millerin yataklanmasında genelde rulmanlar kullanılmaktadır. Yatak yükünün artışı rulman ömründe azalmaya neden olacaktır. Bu ilişkiyi daha iyi görebilmek için Sekil 4.12’de semasi verilen örnek için model kullanılmıştır. Rulman ömrünün mil ve çarkin ağırlığı ihmal edilerek incelenmiştir. Tegetsel kuvvet yaklaşık olarak $F_t = 6143 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır.



Sekil 4.12 Rulman ömrünün değişiminin hesaplandığı örnek sistem ($n=1000 \text{ d/dk}$, $C=20\text{kN}$)



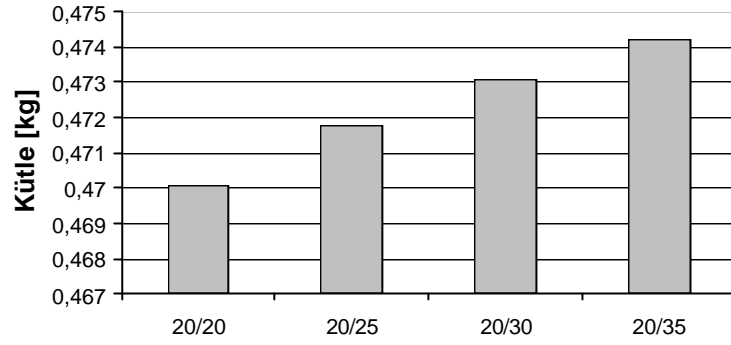
Sekil 4.13 Kavrama açısına bağı olarak bilyalı rulman ömrünün değişimi

Önceki bölümde verilen denklemler yardımıyla yapılan hesaplamalar sonucunda Sekil 4.13'den görüldüğü gibi aynı mekanizmada simetrik dişe sahip düz dişlilerin ($\alpha_d=20^\circ$) yerine asimetrik profilli dişe sahip düz dişlilerin ($\alpha_d=35^\circ$) kullanılması durumunda aynı özellikteki bilyalı rulmanın ömrü yaklaşık % 35 azalmıştır. Bu sonuç asimetrik profile sahip dişlerin literatürde vurgulanmayan bir dezavantajını ortaya çıkarmıştır. Bu durum mekanizmanın boyutlandırılmasında yatak seçiminin de tasarımcı tarafından göz ardı edilmemesini gerektirmektedir.

4.7 Asimetrik Profile Sahip Dişli Çark Mekanizmalarda Ağırlığın Azaltılması

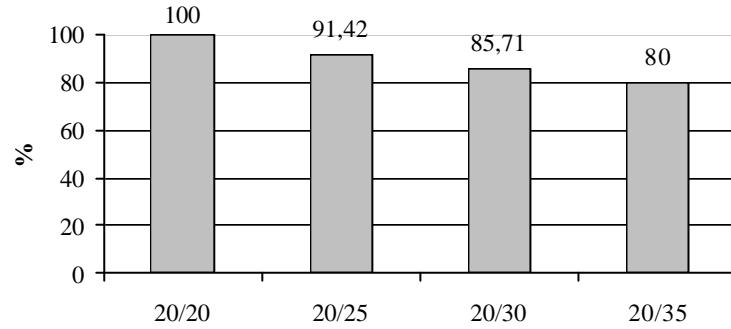
Asimetrik profilli dişlere sahip dişli çarkların literatürde ifade edilen özellikleri arasında artan yük taşıma kapasitesi, azalan titreşim ve gürültünün yanı sıra ağırlığın azaltılması da sayılmaktadır. Ağırlığın azaltılması özelliği dişlerin artan yük taşıma kapasitesi ile ilişkilidir. Konvansiyonel düz dişli çark mekanizmalarına göre daha yüksek taşıma kapasitesine sahip olan asimetrik profilli dişe sahip düz dişli çark mekanizmaları için eğer öncelikli amaç daha hafif dişli çarklar olursa esdeğer yük taşıma kapasitesine sahip olacak şekilde dişli çarkların boyutları küçültülebilir. Bu küçültme modülün azaltılması ya da diş genişliğinin azaltılması şeklinde olabilecektir.

Bunun yanında kavrama açısının artması ile diş dibindeki kalınlıktan dolayı dişli çark ağırlığında ihmal edilebilecek seviyede bir artış olmaktadır (Sekil 4.14). Burada elde edilen kütle değerleri sonlu elemanlar analiz programı sayesinde elde edilen 3-boyutlu modelin çelik malzemeden imal edildiği ve homojen olduğu varsayılarak teorik olarak hesaplanmıştır (Çeligin yoğunluğu $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$ olarak alınmıştır.).



Sekil 4.14 Kavrama açısının değişiminin pinyonun kütlesine etkisi

Normal dişli kuvveti sabit kabul edildiğinde, modülün azalması yuvarlanma dairesi çaplarını küçülteceğinden, iletilecek momentte de bir azalma görülür. Bu nedenle, boyutlardaki küçülmeyi görmek amacıyla diş genişliğindeki değişimin incelenmesi karşılaştırma açısından daha doğru olacaktır. Karşılaştırma sonuçları Sekil 4.15’de görülmektedir. Bu karşılaştırmada diş genişliğindeki azaltmalar diş gerilmelerinin azalma oranlarına bağlı olarak ve simetrik dişin genişliğinin 100 olduğu kabul edilerek gerçekleştirilmiştir.



Sekil 4.15 Esdeğer mukavemet şartı altında profil açısına bağlı olarak dişli genişliğindeki azalma

Sekil 4.15’teki karşılaştırma sonuçları yukarıda yapılan pinyonun kütle hesaplarıyla birlikte göz önüne alındığında pinyonun kütlesinde yaklaşık 0,1 kg azalma sağlanabileceği görülmektedir. Bu sonuç sayesinde ağırlığın ve boyutun en önemli parametre sayıldığı mekanizmalar için asimetrik diş profilinin avantajlı bir çözüm olabileceği görülebilmektedir.

4.8 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çark Mekanizmalarının Dis Dibi Gerilmeleri Açısından Parametrelere Bağlı İncelenmesi

Asimetrik profilli dislerden oluşan düz disli çarkların incelenmesi amacıyla bu bölüme kadar verilen sayısal sonuçlarda ön yüzeydeki kavrama açısının değişiminin disli çarkların diğer parametrelerine etkileri ve simetrik profilli dislere sahip disli çarklar ile karşılaştırılması şeklinde olmuştur. Verilen örnekler asimetrik profilli disin etkileri konusunda genel sonuçlar çıkarılmasına yardımcı olmuştur.

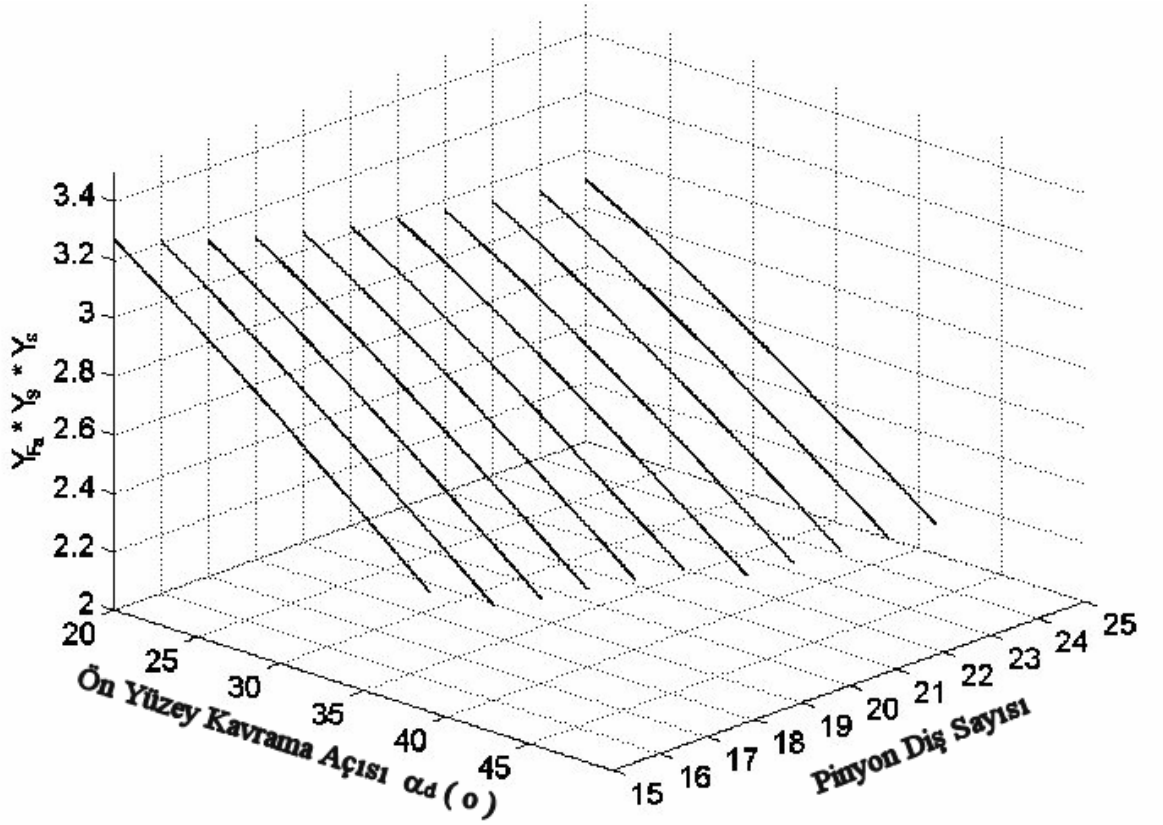
Asimetrik profilin etkilerinin tam olarak araştırılabilmesi için mutlaka disli çark mekanizmalarının diğer önemli parametrelerinin de (dis sayısı, çevrim oranı, takım radiusu vb.) incelenmesi gereklidir. Bu gereklilikten yola çıkılarak hazırlanmış ve önceki bölümde tanıtılan program ile elde edilen sonuçlar bu kısımda aktarılacaktır.

Örnek sayısal çözüm için kullanılacak disli çark mekanizmalarının özellikleri Tablo 4.6'da verilmiştir. Geliştirilen program sayesinde 3 boyutlu olarak pinyonun dis sayısının ve ön yüzeydeki kavrama açısının değişimi ile teorik dis dibi gerilmesini doğrudan etkileyen Y_F, Y_S, Y_E faktörlerinin çarpımlarının değişimleri elde edilmiştir (Şekil 4.16). Bu örnekte pinyon için literatürde en fazla tavsiye edilen dis sayısı aralığı olan 15-25 aralığı ve ön yüzeydeki kavrama açısı için de $20-42^\circ$ aralığı tercih edilmiştir. Analizde kullanılan parametrelerdeki artış miktarları dis sayısında 1 dis sayısı ve kavrama açısında 1° olarak gerçekleştirilmiştir.

Tablo 4.6 Örnek disli çark mekanizmasının verileri

P	8 kW	n_1	1000 d/dk
m_n	2 mm	a, a_c	20°
z_1	15...25	b	0°
z_2	40	r_{fP}	0,75 mm
h_{aP}	2 mm	b	40 mm
h_{fP}	2,4 mm	x_1	0
Malzeme	Çelik	x_2	0

Dis bası kalınlığı ve kavrama oranı kısıtları çerçevesinde bulunan bu sonuçlar incelendiğinde, daha öncede elde edilen sonuçların paralelinde artan dis sayısının ve ön yüzey kavrama açısının dis dibi gerilmesini azalttığı görülmektedir. Bunun dışında artan dis sayısı ile kısıtlar içerisinde tercih edebileceğimiz maksimum ön yüzey kavrama açısının değeri de yükselmektedir. Örneğin; 15 dis sayısı için 28° olan bu değer 25 dis sayısında 41° 'ye ulaşmaktadır.

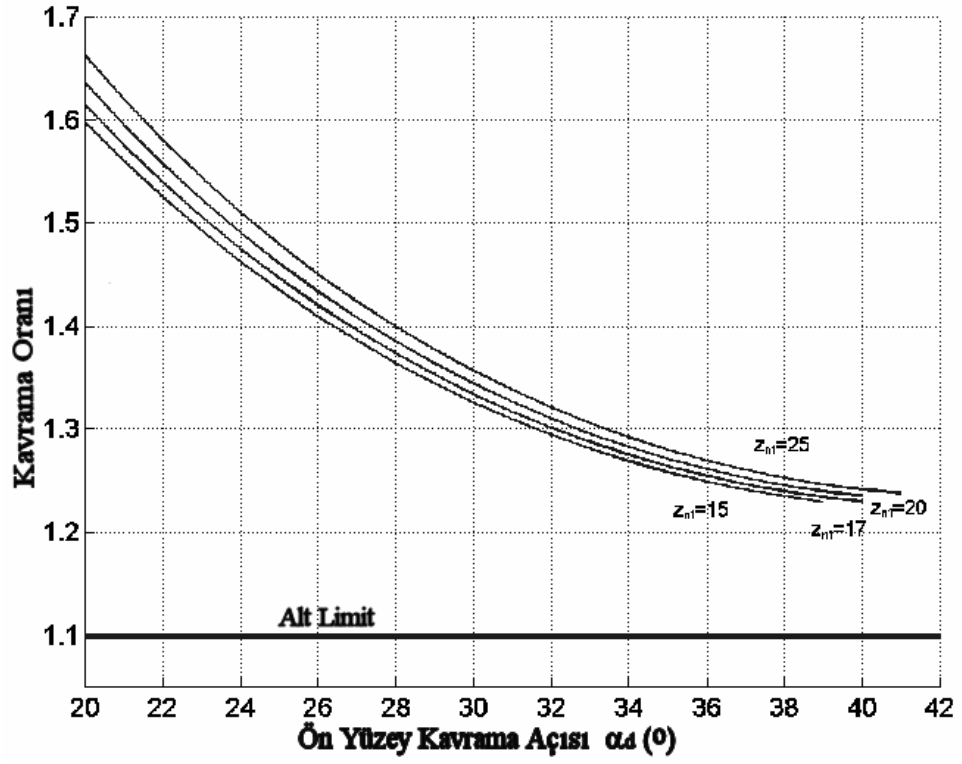


Sekil 4.16 Pinyonun diş sayısına ve ön yüzey kavrama açısının değişimine bağlı olarak $Y_F * Y_S * Y_e$ faktör çarpımının eğrileri

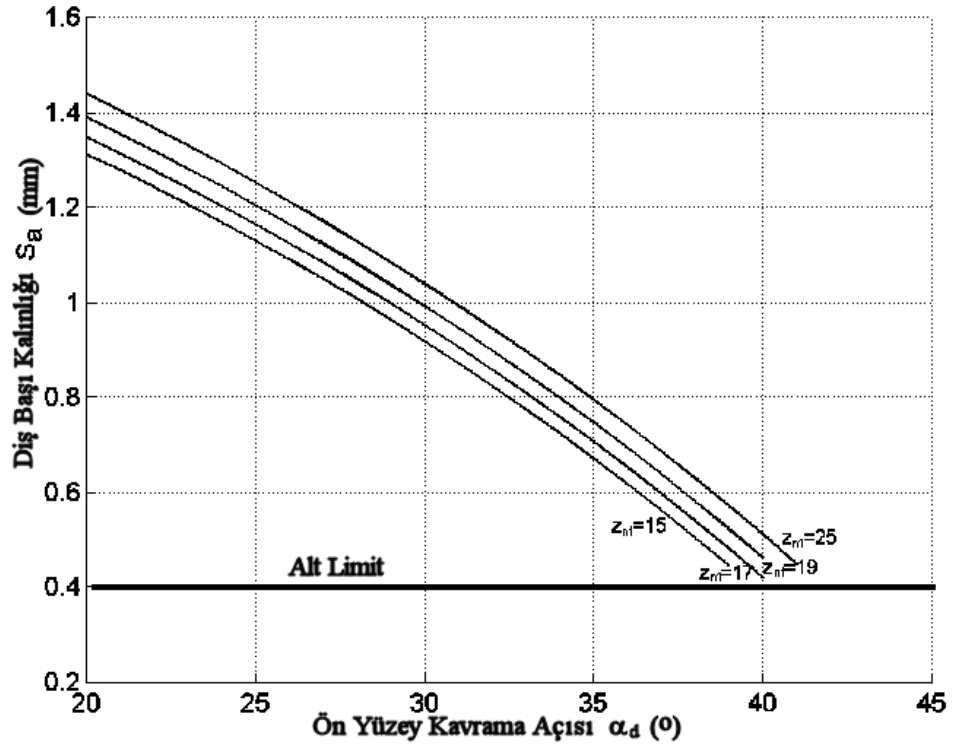
Elde edilen sonuçların diş baskı kalınlığı ve kavrama oranı kısıtları içerisinde bulunduğunu gösteren grafiksel sonuçlar Sekil 4.17-4.18'de verilmistir. Sekil 4.16 incelendiğinde program sayesinde kavrama oranının sınırının altına inilmeden çözümlere ulaşıldığı ve ön yüzeydeki kavrama açısının artması ile kavrama oranının düştüğü görülmektedir. Kavrama açısının 41° 'ye ulaştığında dahi 1,2 oranının altına düşmemesi bu çalışmada asıl etkili kısıtın diş baskı kalınlığı olduğuna işaret etmektedir.

Sekil 4.18'de diş baskı kalınlığı kısıtının programda doğru olarak uygulandığını ve kavrama açısının daha büyük değerlerde seçilememesinin sebebinin diş kalınlığının $0,2 \cdot m_n$ sınırının altına düşmesi olduğu kanıtlanmıştır.

Diş sayısının artması ile kısıtların kesinlikle sağlandığı daha büyük kavrama açılarında ulaşılabildiği bir kez daha görülmüştür.

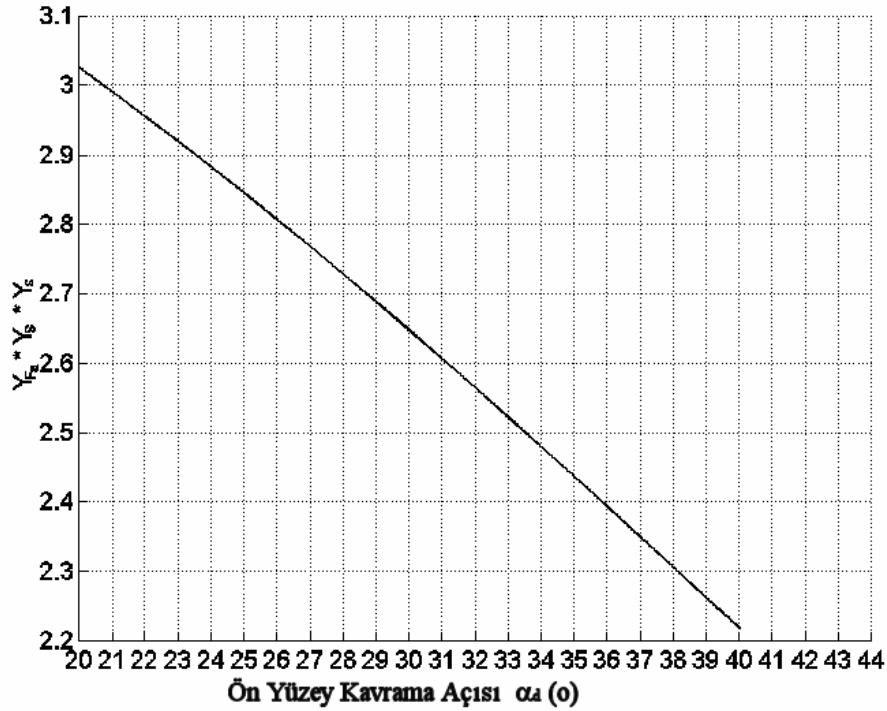


Sekil 4.17 Kavrama oranının dis sayısı ve ön yüzey kavrama açısına göre değişimi



Sekil 4.18 Dis basi kalınlığının dis sayısı ve ön yüzey kavrama açısına göre değişimi

Elde edilen sonuçların üç boyutlu grafiklerle sunulması her zaman tasarımcının yararlanması açısından çok uygun olmamaktadır. Şekil 4.19'da $z_1=20$ için iki boyutlu örnek grafik verilmiştir. Bu grafik yardımıyla her bir kavrama açısına karşılık gelen $Y_{Fa} * Y_S * Y_e$ çarpımının değeri okunabilmektedir. Bu tasarımcıya teorik olarak nominal diş dibi gerilmesinin yaklaşık olarak hesaplayabilme kolaylığı sağlamaktadır. Bunun yanında kavrama açısının değişiminin diş dibi gerilmesini ne oranda etkilediği ve simetrik profilli dişe sahip dişli çarklar ile asimetrik profilli dişe sahip dişli çarklar arasındaki gerilme açısından farkın ne kadar olacağı ortaya çıkmaktadır.

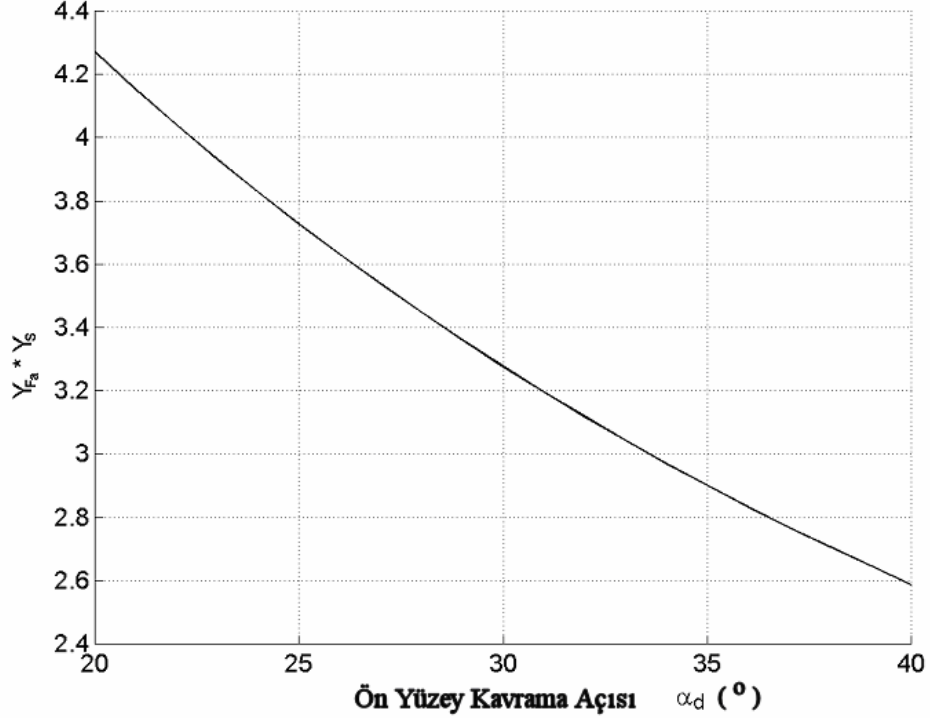


Şekil 4.19 Ön yüzey kavrama açısının değişimine bağlı olarak $Y_{Fa} * Y_S * Y_e$ faktör çarpımının değişimi ($z_1=20$ için)

Örneğin Şekil 4.19'da simetrik diş için faktörlerin çarpımı 3,02 olarak elde edilirken ön yüzey kavrama açısı $\alpha_d = 40^\circ$ olan asimetrik diş için ise 2,23 olarak bulunmaktadır. Aralarında yaklaşık % 27'lik bir fark bulunmaktadır. Bu diyagramlar tasarımcının disteki asimetrikliğin derecesini bulmakta yardımcı olmaktadır.

Bu yöntemle bulunan sonuçlar sonlu elemanlar metodu kullanılarak bulunan sonuçlarla da oldukça uyumlu olduğu yapılan karşılaştırmalar ile de kanıtlanmıştır. Bu karşılaştırmalarda birini göstermek için $z_1 = 20$ diş sayısı seçilmiştir. Bu çalışmada yapılan sonlu elemanlar analizi diş kuvvetinin tamamının diş basından etki ettiği kabul edilerek gerçekleştirilmiştir. Ancak doğru bir karşılaştırma yapabilmek için teorik

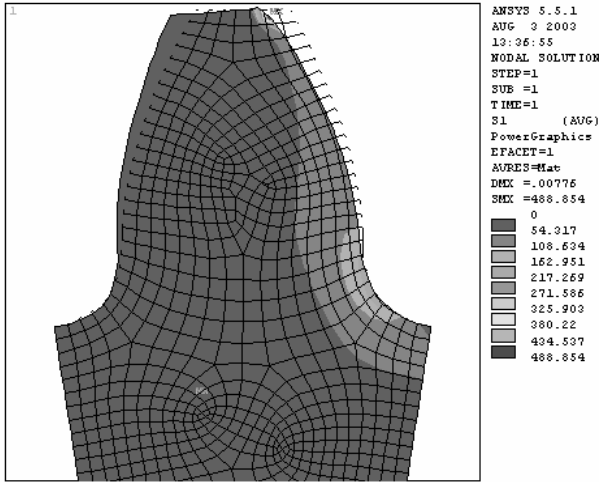
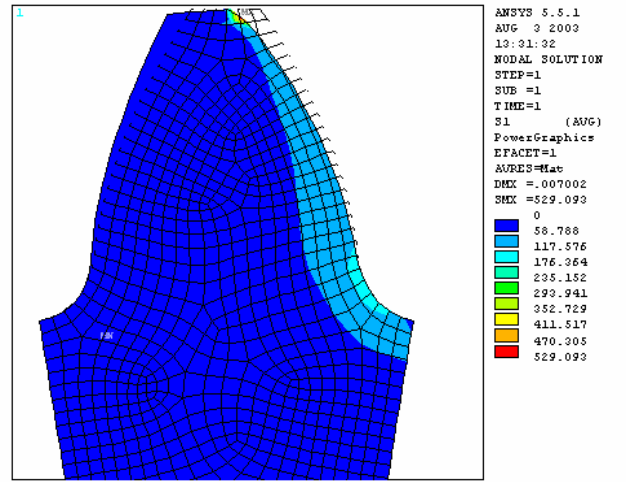
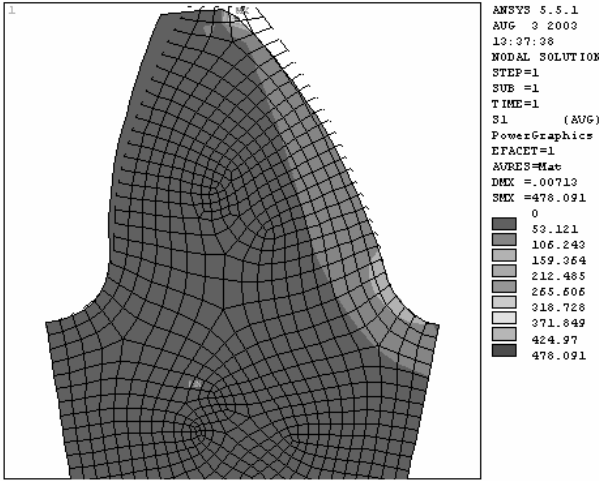
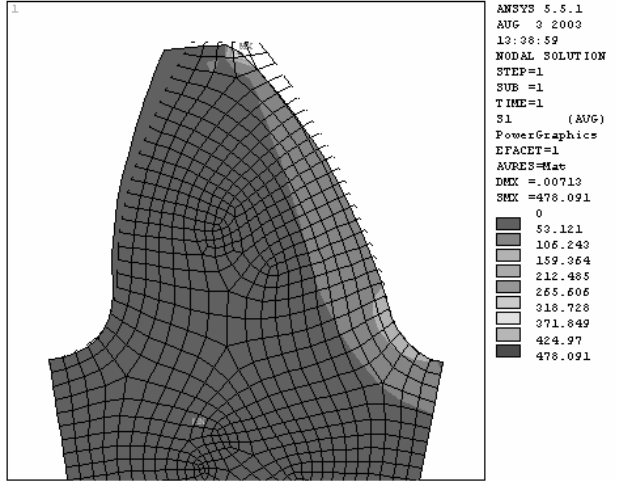
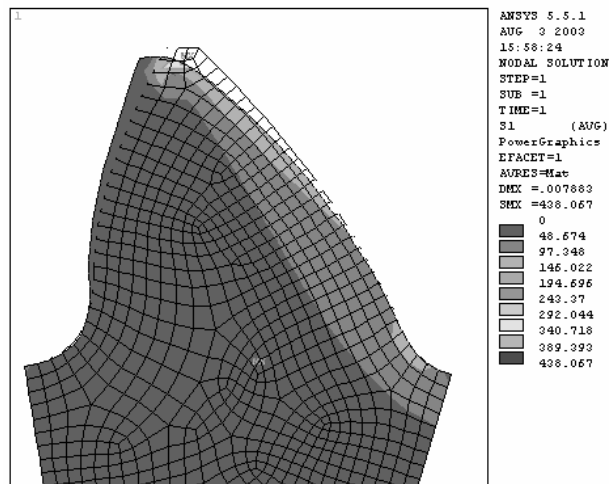
hesapta yükün diğer çifti tarafından paylaşıma etkisini hesaplamaya katan kavrama faktörü (Y_{ϵ}) ihmal edilmelidir. Bu şekilde elde edilmiş bir sonuç grafiği Şekil 4.20'de sunulmuştur.



Şekil 4.20 Ön yüzey kavrama açısının değişimine bağlı olarak $Y_{Fa} * Y_S$ faktör çarpımının değişimi

Yapılan sonlu elemanlar analiz sonucunda elde edilen gerilme dağılımını gösteren görsel sonuçlar Şekil 4.20'de verilmiştir. Hem Tablo 4.7'de hem de Şekil 4.21'de iki yöntemle elde edilen gerilme değerleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Karşılaştırmada ön yüzey kavrama açıları $\alpha_d = 20^\circ - 25^\circ - 30^\circ - 35^\circ - 40^\circ$ olan dişli çarklar kullanılmıştır. Karşılaştırma neticesinde bulunan gerilme değerleri arasında farkın %3-9 arasında kalmıştır. Bu farkın literatür incelendiğinde kabul edilebilir bir fark olduğu görülebilmektedir.

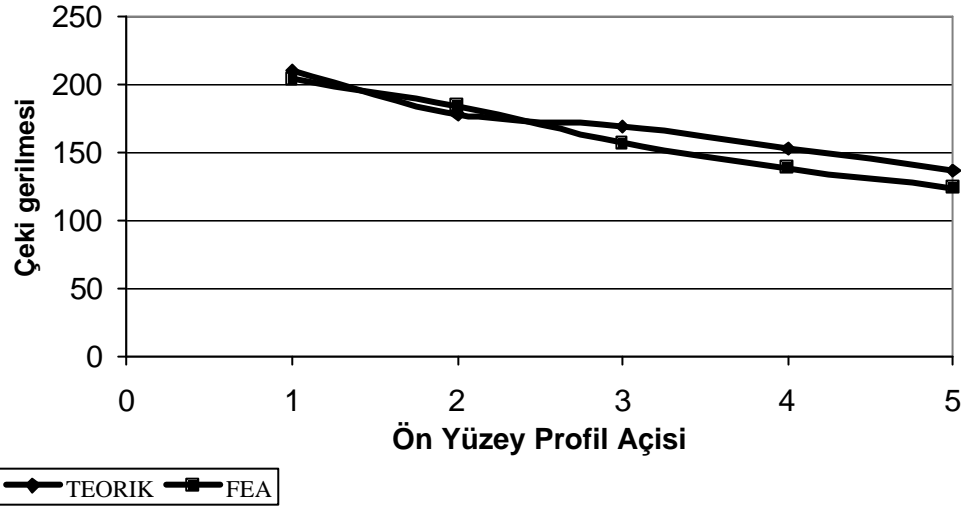
İki yöntemin karşılaştırılması için farklı bir inceleme daha gerçekleştirilmiştir. Bu incelemede diş dibinde maksimum gerilmenin olduğu kritik kesit kalınlığı ve kuvvet doğrultusunun diş eksenini kestiği noktanın kritik kesite uzaklığı her iki yöntemle hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Bu örnekte kullanılan farklı dişli çark verileri ve bulunan sonuçlar Tablo 4.8'de sunulmuştur. Sonuçlardan iki yöntemle elde edilen sonuçlar arasındaki farkın %1-4 arasında olduğu bulunmuştur.


 $a_c = 20^\circ / a_d = 20^\circ$

 $a_c = 20^\circ / a_d = 20^\circ$

 $a_c = 20^\circ / a_d = 30^\circ$

 $a_c = 20^\circ / a_d = 35^\circ$

 $a_c = 20^\circ / a_d = 40^\circ$

Şekil 4.21 Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen dis dibi gerilme sonuçları

Tablo 4.7 Elde edilen gerilme degerlerinin karsilastirilmesi

Kavrama açisi	Dis dibi gerilmesi [N/mm ²]		Fark %
	FEA	DIN 3990'a göre	
Arka/Ön yüzey			
20°/20°	210	204	%3
20°/25°	178	184	%3
20°/30°	169	157	%7
20°/35°	153	138,5	%9
20°/40°	136,5	124	%9

Sekil 4.22 Elde edilen gerilme degerlerinin karsilastirilmesi (N/mm²)

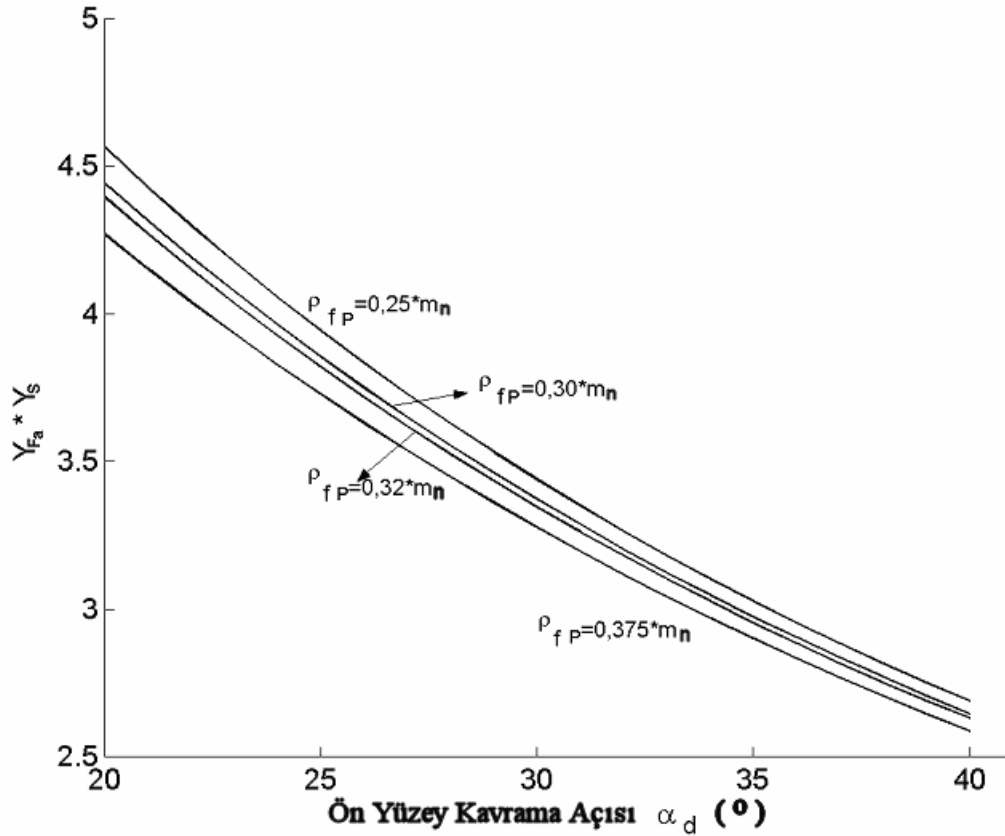
Tablo 4.8 Dis dibi gerilmesi için önemli dis parametrelerin karsilastirilmesi

Örnek Disli Çark Verileri	FEM ile bulunan sonuçlar		Gelistirilen metot ile bulunan sonuçlar	
	S _{Fh}	h _{Fa}	S _{Fh}	h _{Fa}
m _n = 5 mm z ₁ =18 h _{ap} =m _n h _{ap} =1,25.m _n ρ _{fP} = 0,375.m _n α _c =20° α _d =23°	9,9190 mm	9,4670 mm	10,0830 mm	9,6991 mm
m _n = 5 mm z ₁ =20 h _{ap} =m _n h _{ap} =1,25.m _n ρ _{fP} = 0,375.m _n α _c =20° α _d =28°	10,7990 mm	9,8300 mm	11,2997 mm	9,9793 mm
m _n = 5 mm z ₁ =25 h _{ap} =m _n h _{ap} =1,25.m _n ρ _{fP} = 0,375.m _n α _c =20° α _d =25°	10,8640 mm	9,6310 mm	11,0523 mm	9,7073 mm

Yapılan bu karşılaştırmalar asimetric dis profilinin belirlenmesinde tasarımcı için oldukça zahmetli olan sonlu elemanlar analizi yerine bu çalışmada geliştirilen metodun kullanılabilceğini ortaya çıkarmaktadır.

4.9 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Disli Çark için Takim Radyusunun Değişiminin Dis Dibi Gerilmesine Etkisi

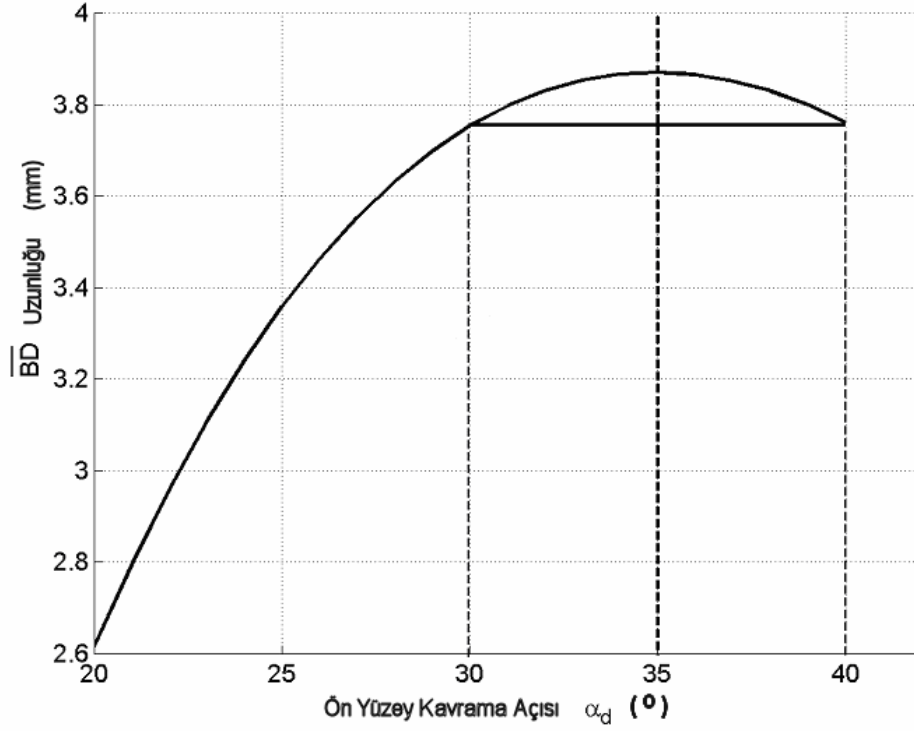
Takim radyusunun dis dibi gerilmesindeki etkisinin incelenmesi de dis dibi gerilmesinin minimizasyonu için önemlidir. Geliştirilen program sayesinde takım radyusu parametresinin dis dibi gerilmelerine etkisi incelenebilmektedir. Sayısal örnek için yaygın olarak kullanılan bazı takım radyusları ($0,25.m_n$, $0,30.m_n$, $0,35.m_n$ ve $0,375.m_n$) kullanılarak için $Y_{Fa} * Y_S - \alpha_d$ değişimi incelenmiştir (Şekil 4.23). Takim radyusu büyüdükçe, $Y_{Fa} * Y_S$ çarpımı azalmaktadır. Literatürde takım radyusunun artmasının dis dibi gerilmelerini azalttığı belirtilmektedir. Bu sonuç bu bilinenleri onaylamakta ve asimetric disli çarkların dis dibi mukavemetini arttırmak amaçlı diğer çalışmalar için yol gösterici olmaktadır. Bulunan tüm sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde dis dibinde oluşan gerilmeyi en aza indirebilmek için ön yüzey kavrama açısının artırılmasının yani sıra takım radyusunun büyük tutulması gerektiği ortaya çıkmaktadır.



Sekil 4.23 Takim radiusunun ve ön yüzey kavrama açısının değişimine bağlı olarak $Y_{Fa} * Y_S$ çarpımının değişimi

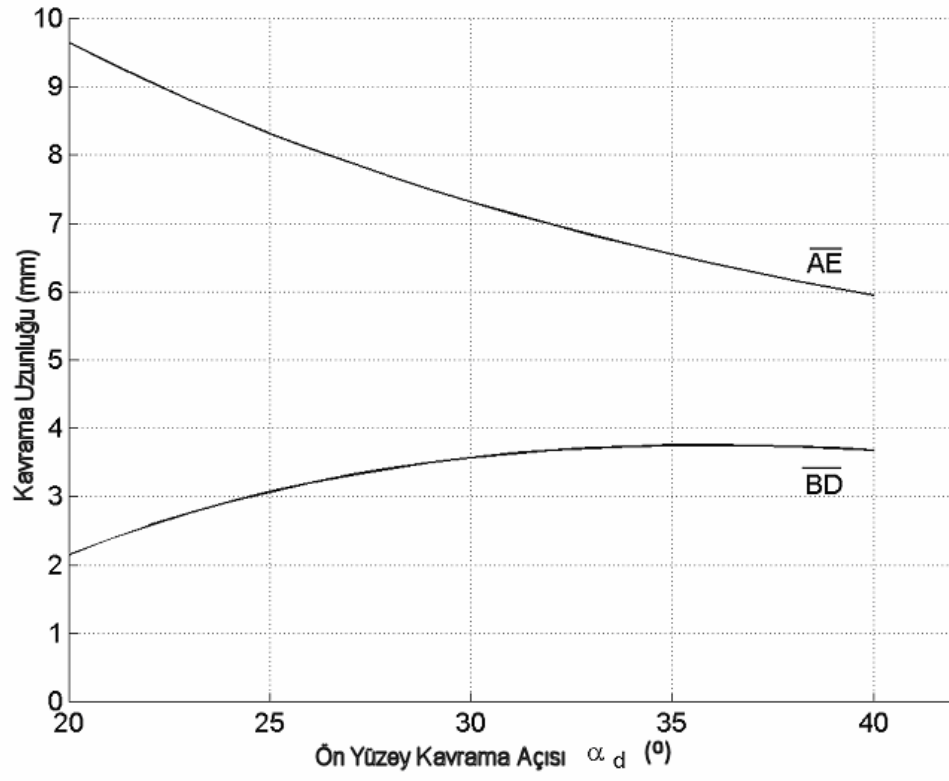
4.10 Asimetrik Profilli Dise Sahip Disli Çarklarda Kavrama Durumunun İrdelenmesi

Önceki bölümde kavrama süreci ile ilgili elde edilen sonuçların daha da geniş olarak ele alınabilmesi amacıyla bu sayısal örnek bulunan yeni sonuçlar Sekil 4.24-4.25'te ortaya konmuştur. Sekil 4.24'teki grafik incelendiğinde ön yüzey profil açısının (α_d) artışı ile tek dis çifti kavrama bölgesinin (\overline{BD}) uzunluğunun bir değere kadar arttığı, bir değerden sonra düştüğü görülmektedir. Buradan çıkarılabilecek sonuç; en büyük \overline{BD} uzunluğunun görüldüğü açı değerlerinden kaçınıp, bu bölgenin sağında ya da dis dibi gerilmesinin minimizasyonu göz önüne alındığında solunda açı değerlerini tercih etmek daha doğru olacaktır. Bu grafikte \overline{BD} uzunluğu ön yüzey kavrama açısı $\alpha_d=35^\circ$ olan asimetrik dislide en büyük değerine ulaşmıştır. Ön yüzey kavrama açıları $\alpha_d=40^\circ$ ve $\alpha_d=30^\circ$ olan düz disli çark mekanizmalarında \overline{BD} uzunlukları eşit olmaktadır.



Sekil 4.24 Ön yüzey kavrama açısının değişimiyle tek diş kavrama bölgesinin uzunluğundaki \overline{BD} değişimi

Sekil 4.25'te kavrama olayının daha iyi incelenebilmesi amacıyla, kavrama uzunluğu \overline{AE} ve tek diş çifti kavrama uzunluğu \overline{BD} 'nin ön yüzey kavrama açısının artışıyla nasıl değiştiği gösterilmiştir. Ön yüzey kavrama açısının artmasıyla kavrama uzunluğu \overline{AE} kısılarırken, bir başka deyişle kavrama oranı azalırken, tek diş çifti kavrama bölgesinin uzunluğu ise genişlemektedir. Ancak kavrama uzunluğundaki azalma diğerinin artısına oranla daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun dışında kavrama açısının artması ile tek diş çifti kavrama bölgesinin en yüksek noktası (D) diş basına yaklaşmaktadır. Bu sonuç, büyük ön yüzey kavrama açısına sahip asimetrik profilli dişlerde diş ucunda kırılmalarla karşılaşılması amacıyla tasarımcı tarafından dikkatle göz önüne alınmalıdır.



Sekil 4.25 Ön yüzey kavrama açisini değisimiyle kavrama ile ilgili uzunlukların değisimi

4.11 Asimetrik Profilli Dise Sahip Disli Çarkların Olusturduğu Düz Disli Çark Mekanizmalarının Profil Kaydırılmış Düz Disli Çark Mekanizmalarıyla Karsilastirilmesi

Asimetrik profilli dislere sahip disli çarkların, profil kaydırma uygulanmış düz evolvent disli çarkların karsilastirilmesi için geliştirilen ve önceki bölümde tanıtılmış program sayesinde, asimetrik dise sahip disli çarkın farklı varyasyonları için dis dibi gerilmesi açısından esdeğer, profil kaydırma uygulanmış disli çarklar verilen kısıtlar içerisinde belirlenmektedir.

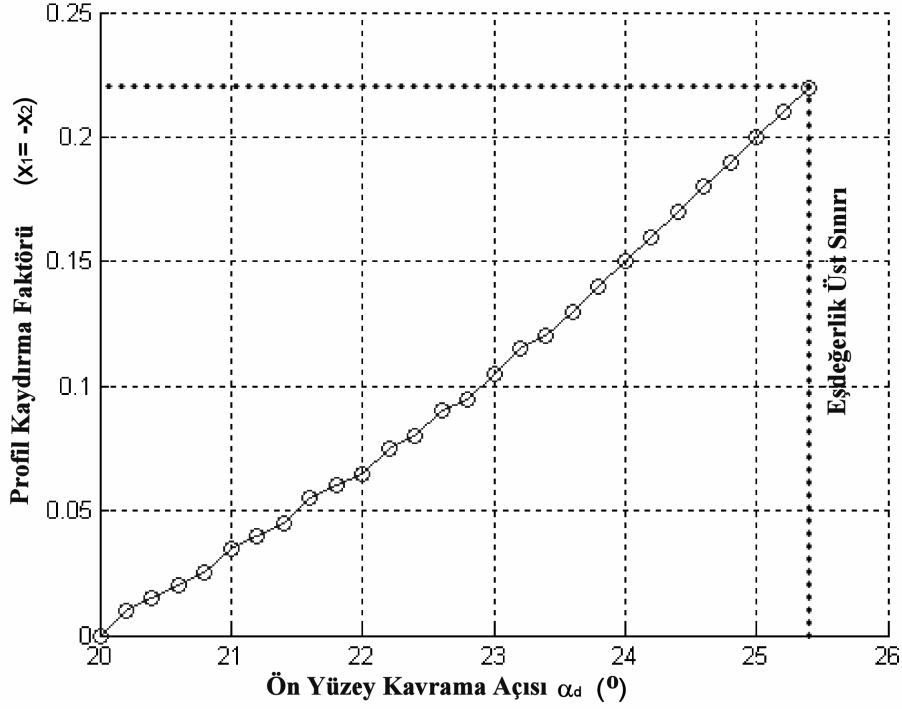
Disli çarkların karsilastirilmesi ve sonuç çıkarılabilmesi için üç farklı disli çark mekanizması belirlenmiştir. Örnek mekanizmaların verileri Tablo 4.10'da verilmektedir. Karsilastirmalarda profil kaydırmalı mekanizmalardan hem kaydırmalı sıfır hem de kaydırmalı mekanizmalar kullanılmıştır.

Tablo 4.10 Örnek mekanizma verileri

	Mekanizma-1	Mekanizma-2	Mekanizma-3
z_1	18	20	25
z_2	27-36-54-72-90-108-126	30-40-60-80-100-120-140	50-75-100-125-150-175
m_n	5 mm	5mm	5 mm
h_{ap}	5 mm	5 mm	5 mm
h_{fp}	6,25 mm	6,25 mm	6,25 mm
r_{fp}	1,875 mm	1,875 mm	1,875 mm
a_c, a	20°	20°	20°
b	50 mm	50 mm	50 mm
Malzeme	Çelik	Çelik	Çelik

Sekil 4.25'te asimetrik profilli dise sahip disli çarklardan oluşan mekanizmalarla profil kaydırmalı disli çarklara sahip kaydırmalı sıfır mekanizmaların karsilastirildiği örnek bir çözüm mekanizma-1 ve $z_{n1}=36$ için sunulmuştur. Burada ifade edilen üst limit programın sınır şartları içinde ulaştığı son çözüm değeridir. Bu sınırın üzerindeki kavrama açısı değerlerine sahip asimetrik profilli dislere sahip disli çarklara dis dibi gerilmesi açısından esdeğer olan profil kaydırılmış disli çarklar bulunamamaktadır. Bu sınıra kadar herhangi bir ön yüzey kavrama açısına sahip asimetrik disli çarklara esdeğer profil kaydırmalı disli çarklar için gerekli profil kaydırma oranları (x_1, x_2, x_{top}) belirlenebilmektedir. Örneğin; $a_c=20^\circ$, $a_d=24^\circ$ olan

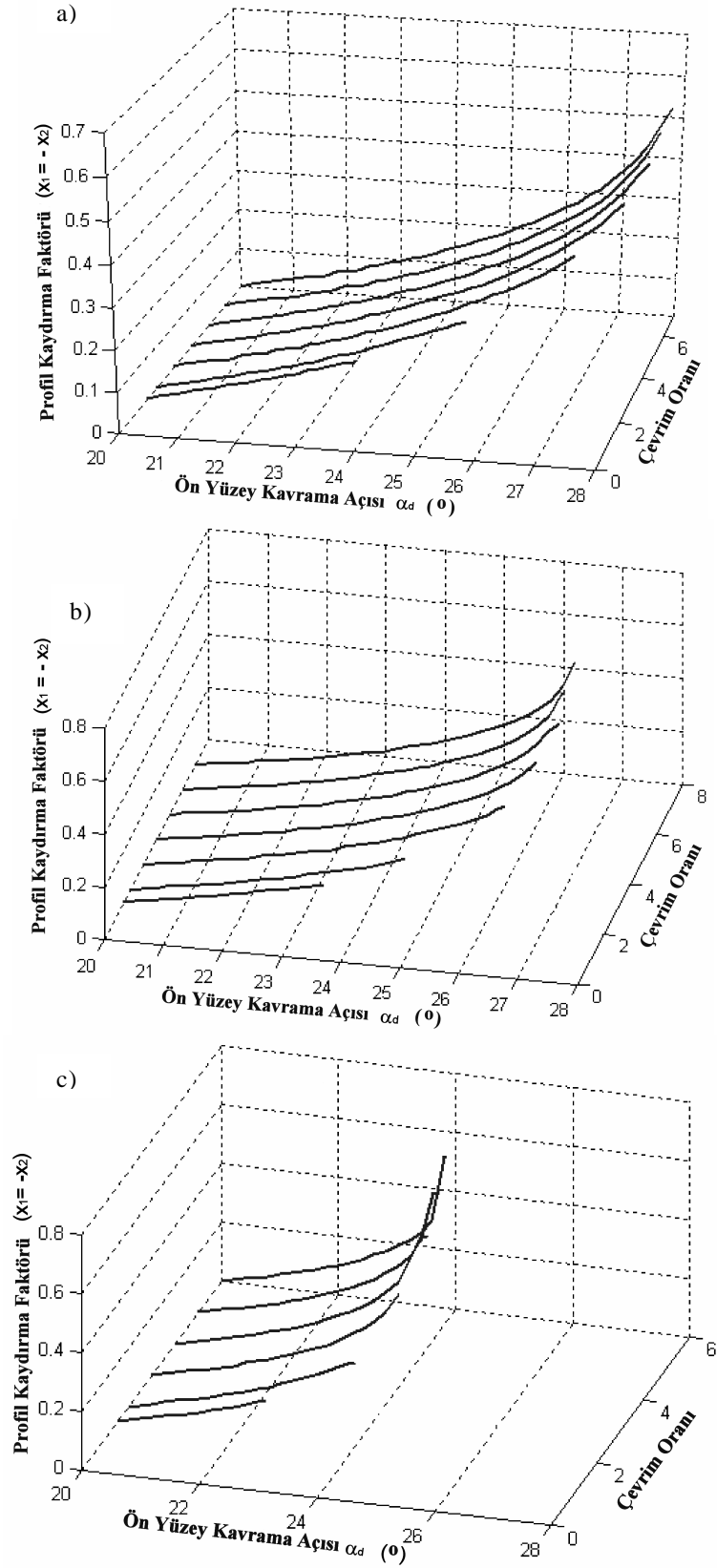
asimetrik disli çarklara sahip mekanizmanın dis dibi gerilmesi açısından esdegeri olan profil kaydirmalı disli çarklara sahip kaydirmalı sıfır mekanizmasına ait profil kaydırma oranları $x_1 = -x_2 = 0,15$ belirlenmektedir.



Sekil 4.25 Kaydirmalı sıfır mekanizmalardan ön yüzey kavrama açısına bağlı olarak esdeger mekanizmaların belirlenmesi (Mekanizma-1, $z_1 = 36$)

Sekil 4.26'da sunulan grafiklerde farklı ön yüzey kavrama açısına sahip disli çarklar için dis dibi gerilmesi açısından esdeger profil kaydirmalı disli çarkların profil kaydırma oranları çevrim oranına bağlı olarak görülebilmektedir. Grafiklerde eğrilerin son noktaları sınır şartlarına uygun üst limitlerdir. Bu limit değerleri incelenmesi ile önemli sonuçlara ulaşılmaktadır.

Bu grafiklerden ilk göze çarpan sonuç, büyük disli çarkın dis sayısının artması yani çevrim oranının artması ile daha büyük ön yüzey kavrama açılı asimetrik profilli dislere sahip disli çark mekanizmalarına dis dibi gerilmesi açısından esdeger olan kaydirmalı sıfır disli çark mekanizmaları elde edilebilmesidir. Pinyon ve büyük disli çark arasındaki dis dibi mukavemeti farkının artması ve dolayısıyla büyük disli çarkta negatif profil kaydırma ile artan dis dibi gerilmesinin pinyonun gerilme değerine daha geç ulaşması bu sonucu ortaya çıkaran nedenlerden biridir. Diğer ise mekanizmanın kavrama oranının artmasıdır.

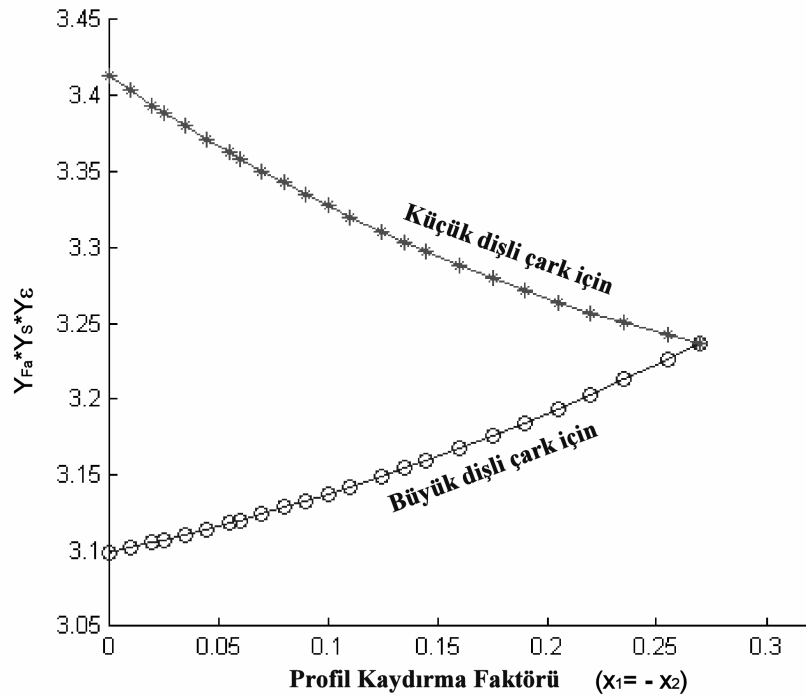


Sekil 4.26 Kaydırmalı sıfır mekanizmalar ile asimetrik dislere sahip disli çarklardan oluşan disli çark mekanizmalarının dis dibi gerilmesi açısından karşılaştırılması
a) mekanizma 1 b) mekanizma 2 c) mekanizma 3

Pinyonun dis sayisinin artmasiyla önceki sonucun tersine esdegerlik üst siniri düsmekte yani esdegeri bulunabilen asimetrik dise sahip disli çarkların en büyük ön yüzey kavrama açilari düsmektedir. Bu durum, pinyonun dis sayisinin artmasinin pozitif profil kaydirmenin olumlu etkisini azaltmasi ile açıklanabilmektedir.

Her üç mekanizma için yapılan karsilastirmalarda, ön yüzey kavrama açisi 28° 'den daha büyük olan asimetrik dise sahip disli çarklar için dis dibi gerilmesi açısından esdeger profil kaydirmali disli çarklar bulunamamistir. Bu sonuç asimetrik profilli dislere sahip disli çarklardan olusan mekanizmaların kaydirmali sifir mekanizmalara dis dibi gerilmesi açısından üstünlüğünü ortaya koymaktadır.

Profil kaydirilmis dislilerden olusan kaydirmali sifir mekanizmada en etkin kisit dis dibi gerilmesidir. Pozitif profil kaydirma oranı arttikça pinyonda meydana gelen teorik dis dibi gerilmesi azalmakta, buna karsin aynı oranda negatif kaydirma uygulanan disli çarkin dis dibindeki gerilme de artmaktadır. Sekil 4.27'de de K-0 mekanizmada profil kaydirma oranına bagli olarak pinyon ve disli çarkin dis dibi gerilmelerindeki degisimin bir örneği gösterilmektedir. Bu mekanizmada $x_1 = +0,275 = -x_2$ profil kaydirma oranlarında pinyon ve disli çarkin dis dibi gerilmeleri esitlenmektedir. Bu durum programın bir sinir sarti olduğundan bu noktada programın çalışması sonlanır.



Sekil 4.27 Mekanizma 1 için pinyon ($z_1=18$) ile dislinin ($z_2=36$) profil kaydırma faktörüne bağlı olarak $Y_{Fa} \cdot Y_S \cdot Y_e$ çarpımının değişimi

Bir diğer karsılaştırmada kaydırmalı sıfır mekanizma yerine kaydırmalı mekanizma kullanılarak yeni sonuçlar elde edilmiştir (Sekil 4.28). Grafiklerde ön yüzey kavrama açısına karşılık pinyon ve disli çarka paylaştırılacak olan toplam profil kaydırma oranı (x_1+x_2) sunulmaktadır. Yapılan araştırmada toplam profil kaydırma oranları DIN 3992'de tavsiye edildiği şekilde 0,6-1,2 arasında alınmaktadır. Profil kaydırma oranının disliler arasında paylaştırılması DIN 3992'de önerilen denklem kullanılarak program tarafından yapılmaktadır.

Bu mekanizmalarda eksenler arası mesafenin değişimi ile yuvarlanma dairesi taksimat dairesinden farklı olacağından dis kuvvetinin tegetsel bileşeni çok az değişmektedir. Bu değişim programda hesaplanarak göz önüne alınmıştır.

Sekil 4.28'de verilen grafikler incelendiğinde kaydırmalı sıfır mekanizmanın tersine büyük disli çarkın dis sayısının artması (çevrim oranının artması) ile daha küçük ön yüzey kavrama açısına sahip asimetric disli çarklara dis dibi gerilmesi açısından esdeğer profil kaydırmalı disli çarklar elde edilebilmektedir. Bunun nedeni büyük dis sayılarına sahip disli çarklarda profil kaydırma faktörü arttıkça, dis form faktörünün (Y_{Fa}) bir sınırdan sonra artmaya başlamasıdır. Pinyonun dis sayısının artmasıyla ise esdeğerlik üst sınırı kaydırmalı sıfır mekanizmada olduğu gibi düşmektedir.

Kaydırmalı mekanizmalarda, kaydırmalı sıfır mekanizmalara oranla daha büyük ön yüzey kavrama açısına sahip disli çarklara esdeğer profil kaydırmalı disli çarklar bulunabilmektedir. Kaydırmalı sıfır mekanizmalar ile profil açıları en fazla $\alpha_c=20^\circ$ ve $\alpha_d \approx 28^\circ$ olan asimetric disli çarklara verilen sınır şartlarına uygun olarak esdeğer profil kaydırmalı disli çarklar bulunabilmektedir. Kaydırmalı mekanizmalarla yapılan karsılaştırmalarda gerilme açısından esdeğeri bulunabilen asimetric disli çarkların en büyük ön yüzey kavrama açısı $\alpha_d \approx 30^\circ$ olmuştur. Örneğin; $z_1=18$, $z_2=36$ için yapılan örnek çözümde $x_1 \approx 0,5$, $x_2 \approx 0,5$ profil kaydırma oranlarına sahip disli çark mekanizması, ön yüzey kavrama açısı $\alpha_d \approx 29,8^\circ$ olan asimetric disli çarklardan meydana gelen mekanizmaya dis dibi gerilmesi açısından esdeğer olarak bulunmuştur. Ancak kaydırmalı mekanizmalarda disli çark mekanizmasının eksenler arası mesafesinin değiştiği, bu sonuçlardan yararlanan tasarımcılar tarafından göz ardı edilmemelidir.

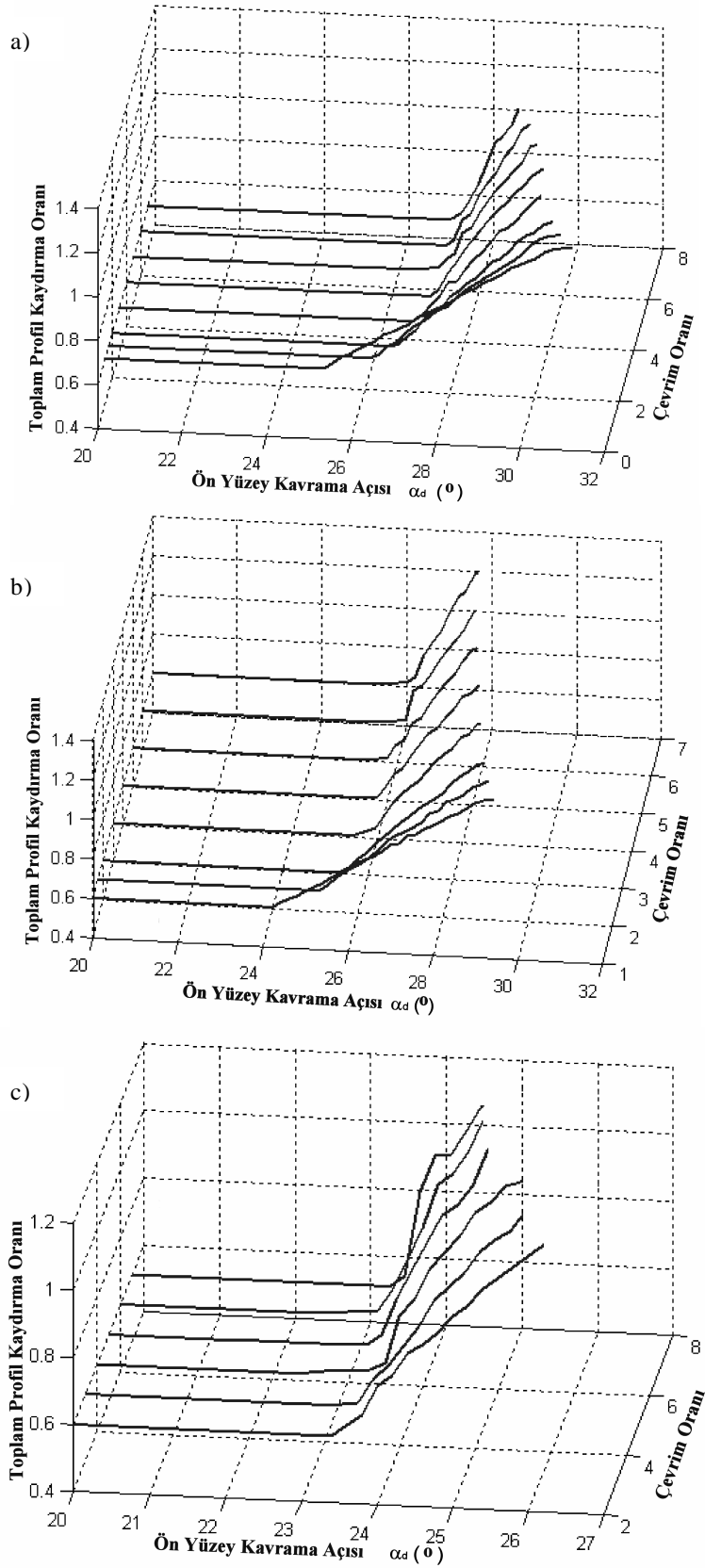
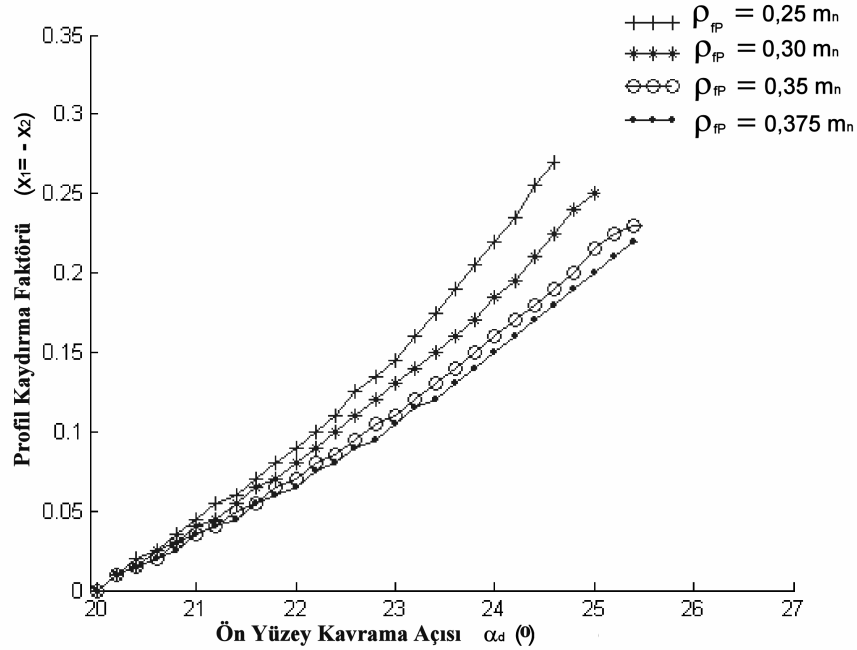


Figure 4.28 Asimetrik profilli disler esdeger profil kaydirmali dislilerin bulunmasi
a) mekanizma 1 b) mekanizma 2 c) mekanizma 3

Asimetrik profilli dise sahip disli çarklarda ön yüzeydeki kavrama açısı, kavrama oranı ve dis bası sivrilmesi kısıtları göz önüne alındığında, 39-40°'ye kadar seçilebilmektedir. Elde edilen teorik sonuçlar incelendiğinde esdeğerleri bulunabilen asimetrik profilli dise sahip disli çarkların ön yüzey kavrama açıları 40° civarına yaklaşılmamaktadır. Bu sonuç, asimetrik profilli dislere sahip disli çarkların dis dibi gerilmesi açısından profil kaydirmalı dislilerden daha üstün olabildiğini göstermektedir.

Önceki bölümde önemli disli parametrelerinden biri olan takım radiusunun asimetrik profilli dislerin dis dibi gerilmelerini nasıl etkilediği incelenmiş ve takım radiusunun artması ile dis dibi gerilmelerinde azalma gerçekleştiği bulunmuştur. Bu bölümde gerçekleştirilen karşılaştırma sonuçlarının takım radiusunun değişimi ile nasıl değiştiği Şekil 4.29'da sunulan grafiksel sonuçlar ile incelenmiştir. Bu örnekte 0,25m_n, 0,30m_n, 0,35m_n ve 0,375m_n değerlerine sahip takım radiusları kullanılmıştır.



Şekil 4.29 Takım radiusunun dis dibi esdeğerliğine etkisi (Mekanizma-1, $z_2 = 36$ ve kaydirmalı sıfır mekanizma için)

Takım radiusunun artması sonucunda öncekine göre daha büyük ön yüzey kavrama açılı asimetrik dise sahip disli çarkların dis dibi gerilmesi açısından esdeğerleri bulunabilmektedir. Bununla birlikte aynı ön yüzey kavrama açısına sahip asimetrik disli çarklara esdeğer olarak bulunan profil kaydirmalı dislilerin profil kaydırma oranı daha küçük olmaktadır. Sonuç olarak takım radiusunun artması karşılaştırmada profil kaydırılmış disli çarkların lehine olmaktadır.

4.12 Asimetrik Profilli Dislere Sahip Düz Disli Çarkların Dinamik Yüklerinin Belirlenmesi

Asimetrik profilli dislere sahip evolvent düz disli çarkların dinamik yükler açısından teorik olarak incelenmesine literatürde karşılaşılmamıştır. Bu önemli eksiklik bu çalışma çerçevesinde giderilmeye çalışılmıştır. Dinamik yüklerin belirlenmesi önceki bölümde anlatılan yöntem kullanılarak dinamik yükler ve dinamik faktörler ön yüzey kavrama açısı ve dis yüksekliği parametrelerine bağlı olarak elde edilmiştir.

Dinamik yüklerin incelenmesi için örnek sayısal sonuçlar bu bölüm içerisinde sunulmuştur. Ön yüzey kavrama açısına bağlı olarak dis rijitliği ve mekanizmanın kavrama oranı bu disli çarkların analizini konvensiyonel düz disli çarkların dinamik analizinden ayırmaktadır.

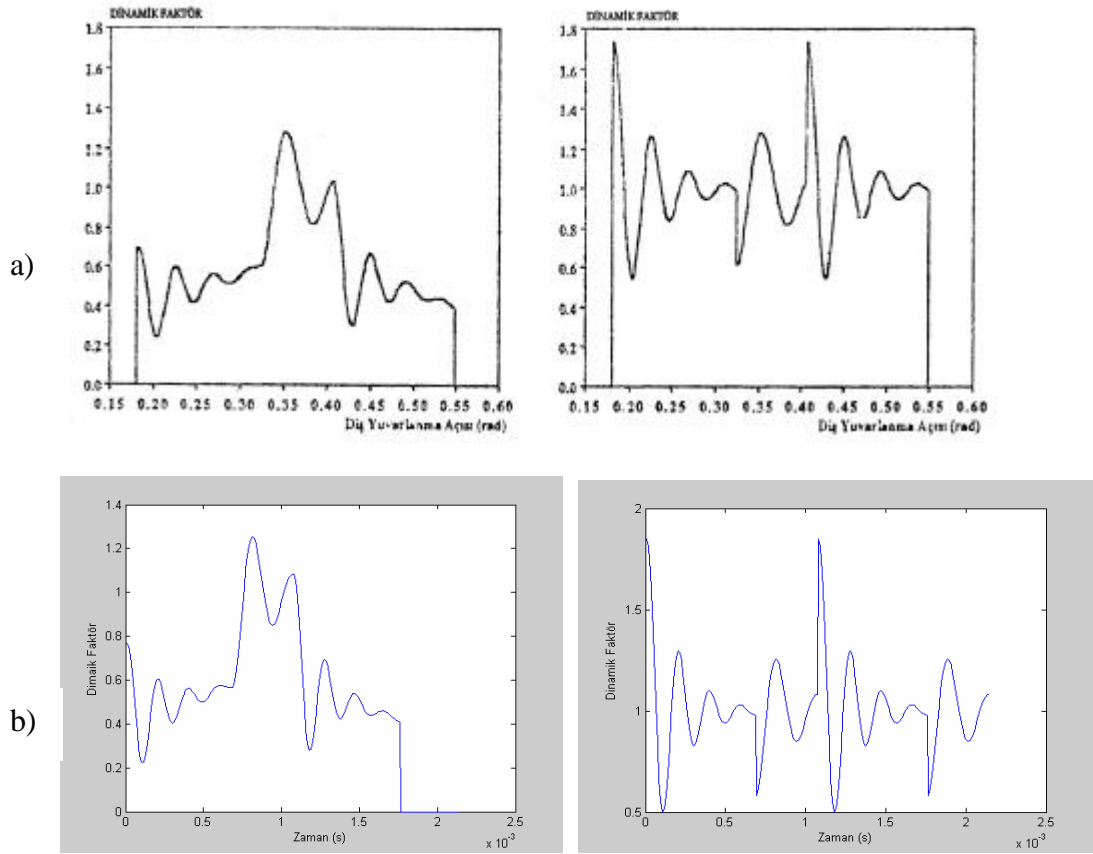
Literatürde kullanılan nümerik bir yöntemi içeren ve hem asimetrik hem de simetrik disler için kullanılmasını sağlayan bu çalışmada geliştirilen programın doğruluğu düz disli çarklar için daha önce elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılarak sunulmuştur.

Dinamik yüklerin belirlenmesinde en önemli parametre dis rijitliğidir. Dis rijitliklerinin tespiti için sonlu elemanlar metodunun yanında analitik modellerden elde edilmiş bağıntılar kullanılmaktadır. Bu bağıntılar bilgisayar programlama açısından çok elverişlidir. Ancak asimetrik disler için elde edilmiş bağıntıların literatürde bulunmaması nedeniyle bu çalışmada dis rijitliği için özel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen program sayesinde kuvvet yönündeki dis deformasyonları kavrama periyodunu 4'e bölen 5 temas noktası için otomatik olarak elde edilmektedir. Bu deformasyon değerleri Microsoft Excel programında rijitlik değerlerine dönüştürülüp eğim eğrileri ve bu eğrilerin denklemleri bulunmaktadır. Elde edilen bu eğriler program içerisinde kullanılarak asimetrik profile sahip dislerden oluşan düz disli çarkların dinamik analizi gerçekleştirilmektedir.

Elde edilen sonuçların doğruluğunu denemesi için Arıkan (1991) tarafından yapılan çalışmadaki sonuçlarla gerçekleştirilmiştir. Kullanılan mekanizmanın özellikleri Tablo 4.26'da verilmiştir. Şekil 4.1'de verilen karşılaştırılacak sonuçların benzerliği kolaylıkla görülmektedir. Arıkan (1991) çalışmasında rijitlik bilgilerini vermediğinden bu tez çalışmasıyla ayrılmaktadır. Sonuçlardaki yakınlık elde edilen sonuçların kabul edilebilecek doğrulukta olduğunu ortaya çıkarmaktadır.

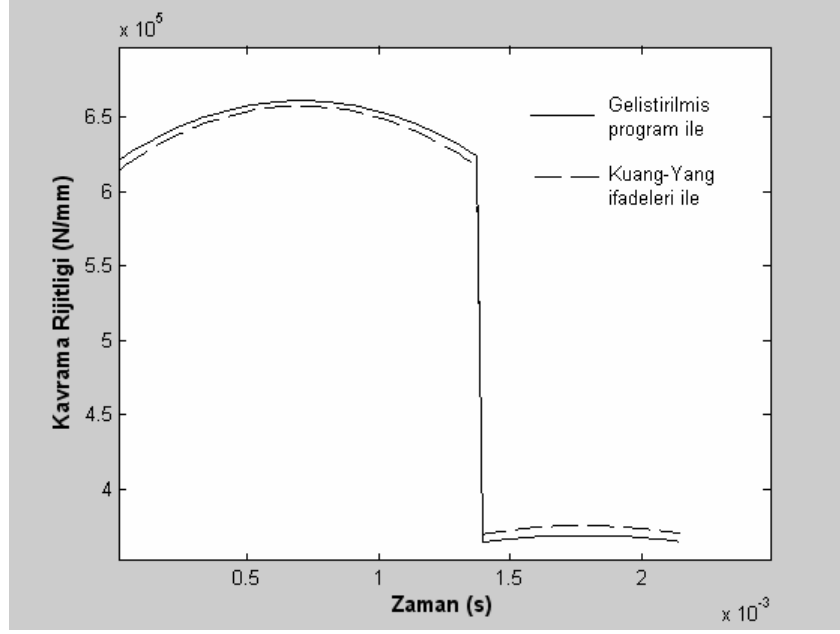
Tablo 4.1 Literatürde kullanılan bir örnek disli çark mekanizması

Modül	3.18 mm
Pinyon diş sayısı	28
Çevrim oranı	1
Pinyon kütlesi	0,3 kg
Disli kütlesi	0,3 kg
Malzeme	Çelik
Yağın kinematik viskozitesi	75 cSt
Sönüm oranı	0,17
Disli genişliği	6,35 mm



Sekil 4.26 Dinamik faktörlerin karşılaştırılması
a) Arikan (1991) tarafından b) Bu çalışmada hesaplanan

Gelistirilen program ve sonlu elemanlar dis modeli sayesinde bulunan dis rijitliğinin doğruluğu, aynı mekanizmanın literatürde çok sayıda çalışmada kullanılmış kavrama rijitliğini veren denklemler sayesinde bulunan sonuçlarla karşılaştırılarak incelenmiştir. Kuang ve Yang (1989) tarafından çıkarılmış ve çok sayıda çalışmada kullanılan denklemlerle ve bu tez çalışmasında geliştirilen program ile bulunan sonuç Sekil 4.27'de karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların %10'dan az farkla birbirine yakın olması, bu çalışmada kullanılan yöntemin doğruluğunu ve uygunluğunu kanıtlamaktadır.



Sekil 4.27 Kavrama rijitliğinin karşılaştırılması

Önceki bölüm içerisinde aktarılan yöntemin uygulanması ve sonuçların elde edilmesi bu bölümde iki örnek mekanizma üzerinde yapılmaktadır. Örnek mekanizmalardan ilkinin analiz için gerekli olan verileri Tablo 4.2’de sunulmuştur.

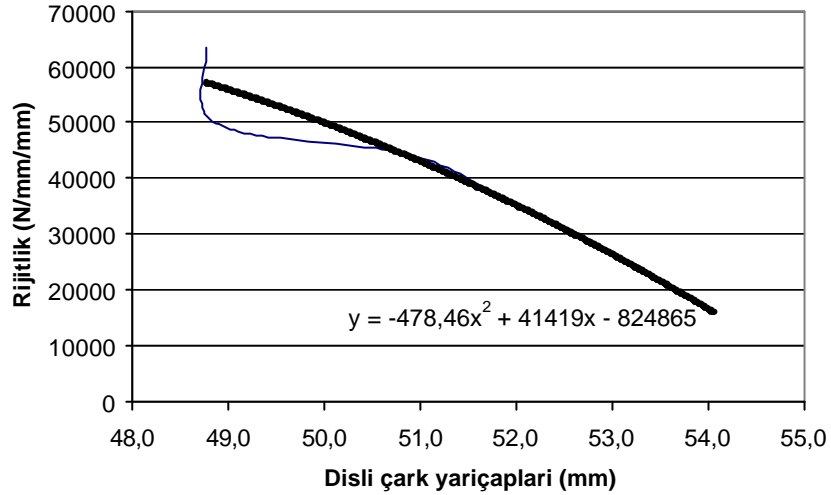
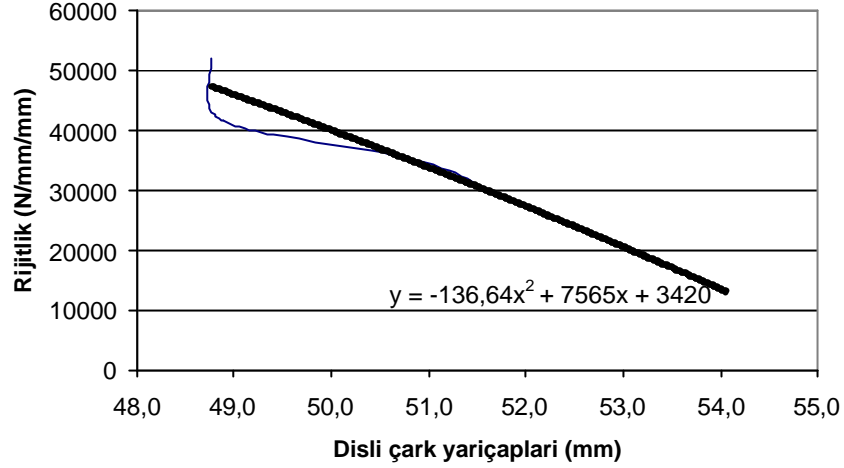
Tablo 4.2 Örnek olarak analiz edilecek mekanizmanın özellikleri

Modül	3.18 mm
Pinyon diş sayısı	32
Çevrim oranı	1
Pinyon kütlesi	1,2 kg
Dişli kütlesi	1,2 kg
Malzeme	Çelik
Yağın kinematik viskozitesi	100 cSt
Sönüm oranı	0,17
Dişli genişliği	25,4 mm
Diş derinliği	1,25 m
Diş basi yüksekliği	1 m

Bu genel özelliklere sahip mekanizmada simetrik dişlere sahip dişli çarklar ile farklı ön yüzey kavrama açlarına sahip asimetric dişlere sahip dişli çarklar karşılaştırılmıştır. Kavrama açısı 20° olan simetrik profilli dişlere sahip dişli çarklar ile ön yüzey kavrama açıları 25° , 30° ve 35° olan asimetric dişlere sahip dişli çarklar oluşan dinamik yükler açısından karşılaştırılmıştır.

Öncelikli olarak sonlu elemanlar metodu ile bulunan kuvvet yönündeki deformasyon değerleri bulunmakta ve bunlar rijitliğe dönüştürülmektedir. Sekil 4.28’de

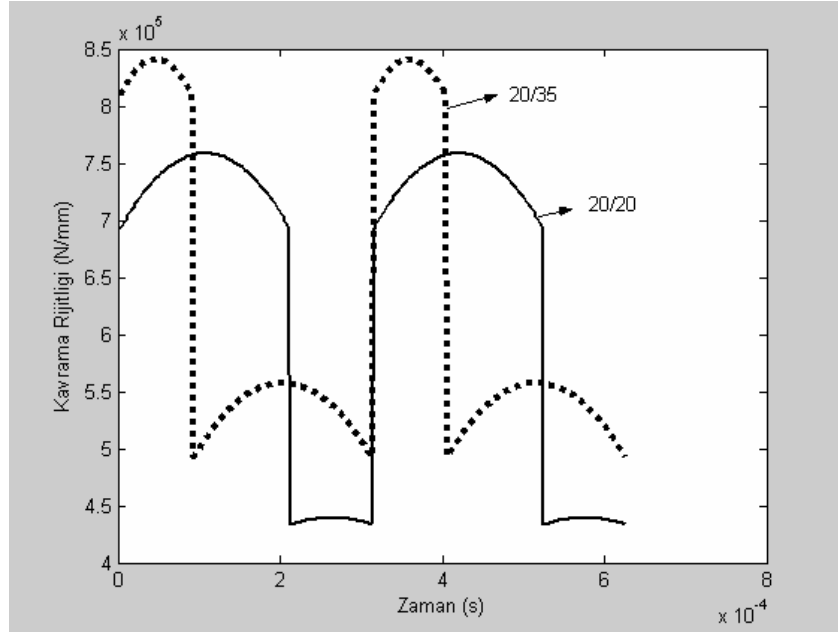
örnek rijitlik eğrileri ve denklemleri sunulmuştur. Bu eğriler örnekte kullanılan tüm simetrik ve asimetrik her bir diş için eğri uydurma yöntemi ile çizdirilip denklemleri elde edilmektedir.



Sekil 4.28 Dis profili boyunca dis rijitlik eğrilerinin çıkarılması a) 20°/20° için b) 20°/35° için

Sekil 4.28’de sunulan sonuçlardan dis rijitliğinin dis basına gidildikçe azaldığı ve asimetrik disin rijitliğinin aynı yarıçaplara denk gelen noktalarda daha fazla olduğu görülmektedir. Bununla birlikte Sekil 4.29’da kavrama rijitliğinin kavrama süreci boyunca değişimi görülmektedir. Tek diş çifti bölgesinde kavrama rijitliğinin daha düşük olduğu bir kez daha tespit edilmektedir. Ön yüzey kavrama açısı 35° olan asimetrik dise sahip düz disli çarklar ile simetrik düz disli çarkların kavrama rijitlikleri karşılaştırılmıştır. Daha önceden de ifade edildiği gibi tek diş çifti bölgesi ön yüzey

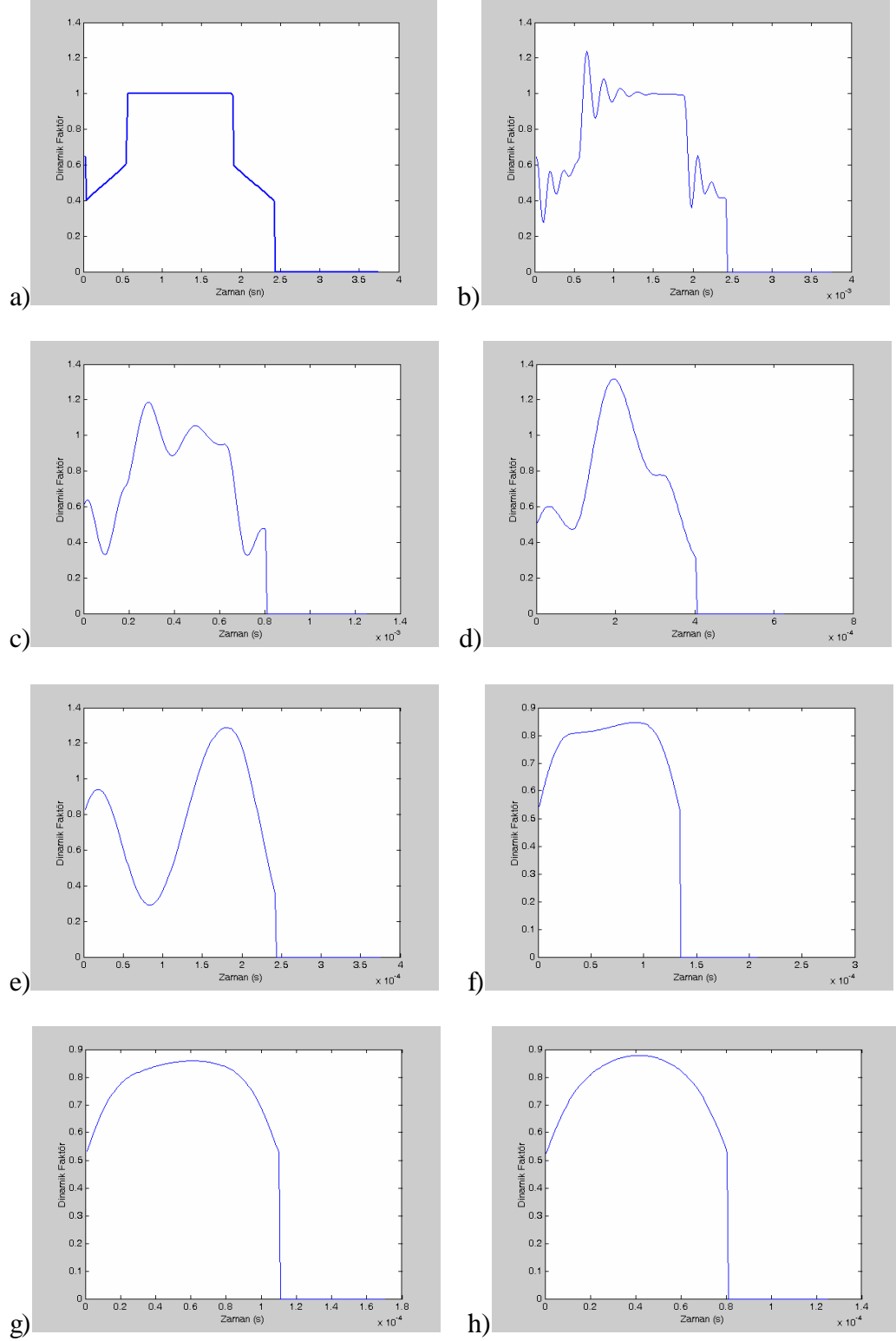
kavrama açısının artmasıyla büyümektedir. Bu bölgenin büyümesi kavrama rijitliğinin düşük olduğu kavrama sürecini uzatmaktadır. Bu sonuç, dis rijitliğindeki artışın dinamik yükler açısından oluşturacağı olumsuz etkiyi azaltmaktadır. Arka yüzey kavrama açısının daha büyük olduğu asimetrik dise sahip disli çarklarda kavrama durumunun değişmemesine bağlı olarak bu olumsuz etki mutlaka görülecektir.



Şekil 4.29 Kavrama süreci boyunca kavrama rijitliğinin değişimi

Şekil 4.28'dekine benzer olarak elde edilen rijitlik denklemlerinin geliştirilen program içerisinde yerleştirilmesiyle devir sayısına bağlı olarak bulunan dinamik yüklerin değişimi elde edilmektedir. Ön yüzey kavrama açısı 35° olan asimetrik dise sahip disli çarklar için bulunan sonuçlardan bazıları Şekil 4.30'da sunulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde dinamik yükün devir sayısına göre değişimi devir sayısının mekanizmanın özgül frekansına olan yakınlığı ve uzaklığı ile değiştiği görülmektedir. İki farklı kavrama durumu için iki özgül frekans değeri bulunmaktadır.

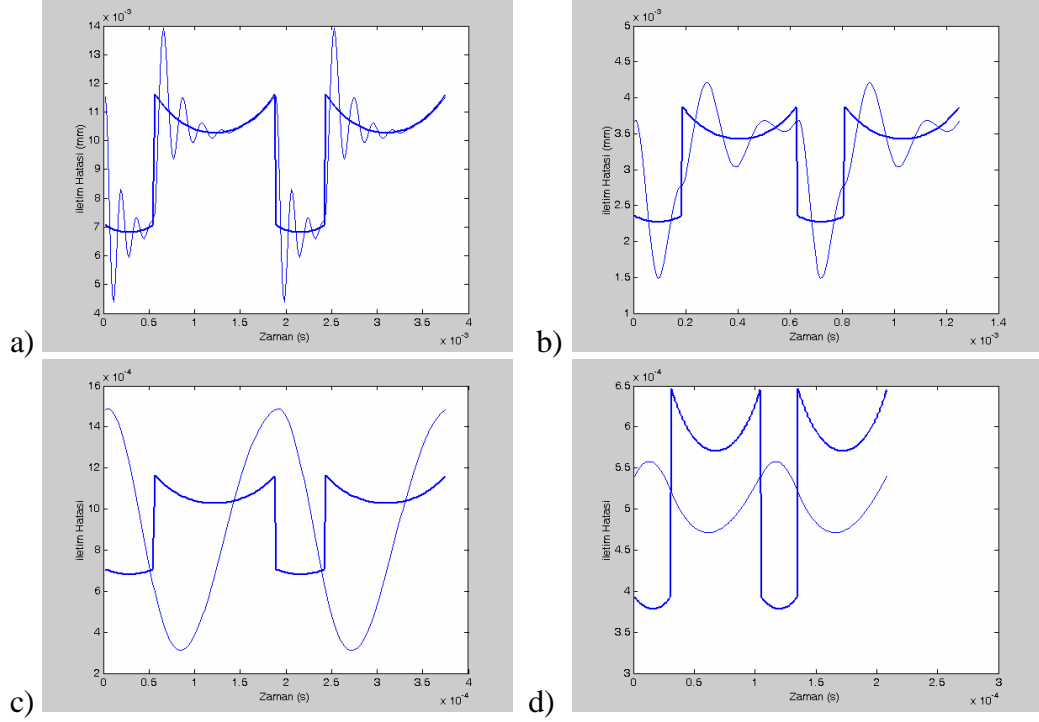
Devir sayısı özgül frekansa yaklaştıkça maksimum dinamik faktörün arttığı görülmektedir (Şekil 4.30-e). Ayrıca maksimum dinamik yükün tek dis çifti kavrama bölgesinde ve bu bölgenin başlangıç noktası B noktasına yakın olduğu belirlenmektedir. 10 000 d/dk'dan daha yüksek dönme hızlarında dinamik yük azalmakta ve dinamik faktör 1 değerinin altına düşmektedir. Yine dinamik yükün genlik değerleri de daha kararlı bir hal almaktadır. Şekil 4.30-a'da 1 d/dk için görülen sonuç sadece dis rijitliklerinin etken olduğu statik hal içindir.



Sekil 4.30 Ön yüzey kavrama açısı 35° olan asimetrik dise sahip düz dişli çark mekanizmasının dinamik yük faktörünün pinyonun devir sayısına göre değişimi

a) 1 d/dk b) 1000 d/dk c) 3000 d/dk d) 6000 d/dk e) 10000 d/dk f) 18000 d/dk g) 22000 d/dk h) 30000 d/dk

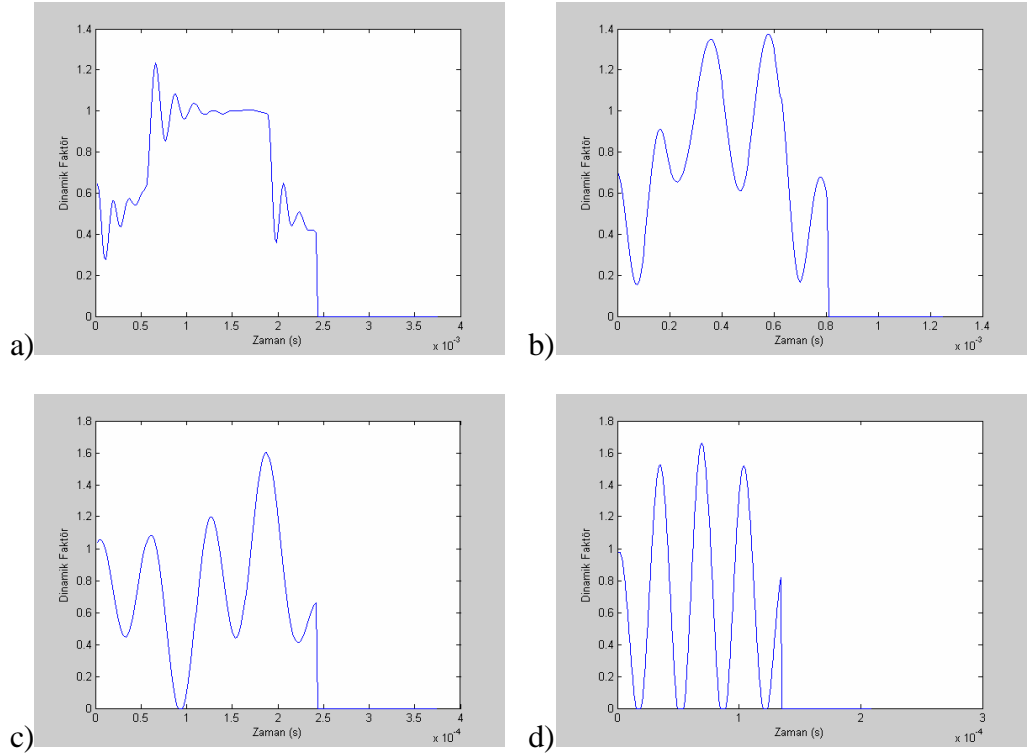
Statik iletim hatalari ve dinamik iletim hatalari disli çark mekanizmalarinin titreşim çalışmalarında önem verilen parametrelerdir. Gelistirilen program sayesinde iletim hatalarının da değisimi elde edilebilmektedir. Sekil 4.31’de statik ve dinamik iletim hatalarının üst üste çizdirildiği grafikler görülmektedir. Bu grafikler sayesinde farklı devir sayılarının iletim hatalarının üzerindeki etkileri gösterilmektedir.



Sekil 4.31 Ön yüzey kavrama açısı 35° olan asimetric dise sahip düz disli çark mekanizmasının statik ve dinamik iletim hatalarının devir sayısına göre değisimi

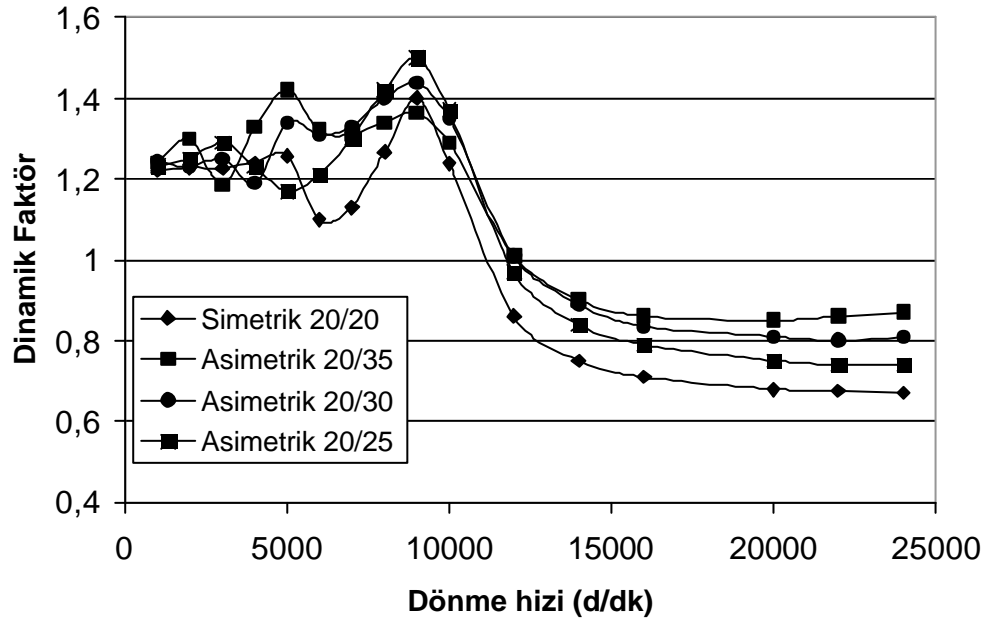
a) 1000 d/dk b) 3000 d/dk c) 10000 d/dk d) 18000 d/dk

Dinamik yükleri etkileyen diğer bir önemli parametre de dis profil hatalarıdır. Dis profil hatalarının tespiti standart ölçüm cihazları ile gerçekleştirilmektedir. Ancak teorik çalışmalarda belirli kabuller yapılmakta ve dis profil hatası periyodik bir fonksiyonla tanımlanmaktadır. Bu çalışmada, profil hatası sinüsoidal bir fonksiyon olarak tanımlanmaktadır. Genlik değeri başlangıçta programa girilmektedir. Tez içerisinde verilen sonuçlar farklı bir durum belirtilmedikçe sıfır profil hatasına sahip disli çarklar için elde edilmiştir. Hatasız disli çarklar ancak teorik çalışmalarda mümkündür. Dis profil hatalarının dinamik yüklerle etkileri Sekil 4.32’de verilen sonuçlarla belirlenebilmektedir. Bu örnekte toplam dis profil hatası $10 \mu\text{m}$ olarak kabul edilmiştir. Disli hataları dinamik yükün artmasına ve daha fazla dalgalanmasına sebep olmaktadır. Hatta artan dönme hızıyla özellikle 10000 d/dk’ dan sonra dislerde ayrılmalar söz konusu olmaktadır (Sekil 4.32-c-d).



Sekil 4.32 Ön yüzey kavrama açısı 35° olan asimetrik dise sahip disli çark için profil hatasının dinamik yüke etkisi a) 1000 d/dk b) 3000 d/dk c) 10000 d/dk d) 18000 d/dk

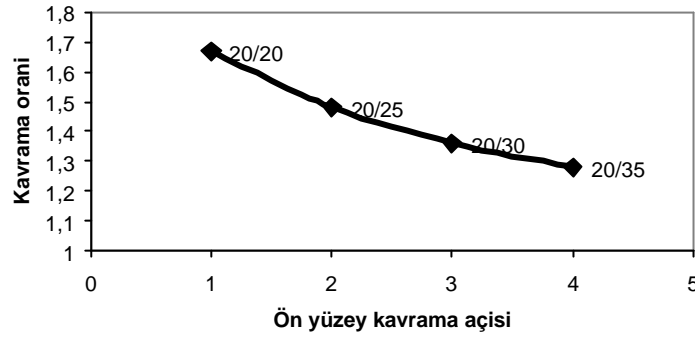
Simetrik disler ile asimetrik dislerin dinamik yük açısından daha iyi bir şekilde karşılaştırılması için maksimum dinamik faktörlerin pinyonun devir sayısına göre değişimi Sekil 4.33'teki grafikte gösterilmiştir.



Sekil 4.33 Dinamik faktörün dönme hızına bağlı değişimi

Sekil 4.33 incelendiğinde yukarıda ifade edilmiş sonuçlar bir kez daha görülmektedir. Asimetrik profilli disler için dinamik yüklerin ön yüzey kavrama açısının büyütülmesiyle özellikle yüksek hızlarda arttığı görülmektedir. Bu artışın sebebi ön yüzey kavrama açısının büyümesi ile düşen kavrama oranı ve artan ortalama dis rijitliğidir. Ancak rezonans frekansına yakın dönme hızlarında maksimum dinamik faktörün değişimi bir genelleme yapmaya izin vermemektedir.

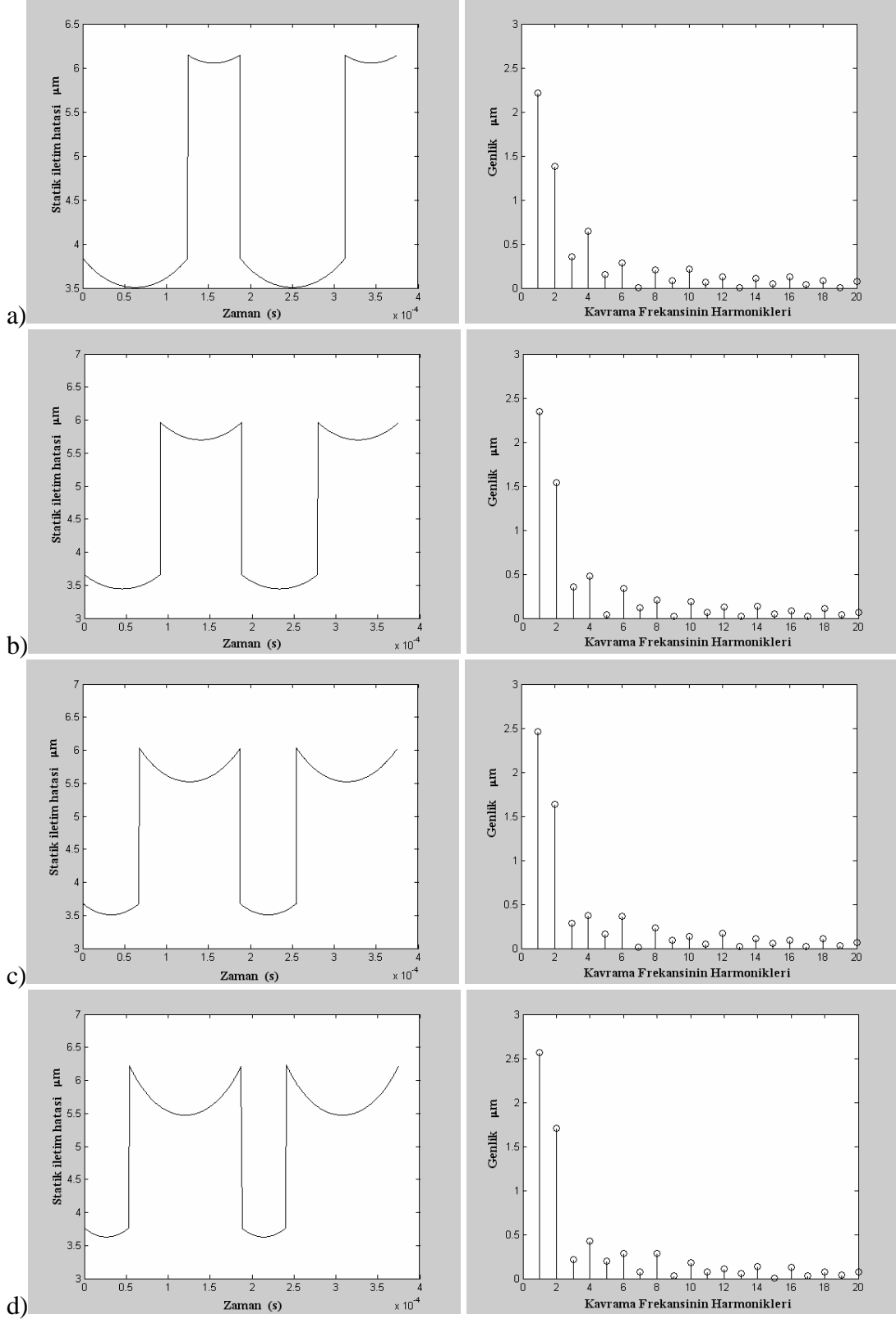
Mekanizmanın kavrama oranının kullanılan disli çarklara bağlı değişimi Sekil 4.34'de sunulmuştur. Ön yüzey kavrama açısı büyük asimetrik dislere sahip disli çark kullanmak mekanizmanın kavrama oranını düşürmekte dolayısıyla yük paylaşımını, dinamik yükleri etkilemektedir.



Sekil 4.34 Karşılaştırmada kullanılan disli çark mekanizmasının tercih edilen disli çarklara bağlı olarak kavrama oranlarının değişimi

Statik iletim hatalarının frekans boyutunda çevrimi hızlı Fourier dönüşümü ile gerçekleştirilmiştir. Rezonans frekansına yakın bir dönme hızı için bulunan statik iletim hataları ve bunların frekans spektrum analizleri Sekil 4.35'de sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde ilk iki harmoniklerin genlik değerlerinin statik yükün periyodik sinyalinin elde edilmesinde daha etkili olduğu görülmektedir. Bu nedenle bu harmoniklerin genlik değerlerinin karşılaştırılması daha uygun olacaktır.

Ön yüzey kavrama açısının artması ile ilk harmonikteki genlik değerlerinin arttığı görülmektedir. Bu sonuç disli çark gürültü ve titreşim tahrihinin bu örnekteki asimetrik profilli dislere sahip disli çarklarda az da olsa daha yüksek olduğunu göstermektedir. Bu dinamik faktörün değişimi ile paralellik göstermektedir. Ancak disli gürültüsünün tek kaynağı statik iletim hatalarında ki değişim olmadığından bu verilerle gürültü ile ilgili kesin sonuçlar çıkarmak doğru olmayacaktır. Deneysel çalışmalarla birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir.



Sekil 4.35 Statik iletim hatalari ve frekans spektrumlari

a) $20^\circ/20^\circ$ b) $20^\circ/25^\circ$ c) $20^\circ/30^\circ$ d) $20^\circ/35^\circ$

İncelenen mekanizmadaki hem dinamik faktörler hem de statik iletim hataları göz önüne alındığında asimetrik dişli çarkların standart simetrik dişli çarklara oranla dinamik açıdan farklı yöntemlerle giderilemeyecek kadar kötü sonuçların elde edilmemesi diş dibi mukavemetindeki performans artışları ile birlikte değerlendirildiğinde çok ilgi çekici ve değerlidir.

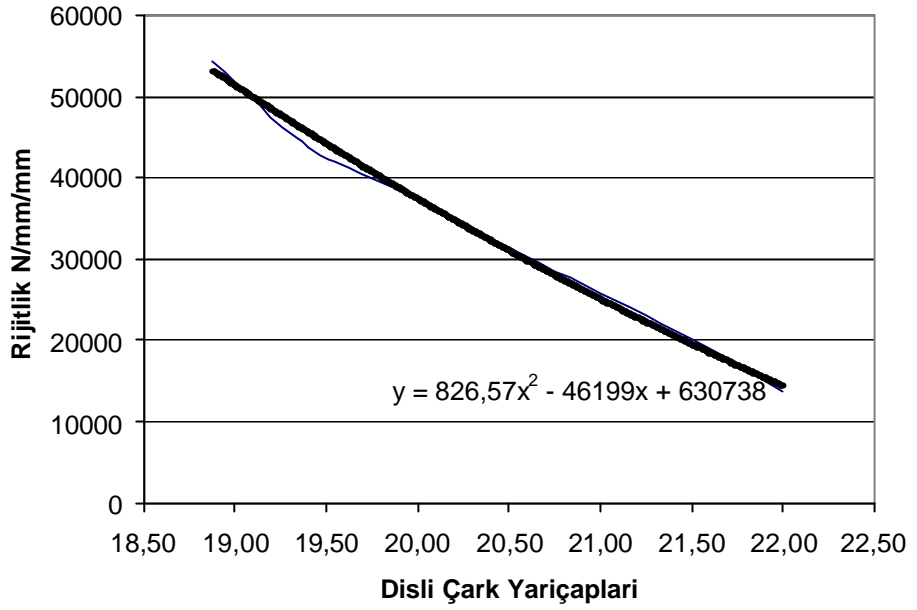
Elde edilen sonuçların farklı bir mekanizma için de tekrarlanıp tekrarlanmayacağını görebilmek amacıyla verileri Tablo 4.3’de verilen örnek bir mekanizma için benzer analizler gerçekleştirilmiştir.

Tablo 4.3 Örnek mekanizma için veriler

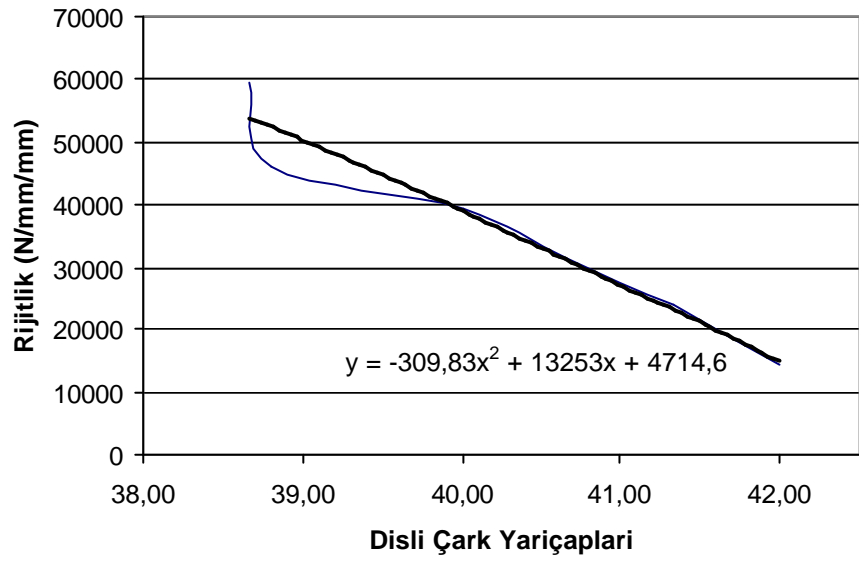
Modül	2 mm
Pinyon diş sayısı	20
Çevrim oranı	2
Pinyon kütlesi	1 kg
Dişli kütlesi	2 kg
Malzeme	Çelik
Yağın kinematik viskozitesi	100 cSt
Sönüm oranı	0,17
Dişli genişliği	20 mm
Diş derinliği	1,2 m
Diş basi yüksekliği	1 m

Bu örnekte, kavrama açısı 20° olan simetrik profilli dişlere sahip dişli çarklar ile ön yüzey kavrama açıları 24° , 28° ve 32° olan asimetrik profilli dişlere sahip dişli çarklar dinamik yükler açısından karşılaştırılmıştır. Bu örnekte çevrim oranı 2 olduğu için her diş varyasyonunda küçük ve büyük dişli için ayrı ayrı diş rijitliklerinin hesaplanması gerekmektedir. Şekil 4.36’ da ön yüzey kavrama açısı 24° olan asimetrik diş için rijitlik eğrileri örnek olarak sunulmaktadır. Elde edilen eğrilerin denklemleri programda yerine konularak bu dişli çarklar dinamik yükler açısından incelenmiştir.

Şekil 4.37’de ön yüzey kavrama açısı 32° olan asimetrik dişlere sahip dişli çarklar için dinamik yüklerin pinyonun devir sayısına bağlı olarak kavrama sürecindeki değişimi sunulmaktadır. Dinamik faktörün dönme hızının kritik hıza yaklaştıkça arttığı daha yüksek hızlarda ise azaldığı bir önceki mekanizmada elde edilen sonuçlara benzer şekilde bulunmuştur.



a)

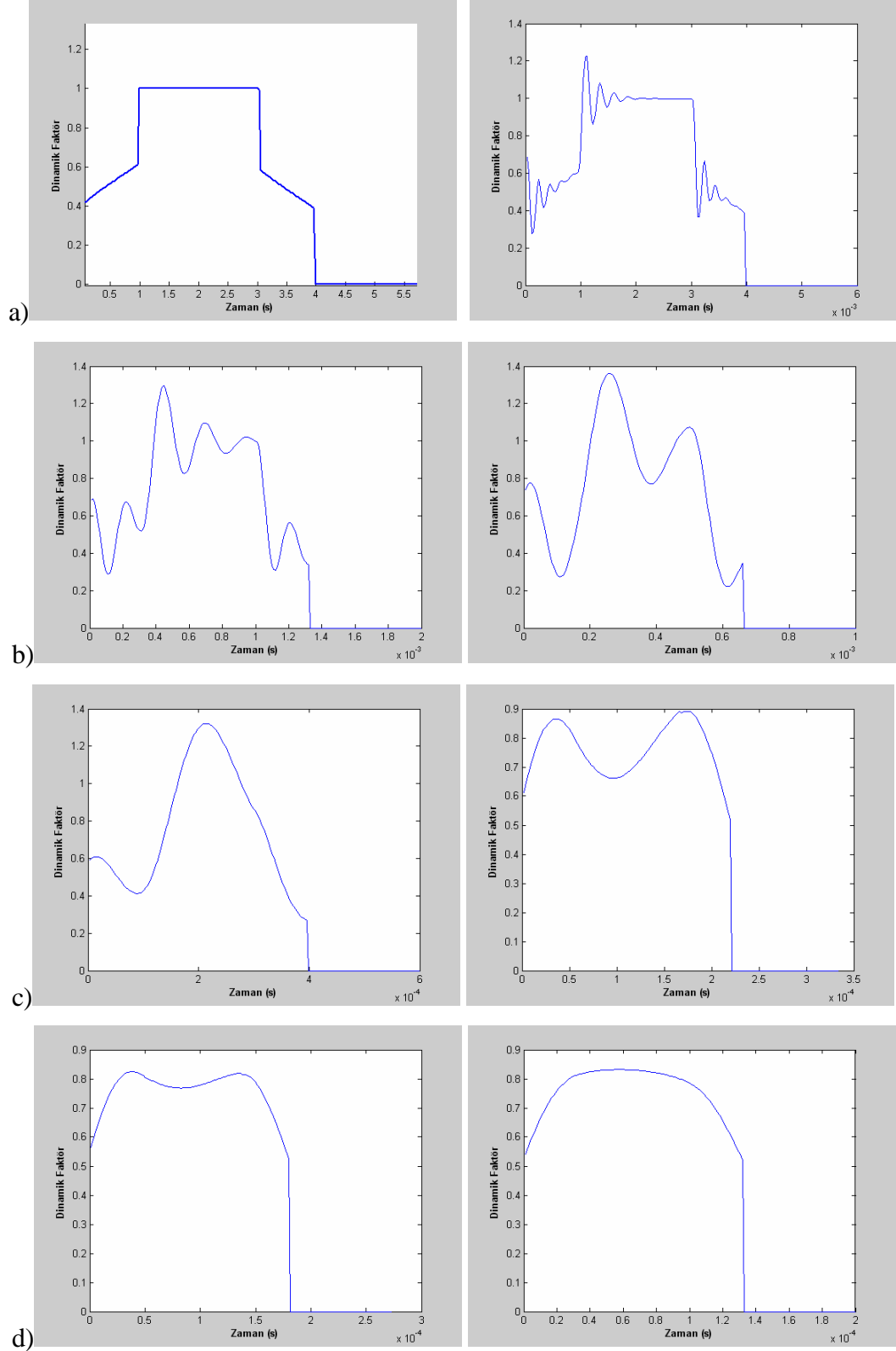


b)

Sekil 4.36 Ön yüzey kavrama açısı 24° olan disli çarklar için Dis profili boyunca dis rijitliklerinin değişimi

a) $z_1=20$ b) $z_2=40$

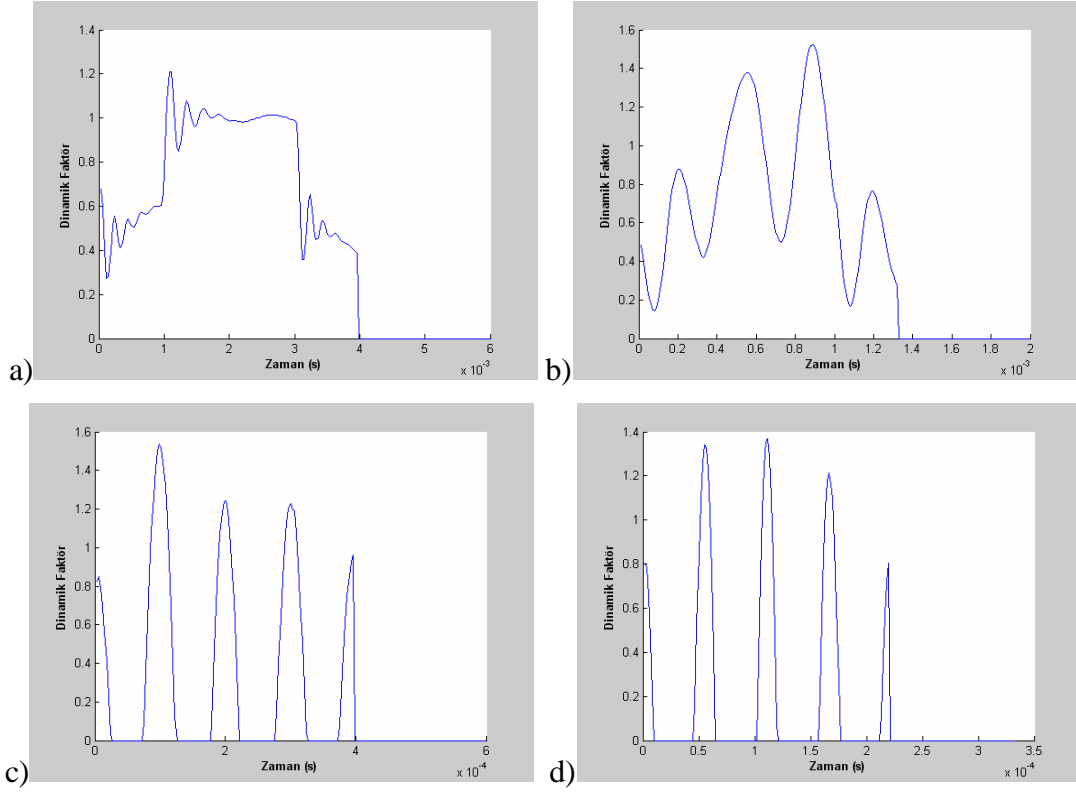
Elde edilen grafiklerden bir kavrama süreci içerisinde dinamik yükün temas konumuna bağlı değişimi gözlemlenebilmektedir. Her bir dis varyasyonu için bu grafikler geliştirilen program sayesinde elde edilebilmektedir. Her bir hizi için tüm dis varyasyonlarından elde edilen sonuçların gösterimi yerine literatürde olduğu gibi maksimum dinamik faktörlerin dönme hizina bağlı olarak tek bir grafikte gösterimi bir önceki mekanizmada olduğu gibi tercih edilmiştir.



Sekil 4.37 Ön yüzey kavrama açısı 32° olan asimetrik dise sahip düz disli çark mekanizmasının dinamik yük faktörünün devir sayısına göre değişimi

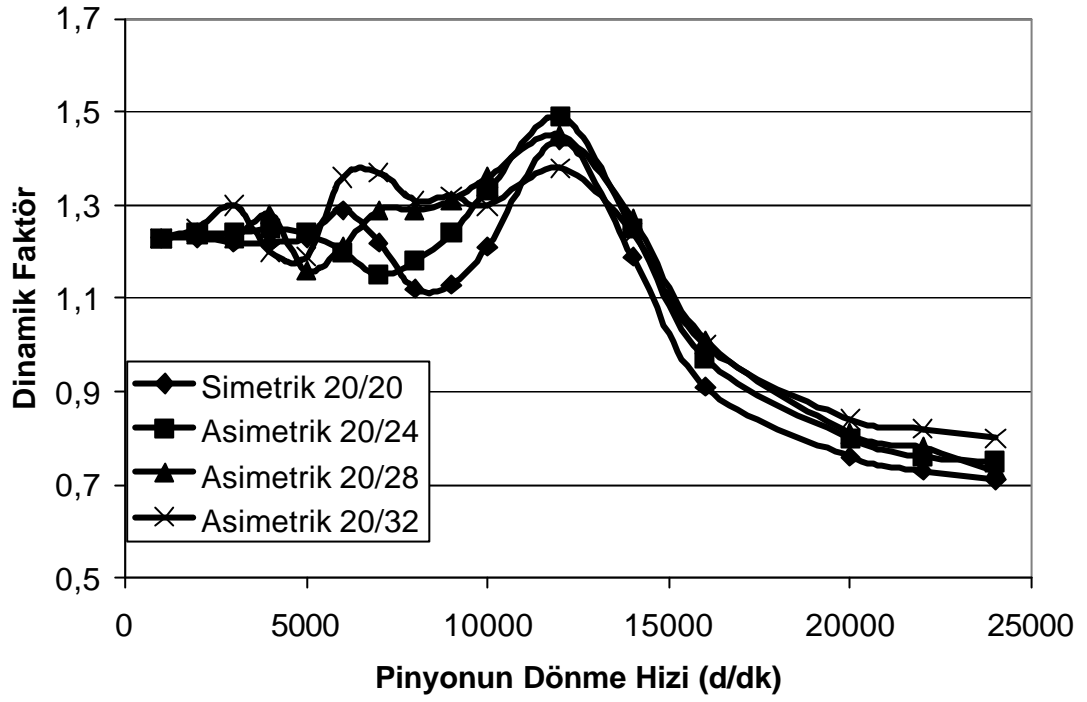
a)1 d/dk b) 1000 d/dk c) 3000 d/dk d) 6000 d/dk e) 10000 d/dk f) 18000 d/dk g) 22000 d/dk h) 30000 d/dk

Toplam dis profil hatası $10 \mu\text{m}$ alınarak elde edilen sonuçlar Sekil 4.38'de verilmektedir. Disli hataları kavrama süreci içerisinde dinamik yükün genliğinin artmasına sebep olmaktadır. Bu durum yüksek dönme hızlarında disleri arasında ayrılmalara neden olmaktadır (Sekil 4.13-c-d).

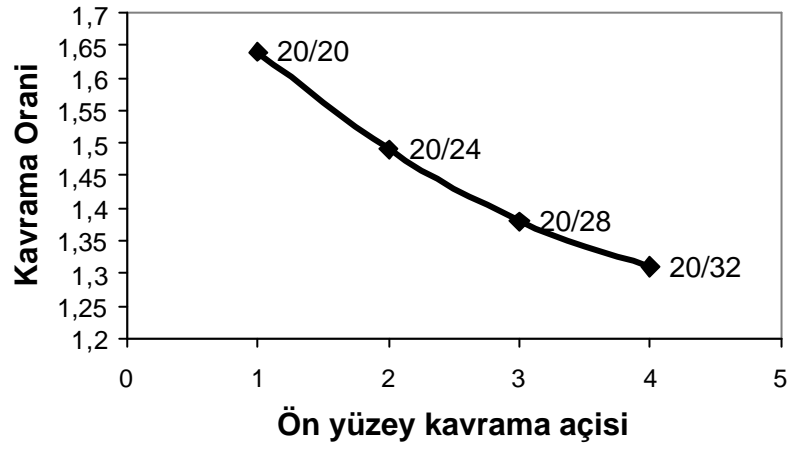


Sekil 4.38 Ön yüzey kavrama açısı 32° olan asimetrik dise sahip disli çark için profil hatasının dinamik yüke etkisi a) 1000 d/dk b) 3000 d/dk c) 10000 d/dk d) 18000 d/dk

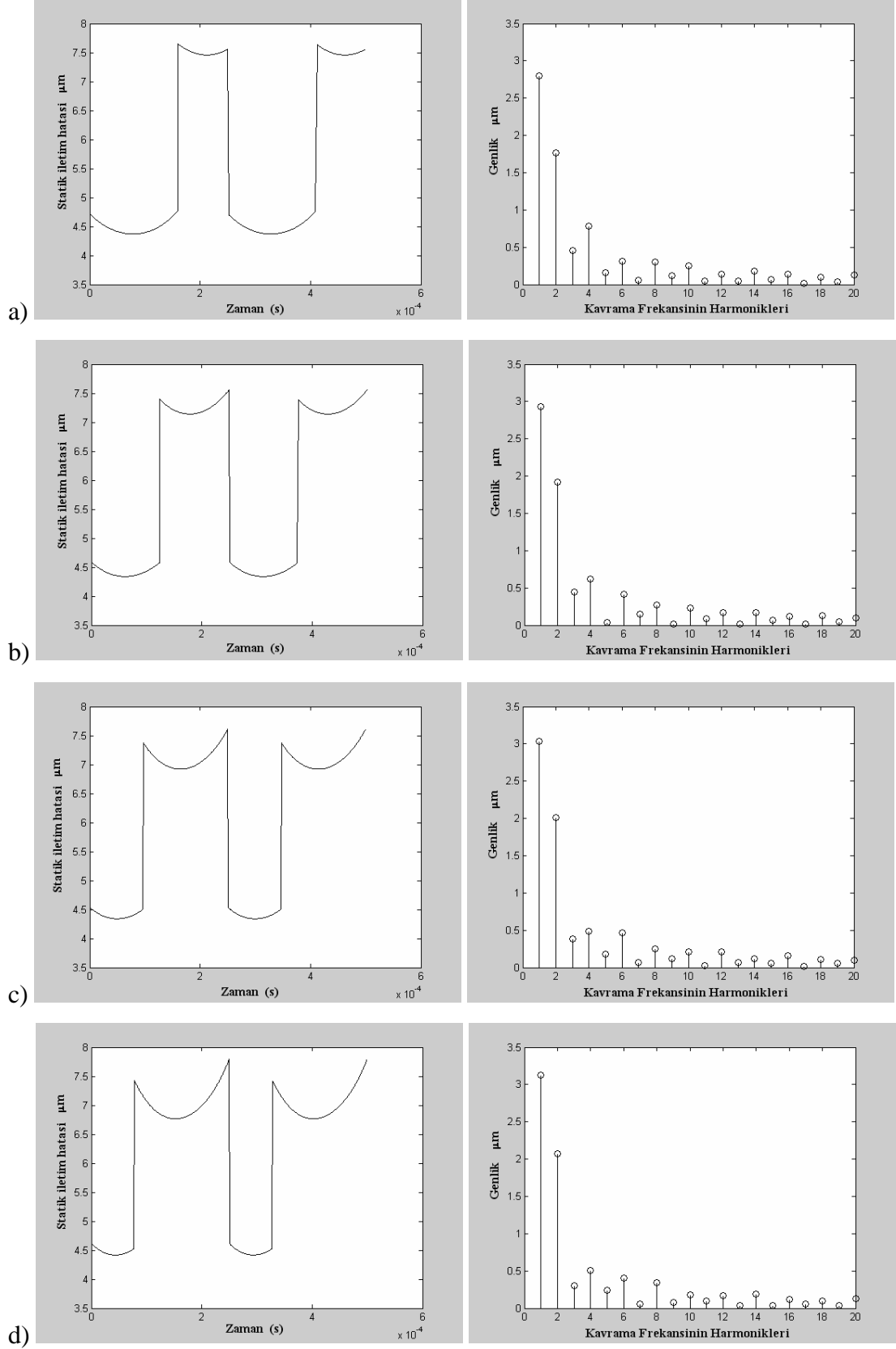
Sekil 4.39'da karşılaştırılan disli mekanizmalar için dönme hızına bağlı dinamik faktörün değişimi grafiksel olarak sunulmuştur. Bu grafikteki sonuçlar incelendiğinde yüksek hızlarda (20000 d/dk dan yüksek) asimetrik profilli dise sahip disli çarkların ön yüzey kavrama açısı büyüdükçe dinamik faktörün arttığı görülebilmektedir. Ancak yine mekanizmaların rezonans frekansı civarında (12000 civarında) bu genellemeyi yapabilmek mümkün olamamaktadır. Çünkü ön yüzey profil açısı 32° olan asimetrik dise sahip dislilerden oluşan mekanizmada dinamik faktör değeri en düşük değeri almıştır. Ancak bunun yanında 7000 d/dk civarında diğer mekanizmalardan daha büyük bir dinamik faktöre sahip olmuştur. Sonuçların yorumlanabilmesine katkı sağlayacak olan bu örnekteki mekanizmaların kavrama oranları Sekil 4.40'ta görülmektedir.



Sekil 4.39 Dinamik faktörün pinyonun dönme hizina bağlı degisimi



Sekil 4.40 Karsilastirmada kullanılan disli çark mekanizmasının tercih edilen disli çarklara bağlı olarak kavrama oranlarının degisimi



Sekil 4.41 Statik iletim hatalari ve frekans spektrumlari

a) $20^\circ/20^\circ$ b) $20^\circ/24^\circ$ c) $20^\circ/28^\circ$ d) $20^\circ/32^\circ$

Sekil 4.41’de rezonans dönme hizina yakin bir dönme hizlari için statik iletim hatalarinin zamana göre degisimi ve bunlari hizli fourier dönüsümü (FFT) sayesinde elde edilmiş frekans spektrumlari sunulmaktadır. Sekil 4.41’deki grafikler incelendiginde kavrama frekansinin ilk harmoniklerindeki statik iletim hatalari genliklerinin asimetrik profilli dislere sahip disli çarklari kavramasinda az da olsa daha fazla olduğu görülebilmektedir. Her iki mekanizmadan elde edilen sonuçlar, karsilastirma yapilan örnek mekanizmalar için asimetrik profilli dislere sahip disli çarklari gürültü tahriği açısından simetrik profilli dislere sahip düz disli çarklardan daha iyi olmadigini ama çok da farkli olmadigini göstermektedir.

4.13 Dis Yükseklikleri Arttirilmis Asimetrik Profilli Dise Sahip Düz Disli Çarklari Dinamik Yüklere Etkisi

Dinamik faktörü dolayisiyla dinamik yükü düşürebilmenin bir yolu kavrama oranini büyötmektir. Kavrama oraninin yükseltilmesi dis profili göz önüne alindiginda dis yüksekliginin standart boyutlardan daha büyük degerlere ulastirilmesi ile mümkün olabilmektedir.

Dis yüksekliginin arttirilmesi sayesinde kavrama oranini büyötmekte bununla birlikte dis basi kalinligi azalmaktadır. Beklenen bu sonuçlari görebilmek ve en iyi dis yüksekligi seçimini yapmak amacıyla gelistirilen program yardimiyla her bir asimetrik profilli dis için kavrama oranini açısından en iyi tercihler yapilabilmektedir. Yukarida sunulan örnek mekanizmalarda kullanılan disli çarklar dis yükseklikleri arttirilerek dinamik yükler açısından tekrar analiz edilmişlerdir.

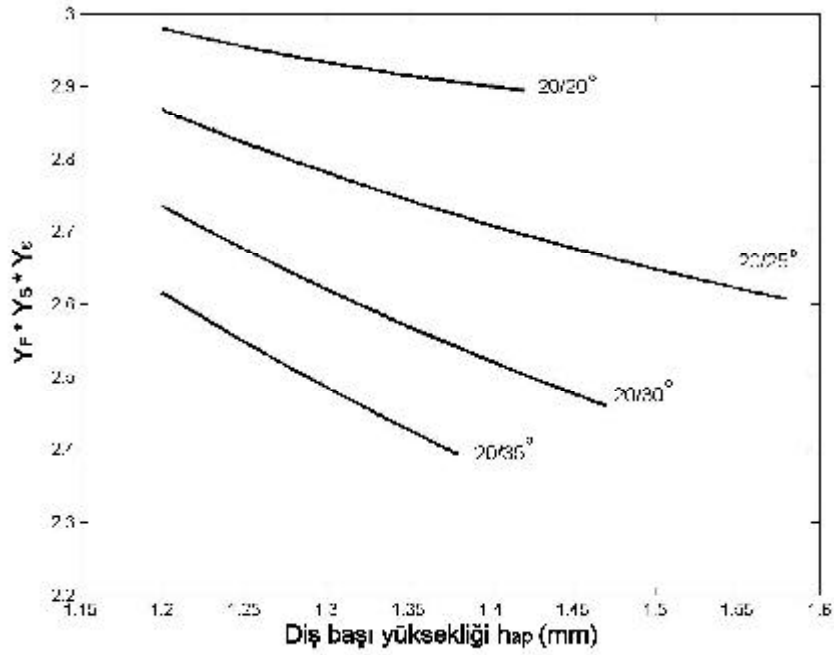
Örnek alınan disli çarklar için kavrama oraninin en yüksek olduğu dis yükseklikleri seçilerek yeni disli çarklar tasarlanmıştır. Bu disli çarklari kavrama açilari ve dis yükseklikleri Tablo 4.4’te sunulmaktadır.

Tablo 4.4 Dis yüksekligi arttirilmis asimetrik profilli dislere sahip disli çarklar

Ön Yüzey Kavrama Açisi	Takim Dis Derinligi	Takim Dis Basi Yüksekligi	Kavrama Orani
25°	1,38 .m	1,58. m	1,98
30°	1,27. m	1,47. m	1,7
34°	1,17. m	1,37. m	1,5

Dis yüksekliginin arttirilmesi ile simetrik profilli dise sahip düz disli çarklarda da kavrama oranini yükseltilebilmektedir. Ancak asimetrik disin dis dibi gerilmesi açısından sagladigi avantaj Sekil 4.42’deki dis yüksekliginin arttirilmesi ile $Y_{Fa} * Y_S * Y_E$

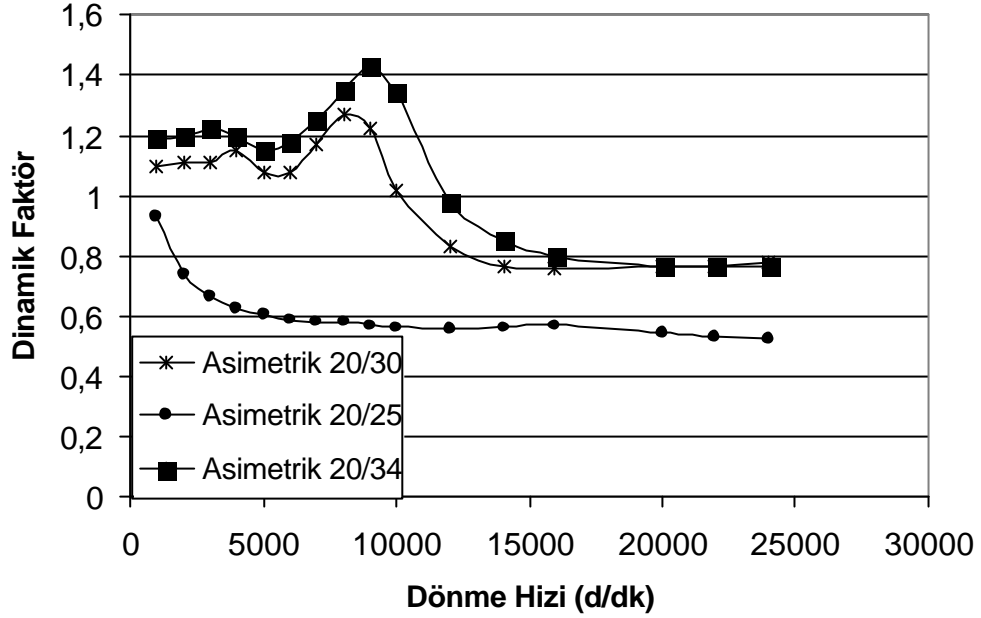
çarpımının değişiminden çıkarılabilmektedir. Kavrama açısı 20° olan simetrik diş için diş yüksekliği artırılarak kavrama oranını 2'ye çok yaklaştırmıştır. Ön yüzey kavrama açısının 25° olduğu asimetrik dişin seçilen diş yüksekliği de kavrama oranını 1,98'e yükseltmiştir. Kavrama oranının düşük kavrama oranlı dişli çarklar için ideal olan değere yaklaşması simetrik dişte daha az diş yüksekliği ile sağlanmasına karşın asimetrik dişte daha düşük gerilme oluştuğu görülmektedir (Şekil 4.42). Bunun yanı sıra asimetrik diş için elde edilecek daha yüksek diş profili sayesinde daha esnek bir diş ve kavrama söz konusu olmaktadır. Bu sonuç dinamik analiz açısından göz ardı edilemeyecek bir sonuçtur. Ayrıca bu örnekte sorun olmamasına karşın simetrik profilli dişlere sahip dişli çarklarda diş yüksekliğinin artırılması diş dibi kesilmesine de sebep olabilmektedir.



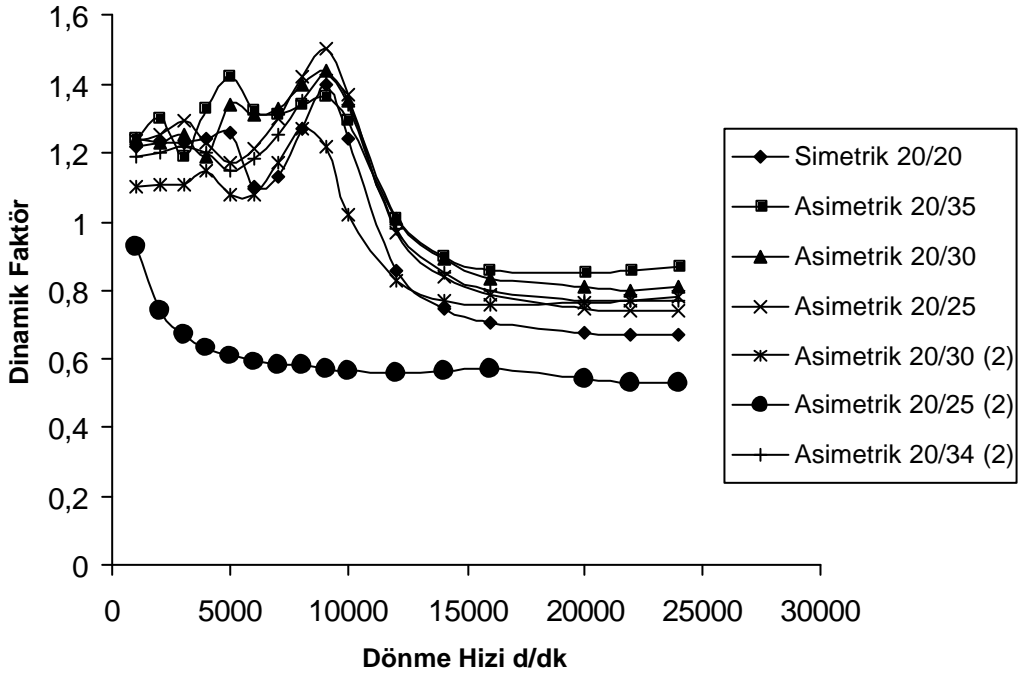
Şekil 4.42 Takim diş başı yüksekliğine bağlı olarak $Y_{Fa} \cdot Y_s \cdot Y_e$ çarpımının değişimi

Tablo 4.4'de verilen diş yüksekliklerine sahip asimetrik profilli dişler için dinamik faktörlerin dönme hızına bağlı değişimi Şekil 4.43.'de verilmektedir. Bu analiz sonucunda diş yüksekliği artırılmış asimetrik dişler sayesinde dinamik faktörde kavrama oranının yükselmesine, kavrama sürecinin değişmesine ve diş rijitliğinin azalmasına bağlı olarak dinamik faktörde azalma görülmüştür (Şekil 4.43). Dinamik faktör açısından en iyi sonuçlar ön yüzey kavrama açısı 25° olan diş yüksekliği ve kavrama oranı en yüksek olan asimetrik dişe sahip dişli çarklar ile elde edilmiştir. Şekil

4.44'de hem dis yükseklikleri standart degerlerde olan hem de dis yükseklikleri arttirilmis dislere sahip disli çarklar mekanizmalari için dönme hizina bagli olarak maksimum dinamik faktörün degisimi sunulmaktadır.

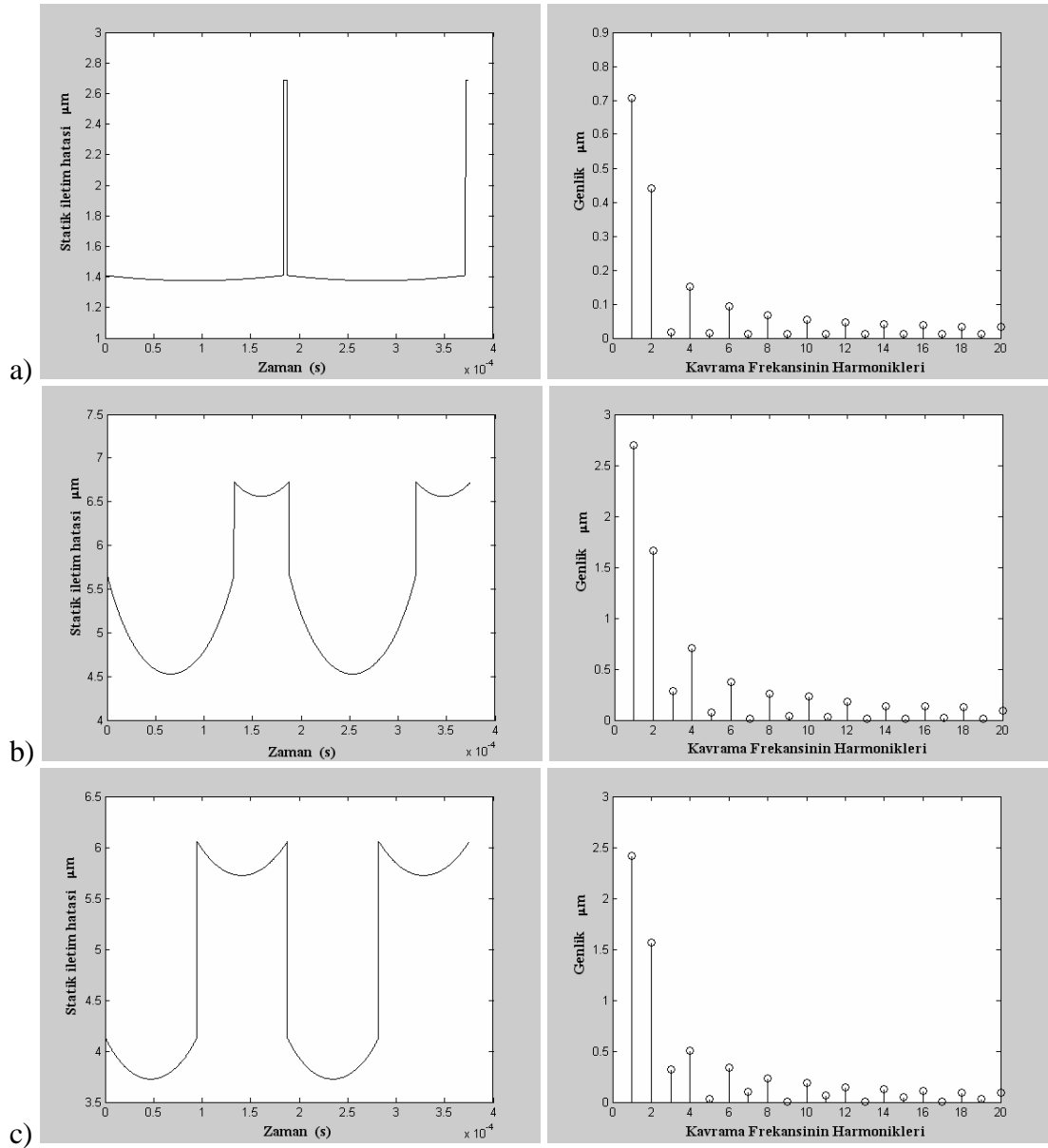


Sekil 4.43 Dis yükseklikleri arttirilmis asimetrik disli çarklar için dinamik faktörün dönme hizina bagli degisimi



Sekil 4.44 Dinamik faktörün dönme hizina bagli degisimi

Dis yükseklikleri artırılmış asimetrik disler için elde edilen statik iletim hataları ve bu hataların frekans boyutundaki genlikleri Şekil 4.45’de gösterilmektedir. Elde edilen bu sonuçlar incelendiğinde statik iletim hatası genliğinin ve kavrama frekansının harmoniklerinin dis yüksekliğinin artmasıyla azaldığı görülmektedir. Yine statik iletim hatası açısından da en iyi sonuçlar ön yüzey kavrama açisi 25° olan asimetrik dis ile elde edilmiştir. Bulunan tüm sonuçlar incelendiğinde dis yüksekliğinin artırılması ile tasarlanmış yeni dişli çarkların hem dinamik faktörün hem de statik iletim hatasının değişimi açısından olumlu sonuçlar verdiği görülmektedir.



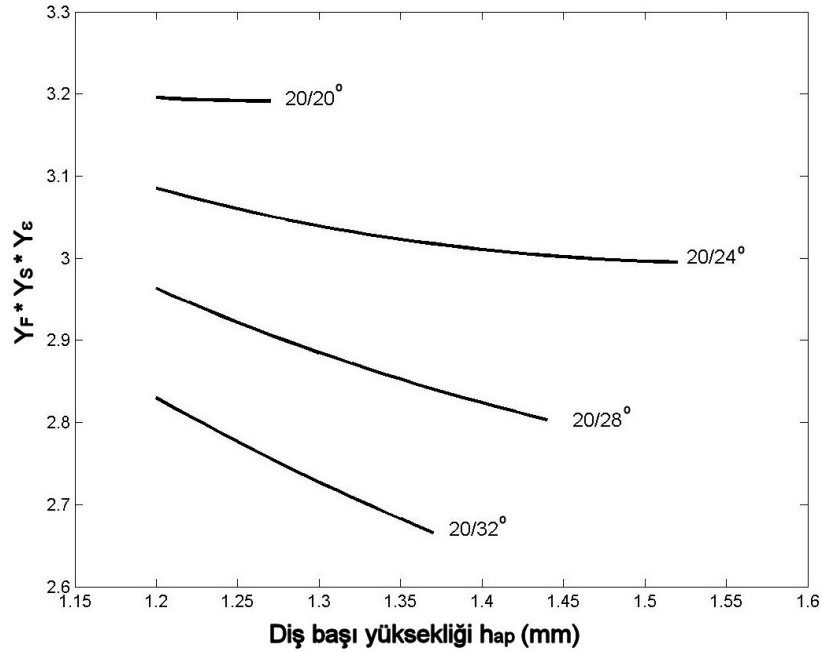
Şekil 4.45 Statik iletim hataları ve frekans spektrumları a) $20^\circ/25^\circ$ b) $20^\circ/30^\circ$ c) $20^\circ/34^\circ$

Bu çalışma içerisinde dis yüksekliği yükseltilmiş dislere sahip disli çarklar daha önceden göz alınmış diğer mekanizma için analiz edilmiştir. Sadece dis yükseklikleri değiştirilmiş asimetrik profilli dislere sahip disli çarkların dis yükseklikleri ve mekanizmaların kavrama oranları Tablo 4.5’de sunulmaktadır.

Tablo 4.5 Dis yüksekliği arttırılmış asimetrik profilli dislere sahip disli çarklar

Ön Yüzey Kavrama Açısı	Takim Dis Derinliği	Takim Dis Basi Yüksekliği	Kavrama Oranı
24°	1,32 .m	1,52. m	1,91
28°	1,24. m	1,44. m	1,69
32°	1,17. m	1,37. m	1,52

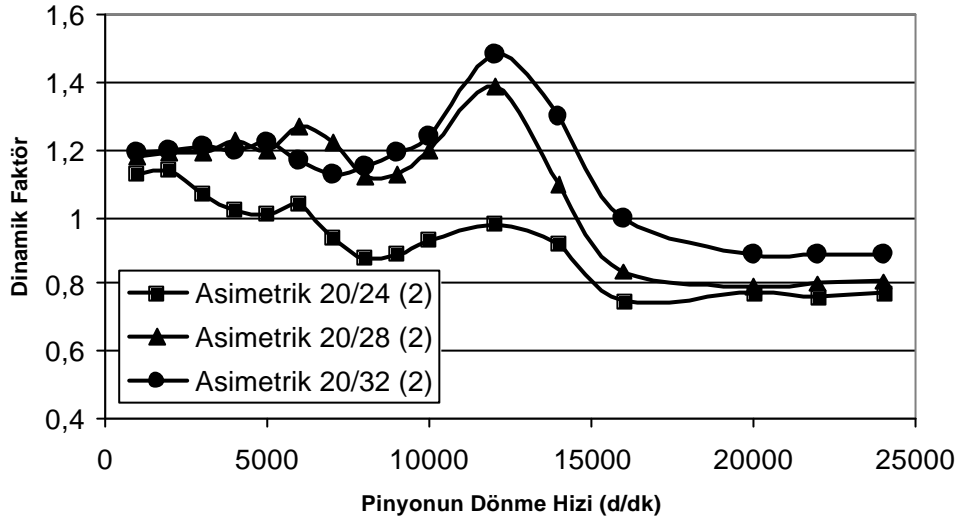
Sekil 4.46’da analiz edilen disli çarkların dis yüksekliklerinin arttırılması ile $Y_{Fa} * Y_S * Y_E$ çarpımının değişimi görülebilmektedir. Bu sonuçlarda simetrik disli çarkın dis yüksekliğinin düşük değerlerde kalmasının nedeni daha büyük yüksekliklerde dis dibi kesilmesinin meydana gelecek olmasıdır. Yine asimetrik profilli dislere sahip disli çarkların dis dibi gerilmesi açısından üstünlüğü sonuçlardan çıkarılabilmektedir.



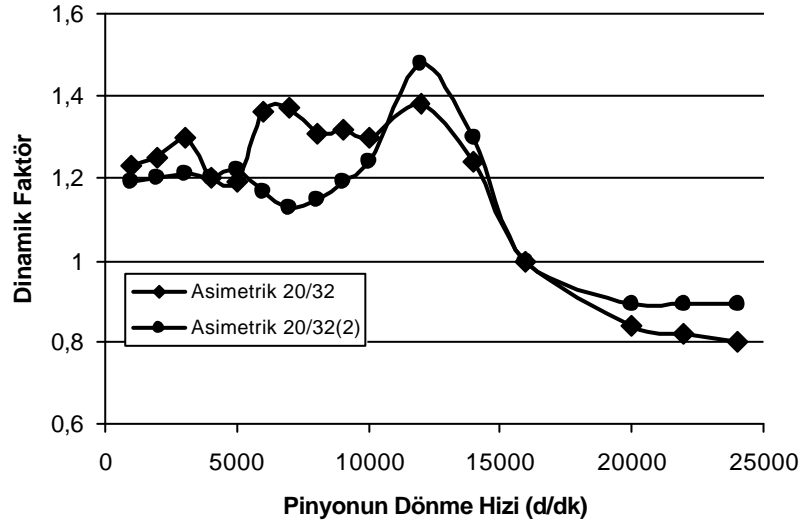
Sekil 4.46 Takim dis basi yüksekliğinin artması ile $Y_{Fa} * Y_S * Y_E$ çarpımının değişimi

Sekil 4.47’de dis yükseklikleri arttırılmış asimetrik dislere sahip düz disli çark mekanizmalarının dönme hizina bağlı olarak maksimum dinamik faktörlerinin değişimi sunulmaktadır. Bu sonuçlar önceki analiz sonuçlarına benzer olarak, dis yüksekliği ve kavrama oranı en yüksek olan disli çarklar ile dinamik faktör açısından en iyi sonuçların

elde edildiğini göstermektedir. Bu dişli çark ön yüzey kavrama açısı 24° olan asimetrik dişe sahip dişli çarklardır. Tüm sonuçlar incelendiğinde diş yüksekliğinin artırılmasıyla maksimum dinamik faktörün daha düşük değerlerde olduğu görülmektedir. Sadece ön yüzey kavrama açısı 32° ve diş yüksekliği yükseltilmiş asimetrik dişe sahip dişli çarklarda 12000 d/dk ' ya kadar olan dönme hızlarında azalma söz konusu iken bu dönme hızından itibaren dinamik faktörün daha yüksek değerlerde devam ettiği görülmüştür (Şekil 4.48).

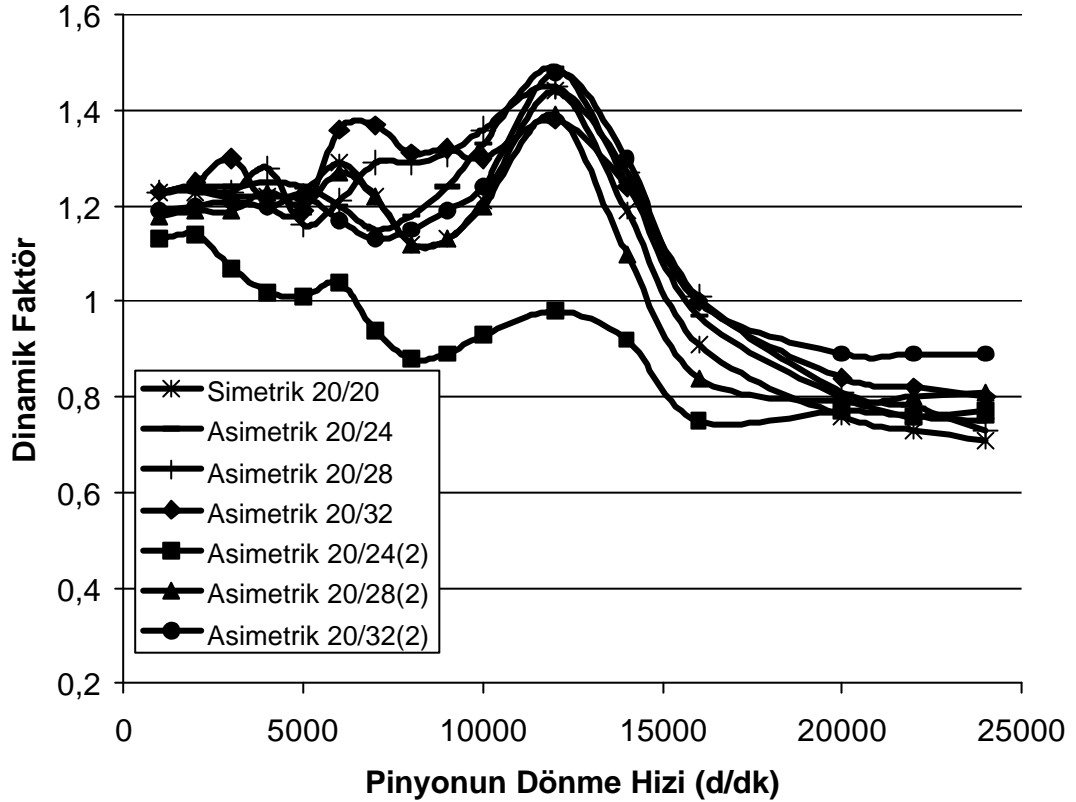


Şekil 4.47 Dis yükseklikleri artırılmış asimetrik dişli çarklar için dinamik faktörün dönme hızına bağlı değişimi



Şekil 4.48 Ön yüzey kavrama açısı 32° olan asimetrik dişe sahip dişli çarklardan diş yüksekliği standart ve artırılmış dişli çarkların dinamik faktörlerinin karşılaştırılması

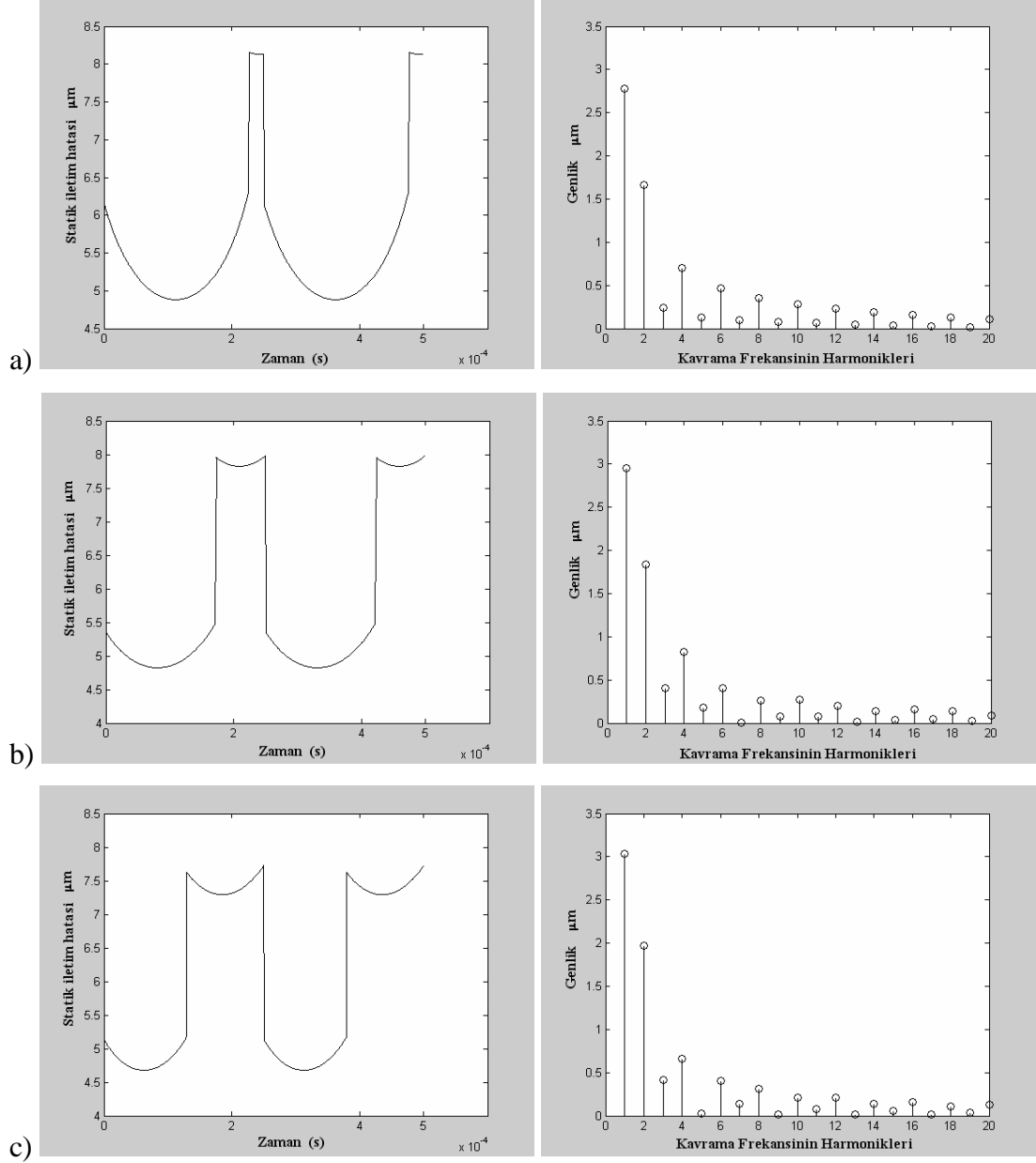
Önceki sonuçlar da incelendiğinde ön yüzey kavrama açısının büyümesiyle, dis yüksekliğinin arttırma yönteminin dinamik faktörü düşürme etkisini, azalttığı görülmektedir. Bu durum, dis yüksekliğinin kısıtlar içerisinde ne kadar yüksek seçilebileceği ile ilgilidir. Şekil 4.49'da hem dis yüksekliği standart olan hem de dis yüksekliği arttırılmış disli çarkların maksimum dinamik faktörünün dönme hızına bağlı değişimi sonuçların daha iyi yorumlanabilmesi için sunulmuştur.



Şekil 4.49 Dis yüksekliği standart olan disli çarkların ve dis yüksekliği arttırılmış disli çarkların maksimum dinamik faktörünün dönme hızına bağlı değişimi

Şekil 4.50'de dis yüksekliği arttırılmış asimetric profilli dislerin neden olduğu statik iletim hatalari ve frekans spektrumlari gösterilmektedir. Sunulan sonuçlar kritik hiz degerine yakin oldugu dönme hizi için elde edilmistir. Bulunan sonuçlar dis yükseklikleri standart disler için elde edilen sonuçlarla karsilastirildiginda bir azalma oldugunu göstermektedir. Ancak özellikle kavrama orani ve dis yüksekligi en fazla olan ve kavrama açisi 24° olan disli çark mekanizmasinda bir önceki analizde benzer özelliklere sahip disli çark mekanizmasinda elde edilen statik iletim hatasinin genliginde ve kavrama frekansinin harmoniklerin genlik degerlerinde azalmaya ulasilamamaktadır. Bu sonucun bir nedeni kavrama oraninin daha küçük olması

gösterilebilir. Sekil 4.50'den çıkarılan bir diğer önemli sonuç ön yüzey kavrama açısının değişiminin gürültü tahriği açısından önemli bir gösterge olan kavrama frekansının harmoniklerinin genlik değerlerini çok fazla değiştirmemiş olmamasıdır.



Sekil 4.50 Statik iletim hatalari ve frekans spektrumlari a) 20°/24° b) 20°/28° c) 20°/32°

5. SONUÇLAR ve YORUMLAR

Bu çalışmada, daha yüksek dis dibi mukavemeti dolayısıyla daha yüksek yük tasima kabiliyeti elde edebilmek amacıyla tasarlanan asimetric evolvent dise sahip düz disli çarkların özellikle dis dibi mukavemeti ve dinamik davranisi konularında bilgisayar destekli parametrik analizi gerçekleştirilmiştir.

Metal asimetric dise sahip disli çarkların takım maliyetinin standart disli çarklarla karşılaştırılmayacak düzeyde olduğundan bu disli çarklar geniş uygulama alanı bulamamaktadır. Ancak performansın takım maliyetinden çok daha önemli olduğu hava tasitları, uzay tasitları ve savunma sanayinde kullanım alanı bulabilmektedirler. Plastik disli çarklarda ise maliyet açısından farklılık olmaması nedeniyle daha kolaylıkla kullanılabilirler.

Asimetric dise sahip disli çarkların özel performans disli çarkları olması sebebiyle kullanım oranına paralel olarak literatürde bu disli çarklar üzerine yapılan çalışmalar çok az sayıdadır. Bu çalışmanın başlangıcında gelecekteki üretim teknolojileri ve yükselen performans istekleri göz önünde bulundurularak asimetric profilli dise sahip düz disli çarkların standart düz disli çarklarla karşılaştırılması ve literatürdeki çalışmaların eksikliklerini azaltacak ve asimetric disli çark tercihi yapacak olan tasarımcıya yol gösterebilecek bir çalışmanın yapılması amaçlanmıştır.

Bu tez çalışması çerçevesinde ilk olarak disli çarklar üzerine geniş bir literatür çalışması gerçekleştirilmiştir. Asimetric profilli dise sahip disli çarklara ait literatürdeki çalışmalarda bulunan sonuçlar irdelenmiştir. Bu irdeleme neticesinde gerçekleştirilecek analizin yönü belirlenmiştir. Literatür araştırmasının ardından asimetric profilli dislere sahip evolvent disli çarkların genel boyut ve kavramları ile ilgili ve gerekli tüm bağlantılar çıkarılmıştır. Öncelikli olarak asimetric disli çarkların farklı disli çark değişkenlerine göre parametrik olarak incelenebilmesi için sonlu elemanlar metodunun yani sıra bu çalışma içerisinde asimetric dise sahip düz disli çarkların dis dibi gerilmelerinin belirlenebilmesi için konvansiyonel düz disli çarklar için daha önceden geliştirilmiş ve DIN 3990 ve ISO 6336 standartlarına uygun iteratif bir yöntem uyarlanmıştır.

Sonlu elemanlar metodunun kullanılabilmesi asimetric dis modeli geliştirilmiştir. Bu model sayesinde dis dibi gerilmeleri ve deformasyon değerleri sayısal olarak elde edilmiştir.

Dis dibi gerilmelerinin ön yüzey kavrama açısı, dis sayısı, takım radyusu ve çevrim oranına bağlı olarak parametrik olarak incelenebilmesi için bu çalışmada uyarlanan metot için MatLab 6.5 kullanılarak program geliştirilmiştir. Bu program ile elde edilen sonuçlar sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçlara uygun elde edilmiştir. Elde edilen grafiksel sonuçlar ile parametrelerin etkileri ve standart disli çarklar ile karşılaştırmalar sağlanmıştır. Gelistirilen bu metot ve program sayesinde farklı değişkenlerin dis dibi gerilmesine etkileri sonlu elemanlar metoduna göre çok daha hızlı şekilde elde edilebilmekte ve gerilme disinda önemli büyüklüklerin (kavrama oranı, kritik dis dibi kesiti vb.) parametrelere bağlı değişimleri hesaplanabilmektedir.

Yine aynı metodu kullanan geliştirilmiş programın hazırlanan farklı bir varyasyonu ile profil kaydırılmış disli çarklardan oluşan disli çark mekanizmaları dis dibi gerilmeleri açısından karşılaştırılmıştır. Her bir asimetrik dis varyasyonu ile ortaya çıkan düz disli çarklara dis dibi gerilmesi açısından es değer olabilecek profil kaydırmalı disli çarklar araştırılmıştır.

Asimetrik disli çarkların dis dibi gerilmesi açısından analizinin ardından dinamik yüklerin belirlenebilmesi için dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Dinamik analiz için daha önce literatürde düz standart disli çarkların analiz için kullanılmış, deneysel sonuçlara uygun sonuçların elde edildiği ve dislerin burulma titreşimlerine dayanan dinamik model tercih edilmiştir. Bu yöntemi kullanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.

Asimetrik disli çarkların dinamik analizinde dis rijitliklerinin elde edilmesi gerekmektedir. Dis rijitliğinin hesaplanabilmesi için asimetrik dis profili için özel olarak geliştirilmiş bir metodun henüz literatürde bulunmaması nedeniyle bu çalışmada sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır.

Çok emek ve uzun zaman isteyen ve parametrik çalışmaya uygun olmayan sonlu elemanlar analiz süreci çalışma MatLab 6.5 programında geliştirilen bir programla kolaylaştırılmıştır. Bu programın çalıştırılması ile her bir dis için 2 boyutlu modeli oluşturup, elemanlara ayırdıktan sonra 5 nokta için analizi gerçekleştiren ve deformasyon sonuçların bir .dat uzantılı dosyaya yazılmasını otomatik olarak sağlayan Ansys 8.0 için komutlar içeren bir batch dosyası yazmaktadır. Bu sayede bir dis modeli için ortalama 45 dk. süren bu analiz süreci geliştirilen program sayesinde yaklaşık 3 dk. gibi kısa bir süreye indirilmiştir.

Dis rijitliğinin hesaplanmasının ardından dinamik yükler kavrama sürecine ve dönme hizına bağlı olarak geliştirilen program sayesinde belirlenebilmektedir. Bunların dışında dinamik, statik iletim hataları ve kavrama rijitlikleri farklı parametreler için bulunabilmektedir. Bu tez çalışmasında ön yüzey kavrama açısı, dis yüksekliği ve dis sayısı değişkenleri ile asimetrik profilli disle sahip evolvent düz disli çarkların dinamik yükler açısından ve statik iletim hataları açısından analiz edilmiştir. Titresim ve gürültü karakteristiklerini ortaya çıkaracak bulgular araştırılmıştır.

Bu çalışmada hem simetrik hem de asimetrik dislere sahip evolvent düz disli çarklar için kullanılacak bir genel prosedür ve bilgisayar programları geliştirilmiştir.

Bu tez çalışması içerisinde asimetrik evolvent disle sahip disli çarkların analizi ile elde edilmiş genel sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Asimetrik profilli dislerde ön yüzey kavrama açısının büyümesi dis dibinde oluşan maksimum gerilmeyi dis dibi kalınlığına bağlı olarak azaltmaktadır. Bu sonuç yük taşıma kapasitesini ve yorulma sınırını arttıracaktır.

- Ön yüzey kavrama açısının büyümesi dis dibinde maksimum gerilmenin oluştuğu kritik kesitin dis tabanına doğru inmesine neden olmaktadır.

- Ön yüzey kavrama açısının artması ile dis yan yüzey gerilmesinde de yuvarlanma dairelerini eğrilik çaplarının artması nedeniyle azalma görülmektedir.

- Ön yüzey kavrama açısının büyümesi disli çark mekanizmasının kavrama oranının azalmasına neden olmaktadır. Bunun yanı sıra tek dis çifti bölgesinin büyümesine sebep olmaktadır.

- Ön yüzey kavrama açısının büyümesi dis dibi kalınlığını arttırırken, dis bası kalınlığını azaltmakta ve dis basını sivrilestirmektedir.

- Ön yüzey kavrama açısının büyümesi disler arasındaki özgül kaymayı düşürmektedir. Bu sonuç disin aşınma durumunu olumlu olarak etkilemektedir.

- Ön yüzey kavrama açısının büyümesi mekanizmada aynı gücün nakledilmesi koşulunda disli kuvvetini ve daha doğrusu radyal bileşenini arttırmaktadır. Bu durum yatak ömrünün azalmasına sebep olmaktadır.

- Ön yüzey kavrama açısının büyümesi ile elde edilen yüksek taşıma kapasitesi simetrik dislere göre daha ince yapılabilmesine izin verebilir. Arzu edildiğinde dis kalınlığı azaltılarak daha az ağırlığa sahip disli çarklar elde edilebilmektedir.

-Ön yüzey kavrama açısının büyümesi tek dis deformasyonunu dolayısıyla rijitliğini arttırmaktadır.

-Pinyonun dis sayısının artması ile asimetrik profilli disler de daha büyük ön yüzey kavrama açılarına ($\approx 42^\circ$) ulaşabilmektedir.

-Maksimum dis dibi gerilmesini daha büyük takım basi radyusu seçimi ile azaltmaktadır.

- Asimetrik profilli dislerle profil kaydirmali dislerin karsilastirilmesi sonucu Büyük disin dis sayısının artması yani çevrim oranının artması ile daha büyük ön yüzey kavrama açılı asimetrik dislere sahip disli çark mekanizmalara dis dibi gerilmesi açısından esdeğer kaydirmali sıfır mekanizmalar elde edilebilmektedir. Bu sonucun nedeni pinyon ve büyük dislinin disleri arasındaki dis dibi mukavemet farkının ve mekanizmanın kavrama oranının artmasıdır.

- Pinyonun dis sayısının artmasıyla da bir önceki sonucun tersine esdeğerliğin bulunabildiği en büyük ön yüzey kavrama açısı değeri azalmaktadır. Bu durum, pinyonun dis sayısının artmasının pozitif profil kaydırmanın olumlu etkisini azaltması ile açıklanabilmektedir.

- Örnek olarak incelen üç farklı mekanizma için yapılan karşılaştırmalarda, ön yüzey kavrama açısı 28° 'den daha büyük olan asimetrik dislere sahip disli çarklara esdeğer profil kaydirmali disli çarklar bulunamamıştır.

- Kaydirmali mekanizmalarla yapılan karşılaştırmalar sonucunda kaydirmali sıfır mekanizmanın tersine büyük disin dis sayısının artması (çevrim oranının artması) ile daha küçük ön yüzey kavrama açısına sahip asimetrik disli çarklardan oluşan mekanizmalara dis dibi gerilmesi açısından esdeğer kaydirmali mekanizmalar elde edilebilmektedir. Bunun nedeni büyük dis sayılarına sahip dislerde profil kaydırma faktörü arttıkça, dis form faktörünün (Y_{Fa}) bir sınırdan sonra düşmeye başlamasıdır.

- Kaydirmali mekanizma ile karşılaştırmada pinyonun dis sayısının artması kaydirmali sıfır mekanizma ile yapılan karşılaştırmada elde edilen sonuca benzer bir sonuç ortaya çıkarmıştır. Esdeğerliği bulunabilen asimetrik dislerin ön yüzey kavrama açısı düşmektedir.

- Kaydirmali mekanizmalar ile ön yüzey kavrama açısı en fazla $\alpha_d \approx 30^\circ$ olan asimetrik profilli dislere sahip disli çarklara dis dibi gerilmesi açısından esdeğer bulunabilmektedir. Elde edilen teorik sonuçlar incelendiğinde esdeğerleri bulunabilen

asimetrik profilli dise sahip disli çarkların n yüzey kavrama açilari 40° civarina yaklasamamaktadır. Bu sonuç, asimetrik profilli dislerin dis dibi mukavemeti aisinden profil kaydirmali disli arklardan daha üstün olabildigini göstermektedir.

- Takim radyusunun artmasi sonucunda öncekine göre daha büyük n yüzey kavrama aisina sahip asimetrik disli çarklara dis dibi mukavemeti aisinden esdeger profil kaydirilmis disli çarklar bulunabilmektedir.

-Ayrıca aynı n yüzey kavrama aili asimetrik dislere sahip disli çarklara esdeger olarak bulunan profil kaydirmali disli çarkların profil kaydirma oranı daha kk olmaktadır. Sonuç olarak takım radyusunun artması karsilastirmada profil kaydirilmis disli çarkların lehine olmaktadır.

-Asimetrik profilli dislere sahip disli çarkların dinamik yükler aisinden incelenmesi sonucunda dönme hizi, kritik hiza yaklastik maksimum dinamik faktörün arttigi görülmüstür. Ayrıca maksimum dinamik yükün tek dis çifti kavrama bölgesinde ve bu bölgenin baslangi noktası B noktasına yakin oldugu belirlenmektedir. Kritik dönme hizından daha yüksek dönme hizlarında dinamik yük azalmakta ve dinamik faktör 1 degerinin altına dsmektedir. Yine dinamik yükün genlik degerleri de daha kararlı bir hal almaktadır.

-Asimetrik dise sahip disli çarklar için dinamik faktrlerin n yüzey kavrama açisinin büyümesiyle özellikle yüksek hızlarda arttigi görülmektedir. Bu artisın sebebi n yüzey kavrama açisinin büyümesi ile dsen kavrama oranı ve artan ortalama dis rijitligidir. Ancak rezonans devrine yakin devirlerde maksimum dinamik faktörün degisimi bir genelleme yapmaya izin vermemektedir.

-Benzer sonuçlar statik iletim hataları incelendiginde görülmüstür. n yüzey kavrama açisinin büyümesi ile hızlı fourier dönüsümü (FFT) ile gereklestirilen frekans analizinden elde edilen kavrama frekansının ilk harmoniklerinin genlik degerlerinde az da olsa artis görülmüstür.

-Dis yükseklikleri arttirilmis asimetrik dise sahip disli çarklar sayesinde kavrama oranı arttirilmistir. n yüzey kavrama aisi 25° den kk olan dis profilleri ile kavrama oranı 2'ye yaklastirilabilmistir. 2'ye yakin kavrama oranını saglayan dis yüksekligi arttirilmis asimetrik disler sayesinde dinamik faktör standart disli arklardan dahi daha düsük degerlere (yaklasik 1 civarina) ekilebilmistir.

- Dis yükseklikleri arttırılmış asimetrik dise sahip disli çarklar için gereklestirilen frekans analizlerinde statik iletim hatalarının frekans ilk harmoniklerinde de azalmalar görölmüştür. En fazla azalma özellikle kavrama oranını 2'ye çok yaklaştıran disli çarklarda elde edilmiştir. Bu sonuç dinamik faktör sonuçları ile paralellik göstermektedir.

-Dinamik yükler açısından yapılan tüm karşılaştırmaların sonucunda sadece ön yüzey kavrama açısının büyütülmesiyle tasarlanan asimetrik dislerin dinamik yüklerde ve statik iletim hatalarda artışlara sebep olduğu, ancak bu artışların dis bası daraltması gibi düzeltme işlemleri ile giderilemeyecek düzeyde olmadığı görölmüştür. Hem ön yüzey kavrama açısı büyütülerek hem de dis yüksekliği arttırılarak tasarlanan asimetrik profilli dislerin dinamik yükler ve statik iletim hatası açısından daha iyi olduğu yapılan analizler sonucunda bulunmuştur.

KAYNAKLAR

- AMABILI,M., RIVOLA,A. 1997. Dynamic Analysis of Spur Gear Pairs: Steady-State Response and Stability of The SDOF Model with Time-Varying Meshing Damping. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 11 (3): 375-390.
- ANDERSSON,A. 2000. An Analytical Study of the Effect of the Contact Ratio on Spur Gear Dynamic Response. *Journal of Mechanical Design*, 122: 508-514.
- ANDREWS,J.D. 1991. A Finite Element Analysis of Bending Stresses Induced in External and Internal Involute Spur Gears. *Journal of Strain Analysis*, 26(3): 153-163.
- ARAFI,M.H., MEGAHED,M.M. 1999. Evaluation of Spur Gear Mesh Compliance using the finite element method. *Proceeding of Institution Mechanical Engineers Part C*, 213: 569-579.
- ARIKAN,S.M.A. 1991. Dynamic Load and Contact Stress Analysis of Spur Gears. *Advances in Design Automation-ASME*, 32: 85-91.
- ARIKAN,S.M.A., UYAR,Ö. 1993. Performance Rating of Spur Gears with Nonstandard Proportions and Profiles. *Annals of the CIRP*, 42(1): 189-192.
- ARIKAN,S.M.A., TAMAR,M..1992. Tooth Contact and 3-D Stress Analysis of Involute Helical Gears. *ASME-International Power Transmission and Gearing Conference*, Newyork, Vol. 43(2): 461-468.
- ARTES,M., PEDRERO,J.I. 1994. Computerized Graphic Method for the Analysis of Gear Design. *Mechanism and Machine Theory*, 29(1): 59-71.
- BABALIK,F.C. 2002. Makine Elemanlari ve Konstrüksiyon Örnekleri. Cilt 3. Uludag Üniversitesi Güçlendirme Vakfı, Bursa. s.79-180.
- BARONET,C.N., TORDION,G.V. 1973. Exact Stress Distribution in Standart Gear Teeth and Geometry Factors. *Journal of Engineering for Industry*, November, s.1159-1169.
- BIBEL,G.D., REDDY,S.K., SAVAGE,M., HANDSCHUH,R.F. 1994. Effects of Rim Thickness on Spur Gear Bending Stress. *Journal of Mechanical Design*,116: 1157-1162.
- BRAUER,J. 2004. A General Finite Element Model of Involute Gears. *Finite Elements in Analysis and Design*,Vol.40: 1857-1872.
- CAI,Y., HAYASHI,T. 1994. The Linear Approximated Equation of Vibration of a Pair of Spur Gears. *Journal of Mechanical Design*, 116:558-564.
- CHANG,S.H., HUSTON,R.L., COY,J.J. 1983. A Finite Element Stres Analysis of Spur Gears Including Fillet Radii and Rim Thickness Effects. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 105:327-330.

- CHIRONIS N.P.1967. Gear Design and Application. McGraw-Hill Book Company, United States of America, s.157-169.
- COLLINS,J.A. 2003. Mechanical Design of Machine Elements and Machines. John Wiley and Sons, USA. s.557-607.
- CORNELL,R.W. 1981. Compliance and Stress Sensitivity of Spur Gear Teeth. Journal of Mechanical Design, 103(2): 447-459.
- COY,J.J., HU-CHIH CHAO,C. 1982. A Method of Selecting Grid Size to Account for Hertz Deformation in Finite Element Analysis of Spur Gears. Journal of Mechanical Design,104: 759-766.
- COULBOURNE,J.R. 1987. The Geometry of Involute Gears. Springer Verlag, NewYork, 527 s.
- ÇAVDAR,K., KARPAT,F., , BABALIK,F.C. 2004. Asimetrik Evolvent Profilli Düz Dislilerin Boyutlandırılması ve Geometrik Modellerinin Olusturulması. Uludag Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Sayı 1, Cilt 9, s.111-121.
- ÇAVDAR, K., KARPAT,F., BABALIK,F.C. 2005. Computer Aided Analysis Of Bending Strength of Involute Spur Gears With Asymmetric Profile. Journal of Mechanical Design, 121(3): 477-484.
- DECKER,K.H. 1992. Maschinenelemente. 11.Auflage. Carl Hanser Verlag , München, s.467-537.
- DENG,G., NAKANISHI,T. 2001. Enhancement of Bending load Carrying Capacity of Gears Using An Asymmetric Involute Tooth. The JSME International Conference on Motion and Transmissions, Fukuoka-Japan, p.513-517.
- DIETER,G.E. 1991. Engineering Design A Materials and Processing Approach. Second Edition. McGraw Hill Inc. s.192-198.
- DIFRANCESCO,G., MARINI,S. 1997. Structural Analysis of Teeth with Asymmetrical Profiles. Gear Technology, p.16-22.
- DIFRANCESCO,G., MARINI,S. 1997. Structural Analysis of Asymmetrical Teeth: Reduction of Size and Weight. Gear Technology, p.47-51.
- DIN 3990, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern-Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit. Teil 3, 1987.
- DOWSON,D., HIGGINSON,G.R. 1966. Elasto-Hydrodynamic Lubrication. Pergamon Pres, s.170-185.
- DU,S., RANDALL,R.B., KELLY,D.W. 1998. Modelling of Spur Gear Mesh Stiffness and Static Transmission Error. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part C, 212: 287-297.

- EIFF,H., HIRSCHMAN,L., LECHNER, W. 1989. Influence of Gear Tooth Geometry on Tooth Stress of External and Internal Gears. Proceedings of the 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, 1:151-161.
- ELKHOLY,A.H. 1985. Tooth Load Sharing in High Contact Ratio Spur Gears. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 107:11-16.
- ERRICHELLO,R. 1978. Bending Stres in Gear Teeth Having Circular Arc Profiles-Part 2: Experimental Investigation. Journal of Mechanical Design, 100: 395-404.
- FETVACI, M.C. .1999. ANSYS Sonlu Elemanlar Analiz Programi ile Düz Disli Çarkların Modellenmesi.Mühendis ve Makina, Cilt 474, s.41-44.
- FETVACI, M.C., IMRAK,C.E. 2004.Dis Dibi Gerilmelerinin Analizi için Düz Disli Çarkların Sonlu Eleman Modellenmesi. Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Dergisi. Cilt 19, No:2, s.199-203.
- HABERHAUER,H., BODENSTEIN,F. 1996. Maschinenelemente. 10.Auflage. Springer Verlag, Berlin, s.493-505.
- HEFENG,B., SAVAGE,M., KNORR,R.J. 1985. Computer Modeling of Rack-Generated Spur Gears. Mechanism and Machine Theory, 20(4): 351-360.
- ICHIMARU,K., HIRONO,F. 1974. Dynamic Behavior of Heavy-Loaded Spur Gears. Journal of Manufacturing Science and Engineering, May, 373-381.
- JIA,S., HOWARD,I. 2005. Comparison Of Localised Spalling And Crack Damage From Dynamic Modelling of Spur Gear Vibrations. Mechanism and Machine Theory. 40: 203–217.
- JIANFENG,L., ZHUN,Z., LIN,J., SHOUYOU,W. 1998. Finite Element Analysis of Cylindrical Gears. Communications in Numerical Methods in Engineering, 14: 963-975.
- KAPELEVICH,A.L. 2000. Geometry and Design of Involute Spur Gears with Asymmetric Teeth. Mechanism and Machine Theory, 35: 117-130.
- KAPELEVICH,A.L., SHEKHTMAN,Y.V. 2003. Direct Gear Design: Bending Stress Minimization. Gear Technology, September/October, 44 - 49.
- KAPELEVICH A. VE MCNAMARA T.M. 2003. Direct Gear DesignSM for Optimal Gear Design. Society of Manufacturing Engineers, Columbus United States of America.s.16.
- KARPAT,F., ÇAVDAR,K., BABALIK,F.C. 2004. Asimetrik Evolvent Düz Dislilerin Bilgisayar Destekli Analizi. Uludag Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi. Sayı 1, Cilt 9, 111-121.
- KARPAT,F., ÇAVDAR,K., BABALIK,F.C. 2004. Asimetrik Evolvent Profilli Düz Disli Çarkların Geometrisi ve Gerilme Analizi. Mühendis ve Makina. Sayı 528.

- KASUBA,R., EVANS,J.W. 1981. An Extended Model for Determining Dynamic Loads in Spur Gearing. *Journal of Mechanical Design*,103: 398-409.
- KLEISS,R., KAPELEVICH,A.L., KLEISS,N. 2001. New Opportunities with Molded Gears. AGMA Fall Technical Meeting, Detroit, 3-5.
- KUANG,J.H., LIN,A.D. 2001. The Effect of Tooth Wear on the Vibration Spectrum of a Spur Gear Pair. *Journal of Vibration and Acoustics*, 123: 311-317.
- KUANG,J.H., LIN,A.D. 2003. Theoretical Aspects of Torque Responses in Spur Gearing Due to Mesh Stiffness Variation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 17(2): 255-271.
- KUANG,J.H., YANG,Y.T. 1989. A Reconsideration of the Geometry Factor for the Standard and Profile Shifted Teeth. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 111: 402-413.
- KUANG,J.H., YANG,Y.T.1992. An Estimate Of Mesh Stiffness And Load Sharing Ratio Of A Spur Gear Pair. ASME 12. International Power Transmission and Gearing Conference, Scottsdale-Arizona. DE-43-1: 1-10.
- KUMAR,A.S., SANKAR,T.S., OSMAN M.O.M. 1985. On Dynamic Tooth Load and Stability a Spur-Gear System Using the State-Space Approach. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 107: 54-60.
- LEE,C., LIN,H.H., OSWALD,F.B., TOWNSEND D.P. 1991. Influence of Linear Profile Modification and Loading Conditions on the Dynamic Tooth Load and Stress of High-Contact Ratio Spur Gears. *Journal of Mechanical Design*. 113: 473-480.
- LEMANSKI,H. 1989. ASME-Proceedings of the 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, Illionis, 25-28 April, 82-89.
- LI C-H., CHIOU H-S., HUNG C., CHANG Y-Y., YEN C-C. 2002. Integration of Finite Element Analysis and Optimum Design on Gear Systems. *Finite Element in Analysis and Design*, 38:179-192.
- LI,S. 2002. Deformation and Bending Stress Analysis of a Three Dimensional, Thin Rimmed Gear. *Journal of Mechanical Design*, 124: 129-135.
- LIN,H-H., HUSTON,R.L., COY,J.J. 1988. On Dynamic Loads in Paralel Shaft Transmissions: Part I-Modelling and Analysis. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 110: 221-225.
- LIN,P., LIN,H.H., OSWALD,F.B., TOWNSEND D.P. 1998. Using Dynamic Analysis for Compact Gear Design. Technical Paper. Nasa Lewis Research Laboratory and U.S. Army Research Laboratory,207419, 8 s.
- LIN H.H., OSWALD F:B., TOWNSEND D:P.1989. Dynamic Loading of Spur Gears with Linear or Parabolic Tooth Profile Modifications. *Mechanism and Machine Theory*, 29(8): 1115-1129.

- LIN,H.H, TOWNSEND D.P., OSWALD F.B. 1993. Prediction of Gear Dynamics Using Fast Fourier Transform of Static Transmission Error. *Mechanical Structures and Machines*,21(2): 237-260.
- LINKE,H. 2000. Entwicklungen zur Tragfähigkeitsberechnung von Verzahnung. Tagung: Antriebstechnik, Zahnradgetriebe. 14-15 September, Dresden, 1-8.
- LIOU,C., LIN,H.H., OSWALD,F.B., TOMNSEND,D.P. 1996. Effect of Contact Ratio on Spur Gear Dynamic Load with No Tooth Profile Modifications. *Journal of Mechanical Design*,118: 439-443.
- LITAK,G., FRISWELL,M.I. 2003. Vibration in Gear Systems. *Chaos Solitons &Fractals*,16: p.795-800.
- LITVIN, F.L.1994. *Gear Geometry and Applied Theory*. PTR Prentice Hall, New Jersey, 756 s.
- LITVIN,F.L., LIAN,Q., KAPELEVICH,A.L. 2000. Asymmetric Modified Gear Drives: Reduction of Noise, Localization of Contact, Simulation of Meshing and Stress Analysis. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 188: 363-390.
- LITVIN,F.L., FUENTES,A., HOWKINS,M. 2001. Design, Generation and TCA of New Type of Asymmetric Face-Gear Drive with Modified Geometry.*Computers Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 190: 5837-5865.
- LUNDVALL,O., STRÖMBERG,N., KLARBRING,A. 2004.A Flexible Multi-Body Approach For Frictional Contact In Spur Gears. *Journal of Sound and Vibration*, 278(3): 479-499.
- LYWANDER, P. 1983, *Gear Drive Systems: Design and Application*. M.Dekker, NewYork, 143 s.
- MABIE,H.H., WALSH,E.J., BATEMAN,V.I. 1983. Determination of Hob Offset Required to Generate Nonstandart Spur Gears with Teeth of Equal Strength. *Mechanism and Machine Theory*, 18(3): 181-192.
- MATH,V.B., CHAND,S. 2004. An approach to the determination of spur gear tooth root fillet, *Journal of Mechanical Design*. 126(2): 336-340.
- MOAVENI,S. 2003. *Finite Element Analysis-Theory and Application with Ansys*. Second Edition. Pearson Education Inc, New Jersey. 822 s.
- MUTHUKUMAR,R., RAGHAVAN,M.R. 1987. Estimation of Gear Tooth Deflection by the Finite Element Method. *Mechanism and Machine Theory*, 22(2): 177-181.
- NATHAN,M.K., PRASANNA,S., MUTHUVEERAPPAN,G. 2000. Three-dimensional mesh generation using principles of finite element method. *Advances in Engineering Software*, 31 (1): 25-34.

NIEMANN,G., Çevirenler : HARZADIN, G. ve S. YURDAKONAR. 1973. Makina Elemanlari. Güven Kitabevi, Cilt III, Ankara, 534 s.

ORHAN,S. 2001. Disli Sehim Modelleri. X.Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu Selçuk Üniversitesi, Konya, s.413-419.

OSWALD,F.B., REBBECHI,B., ZAKRAJSEK,J., TOWNSEND,D.P. 1991. Comparison of Analysis and Experiment for Dynamics of Low Contact Ratio Spur Gears. NASA TM-103232, 12 s.

ÖZGÜVEN,N.H., HOUSER,D.R. 1988. Dynamic Analysis of High Speed Gears by Using Loaded Static Transmission Error. Journal of Sound and Vibration, 125(1): 71-83.

ÖZGÜVEN,N.H. 1990. Disli Çark Sistemlerinde Mil Ve Yatak Dinamisinin Disli Dinamigine Etkisi. IV. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Yalova-Istanbul. s.1-11.

ÖZGÜVEN,H.N., HOUSER,D.R. 1988. Mathematical-Models Used In Gear Dynamics - A Review. Journal of Sound and Vibration, 121(3): 383-411.

ÖZTÜRK,F., KAYA,N. 1991. Bilgisayar Destekli Tasarım ve Sonlu Elemanlar Yönteminin Tasarımda Kullanımı. V. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Bursa, s.465-479.

PARKER,R.G., VIJAYAKAR, S.M., IMAJO,T. 2000. Non-Linear Dynamic response of a Spur Gear Pair: Modelling and Experimental Comparisions. Journal of Sound and Vibration. 237: 435-455.

PEDRERO,J.I., ARTES,M. 1996. Approximate Equation for the Addendum Modification Factors For Tooth Gears with Balanced Specific Sliding. Mechanism and Machine Theory, 31(7):925-935.

PEDRERO,J.I., ARTES,M., GARCIA-PRADA,J.C. 1996. Determination of the Addendum Modification Factors for Gears with Pre-Established Contact Ratio. Mechanism and Machine Theory, 31(7):937-945.

PEDRERO,J.I., RUEDA,A., FUENTES,A. 1999. Determination of the ISO Tooth Form Factor for Involute Spur and Helical Gears. Mechanism and Machine Theory, 34: 89-103.

PIMSARN,M., KAZEROUNIAN,K. 2002. Efficient Evaluation Of Spur Gear Tooth Mesh Load Using Pseudo-Interference Stiffness Estimation Method. Mechanism and Machine Theory, 37: 769-786.

RAMAMURTI,V., RAO,M.A. 1988. Dynamic Analysis of Spur Gear Teeth. Computers and Structures, 29(5): 831-843.

RAO,S.S. 1989. The Finite Element Method in Engineering. Second Edition. Pergoman Press, 643 s.

- RAO,R.M., MUTHUVEERAPPAN,G. 1993. Finite Element Modelling and Stress Analysis of Helical Gear Teeth. *Computers and Structures*, 49(6): 1095-1106.
- SALAMOUN,C., SUCHY,M. 1973. Computation of Helical or Spur Gear Fillets. *Mechanism and Machine Theory*, 8: 305-323.
- SIMON,V. 1988. Load and Stres Distributions in Spur and Helical Gears. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 110: 197-202.
- SMITH, J.D. 1999. *Gear Noise and Vibration*. Marcel Dekker Publication, 186 s.
- STANOJEVIC, V., CVEJIC,I. 2003. The Analysis of Contact Stress on Meshed Teeth's Flanks Along The Path of Contact for a Tooth Pair. *Mechanics, Automatic Control and Robotics*, 3(15): 1055–1066.
- SENER,Ö.S., ÖZGÜVEN,H.N. 1990. Sürekli Sistem Modeliyle Disli Çarklarda Dinamik Yüklerin ve Dinamik Faktörün Bulunması. IV. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Yalova-Istanbul, 167-182.
- TAMMINANA,V.K., KAHRAMAN,A., VIJAYAKAR,S. 2005. A Study of The Relationship Between The Dynamic Factor And The Dynamic Transmission Error Of Spur Gear Pairs. *Proceedings of ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, California-USA*, 1-11.
- TAVAKOLI,M.S., HOUSER,D.R. 1986. Optimum Profile Modifications for the Minimization of Static Transmission Errors of Spur Gears. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 108: 86-95.
- TEARUCHI,Y., HIDETARO,M. 1974. Comparison of Theories and Experimental Results for Surface Temperature of Spur Gear Teeth. *Journal of Engineering for Industry*, February, 41-50.
- TIMOSHENKO, S., YOUNG, D.H., WEAVER, W. 1974. *Vibration Problems in Engineering* . 4. edition, New York, John Wiley-Sons, 521s.
- TOCHTERMANN,W., BODENSTEIN,F.1969. *Konstruktionselemente des Maschinenbaues*. 8. Auflage, Teil 2, Springer-Verlag Newyork, 295 s.
- TSAI,M-H., TSAI,Y-C. 1998. Design of High Contact Ratio Spur Gears Using Quadratic Parametric Tooth Profiles. *Mechanism and Machine Theory*, 33(5): 551-564.
- TSAY,C-B., LIU,W.Y.,CHEN,Y.C. 2000. Spur Gear Generation by Shaper Cutters. *Journal Of Materials Processing Technology*, 104 (3): 271-279.
- VAISHYA,M., SINGH,R. 2003. Strategies for Modelling Friction in Gear Dynamics, *125(2)*: 383-393.
- VEDMAR,L., ANDERSSON,A. 2003. A Method to Determine Dynamic Loads on Spur Gear Teeth and on Bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 267: 1065-1084.

- WALLACE,D.B., SEIREG,A. 1973. Computer Simulation of Dynamic Stress, Deformation and Fracture of Gear Teeth. Transactions of the ASME, Nov, 1108-1114.
- WANG,K.L., CHENG,H.S. 1981. A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness, and Surface Temperatures in Spur Gears-Part I Analysis. Journal of Mechanical Design, 103: 177-187.
- WANG,K.L., CHENG,H.S. 1981. A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness, and Surface Temperatures in Spur Gears-Part II Analysis. Journal of Mechanical Design, 103: 188-194.
- WILCOX, L., COLEMAN, W.1973. Application of Finite Elements to The Analysis of Gear Tooth Stresses. Journal of Engineering For Industry, November, 1139-1148.
- YANG,D.C.H., LIN,J.Y. 1987. Hertzian Damping, Tooth Friction and Bending Elasticity in Gear Impact Dynamics. Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, 109: 189-196.
- YANG,D.C.H., SUN,Z.S. 1985. A Rotary Model for Spur Gear Dynamics. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 107:529-535.
- YEH,T., YANG,D.C.H., TONG,S.H. 2001 Design Of New Tooth Profiles For High-Load Capacity Gears. Mechanism And Machine Theory. 36 (10): p.1105-1120.
- YOERKIE,C.A., CHORY,A.G. 1984. Acoustic Vibration Characteristics of High Contact Ratio Planetary Gears. The Journal of American Helicopter Society, 40: 19-32.
- YOON,K.Y., RAO,S.S. 1996. Dynamic Load Analysis of Spur Gears Using a New Tooth Profile. Journal of Mechanical Design, 118: 1-6.
- YÜCENUR,M.S. 1993. Profil Kaydırmanın Düz Alın Çark Mekanizmalarında Dislerin Statik ve Dinamik Yükler Altında Zorlanmasının Etkisi. Makine Teorisi Sempozyumu, Trabzon, s.643-652.

EK-1. GELISTIRILEN PROGRAMLARIN METINLERI

% Dinamik Yüklelerin Hesaplanması için Gelistirilen Program %

```
clear all
E=215000;
pois=0.3;
mp=2.0;
md=4.0;
n1=1000;
n2=500;
z1=28;
z2=56;
Xk1=0;%profil kaydırma
Xk2=0;
m=4;% modül
P=25000;% Watt%
b=25; % genislik
ha=1.0;
hf=1.20;
alfa_c=20*pi/180;
alfa=35*pi/180;
viskoz=130;% mm2/sn%
s=100;% nokta sayisi
ksi=0.17;

r0p=m*z1/2;
r0d=m*z2/2;
rap=r0p+ha*m;
rad=r0d+ha*m;
rfp=r0p-hf*m;
rfd=r0d-hf*m;
rbp=r0p*cos(alfa);
rbd=r0d*cos(alfa);
a0=0.5*m*(z1+z2);
taksimat=m*pi;

alfa_ad=acos(r0p*cos(alfa)/rap);
alfa_ac=acos(r0p*cos(alfa_c)/rap);
s_a=rap*(pi/z1+((tan(alfa_c)-alfa_c)+(tan(alfa)-alfa))-((tan(alfa_ac)-alfa_ac)+(tan(alfa_ad)-alfa_ad)));
Eps_d=((rap^2-rbp^2)^(1/2)+(rad^2-rbd^2)^(1/2)-a0*sin(alfa))/taksimat/cos(alfa);
rDp=((rbp+rbd)*tan(alfa)-(rad^2-rbd^2)^(1/2)+pi*m*cos(alfa))^2+rbp^2)^(1/2);
rDd=((rad^2-rbd^2)^(1/2)-pi*m*cos(alfa))^2+rbd^2)^(1/2);
rBp=(rbp^2+((rap^2-rbp^2)^(1/2)-pi*m*cos(alfa))^2)^(1/2);
rlimitp=(rbp^2+((r0p+r0d)*sin(alfa)-(rad^2-rbd^2)^(1/2))^2)^(1/2);% Kavramada A baslangic noktası
rlimitd=(rbd^2+((r0p+r0d)*sin(alfa)-(rap^2-rbp^2)^(1/2))^2)^(1/2);
Jp=mp*(rbp)^2;
Jd=md*(rbd)^2;
V=2*pi*n1*r0p/60; % mm/s
frekans=n1*z1/60;
T=1/frekans; % mesh periyodu
dt=T/s;% iki nokta arasındaki zaman aralığı

i=1;
for i=1:s
a=i*dt;
kkkkk=0.0005*sin(2*pi*frekans*a);
eep1=0.00;
eep2=0.00;
eed1=0.00;
eed2=0.00;
ep1(i)=eep1*(1+sin(3*2*pi*frekans*a-pi/2));
ep2(i)=eep2*(1+sin(3*2*pi*frekans*a-pi/2));
ed1(i)=eed1*(1+sin(3*2*pi*frekans*a-pi/2));
```

```

ed2(i)=eed2*(1+sin(3*2*pi*frekans*a-pi/2));
e1(i)=ep1(i)+ed1(i);
e2(i)=ep2(i)+ed2(i);
i=i+1;
end
AD=taksimat*cos(alfa);
dl=AD/s;%iki nokta arasindaki uzaklik

for i=1:s
rip1(i)=(((r0p+r0d)*sin(alfa)-(rad^2-rbd^2)^(1/2)+(i-1)*dl)^2+rbp^2)^(1/2);

rid1(i)=(((rad^2-rbd^2)^(1/2)-(i-1)*dl)^2+rbd^2)^(1/2);

if rip1(i)>rBp
    rip2(i)=0;
    rid2(i)=0;
else
rip2(i)=(((r0p+r0d)*sin(alfa)-(rad^2-rbd^2)^(1/2)+(i-1)*dl+taksimat*cos(alfa))^2+rbp^2)^(1/2);
rid2(i)=(((rad^2-rbd^2)^(1/2)-(i-1)*dl-taksimat*cos(alfa))^2+rbd^2)^0.5;
end

rollp1(i)=(rip1(i)^2/rbp^2-1)^(1/2); %ri herhangi bir çap
rolld1(i)=(rid1(i)^2/rbd^2-1)^(1/2);
if rip1(i)>rBp
    rollp2(i)=0;
    rolld2(i)=0;
else
rollp2(i)=(rip2(i)^2/rbp^2-1)^(1/2);
rolld2(i)=(rid2(i)^2/rbd^2-1)^(1/2);
end
alfa_p1=acos(r0p/rip1(i)*cos(alfa));%herhangi bir noktada presure angle
alfa_d1=acos(r0d/rid1(i)*cos(alfa));
if rip1(i)>rBp
    alfa_p2=0;
    alfa_d2=0;
else
alfa_p2=acos(r0p/rip2(i)*cos(alfa));
alfa_d2=acos(r0d/rid2(i)*cos(alfa));
end
Lp1=rbp*(rollp1(i)-tan(alfa)); %rollp yuvarlanma açisi
Ld1=rbd*(rolld1(i)-tan(alfa));
if rip1(i)>rBp
    Lp2=0;
    Ld2=0;
else
Lp2=rbp*(rollp2(i)-tan(alfa)); %rollp yuvarlanma açisi
Ld2=rbd*(rolld2(i)-tan(alfa));
end
up1=V*((Lp1*cos(alfa)/rbp)+sin(alfa));
ud1=V*((-1*Ld1*cos(alfa)/rbd)+sin(alfa));

if rip1(i)>rBp
    up2=0;
    ud2=0;
else
up2=V*((Lp2*cos(alfa)/rbp)+sin(alfa));
ud2=V*((-1*Ld2*cos(alfa)/rbd)+sin(alfa));
end
rop1=rbp*rollp1(i);
rod1=rbd*rolld1(i);
rop2=rbp*rollp2(i);
rod2=rbd*rolld2(i);
%f1(i)=0;
f1(i)=(18.1)/(viskoz^0.15*((up1+ud1)/abs(ud1-up1))^0.15*(abs(ud1-up1))^0.5*(rop1*rod1/(rop1+rod1))^0.5);

```

```

%ff1(i)=0.05*exp(-1*0.125*abs(up1-ud1)/2.54)+0.002*(abs(up1-ud1)/2.54)^0.5;
%fff1(i)=0.325/((viskoz*(up1+ud1)/1000)*(abs(ud1-up1)/1000)^(1/4));

if rip1(i)>rBp
    f2(i)=0;
    else
    %f2(i)=0;
    f2(i)=(18.1)/(viskoz^0.15*((up2+ud2)/abs(ud2-up2))^0.15*(abs(ud2-up2))^0.5*(rop2*rod2/(rop2+rod2))^0.5);
    %ff2(i)=0.05*exp(-1*0.125*abs(up2-ud2)/2.54)+0.002*(abs(up2-ud2)/2.54)^0.5;
    end
    if f1(i)>0.08
    f1(i)=0.08;
    end

    if f2(i)>0.08
    f2(i)=0.08;
    end
    if alfa>(20*pi/180)
    Kp1=-122.85*rip1(i)^2+ 7272.3*rip1(i)+22003;
    Kd1=-1.9014*rid1(i)^3 + 372.02*rid1(i)^2-17424*rid1(i);

    Kp2=-122.85*rip2(i)^2+ 7272.3*rip2(i)+22003;
    Kd2=-1.9014*rid2(i)^3 + 372.02*rid2(i)^2-17424*rid2(i);

    %Kp1=-5.1718*rip1(i)^3+496.19*rip1(i)^2-10942*rip1(i);
    %Kd1=-2.36*rid1(i)^3+482.24*rid1(i)^2-24051*rid1(i);
    %Kp2=-5.1718*rip2(i)^3+496.19*rip2(i)^2-10942*rip2(i);
    %Kd2=-2.36*rid2(i)^3+482.24*rid2(i)^2-24051*rid2(i);
    %alfac=15 degree
    %Kp1=-4.2599*rip1(i)^3 + 392.42*rip1(i)^2 - 8009.2*rip1(i);
    %Kd1=-1.8539*rid1(i)^3 + 367.97*rid1(i)^2 - 17613*rid1(i);
    %Kp2=-4.2599*rip2(i)^3 + 392.42*rip2(i)^2 - 8009.2*rip2(i);
    %Kd2=-1.8539*rid2(i)^3 + 367.97*rid2(i)^2 - 17613*rid2(i);
    %k1(i,1)=b*((Kp1*Kd1)/(Kp1+Kd1));
    %k2(i,1)=b*((Kp2*Kd2)/(Kp2+Kd2));

    RRR(i)=Kp1;
    SSS(i)=Kd1;
    RRRR(i)=Kp2;
    SSSS(i)=Kd2;
    k1(i,1)=b*(Kp1*Kd1/(Kp1+Kd1));
    k2(i,1)=b*(Kp2*Kd2/(Kp2+Kd2));
    else
    Kp1=60.348*rip1(i)^2-12311*rip1(i)+534872;
    Kd1=19.603*rid1(i)^2-10149*rid1(i)+927143;
    RRR(i)=Kp1;
    SSS(i)=Kd1;
    Kp2=60.348*rip2(i)^2-12311*rip2(i)+534872;
    Kd2=19.603*rid2(i)^2-10149*rid2(i)+927143;
    k1(i,1)=b*(Kp1*Kd1/(Kp1+Kd1));
    k2(i,1)=b*(Kp2*Kd2/(Kp2+Kd2));
    end

    if rip1(i)>rBp
    Kp2=0;
    Kd2=0;
    k2(i,1)=0;
    end
    kt(i,1)=k1(i,1)+k2(i,1);
    kk1(i,1)=k1(i,1)/kt(i,1);
    kk2(i,1)=k2(i,1)/kt(i,1);
    if up1>ud1
    bp1=1+f1(i)*rop1/rbp;
    bd1=1+f1(i)*rod1/rbd;% dislinin hizi disliden büyükse%

```

```

else
bp1=1-f1(i)*rop1/rbp;
bd1=1-f1(i)*rod1/rbd;%küçükse%
end
if up2>ud2
bp2=1+f2(i)*rop2/rbp;%pinyonun hizi disliden büyükse%
bd2=1+f2(i)*rod2/rbd;%dislinin hizi disliden büyükse%
else
bp2=1-f2(i)*rop2/rbp;%küçükse%
bd2=1-f2(i)*rod2/rbd;%küçükse%
end
Mdp=1000*P/(pi*n1/30); %Nmm
Ft=Mdp/r0p;
FD=Ft/cos(alfa);
%Ps(i)=FD*kk(i,1);
Ps(i)=FD;

w(i)=((1000*k1(i,1)*(bp1*md+bd1*mp)+1000*k2(i,1)*(bp2*md+bd2*mp))/(md*mp))^(0.5);%kgm/s2 m yi mm ye
xs(i)=(((md+mp)*Ps(i)+1*k1(i,1)*e1(i)*(bp1*md+bd1*mp)+1*k2(i,1)*e2(i)*(bp2*md+bd2*mp))*1000/(md*mp)/w
(i)^2);
axs(i)=(Ps(i)+k1(i,1)*e1(i)+k2(i,1)*e2(i))/(k1(i,1)+k2(i,1));
end

%iteratif çözüm%
x(1)=0;
v(1)=0;
for k=1:300

for i=1:(s-1)
if i>1
if x(i)<e1(i)
if x(i)<e2(i)

x(i+1)=Ps(i)*dt^2/2/(md*mp/(md+mp))+v(i)*dt+x(i);
v(i+1)=Ps(i)*dt/(md*mp/(md+mp))+v(i);

end
end

if x(i)>=e1(i)
if x(i)>=e2(i)

Xb(i)=x(i)-xs(i)+(2*ksi/w(i))*((xs(i+1)-xs(i))/dt);
Vb(i)=v(i)-(xs(i+1)-xs(i))/dt;
Xb(i+1)=exp(-1*w(i)*ksi*dt)*(Xb(i)*cos((1-ksi^2)^0.5*w(i)*dt))+1/(w(i)*(1-
ksi^2)^0.5)*(Vb(i)+w(i)*ksi*Xb(i))*sin((1-ksi^2)^0.5*w(i)*dt);
Vb(i+1)=exp(-1*w(i)*ksi*dt)*(Vb(i)*cos((1-ksi^2)^0.5*w(i)*dt))-(ksi/((1-
ksi^2)^0.5))*(Vb(i)+w(i)/ksi*Xb(i))*sin((1-ksi^2)^(1/2)*w(i)*dt);
x(i+1)=Xb(i+1)+xs(i+1)-(2*ksi/w(i))*((xs(i+1)-xs(i))/dt);
v(i+1)=Vb(i+1)+((xs(i+1)-xs(i))/dt);
end
end
else
disp('i=1')
Xb(i)=x(i)-xs(i)+(2*ksi/w(i))*((xs(i+1)-xs(i))/dt);
Vb(i)=v(i)-(xs(i+1)-xs(i))/dt;
Xb(i+1)=exp(-1*w(i)*ksi*dt)*(Xb(i)*cos((1-ksi^2)^0.5*w(i)*dt))+1/(w(i)*(1-
ksi^2)^0.5)*(Vb(i)+w(i)*ksi*Xb(i))*sin((1-ksi^2)^0.5*w(i)*dt);
Vb(i+1)=exp(-1*w(i)*ksi*dt)*(Vb(i)*cos((1-ksi^2)^0.5*w(i)*dt))-(ksi/((1-
ksi^2)^0.5))*(Vb(i)+w(i)/ksi*Xb(i))*sin((1-ksi^2)^(1/2)*w(i)*dt);
x(i+1)=Xb(i+1)+xs(i+1)-(2*ksi/w(i))*((xs(i+1)-xs(i))/dt);
v(i+1)=Vb(i+1)+((xs(i+1)-xs(i))/dt);
end
end
end

```

```

farkx=abs((x(s)-x(1))/x(s));
farkv=abs((v(s)-v(1))/v(s));
if farkv<=0.00000001
if farkx<=0.00000001
break;
end
end
if farkx>0.00000001
x(1)=x(s);
end
if farkv>0.00000001
v(1)=v(s);
end
end
for i=1:s
P1(i)=1*k1(i,1)*(x(i)-e1(i));
P2(i)=1*k2(i,1)*(x(i)-e2(i));
PT(i)=(1/kk1(i))*P1(i);
i*dt;
Rollangle(i)=(180/pi)*(t(i)*pi*n1/30);%derece
if P1(i)<=0, P1(i)=0, end
if P2(i)<=0,P2(i)=0,end
sss(i)= x(i)/xs(i);
p(i)=P1(i)+P2(i);
DF11(i)=P1(i)/Ps(i);
DF12(i)=P2(i)/Ps(i);
DF(i)=(P1(i)+P2(i))/Ps(i);
pppp(i)=1*k1(i,1)*(xs(i)-e1(i));
end
for i=1:100
P1(i+s)=P2(i);
end
for h=1:2*s
tt(h)=h*dt;
Rollangle(h)=(180/pi)*(tt(h)*pi*n1/30);%derece
Ps(h)=FD;
DF11(h)=P1(h)/Ps(h);
end

```

% Dis Dibi Gerilmelerinin Hesaplanması için Gelistirilen Program%

```

m=2;
z2=40;
alfa_c=20*pi/180;
xx=0;% matris satir sayisi
mek=1; % mekanizma seçimi V-0 için 0 V-Kaydirmali için 1
ha=1;
hf=1.2;
hold
for i=1:1
z1=i+19;
alfad_maks=8;
for t=1:0.2:alfad_maks
    td=t+19;
    alfa_d=(td*pi/180);
    rT=0.3*m;
    x=0;
cev=z2/z1;
r1=m*z1/2;
r2=m*z2/2;
ra1=r1+ha*m;
ra2=r2+ha*m;
rf1=r1-hf*m;
rf2=r2-hf*m;
rb1c=r1*cos(alfa_c);
rb2c=r2*cos(alfa_c);
rb1d=r1*cos(alfa_d);
rb2d=r2*cos(alfa_d);
p=pi*m;
lamda_d=(2/r1)*((pi*m/4)+(rT/cos(alfa_d))+(m*hf-rT)*tan(alfa_d));
fi_0=(pi/6)+(lamda_d)/2;
fi=(pi/6)+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x-rT)/(r1*tan(fi_0));
while abs(fi-fi_0)>0.00001
    fi_0=fi;
fi=pi/6+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x-rT)/r1/tan(fi_0);
end
lamda=fi-(pi/6);
delta=rT+(m*hf-m*x-rT)/sin(fi);
lamda_b=(pi/z1)+(4*x/z2)*tan(alfa_d)+2*(tan(alfa_d)-alfa_d);
alfa_P=(ra1^2/rb1d^2-1)^(1/2)-lamda_b/2;
sF=2*sin(lamda)*(r1*sin(fi)-delta)/sin(fi)-2*sin(pi/6)*delta/tan(fi);
hFP=rb1d/cos(alfa_P)-(r1*sin(fi)-delta)/sin(pi/6)+sin(lamda)*(r1*sin(fi)-delta)/(tan(pi/6)*sin(fi))-
cos(pi/6)*delta/tan(fi);
alfa_a=acos(r1*cos(alfa_d)/ra1);
sa_s=2*ra1*(1/z1)*((pi/2)+2*x*tan(alfa_d))+(tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_a)-alfa_a));
yh=ra1-hFP-(sa_s/2)*tan(alfa_a);
L=(p/4)-(x*m*tan(alfa_c))-(1.25*m-x*m-rT)*tan(alfa_c)-rT/cos(alfa_c);
ss=(1.25*m-x*m-rT)*tan(alfa_c);
tt=rT/cos(alfa_c);
W=((p/2)-L)/r1;
Emaks=(1.25*m-x*m-rT)/(r1*tan(alfa_c));
E1=0;
dXz_dE1=-1*(r1*E1)*sin(E1)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E1);
dYz_dE1=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E1)+(r1*E1)*cos(E1);
Xz1=(r1*E1)*cos(E1)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E1);
Yz1=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E1)+(r1*E1)*sin(E1);
A1=pi/2;
Xt1=Xz1+rT*cos(A1);
Yt1=Yz1-rT*sin(A1);
X1=Yt1*sin(W)-Xt1*cos(W);
Y1=Yt1*cos(W)+Xt1*sin(W);
E2=Emaks/4;
dXz_dE2=-1*(r1*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E2);

```

```

dYz_dE2=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E2)+(r1*E2)*cos(E2);
Xz2=(r1*E2)*cos(E2)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E2);
Yz2=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E2)+(r1*E2)*sin(E2);
A2=atan(dXz_dE2/dYz_dE2);
Xt2=Xz2+rT*cos(A2);
Yt2=Yz2-rT*sin(A2);
X2=Yt2*sin(W)-Xt2*cos(W);
Y2=Yt2*cos(W)+Xt2*sin(W);
E3=2*Emaks/4;
dXz_dE3=-1*(r1*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E2);
dYz_dE3=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E3)+(r1*E3)*cos(E3);
Xz3=(r1*E3)*cos(E3)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E3);
Yz3=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E3)+(r1*E3)*sin(E3);
A3=atan(dXz_dE3/dYz_dE3);
Xt3=Xz3+rT*cos(A3);
Yt3=Yz3-rT*sin(A3);
X3=Yt3*sin(W)-Xt3*cos(W);
Y3=Yt3*cos(W)+Xt3*sin(W);
if alfa_d > 25
    Xh=-1*(((Y2-yh)/(Y2-Y1))*(X2-X1)-X2);
else
    Xh=-1*(((Y3-yh)/(Y3-Y2))*(X3-X2)-X3);
end
sF_asi=sF/2+Xh;
duz=sF_asi/sF;
sF_asi_duz=sF_asi/duz;
sF_dene=sF_asi_duz;
YF=6*cos(alfa_P)*(hFP/m)/cos(alfa_d)/(sF_asi_duz/m)^2;
rof=rT+(1.25*m-x*m-rT)^2/sin(fi)/(r1*sin(fi)^2+1.25*m-x*m-rT);
YS=(1.2+0.13*sF_asi_duz/hFP)*(sF_asi_duz/2/rof)^(1/(1.21+2.3*(hFP/sF_asi_duz)));
derece=alfa_d*180/pi;
a=m/2*(z1+z2);
Eps_d=((ra1^2-rb1d^2)^(1/2)+(ra2^2-rb2d^2)^(1/2)-a*sin(alfa_d))/p/cos(alfa_d);
Yeps=(0.25+0.75/Eps_d);
T=YF*YS*Yeps;
alfa_ad=acos(r1*cos(alfa_d)/ra1);
alfa_ac=acos(r1*cos(alfa_c)/ra1);
s_a=ra1*(pi/z1+((tan(alfa_c)-alfa_c)+(tan(alfa_d)-alfa_d))-((tan(alfa_ac)-alfa_ac)+(tan(alfa_ad)-alfa_ad)));
rD=(((rb1d+rb2d)*tan(alfa_d)-(ra2^2-rb2d^2)^(1/2)+pi*m*cos(alfa_d))^2+rb1d^2)^(1/2);
rD2=(((ra2^2-rb2d^2)^(1/2)-pi*m*cos(alfa_d))^2+rb2d^2)^(1/2);
rB=(rb1d^2+((ra1^2-rb1d^2)^(1/2)-pi*m*cos(alfa_d))^2)^(1/2);
rlimit1=(rb1d^2+(r1+r2)*sin(alfa_d)-(ra2^2-rb2d^2)^(1/2))^2)^(1/2);
rlimit2=(rb2d^2+(r1+r2)*sin(alfa_d)-(ra1^2-rb1d^2)^(1/2))^2)^(1/2);
BD=(rb1d+rb2d)*tan(alfa_d)-(rB^2-rb1d^2)^(1/2)-(rD2^2-rb2d^2)^(1/2);
%BD=(rD^2-rb1d^2)^(1/2)-(rB^2-rb1d^2)^(1/2)(alternatif -ayni sonucu veriyor.)
AE=(((ra1^2-rb1d^2)^(1/2)+(ra2^2-rb2d^2)^(1/2)-a*sin(alfa_d)));
pb=pi*m*cos(alfa_d);
if Eps_d < 1.1, break, end
if s_a < (0.2*m), break, end
xx=xx+1;
A(xx,1)=derece;
A(xx,2)=z1;
A(xx,3)=T;
A(xx,4)=sF_asi_duz;
A(xx,5)=Eps_d;
A(xx,6)=s_a;
A(xx,7)=rD;
A(xx,8)=rB;
A(xx,9)=rlimit1;
A(xx,10)=BD;
A(xx,11)=AE;
A(xx,12)=ra1;
hold on

```

% Profil Kaydirmali Disli Çarklarla Karsilastirma için Gelistirilen Program%

```

m=5;
z2=50;
alfa_c=20*pi/180;
xx=0;% matris satir sayisi
mek=1; %mekanizma seçimi V-kaydirmali 0 için (0) V-Kaydirmali için (1)
ha=1;
hf=1.25;
hold
for i=1:1
z1=i+24;
alfad_maks=8;
for t=1:0.2:alfad_maks
td=t+19;
alfa_d=(td*pi/180);
rT=0.375*m;
x=0;
cev=z2/z1;
r1=m*z1/2;
r2=m*z2/2;
ra1=r1+ha*m;
ra2=r2+ha*m;
rf1=r1-hf*m;
rf2=r2-hf*m;
rb1c=r1*cos(alfa_c);
rb2c=r2*cos(alfa_c);
rb1d=r1*cos(alfa_d);
rb2d=r2*cos(alfa_d);
p=pi*m;
lamda_d=(2/r1)*((pi*m/4)+(rT/cos(alfa_d))+(m*hf-rT)*tan(alfa_d));
fi_0=(pi/6)+(lamda_d)/2;
fi=(pi/6)+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x-rT)/(r1*tan(fi_0));
while abs(fi-fi_0)>0.00001
fi_0=fi;
fi=pi/6+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x-rT)/r1/tan(fi_0);
end
lamda=fi-(pi/6);
delta=rT+(m*hf-m*x-rT)/sin(fi);
lamda_b=(pi/z1)+(4*x/z2)*tan(alfa_d)+2*(tan(alfa_d)-alfa_d);
alfa_P=(ra1^2/rb1d^2-1)^(1/2)-lamda_b/2;
sF=2*sin(lamda)*(r1*sin(fi)-delta)/sin(fi)-2*sin(pi/6)*delta/tan(fi);
hFP=rb1d/cos(alfa_P)-(r1*sin(fi)-delta)/sin(pi/6)+sin(lamda)*(r1*sin(fi)-delta)/(tan(pi/6)*sin(fi))-
cos(pi/6)*delta/tan(fi);
alfa_a=acos(r1*cos(alfa_d)/ra1);
sa_s=2*ra1*((1/z1)*(pi/2)+2*x*tan(alfa_d))+(tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_a)-alfa_a));
yh=ra1-hFP-(sa_s/2)*tan(alfa_a);
L=(p/4)-(x*m*tan(alfa_c))-(1.25*m-x*m-rT)*tan(alfa_c)-rT/cos(alfa_c);
ss=(1.25*m-x*m-rT)*tan(alfa_c);
tt=rT/cos(alfa_c);
W=((p/2)-L)/r1;
Emaks=(1.25*m-x*m-rT)/(r1*tan(alfa_c));
E1=0;
dXz_dE1=-1*(r1*E1)*sin(E1)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E1);
dYz_dE1=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E1)+(r1*E1)*cos(E1);
Xz1=(r1*E1)*cos(E1)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E1);
Yz1=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E1)+(r1*E1)*sin(E1);
A1=pi/2;
Xt1=Xz1+rT*cos(A1);
Yt1=Yz1-rT*sin(A1);
X1=Yt1*sin(W)-Xt1*cos(W);
Y1=Yt1*cos(W)+Xt1*sin(W);
E2=Emaks/4;
dXz_dE2=-1*(r1*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E2);

```



```

dYz_dE2=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E2)+(r1*E2)*cos(E2);
Xz2=(r1*E2)*cos(E2)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E2);
Yz2=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E2)+(r1*E2)*sin(E2);
A2=atan(dXz_dE2/dYz_dE2);
Xt2=Xz2+rT*cos(A2);
Yt2=Yz2-rT*sin(A2);
X2=Yt2*sin(W)-Xt2*cos(W);
Y2=Yt2*cos(W)+Xt2*sin(W);
E3=2*Emaks/4;
dXz_dE3=-1*(r1*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E2);
dYz_dE3=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E3)+(r1*E3)*cos(E3);
Xz3=(r1*E3)*cos(E3)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E3);
Yz3=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E3)+(r1*E3)*sin(E3);
A3=atan(dXz_dE3/dYz_dE3);
Xt3=Xz3+rT*cos(A3);
Yt3=Yz3-rT*sin(A3);
X3=Yt3*sin(W)-Xt3*cos(W);
Y3=Yt3*cos(W)+Xt3*sin(W);
if alfa_d > 25
    Xh=-1*(((Y2-yh)/(Y2-Y1))*(X2-X1)-X2);
else
    Xh=-1*(((Y3-yh)/(Y3-Y2))*(X3-X2)-X3);
end
sF_asi=sF/2+Xh;
duz=sF_asi/sF;
sF_asi_duz=sF_asi/duz;
sF_dene=sF_asi_duz;
YF=6*cos(alfa_P)*(hFP/m)/cos(alfa_d)/(sF_asi_duz/m)^2;
rof=rT+(1.25*m-x*m-rT)^2/sin(fi)/(r1*sin(fi)^2+1.25*m-x*m-rT);
YS=(1.2+0.13*sF_asi_duz/hFP)*(sF_asi_duz/2/rof)^(1/(1.21+2.3*(hFP/sF_asi_duz)));
derece=alfa_d*180/pi;
a=m/2*(z1+z2);
Eps_d=((ra1^2-rb1d^2)^(1/2)+(ra2^2-rb2d^2)^(1/2)-a*sin(alfa_d))/p/cos(alfa_d);
Yeps=(0.25+0.75/Eps_d);
T=YF*YS*Yeps;
alfa_ad=acos(r1*cos(alfa_d)/ra1);
alfa_ac=acos(r1*cos(alfa_c)/ra1);
s_a=ra1*(pi/z1+((tan(alfa_c)-alfa_c)+(tan(alfa_d)-alfa_d))-((tan(alfa_ac)-alfa_ac)+(tan(alfa_ad)-alfa_ad)));
rD=(((rb1d+rb2d)*tan(alfa_d)-(ra2^2-rb2d^2)^(1/2)+pi*m*cos(alfa_d))^2+rb1d^2)^(1/2);
rD2=(((ra2^2-rb2d^2)^(1/2)-pi*m*cos(alfa_d))^2+rb2d^2)^(1/2);
rB=(rb1d^2+((ra1^2-rb1d^2)^(1/2)-pi*m*cos(alfa_d))^2)^(1/2);
rlimit1=(rb1d^2+(r1+r2)*sin(alfa_d)-(ra2^2-rb2d^2)^(1/2))^2)^(1/2);
rlimit2=(rb2d^2+(r1+r2)*sin(alfa_d)-(ra1^2-rb1d^2)^(1/2))^2)^(1/2);
BD=(rb1d+rb2d)*tan(alfa_d)-(rB^2-rb1d^2)^(1/2)-(rD2^2-rb2d^2)^(1/2);
%BD=(rD^2-rb1d^2)^(1/2)-(rB^2-rb1d^2)^(1/2)
AE=((ra1^2-rb1d^2)^(1/2)+(ra2^2-rb2d^2)^(1/2)-a*sin(alfa_d));
pb=pi*m*cos(alfa_d);
if Eps_d < 1.1, break, end
if s_a < (0.2*m), break, end
xx=xx+1;
A(xx,1)=derece;
A(xx,2)=z1;
A(xx,3)=T;
A(xx,4)=sF_asi_duz;
A(xx,5)=Eps_d;
A(xx,6)=s_a;
A(xx,7)=rD;
A(xx,8)=rB;
A(xx,9)=rlimit1;
A(xx,10)=BD;
A(xx,11)=AE;
A(xx,12)=ra1;
hold on
aci=derece;

```

```

T_esdeger=A(xx,3);
if mek==0 %kaydirmali 0 mekanizma için
    alfa_c=20*pi/180;
    alfa_d=20*pi/180;
    for k=0:0.005:1
        x=k;
        x2=x*-1;
        rlimit1=(rb1c^2+((r1+r2)*sin(alfa_c)-(ra2^2-rb2c^2)^(1/2))^2)^(1/2);
        rlimit2=(rb2c^2+((r1+r2)*sin(alfa_c)-(ra1^2-rb1c^2)^(1/2))^2)^(1/2);
        rform1=rlimit1-0.025*m
        rform2=rlimit2-0.025*m
        ru1=(rb1c^2+[rb1c*tan(alfa_c)-((ha+hf)*m-x*m)/sin(alfa_c)]^2)^(0.5)
        ru2=(rb2c^2+[rb2c*tan(alfa_c)-((ha+hf)*m-x2*m)/sin(alfa_c)]^2)^(0.5)
        x_top=x+x2;
        z_top=z1+z2;
        invalfa_w=2*tan(alfa_d)*(x_top/z_top)+tan(alfa_d)-alfa_d;
        for n=15:0.05:30
            inv=tan(n*pi/180)-n*pi/180;
            if inv >=invalfa_w, break,end
        end
        alfa_w=n*pi/180;
        a0=r1+r2;
        a=a0*(cos(alfa_d)/cos(alfa_w));
        rw1=r1+(a-a0)*(z1/z_top);
        rw2=r2+(a-a0)*(z2/z_top);
        qy1=r1/rw1; %kaydirmali mekanizma için
        qy2=r2/rw2; %kaydirmali mekanizma için
        ra1=r1+x*m+ha*m;
        ra2=r2+x2*m+ha*m;
        rf1=r1+x*m-hf*m;
        rf2=r2+x2*m-hf*m;
        rb1c=r1*cos(alfa_c);
        rb2c=r2*cos(alfa_c);
        rb1d=r1*cos(alfa_d);
        rb2d=r2*cos(alfa_d);
        p=pi*m;
        %pinion için
        lamda_d=(2/r1)*((pi*m/4)+(rT/cos(alfa_d))+(m*hf-rT)*tan(alfa_d));
        fi_0=(pi/6)+(lamda_d)/2;
        fi=(pi/6)+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x-rT)/(r1*tan(fi_0));
        while abs(fi-fi_0)>0.00001
            fi_0=fi;
            fi=pi/6+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x-rT)/r1/tan(fi_0);
        end
        lamda=fi-(pi/6);
        delta=rT+(m*hf-m*x-rT)/sin(fi);
        lamda_b=(pi/z1)+(4*x/z1)*tan(alfa_d)+2*(tan(alfa_d)-alfa_d);
        alfa_P=(ra1^2/rb1d^2-1)^(1/2)-lamda_b/2;
        sF=2*sin(lamda)*(r1*sin(fi)-delta)/sin(fi)-2*sin(pi/6)*delta/tan(fi);
        hFP=rb1d/cos(alfa_P)-(r1*sin(fi)-delta)/sin(pi/6)+sin(lamda)*(r1*sin(fi)-delta)/(tan(pi/6)*sin(fi))-
        cos(pi/6)*delta/tan(fi);
        alfa_a=acos(r1*cos(alfa_d)/ra1);
        sa_s=2*ra1*((1/z1)*((pi/2)+2*x*tan(alfa_d))+(tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_a)-alfa_a));
        yh=ra1-hFP-(sa_s/2)*tan(alfa_a);
        L=(p/4)-(x*m*tan(alfa_c))-(1.25*m-x*m-rT)*tan(alfa_c)-rT/cos(alfa_c);
        ss=(1.25*m-x*m-rT)*tan(alfa_c);
        tt=rT/cos(alfa_c);
        W=((p/2)-L)/r1;
        Emaks=(1.25*m-x*m-rT)/(r1*tan(alfa_c));
        E1=0;
        dXz_dE1=-1*(r1*E1)*sin(E1)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E1);
        dYz_dE1=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E1)+(r1*E1)*cos(E1);
        Xz1=(r1*E1)*cos(E1)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E1);
        Yz1=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E1)+(r1*E1)*sin(E1);

```

```

A1=pi/2;
Xt1=Xz1+rT*cos(A1);
Yt1=Yz1-rT*sin(A1);
X1=Yt1*sin(W)-Xt1*cos(W);
Y1=Yt1*cos(W)+Xt1*sin(W);
E2=Emaks/4;
dXz_dE2=-1*(r1*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E2);
dYz_dE2=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E2)+(r1*E2)*cos(E2);
Xz2=(r1*E2)*cos(E2)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E2);
Yz2=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E2)+(r1*E2)*sin(E2);
A2=atan(dXz_dE2/dYz_dE2);
Xt2=Xz2+rT*cos(A2);
Yt2=Yz2-rT*sin(A2);
X2=Yt2*sin(W)-Xt2*cos(W);
Y2=Yt2*cos(W)+Xt2*sin(W);
E3=2*Emaks/4;
dXz_dE3=-1*(r1*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E2);
dYz_dE3=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E2)+(r1*E3)*cos(E3);
Xz3=(r1*E3)*cos(E3)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E3);
Yz3=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E3)+(r1*E3)*sin(E3);
A3=atan(dXz_dE3/dYz_dE3);
Xt3=Xz3+rT*cos(A3);
Yt3=Yz3-rT*sin(A3);
X3=Yt3*sin(W)-Xt3*cos(W);
Y3=Yt3*cos(W)+Xt3*sin(W);
if alfa_d > 25
Xh=-1*((Y2-yh)/(Y2-Y1))*(X2-X1)-X2;
Else
Xh=-1*((Y3-yh)/(Y3-Y2))*(X3-X2)-X3;
end
sF_asi=sF/2+Xh;
duz=sF_asi/sF;
sF_asi_duz=sF_asi/duz;
sF_pro=sF_asi_duz;
YF=6*cos(alfa_P)*(hFP/m)/cos(alfa_d)/(sF_asi_duz/m)^2;
rof=rT+(1.25*m-x*m-rT)^2/sin(fi)/(r1*sin(fi)^2+1.25*m-x*m-rT);
YS=(1.2+0.13*sF_asi_duz/hFP)*(sF_asi_duz/2/rof)^(1/(1.21+2.3*(hFP/sF_asi_duz)));
RR=YF*YS
Eps_x=((ra1^2-rb1d^2)^(1/2)+(ra2^2-rb2d^2)^(1/2)-a*sin(alfa_w))/p/cos(alfa_d);
Yeps=(0.25+0.75/Eps_x);
T_pro=qy1*YF*YS*Yeps;
alfa_ad=acos(r1*cos(alfa_d)/ra1);
alfa_ac=acos(r1*cos(alfa_c)/ra1);
s_a=2*ra1*(1/z1*(pi/2+2*x*tan(alfa_c))+(tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_ad)-alfa_ad));
%Gear için%
lamda_d=(2/r2)*(pi*m/4)+(rT/cos(alfa_d))+(m*hf-rT)*tan(alfa_d);
fi_0=(pi/6)+(lamda_d)/2;
fi=(pi/6)+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x^2-rT)/(r2*tan(fi_0));
while abs(fi-fi_0)>0.00001
fi_0=fi;
fi=pi/6+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x^2-rT)/r2/tan(fi_0);
end
lamda=fi-(pi/6);
delta=rT+(m*hf-m*x^2-rT)/sin(fi);
lamda_b=(pi/z2)+(4*x^2/z2)*tan(alfa_d)+2*(tan(alfa_d)-alfa_d);
alfa_P=(ra2^2/rb2d^2-1)^(1/2)-lamda_b/2;
sF=2*sin(lamda)*(r2*sin(fi)-delta)/sin(fi)-2*sin(pi/6)*delta/tan(fi);
hFP=rb2d/cos(alfa_P)-(r2*sin(fi)-delta)/sin(pi/6)+sin(lamda)*(r2*sin(fi)-delta)/(tan(pi/6)*sin(fi))-
cos(pi/6)*delta/tan(fi);
alfa_a=acos(r2*cos(alfa_d)/ra2);
sa_s=2*ra2*((1/z2)*(pi/2+2*x^2*tan(alfa_d))+(tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_a)-alfa_a));
yh=ra2-hFP-(sa_s/2)*tan(alfa_a);
L=(p/4)-(x2*m*tan(alfa_c))-(1.25*m-x2*m-rT)*tan(alfa_c)-rT/cos(alfa_c);
ss=(1.25*m-x2*m-rT)*tan(alfa_c);

```

```

tt=rT/cos(alfa_c);
W=((p/2)-L)/r2;
Emaks=(1.25*m-x2*m-rT)/(r2*tan(alfa_c));
E1=0;
dXz_dE1=-1*(r2*E1)*sin(E1)+(1.25*m-x2*m-rT)*cos(E1);
dYz_dE1=(1.25*m-x2*m-rT)*sin(E1)+(r1*E1)*cos(E1);
Xz1=(r2*E1)*cos(E1)-(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*sin(E1);
Yz1=(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*cos(E1)+(r2*E1)*sin(E1);
A1=pi/2;
Xt1=Xz1+rT*cos(A1);
Yt1=Yz1-rT*sin(A1);
X1=Yt1*sin(W)-Xt1*cos(W);
Y1=Yt1*cos(W)+Xt1*sin(W);
E2=Emaks/4;
dXz_dE2=-1*(r2*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x2*m-rT)*cos(E2);
dYz_dE2=(1.25*m-x2*m-rT)*sin(E2)+(r2*E2)*cos(E2);
Xz2=(r2*E2)*cos(E2)-(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*sin(E2);
Yz2=(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*cos(E2)+(r2*E2)*sin(E2);
A2=atan(dXz_dE2/dYz_dE2);
Xt2=Xz2+rT*cos(A2);
Yt2=Yz2-rT*sin(A2);
X2=Yt2*sin(W)-Xt2*cos(W);
Y2=Yt2*cos(W)+Xt2*sin(W);
E3=2*Emaks/4;
dXz_dE3=-1*(r2*E3)*sin(E3)+(1.25*m-x2*m-rT)*cos(E3);
dYz_dE3=(1.25*m-x2*m-rT)*sin(E3)+(r2*E3)*cos(E3);
Xz3=(r2*E3)*cos(E3)-(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*sin(E3);
Yz3=(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*cos(E3)+(r2*E3)*sin(E3);
A3=atan(dXz_dE3/dYz_dE3);
Xt3=Xz3+rT*cos(A3);
Yt3=Yz3-rT*sin(A3);
X3=Yt3*sin(W)-Xt3*cos(W);
Y3=Yt3*cos(W)+Xt3*sin(W);
if alfa_d > 25
Xh=-1*(((Y2-yh)/(Y2-Y1))*(X2-X1)-X2);
else
Xh=-1*(((Y3-yh)/(Y3-Y2))*(X3-X2)-X3);
end
sF_asi=sF/2+Xh;
duz=sF_asi/sF;
sF_asi_duz=sF_asi/duz;
sF_pro=sF_asi_duz;
YF_gear=6*cos(alfa_P)*(hFP/m)/cos(alfa_d)/(sF_asi_duz/m)^2;
rof=rT+(1.25*m-x2*m-rT)^2/sin(fi)/(r2*sin(fi)^2+1.25*m-x2*m-rT);
YS_gear=(1.2+0.13*sF_asi_duz/hFP)*(sF_asi_duz/2/rof)^(1/(1.21+2.3*(hFP/sF_asi_duz)));
Yeps_gear=(0.25+0.75/Eps_x);
T_pro_gear=qy2*YF_gear*YS_gear*Yeps_gear;
alfa_ad=acos(r2*cos(alfa_d)/ra2);
alfa_ac=acos(r2*cos(alfa_c)/ra2);
s_a_gear=2*ra2*(1/2*(pi/2+2*x2*tan(alfa_c))+(tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_ad)-alfa_ad));
%gear bitti
B(xx,1)=aci;
B(xx,2)=x;
B(xx,3)=T_pro;
B(xx,4)=Eps_x;
B(xx,5)=T_pro_gear;
B(xx,6)=YF;
B(xx,7)=YS;
B(xx,8)=Yeps;
B(xx,9)=x;
B(xx,10)=x2;
B(xx,11)=x_top;
B(xx,12)=cev;
hold on

```

```

if s_a<(0.2*m),break,end
if s_a_gear<(0.2*m),break,end
if ru2>rform2,break,end
if T_pro <= 1.00*T_esdeger,break,end
if T_pro_gear > T_pro,break,end
end
end
%kaydirmali meknizmalarda mek=1%
if mek==1
    for k=0.1:0.005:1.2
        alfa_c=20*pi/180;
        alfa_d=20*pi/180;
        x_top=k;
        x=x_top/2+(0.5-x_top/2)*log(z2/z1)/log(z1*z2/100);%Din 3992
        x2=x_top-x;
        x_top=x+x2;
        z_top=z1+z2;
        invalfa_w=2*tan(alfa_d)*(x_top/z_top)+tan(alfa_d)-alfa_d;
        for n=15:0.05:30
            inv=tan(n*pi/180)-n*pi/180;
            if inv >=invalfa_w, break,end
        end
        alfa_w=n*pi/180;
        a0=r1+r2;
        a=a0*(cos(alfa_d)/cos(alfa_w));
        rw1=r1+(a-a0)*(z1/z_top);
        rw2=r2+(a-a0)*(z2/z_top);
        qy1=r1/rw1; %kaydirmali mekanizma için
        qy2=r2/rw2; %kaydirmali mekanizma için
        ra1=r1+x*m+ha*m;
        ra2=r2+x2*m+ha*m;
        rf1=r1+x*m-hf*m;
        rf2=r2+x2*m-hf*m;
        rb1c=r1*cos(alfa_c);
        rb2c=r2*cos(alfa_c);
        rb1d=r1*cos(alfa_d);
        rb2d=r2*cos(alfa_d);
        p=pi*m;
        %pinion için
        lamda_d=(2/r1)*((pi*m/4)+(rT/cos(alfa_d))+(m*hf-rT)*tan(alfa_d));
        fi_0=(pi/6)+(lamda_d)/2;
        fi=(pi/6)+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x-rT)/(r1*tan(fi_0));
        while abs(fi-fi_0)>0.00001
            fi_0=fi;
            fi=pi/6+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x-rT)/r1/tan(fi_0);
        end
        lamda=fi-(pi/6);
        delta=rT+(m*hf-m*x-rT)/sin(fi);
        lamda_b=(pi/z1)+(4*x/z1)*tan(alfa_d)+2*(tan(alfa_d)-alfa_d);
        alfa_P=(ra1^2/rb1d^2-1)^(1/2)-lamda_b/2;
        sF=2*sin(lamda)*(r1*sin(fi)-delta)/sin(fi)-2*sin(pi/6)*delta/tan(fi);
        hFP=rb1d/cos(alfa_P)-(r1*sin(fi)-delta)/sin(pi/6)+sin(lamda)*(r1*sin(fi)-delta)/(tan(pi/6)*sin(fi))-
        cos(pi/6)*delta/tan(fi);
        alfa_a=acos(r1*cos(alfa_d)/ra1);
        sa_s=2*ra1*((1/z1)*(pi/2)+2*x*tan(alfa_d))+tan(alfa_d)-alfa_d-(tan(alfa_a)-alfa_a);
        yh=ra1-hFP-(sa_s/2)*tan(alfa_a);
        L=(p/4)-(x*m*tan(alfa_c))-(1.25*m-x*m-rT)*tan(alfa_c)-rT/cos(alfa_c);
        ss=(1.25*m-x*m-rT)*tan(alfa_c);
        tt=rT/cos(alfa_c);
        W=((p/2)-L)/r1;
        Emaks=(1.25*m-x*m-rT)/(r1*tan(alfa_c));
        E1=0;
        dXz_dE1=-1*(r1*E1)*sin(E1)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E1);
        dYz_dE1=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E1)+(r1*E1)*cos(E1);

```

```

Xz1=(r1*E1)*cos(E1)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E1);
Yz1=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E1)+(r1*E1)*sin(E1);
A1=pi/2;
Xt1=Xz1+rT*cos(A1);
Yt1=Yz1-rT*sin(A1);
X1=Yt1*sin(W)-Xt1*cos(W);
Y1=Yt1*cos(W)+Xt1*sin(W);
E2=Emaks/4;
dXz_dE2=-1*(r1*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E2);
dYz_dE2=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E2)+(r1*E2)*cos(E2);
Xz2=(r1*E2)*cos(E2)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E2);
Yz2=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E2)+(r1*E2)*sin(E2);
A2=atan(dXz_dE2/dYz_dE2);
Xt2=Xz2+rT*cos(A2);
Yt2=Yz2-rT*sin(A2);
X2=Yt2*sin(W)-Xt2*cos(W);
Y2=Yt2*cos(W)+Xt2*sin(W);
E3=2*Emaks/4;
dXz_dE3=-1*(r1*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x*m-rT)*cos(E2);
dYz_dE3=(1.25*m-x*m-rT)*sin(E2)+(r1*E3)*cos(E3);
Xz3=(r1*E3)*cos(E3)-(r1-(1.25*m-x*m-rT))*sin(E3);
Yz3=(r1-(1.25*m-x*m-rT))*cos(E3)+(r1*E3)*sin(E3);
A3=atan(dXz_dE3/dYz_dE3);
Xt3=Xz3+rT*cos(A3);
Yt3=Yz3-rT*sin(A3);
X3=Yt3*sin(W)-Xt3*cos(W);
Y3=Yt3*cos(W)+Xt3*sin(W);
if alfa_d > 25
Xh=-1*(((Y2-yh)/(Y2-Y1))*(X2-X1)-X2);
else
Xh=-1*(((Y3-yh)/(Y3-Y2))*(X3-X2)-X3);
end
sF_asi=sF/2+Xh;
duz=sF_asi/sF;
sF_asi_duz=sF_asi/duz;
sF_pro=sF_asi_duz;
YF=6*cos(alfa_P)*(hFP/m)/cos(alfa_d)/(sF_asi_duz/m)^2;
rof=rT+(1.25*m-x*m-rT)^2/sin(fi)/(r1*sin(fi)^2+1.25*m-x*m-rT);
YS=(1.2+0.13*sF_asi_duz/hFP)*(sF_asi_duz/2/rof)^(1/(1.21+2.3*(hFP/sF_asi_duz)));
RR=YF*YS
Eps_x=((ra1^2-rb1d^2)^(1/2)+(ra2^2-rb2d^2)^(1/2)-a*sin(alfa_w))/p/cos(alfa_d);
Yeps=(0.25+0.75/Eps_x);
T_pro=qy1*YF*YS*Yeps;
alfa_ad=acos(r1*cos(alfa_d)/ra1);
alfa_ac=acos(r1*cos(alfa_c)/ra1);
s_a=2*ra1*(1/z1*(pi/2+2*x*tan(alfa_c))+(tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_ad)-alfa_ad));
%Gear için%
lamda_d=(2/r2)*((pi*m/4)+(rT/cos(alfa_d))+(m*hf-rT)*tan(alfa_d));
fi_0=(pi/6)+(lamda_d)/2;
fi=(pi/6)+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x2-rT)/(r2*tan(fi_0));
while abs(fi-fi_0)>0.00001
fi_0=fi;
fi=pi/6+0.5*lamda_d+(m*hf-m*x2-rT)/r2/tan(fi_0);
end
lamda=fi-(pi/6);
delta=rT+(m*hf-m*x2-rT)/sin(fi);
lamda_b=(pi/z2)+(4*x2/z2)*tan(alfa_d)+2*(tan(alfa_d)-alfa_d);
alfa_P=(ra2^2/rb2d^2-1)^(1/2)-lamda_b/2;
sF=2*sin(lamda)*(r2*sin(fi)-delta)/sin(fi)-2*sin(pi/6)*delta/tan(fi);
hFP=rb2d/cos(alfa_P)-(r2*sin(fi)-delta)/sin(pi/6)+sin(lamda)*(r2*sin(fi)-delta)/(tan(pi/6)*sin(fi))-
cos(pi/6)*delta/tan(fi);
alfa_a=acos(r2*cos(alfa_d)/ra2);
sa_s=2*ra2*((1/z2)*(pi/2)+2*x2*tan(alfa_d))+(tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_a)-alfa_a);
yh=ra2-hFP-(sa_s/2)*tan(alfa_a);

```

```

L=(p/4)-(x2*m*tan(alfa_c))-(1.25*m-x2*m-rT)*tan(alfa_c)-rT/cos(alfa_c);
ss=(1.25*m-x2*m-rT)*tan(alfa_c);
tt=rT/cos(alfa_c);
W=((p/2)-L)/r2;
Emaks=(1.25*m-x2*m-rT)/(r2*tan(alfa_c));
E1=0;
dXz_dE1=-1*(r2*E1)*sin(E1)+(1.25*m-x2*m-rT)*cos(E1);
dYz_dE1=(1.25*m-x2*m-rT)*sin(E1)+(r1*E1)*cos(E1);
Xz1=(r2*E1)*cos(E1)-(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*sin(E1);
Yz1=(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*cos(E1)+(r2*E1)*sin(E1);
A1=pi/2;
Xt1=Xz1+rT*cos(A1);
Yt1=Yz1-rT*sin(A1);
X1=Yt1*sin(W)-Xt1*cos(W);
Y1=Yt1*cos(W)+Xt1*sin(W);
E2=Emaks/4;
dXz_dE2=-1*(r2*E2)*sin(E2)+(1.25*m-x2*m-rT)*cos(E2);
dYz_dE2=(1.25*m-x2*m-rT)*sin(E2)+(r2*E2)*cos(E2);
Xz2=(r2*E2)*cos(E2)-(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*sin(E2);
Yz2=(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*cos(E2)+(r2*E2)*sin(E2);
A2=atan(dXz_dE2/dYz_dE2);
Xt2=Xz2+rT*cos(A2);
Yt2=Yz2-rT*sin(A2);
X2=Yt2*sin(W)-Xt2*cos(W);
Y2=Yt2*cos(W)+Xt2*sin(W);
E3=2*Emaks/4;
dXz_dE3=-1*(r2*E3)*sin(E3)+(1.25*m-x2*m-rT)*cos(E3);
dYz_dE3=(1.25*m-x2*m-rT)*sin(E3)+(r2*E3)*cos(E3);
Xz3=(r2*E3)*cos(E3)-(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*sin(E3);
Yz3=(r2-(1.25*m-x2*m-rT))*cos(E3)+(r2*E3)*sin(E3);
A3=atan(dXz_dE3/dYz_dE3);
Xt3=Xz3+rT*cos(A3);
Yt3=Yz3-rT*sin(A3);
X3=Yt3*sin(W)-Xt3*cos(W);
Y3=Yt3*cos(W)+Xt3*sin(W);
if alfa_d > 25
Xh=-1*((Y2-yh)/(Y2-Y1))*(X2-X1)-X2;
else
Xh=-1*((Y3-yh)/(Y3-Y2))*(X3-X2)-X3;
end
sF_asi=sF/2+Xh;
duz=sF_asi/sF;
sF_asi_duz=sF_asi/duz;
sF_pro=sF_asi_duz;
YF_gear=6*cos(alfa_P)*(hFP/m)/cos(alfa_d)/(sF_asi_duz/m)^2;
rof=rT+(1.25*m-x2*m-rT)^2/sin(fi)/(r2*sin(fi)^2+1.25*m-x2*m-rT);
YS_gear=(1.2+0.13*sF_asi_duz/hFP)*(sF_asi_duz/2/rof)^(1/(1.21+2.3*(hFP/sF_asi_duz)));
Yeps_gear=(0.25+0.75/Eps_x);
T_pro_gear=qy2*YF_gear*YS_gear*Yeps_gear;
alfa_ad=acos(r2*cos(alfa_d)/ra2);
alfa_ac=acos(r2*cos(alfa_c)/ra2);
s_a_gear=2*ra2*(1/2*(pi/2+2*x2*tan(alfa_c))+(tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_ad)-alfa_ad));
B(xx,1)=aci;
B(xx,2)=x;
B(xx,3)=T_pro;
B(xx,4)=Eps_x;
B(xx,5)=T_pro_gear;
B(xx,6)=YF;
B(xx,7)=YS;
B(xx,8)=Yeps;
B(xx,9)=x;
B(xx,10)=x2;
B(xx,11)=x_top;
B(xx,12)=cev;

```

```
hold on
if s_a<(0.2*m),break,end
if s_a_gear<(0.2*m),break,end
if T_pro <= 1.00*T_esdeger,break,end
%if T_pro_gear > T_pro,break,end
end
end
end
%plot(A(:,1),A(:,3))
end
hold on
plot3(B(:,12),B(:,1),B(:,11))
```


%Ansys Programına Batch Dosyası Hazırlayan Program (Sadece 1 dis modeli için olan kısım)%

```

clear all;
m=3;
z1=20;
z2=40;
n1=5000;
n2=(z1/z2)*n1;
Watt=10000;
ha=1.24;
hf=1.39;
x1=0;
x2=0;
Elas=215000;
alfa_c=20*pi/180;
alfa_d=30*pi/180;
a=0.5*m*(z1+z2);% mm
b=25;
rt=0.3*m;
rmil=m*z1*0.70/2;% mm yüzde 70
rmil2=m*z2*0.70/2;% mm
r1=m*z1/2;
r2=m*z2/2;
ra1=r1+x1*m+ha*m;
ra2=r2+x2*m+ha*m;
rb1=r1*cos(alfa_d);
rb2=r2*cos(alfa_d);
rf1=r1+x1*m-hf*m;
rf2=r2+x2*m-hf*m;
rL1=(rb1^2+[(rb1+rb2)*tan(alfa_d)-(ra2^2-rb2^2)^0.5]^2)^0.5;
rL2=(rb2^2+[(rb1+rb2)*tan(alfa_d)-(ra1^2-rb1^2)^0.5]^2)^0.5;
p=pi*m;
ad=r1+r2;
delta_a=a-ad
alfa_cw=acos(ad*cos(alfa_c)/a);
alfa_dw=acos(ad*cos(alfa_d)/a);
rw1=r1+delta_a*(z1/(z1+z2));
rw2=r2+delta_a*(z2/(z1+z2));
if x1==0
s1=p/2;
else
s1=(2*rw1)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_c))+((tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_cw)-alfa_cw))];
end
if x2==0
s2=p/2;
else
s2=(2*rw2)*[(1/z2)*(pi/2+2*x2*tan(alfa_c))+((tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_cw)-alfa_cw))];
end

%pinyon 1.nokta
rk=r1
sk=p/2;
fi_1=sk/2/rk;
teta_1=90-(180*fi_1/pi);
X_01=rk*cos(pi*teta_1/180);
Y_01=rk*sin(pi*teta_1/180);

%pinyon 2.nokta
rk=ra1
alfa_ck=acos(r1*cos(alfa_c)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_c))+((tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_ck)-alfa_ck))];
fi_2=sk/2/rk;
teta_2=90-(180*fi_2/pi);
X_02=rk*cos(pi*teta_2/180);

```

```

Y_02=rk*sin(pi*teta_2/180);

%pinyon 3.nokta
rk=r1+(ra1-r1)/3
alfa_ck=acos(r1*cos(alfa_c)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_c))+((tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_ck)-alfa_ck))];
fi_3=sk/2/rk;
teta_3=90-(180*fi_3/pi);
X_03=rk*cos(pi*teta_3/180);
Y_03=rk*sin(pi*teta_3/180);

%pinyon 4.nokta
rk=r1+2*(ra1-r1)/3
alfa_ck=acos(r1*cos(alfa_c)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_c))+((tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_ck)-alfa_ck))];
fi_4=sk/2/rk;
teta_4=90-(180*fi_4/pi);
X_04=rk*cos(pi*teta_4/180);
Y_04=rk*sin(pi*teta_4/180);
L=p/4-(hf*m-x1*m-rt)*tan(alfa_c)-rt/cos(alfa_c);
W=(p/2-L)/r1;

Teta_min=0;
Teta_maks=(hf*m-x1*m-rt)/r1/tan(alfa_c);
E=Teta_maks/4;
dXz=-(r1*0*E)*sin(0*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(0*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(0*E)+(r1*0*E)*cos(0*E);
A=pi/2;
XZ=(r1*0*E)*cos(0*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(0*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(0*E)+(r1*0*E)*sin(0*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XX=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YY=YT*cos(W)+XT*sin(W);
r_birlesme=(XX^2+YY^2)^0.5;

%pinyon 5.nokta
rk=r1-1*(r1-r_birlesme)/4
alfa_ck=acos(r1*cos(alfa_c)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_c))+((tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_ck)-alfa_ck))];
fi_5=sk/2/rk;
teta_5=90-(180*fi_5/pi);
X_05=rk*cos(pi*teta_5/180);
Y_05=rk*sin(pi*teta_5/180);

%pinyon 6.nokta
rk=rL1
alfa_ck=acos(r1*cos(alfa_c)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_c))+((tan(alfa_c)-alfa_c)-(tan(alfa_ck)-alfa_ck))];
fi_7=sk/2/rk;
teta_7=90-(180*fi_7/pi);
X_07=rk*cos(pi*teta_7/180);
Y_07=rk*sin(pi*teta_7/180);

%Trochid
%1. nokta
XX_01=XX;
YY_01=YY;

%2.nokta
dXz=-(r1*1*E)*sin(1*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(1*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(1*E)+(r1*1*E)*cos(1*E);
A=atan(dXz/dYz);

```

```

XZ=(r1*1*E)*cos(1*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(1*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(1*E)+(r1*1*E)*sin(1*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XX_02=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YY_02=YT*cos(W)+XT*sin(W);

```

```

%3.nokta
dXz=-(r1*2*E)*sin(2*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(2*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(2*E)+(r1*2*E)*cos(2*E);
A=atan(dXz/dYz);
XZ=(r1*2*E)*cos(2*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(2*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(2*E)+(r1*2*E)*sin(2*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XX_03=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YY_03=YT*cos(W)+XT*sin(W);

```

```

%4.nokta
dXz=-(r1*3*E)*sin(3*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(3*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(3*E)+(r1*3*E)*cos(3*E);
A=atan(dXz/dYz);
XZ=(r1*3*E)*cos(3*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(3*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(3*E)+(r1*3*E)*sin(3*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XX_04=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YY_04=YT*cos(W)+XT*sin(W);

```

```

%5.nokta
dXz=-(r1*4*E)*sin(4*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(4*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(4*E)+(r1*4*E)*cos(4*E);
A=atan(dXz/dYz);
XZ=(r1*4*E)*cos(4*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(4*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(4*E)+(r1*4*E)*sin(4*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XX_05=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YY_05=YT*cos(W)+XT*sin(W);
XX_06=rf1*sin(pi/z1);
YY_06=rf1*cos(pi/z1);

```

```

% mil
Xmil_01=rmil*sin(pi/z1);
Ymil_01=rmil*cos(pi/z1);
Xmil_02=0;
Ymil_02=rmil;
if alfa_c==alfa_d
    PX1=X_01;
    PY1=Y_01;
    PX2=X_02;
    PY2=Y_02;
    PX3=X_03;
    PY3=Y_03;
    PX4=X_04;
    PY4=Y_04;
    PX5=X_05;
    PY5=Y_05;
    %PX6=X_06
    %PY6=Y_06
    PX7=XX_01;
    PY7=YY_01;
    PX8=XX_02;
    PY8=YY_02;
    PX9=XX_03;

```

```

PY9=YY_03;
PX10=XX_04;
PY10=YY_04;
PX11=XX_05;
PY11=YY_05;
PX12=XX_06;
PY12=YY_06;
PX13=Xmil_01;
PY13=Ymil_01;
PX14=Xmil_02;
PY14=Ymil_02;
PX15=-X_01;
PY15=Y_01;
PX16=-X_02;
PY16=Y_02;
PX17=-X_03;
PY17=Y_03;
PX18=-X_04;
PY18=Y_04;
PX19=-X_05;
PY19=Y_05;
%PX20=-X_06;
%PY20=Y_06;
PX21=-XX_01;
PY21=YY_01;
PX22=-XX_02;
PY22=YY_02;
PX23=-XX_03;
PY23=YY_03;
PX24=-XX_04;
PY24=YY_04;
PX25=-XX_05;
PY25=YY_05;
PX26=-XX_06;
PY26=YY_06;
PX27=-Xmil_01;
PY27=Ymil_01;
else
r1=m*z1/2;
r2=m*z2/2;
ra1=r1+x1*m+ha*m;
ra2=r2+x2*m+ha*m;
rb1=r1*cos(alfa_d);
rb2=r2*cos(alfa_d);
rf1=r1+x1*m-hf*m;
rf2=r2+x2*m-hf*m;
rL1=(rb1^2+[(rb1+rb2)*tan(alfa_d)-(ra2^2-rb2^2)^0.5]^2)^0.5;%limit dairesi
rL2=(rb2^2+[(rb1+rb2)*tan(alfa_d)-(ra1^2-rb1^2)^0.5]^2)^0.5;%limit dairesi
p=pi*m;
ad=r1+r2;
delta_a=a-ad;
alfa_cw=acos(ad*cos(alfa_c)/a);
alfa_dw=acos(ad*cos(alfa_d)/a);
rw1=r1+delta_a*(z1/(z1+z2));
rw2=r2+delta_a*(z2/(z1+z2));
if x1==0
s1=p/2;
else
s1=(2*rw1)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_d))+((tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_dw)-alfa_dw))];
end
if x2==0
s2=p/2;
else
s2=(2*rw2)*[(1/z2)*(pi/2+2*x2*tan(alfa_d))+((tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_dw)-alfa_dw))];

```

end

```

% pinyon 1.nokta
rk=r1;
sk=p/2;
fi_1=sk/2/rk;
teta_1=90-(180*fi_1/pi);
X_01d=rk*cos(pi*teta_1/180);
Y_01d=rk*sin(pi*teta_1/180);

% pinyon 2.nokta
rk=ra1;
alfa_dk=acos(r1*cos(alfa_d)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_d))+((tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_dk)-alfa_dk))];
fi_2=sk/2/rk;
teta_2=90-(180*fi_2/pi);
X_02d=rk*cos(pi*teta_2/180);
Y_02d=rk*sin(pi*teta_2/180);

% pinyon 3.nokta
rk=r1+(ra1-r1)/3;
alfa_dk=acos(r1*cos(alfa_d)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_d))+((tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_dk)-alfa_dk))];
fi_3=sk/2/rk;
teta_3=90-(180*fi_3/pi);
X_03d=rk*cos(pi*teta_3/180);
Y_03d=rk*sin(pi*teta_3/180);

% pinyon 4.nokta
rk=r1+2*(ra1-r1)/3;
alfa_dk=acos(r1*cos(alfa_d)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_d))+((tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_dk)-alfa_dk))];
fi_4=sk/2/rk;
teta_4=90-(180*fi_4/pi);
X_04d=rk*cos(pi*teta_4/180);
Y_04d=rk*sin(pi*teta_4/180);
L=p/4-(hf*m-x1*m-rt)*tan(alfa_d)-rt/cos(alfa_d);
W=(p/2-L)/r1;
Teta_min=0;
Teta_maks=(hf*m-x1*m-rt)/r1/tan(alfa_d);
E=Teta_maks/4;

dXz=-(r1*0*E)*sin(0*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(0*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(0*E)+(r1*0*E)*cos(0*E);
A=pi/2;
XZ=(r1*0*E)*cos(0*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(0*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(0*E)+(r1*0*E)*sin(0*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XXd=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YYd=YT*cos(W)+XT*sin(W);
r_birlesme=(XXd^2+YYd^2)^0.5;

% pinyon 5.nokta
rk=r1-1*(r1-r_birlesme)/4;
alfa_dk=acos(r1*cos(alfa_d)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_d))+((tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_dk)-alfa_dk))];
fi_5=sk/2/rk;
teta_5=90-(180*fi_5/pi);
X_05d=rk*cos(pi*teta_5/180);
Y_05d=rk*sin(pi*teta_5/180);

% pinyon 7.nokta
rk=rL1;

```

```

alfa_dk=acos(r1*cos(alfa_d)/rk);
sk=(2*rk)*[(1/z1)*(pi/2+2*x1*tan(alfa_d))+((tan(alfa_d)-alfa_d)-(tan(alfa_dk)-alfa_dk))];
fi_7=sk/2/rk;
teta_7=90-(180*fi_7/pi);
X_07d=rk*cos(pi*teta_7/180);
Y_07d=rk*sin(pi*teta_7/180);

% Trochid
% 1. nokta
XX_01d=XXd;
YY_01d=YYd;

% 2.nokta
dXz=-(r1*1*E)*sin(1*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(1*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(1*E)+(r1*1*E)*cos(1*E);
A=atan(dXz/dYz);
XZ=(r1*1*E)*cos(1*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(1*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(1*E)+(r1*1*E)*sin(1*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XX_02d=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YY_02d=YT*cos(W)+XT*sin(W);

% 3.nokta
dXz=-(r1*2*E)*sin(2*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(2*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(2*E)+(r1*2*E)*cos(2*E);
A=atan(dXz/dYz);
XZ=(r1*2*E)*cos(2*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(2*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(2*E)+(r1*2*E)*sin(2*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XX_03d=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YY_03d=YT*cos(W)+XT*sin(W);

% 4.nokta
dXz=-(r1*3*E)*sin(3*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(3*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(3*E)+(r1*3*E)*cos(3*E);
A=atan(dXz/dYz);
XZ=(r1*3*E)*cos(3*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(3*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(3*E)+(r1*3*E)*sin(3*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XX_04d=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YY_04d=YT*cos(W)+XT*sin(W);

% 5.nokta
dXz=-(r1*4*E)*sin(4*E)+(hf*m-x1*m-rt)*cos(4*E);
dYz=(hf*m-x1*m-rt)*sin(4*E)+(r1*4*E)*cos(4*E);
A=atan(dXz/dYz);
XZ=(r1*4*E)*cos(4*E)-(r1-(hf*m-x1*m-rt))*sin(4*E);
YZ=(r1-(hf*m-x1*m-rt))*cos(4*E)+(r1*4*E)*sin(4*E);
XT=XZ+rt*cos(A);
YT=YZ-rt*sin(A);
XX_05d=YT*sin(W)-XT*cos(W);
YY_05d=YT*cos(W)+XT*sin(W);
XX_06d=rf1*sin(pi/z1);
YY_06d=rf1*cos(pi/z1);
PX1=X_01d;
PY1=Y_01d;
PX2=X_02d;
PY2=Y_02d;
PX3=X_03d;
PY3=Y_03d;
PX4=X_04d;

```

```

PY4=Y_04d;
PX5=X_05d;
PY5=Y_05d;
%PX6=X_06d;
%PY6=Y_06d;
PX7=XX_01d;
PY7=YY_01d;
PX8=XX_02d;
PY8=YY_02d;
PX9=XX_03d;
PY9=YY_03d;
PX10=XX_04d;
PY10=YY_04d;
PX11=XX_05d;
PY11=YY_05d;
PX12=XX_06d;
PY12=YY_06d;
PX13=Xmil_01;
PY13=Ymil_01;
PX14=Xmil_02;
PY14=Ymil_02;
PX15=-X_01;
PY15=Y_01;
PX16=-X_02;
PY16=Y_02;
PX17=-X_03;
PY17=Y_03;
PX18=-X_04;
PY18=Y_04;
PX19=-X_05;
PY19=Y_05;
%PX20=-X_06;
%PY20=Y_06;
PX21=-XX_01;
PY21=YY_01;
PX22=-XX_02;
PY22=YY_02;
PX23=-XX_03;
PY23=YY_03;
PX24=-XX_04;
PY24=YY_04;
PX25=-XX_05;
PY25=YY_05;
PX26=-XX_06;
PY26=YY_06;
PX27=-Xmil_01;
PY27=Ymil_01;
end
Md=1000*Watt/(2*pi*n1/60);
Ft=Md/r1;
FD=Ft/cos(alfa_d);
load=FD/b;
%load 01
loadrad_1=ra1;
alfa1=(180/pi)*acos(r1/loadrad_1*cos(alfa_d));%ansyste workplane bu aci kadar döndürülecek!
L01=loadrad_1*sin(alfa1);
loadline_1=-10;
loadline_1=L01+10;
rollp01=(loadrad_1^2/rb1^2-1)^(1/2);
rop01=rb1*rollp01;
T1T2=(r1^2-rb1^2)^0.5+(r2^2-rb2^2)^0.5;
rod01=T1T2-rop01;
KD=(2*rop01*rod01)/(rop01+rod01);
bh01=2.15*(load*KD/Elas)^0.5;

```

```

%load 02
loadrad_2=r1+2*(ra1-r1)/3;
alfa2=(180/pi)*acos(r1/loadrad_2*cos(alfa_d));
L02=loadrad_2*sin(alfa2);
loadline_2=-10;
loadline_2=L02+10;
rollp01=(loadrad_2^2/rb1^2-1)^(1/2);
rop01=rb1*rollp01;
T1T2=(r1^2-rb1^2)^0.5+(r2^2-rb2^2)^0.5;
rod01=T1T2-rop01;
KD=(2*rop01*rod01)/(rop01+rod01);
bh02=2.15*(load*KD/Elas)^0.5;
%load 03
loadrad_3=r1+(ra1-r1)/3;
alfa3=(180/pi)*acos(r1/loadrad_3*cos(alfa_d));
L03=loadrad_3*sin(alfa3);
loadline_3=-10;
loadline_3=L03+10;
rollp01=(loadrad_3^2/rb1^2-1)^(1/2);
rop01=rb1*rollp01;
T1T2=(r1^2-rb1^2)^0.5+(r2^2-rb2^2)^0.5;
rod01=T1T2-rop01;
KD=(2*rop01*rod01)/(rop01+rod01);
bh03=2.15*(load*KD/Elas)^0.5;%Hertz genisligi
%load 04
loadrad_4=r1;
alfa4=(180/pi)*acos(r1/loadrad_4*cos(alfa_d));
L04=loadrad_4*sin(alfa4);
loadline_4=-10;
loadline_4=L04+10;
rollp01=(loadrad_4^2/rb1^2-1)^(1/2);
rop01=rb1*rollp01;
T1T2=(r1^2-rb1^2)^0.5+(r2^2-rb2^2)^0.5;
rod01=T1T2-rop01;
KD=(2*rop01*rod01)/(rop01+rod01);
bh04=2.15*(load*KD/Elas)^0.5;%Hertz genisligi
%load 05
loadrad_5=r1-(r1-r_birlesme)/3;
alfa5=(180/pi)*acos(r1/loadrad_5*cos(alfa_d));
L05=loadrad_5*sin(alfa5);
loadline_5=-10;
loadline_5=L05+10;
rollp01=(loadrad_5^2/rb1^2-1)^(1/2);
rop01=rb1*rollp01;
T1T2=(r1^2-rb1^2)^0.5+(r2^2-rb2^2)^0.5;
rod01=T1T2-rop01;
KD=(2*rop01*rod01)/(rop01+rod01);
bh05=2.15*(load*KD/Elas)^0.5;%Hertz genisligi
%load 06
loadrad_6=rL1;
alfa6=(180/pi)*acos(r1/loadrad_6*cos(alfa_d));
L06=loadrad_6*sin(alfa6);
loadline_6=-10;
loadline_6=L06+10;
rollp01=(loadrad_6^2/rb1^2-1)^(1/2);
rop01=rb1*rollp01;
T1T2=(r1^2-rb1^2)^0.5+(r2^2-rb2^2)^0.5;
rod01=T1T2-rop01;
KD=(2*rop01*rod01)/(rop01+rod01);
bh06=2.15*(load*KD/Elas)^0.5;%Hertz genisligi
esize=1*(bh01+bh02+bh03+bh04+bh05+bh06)/6;
%load 07
%loadrad_7=rL1;
%alfa7=acos(r1/loadrad_7*cos(alfa_d));

```



```

%L07=loadrad_7*sin(alfa7);
%loadline_7=-10;
%loadline_7=L07+10;
FK=250; %Newton
kesme1=0.2;
kesme2=(PX2+0.2)/cos(alfa1*pi/180)+0.2;
kesme3=(PX4+0.2)/cos(alfa2*pi/180)+0.3;
kesme4=(PX3+0.2)/cos(alfa3*pi/180)+0.4;
kesme5=(PX1+0.2)/cos(alfa4*pi/180)+0.5;
kesme6=(PX5+0.2)/cos(alfa5*pi/180)+0.6;
kesme7=(PX11+0.2)/cos(alfa6*pi/180)+0.7;
disp('PINION')
%fid = fopen('exp.txt','w');
fprintf(1,'/BATCH\n')
fprintf(1,'/COM,ANSYS RELEASE 8.0 UP20030930 16:04:54 08/07/2004\n')
fprintf(1,'/input,menust,tmp,",,,,,,,,,,,,,1 \n')
fprintf(1,'/GRA,POWER\n')
fprintf(1,'/GST,ON\n')
fprintf(1,'/PLO,INFO,3\n')
fprintf(1,'/GRO,CURL,ON\n')
fprintf(1,'/CPLANE,1 \n')
fprintf(1,'/REPLOT,RESIZE\n')
fprintf(1,'/WPSTYLE,,,,,,,,,0\n')
fprintf(1,'/OUTPUT,SS,DAT,c:\')
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'/PREP7\n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PX1)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PY1)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PX2)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PY2)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PX3)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PY3)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PX4)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PY4)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PX5)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PY5)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PX7)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PY7)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PX8)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PY8)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,PX9)
fprintf(1,',')

```

```
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY9)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX10)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY10)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX11)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY11)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX12)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY12)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX13)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY13)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX14)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY14)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX15)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY15)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX16)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY16)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX17)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY17)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX18)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY18)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX19)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY19)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX21)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY21)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX22)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PY22)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',PX23)
```

```

fprintf(1,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',PY23)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',PX24)
fprintf(1,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',PY24)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',PX25)
fprintf(1,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',PY25)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',PX26)
fprintf(1,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',PY26)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',PX27)
fprintf(1,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',PY27)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'FLST,3,10,3\n')
fprintf(1,'FITEM,3,6\n')
fprintf(1,'FITEM,3,7\n')
fprintf(1,'FITEM,3,8\n')
fprintf(1,'FITEM,3,9\n')
fprintf(1,'FITEM,3,10\n')
fprintf(1,'FITEM,3,5\n')
fprintf(1,'FITEM,3,1\n')
fprintf(1,'FITEM,3,3\n')
fprintf(1,'FITEM,3,4\n')
fprintf(1,'FITEM,3,2\n')
fprintf(1,'BSPLIN, ,P51X\n')
fprintf(1,'FLST,3,2,3\n')
fprintf(1,'FITEM,3,2\n')
fprintf(1,'FITEM,3,15\n')
fprintf(1,'BSPLIN, ,P51X\n')
fprintf(1,'FLST,3,11,3\n')
fprintf(1,'FITEM,3,15\n')
fprintf(1,'FITEM,3,17\n')
fprintf(1,'FITEM,3,16\n')
fprintf(1,'FITEM,3,14\n')
fprintf(1,'FITEM,3,18\n')
fprintf(1,'FITEM,3,23\n')
fprintf(1,'FITEM,3,22\n')
fprintf(1,'FITEM,3,21\n')
fprintf(1,'FITEM,3,20\n')
fprintf(1,'FITEM,3,19\n')
fprintf(1,'FITEM,3,24\n')
fprintf(1,'BSPLIN, ,P51X\n')
fprintf(1,'FLST,3,2,3\n')
fprintf(1,'FITEM,3,24\n')
fprintf(1,'FITEM,3,25\n')
fprintf(1,'BSPLIN, ,P51X\n')
fprintf(1,'FLST,3,3,3\n')
fprintf(1,'FITEM,3,25\n')
fprintf(1,'FITEM,3,13\n')
fprintf(1,'FITEM,3,12\n')
fprintf(1,'BSPLIN, ,P51X\n')
if alfa_c~alfa_d
fprintf(1,'FLST,3,2,3\n')
fprintf(1,'FITEM,3,12\n')

```

```

fprintf(1,'FITEM,3,6\n')
fprintf(1,'BSPLIN, ,P51X\n')
else
fprintf(1,'FLST,3,2,3\n')
fprintf(1,'FITEM,3,12\n')
fprintf(1,'FITEM,3,11\n')
fprintf(1,'BSPLIN, ,P51X\n')
end
fprintf(1,'FLST,2,6,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,3\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,5\n')
fprintf(1,'FITEM ,2,6\n')
fprintf(1,'AL,P51X\n')
fprintf(1,'K, ,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,-1*kesme1)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,0)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,-1*kesme1)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,500)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'LSTR, 26, 27\n')
fprintf(1,'ASBL, 1, 7\n')
fprintf(1,'wprot,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,alfa1)
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'CSYS,4\n')
fprintf(1,'KWPAVE, 2').
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'K, ,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,-kesme2)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,0)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,kesme2)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,0)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'LSTR, 26, 27\n')
fprintf(1,'ASBL, 2, 2\n')
fprintf(1,'APLOT\n')
fprintf(1,'DOF,ROTX,ROTY,ROTZ\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'ET,1,PLANE82\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'MPTEMP,,,,,,,,\n')
fprintf(1,'MPTEMP,1,0\n')
fprintf(1,'MPDATA,EX,1,,215000\n')
fprintf(1,'MPDATA,PRXY,1,,0.3\n')
fprintf(1,'ESIZE,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,esize)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,0)
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'MSHAPE,0,2D \n')
fprintf(1,'MSHKEY,0\n')
fprintf(1,'!* \n')

```

```

fprintf(1,'FLST,5,3,5,ORDE,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,1\n')
fprintf(1,'FITEM,5,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,-4\n')
fprintf(1,'CM,_Y,AREA\n')
fprintf(1,'ASEL, , , ,P51X\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,AREA\n')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'AMESH,_Y1\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y2\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/PREP7\n')
fprintf(1,'FLST,2,2568,1,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-2568\n')
fprintf(1,'NROTAT,P51X\n')
fprintf(1,'KSEL,S,LOC,X,0,0\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL, , , ,coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,KP\n')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'KREFINE,_Y1, , ,2,1,1,1\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/SOL\n')
fprintf(1,'FLST,2,4,4,ORDE,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,6\n')
fprintf(1,'FITEM,2,9\n')
fprintf(1,'FITEM,2,12\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'DL,P51X, ,ALL,0\n')
fprintf(1,'FLST,2,1,3,ORDE,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,2\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'KSEL,S, , , 2\n')
fprintf(1,'FK,P51X,FX,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,-1*FK)
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'FTRAN\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'/STATUS,SOLU\n')
fprintf(1,'SOLVE\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/POST1\n')
fprintf(1,'NSEL,S,LOC,X,0,0\n')
fprintf(1,'NLIST,ALL, , , ,NODE,NODE,NODE\n')
fprintf(1,'AVPRIN,0, ,\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'PRNSOL,U,COMP\n')
fprintf(1,'FINISH\n')

```

```

fprintf(1,'PREP7\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n') %1. nokta için çözüm bitti
fprintf(1,'FLST,2,3,5,ORDE,3\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,3\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-4\n')
fprintf(1,'ACLEAR,P51X\n')
fprintf(1,'REPLOT\n')
fprintf(1,'APLOT\n')
fprintf(1,'FLST,2,2,5,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4\n')
fprintf(1,'AADD,P51X\n')
fprintf(1,'WPSTYLE,,,,,,,,0\n')
fprintf(1,'wprot,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',-1*alfa1)
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'wp rot,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',alfa2)
fprintf(1,'\n')%25 açı degisecek
fprintf(1,'REPLOT\n')
fprintf(1,'KWPAVE, 4\n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',-kesme3)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',0)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',kesme3)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f',0)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'LSTR, 26, 27\n')
fprintf(1,'ASBL, 2, 2\n')
fprintf(1,'MSHAPE,0,2D \n')
fprintf(1,'MSHKEY,0\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'FLST,5,3,5,ORDE,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,1\n')
fprintf(1,'FITEM,5,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,-4\n')
fprintf(1,'CM,_Y,AREA \n')
fprintf(1,'ASEL, , , P51X\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,AREA \n')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'AMESH,_Y1 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1 \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y2 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'FLST,2,2568,1,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-2568\n')
fprintf(1,'NROTAT,P51X\n')
fprintf(1,'KSEL,S, , 31\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL, , , coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP \n')
fprintf(1,'CM,_Y1,KP \n')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'!* \n')

```

```

fprintf(1,'KREFINE,_Y1, , ,2,1,1,1\n')%2 refine seviyesi
fprintf(1,'CMDELE,_Y1\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/SOL\n')
fprintf(1,'LSCLEAR,ALL\n')
fprintf(1,'FLST,2,4,4,ORDE,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4 \n')
fprintf(1,'FITEM,2,6\n')
fprintf(1,'FITEM,2,9 \n')
fprintf(1,'FITEM,2,12\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'DL,P51X, ,ALL,0 \n')
fprintf(1,'FLST,2,1,3,ORDE,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,31\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'KSEL,S,LOC,X,0,0\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL, , , ,coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'KSEL,S, , , 31\n')
fprintf(1,'FK,P51X,FX,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,-1*FK)
fprintf(1, '\n')
fprintf(1,'FTRAN\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'/STATUS,SOLU\n')
fprintf(1,'SOLVE\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/POST1\n')
fprintf(1,'NSEL,S,LOC,X,0,0\n')
fprintf(1,'NLIST,ALL, , , ,NODE,NODE,NODE\n')
fprintf(1,'AVPRIN,0, ,\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'PRNSOL,U,COMP\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/PREP7\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n') %2. nokta için çözüm bitti
fprintf(1,'FLST,2,3,5,ORDE,3\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,3\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-4\n')
fprintf(1,'ACLEAR,P51X\n')
fprintf(1,'/REPLOT\n')
fprintf(1,'APLOT\n')
fprintf(1,'FLST,2,2,5,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4\n')
fprintf(1,'AADD,P51X\n')
fprintf(1,'WPSTYLE,,,,,,,,0\n')
fprintf(1,'wprot,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,-1*alfa2)
fprintf(1, '\n')
fprintf(1,'wprot,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,alfa3)
fprintf(1, '\n')
fprintf(1,'/REPLOT\n')
fprintf(1,'KWPAVE, 3\n')
fprintf(1,'K, ,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,-kesme4)
fprintf(1, ',')

```

```

fprintf(1,'%6.5f%12.5f',0)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, .')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',kesme4)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',0)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'LSTR, 26, 27\n')
fprintf(1,'ASBL, 2, 1\n')
fprintf(1,'MSHAPE,0,2D \n')
fprintf(1,'MSHKEY,0\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'FLST,5,3,5,ORDE,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,1\n')
fprintf(1,'FITEM,5,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,-4\n')
fprintf(1,'CM,_Y,AREA \n')
fprintf(1,'ASEL, , , P51X\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,AREA \n')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'AMESH,_Y1 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1 \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y2 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'FLST,2,2568,1,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-2568\n')
fprintf(1,'NROTAT,P51X\n')
fprintf(1,'KSEL,S, , , 33\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL, , , ,coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,KP\n')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'KREFINE,_Y1, , ,2,1,1,1\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL \n')
fprintf(1,'FINISH \n')
fprintf(1,'/SOL \n')
fprintf(1,'LSCLEAR,ALL \n')
fprintf(1,'FLST,2,4,4,ORDE,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4 \n')
fprintf(1,'FITEM,2,6\n')
fprintf(1,'FITEM,2,9 \n')
fprintf(1,'FITEM,2,12\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'/GO \n')
fprintf(1,'DL,P51X, ,ALL,0 \n')
fprintf(1,'FLST,2,1,3,ORDE,1 \n')
fprintf(1,'FITEM,2,33 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'/GO \n')
fprintf(1,'KSEL,S, , , 33\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL, , , ,coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'/GO \n')
fprintf(1,'FK,P51X,FX,')

```



```

fprintf(1, '%6.5f% 12.5f', -1*FK)
fprintf(1, '\n')
fprintf(1, 'FTRAN\n')
fprintf(1, 'ALLSEL, ALL\n')
fprintf(1, '/STATUS, SOLU\n')
fprintf(1, 'SOLVE\n')
fprintf(1, 'FINISH\n')
fprintf(1, '/POST1\n')
fprintf(1, 'NSEL, S, LOC, X, 0, 0\n')
fprintf(1, 'NLIST, ALL, , , , NODE, NODE, NODE\n')
fprintf(1, 'AVPRIN, 0, , \n')
fprintf(1, '!*\n')
fprintf(1, 'PRNSOL, U, COMP\n')
fprintf(1, 'FINISH\n')
fprintf(1, '/PREP7\n')
fprintf(1, 'ALLSEL, ALL\n')
fprintf(1, 'FLST, 2, 3, 5, ORDE, 3\n')
fprintf(1, 'FITEM, 2, 1\n')
fprintf(1, 'FITEM, 2, 3\n')
fprintf(1, 'FITEM, 2, -4\n')
fprintf(1, 'ACLEAR, P51X\n')
fprintf(1, '/REPLOT\n')
fprintf(1, 'APLOT\n')
fprintf(1, 'FLST, 2, 2, 5, ORDE, 2\n')
fprintf(1, 'FITEM, 2, 1\n')
fprintf(1, 'FITEM, 2, 4\n')
fprintf(1, 'AADD, P51X\n')
fprintf(1, 'WPSTYLE, , , , , , 0\n')
fprintf(1, 'wprot,')
fprintf(1, '%6.5f% 12.5f', -1*alfa3)
fprintf(1, '\n')
fprintf(1, 'wprot,')
fprintf(1, '%6.5f% 12.5f', alfa4)
fprintf(1, '\n')
fprintf(1, '/REPLOT\n')
fprintf(1, 'KWPAVE, 1\n')
fprintf(1, 'K, ,')
fprintf(1, '%6.5f% 12.5f', -kesme5)
fprintf(1, ',')
fprintf(1, '%6.5f% 12.5f', 0)
fprintf(1, ', 0 \n')
fprintf(1, 'K, ,')
fprintf(1, '%6.5f% 12.5f', kesme5)
fprintf(1, ',')
fprintf(1, '%6.5f% 12.5f', 0)
fprintf(1, ', 0 \n')
fprintf(1, 'LSTR, 26, 27\n')
fprintf(1, 'ASBL, 2, 1\n')
fprintf(1, 'MSHAPE, 0, 2D \n')
fprintf(1, 'MSHKEY, 0\n')
fprintf(1, '!*\n')
fprintf(1, 'FLST, 5, 3, 5, ORDE, 3\n')
fprintf(1, 'FITEM, 5, 1\n')
fprintf(1, 'FITEM, 5, 3\n')
fprintf(1, 'FITEM, 5, -4\n')
fprintf(1, 'CM, _Y, AREA\n')
fprintf(1, 'ASEL, , , , P51X\n')
fprintf(1, 'CM, _Y1, AREA\n')
fprintf(1, 'CMSEL, S, _Y\n')
fprintf(1, '!*\n')
fprintf(1, 'AMESH, _Y1\n')
fprintf(1, '!*\n')
fprintf(1, 'CMDELE, _Y\n')
fprintf(1, 'CMDELE, _Y\n')

```

```

fprintf(1,'CMDELE,_Y1\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y2\n')
fprintf(1,'!*\n')
fprintf(1,'FLST,2,2568,1,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-2568\n')
fprintf(1,'NROTAT,P51X\n')
fprintf(1,'KSEL,S,, 35\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL,, ,coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,KP\n')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y\n')
fprintf(1,'!*\n')
fprintf(1,'!*\n')
fprintf(1,'KREFINE,_Y1, , ,2,1,1,1\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1\n')
fprintf(1,'!*\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/SOL\n')
fprintf(1,'LSCLEAR,ALL\n')
fprintf(1,'CSYS,0\n')
fprintf(1,'LSCLEAR,ALL\n')
fprintf(1,'FLST,2,4,4,ORDE,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,6\n')
fprintf(1,'FITEM,2,9\n')
fprintf(1,'FITEM,2,12\n')
fprintf(1,'-----\n')
fprintf(1,'!*\n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'DL,P51X, ,ALL,0\n')
fprintf(1,'FLST,2,1,3,ORDE,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,35\n')
fprintf(1,'!*\n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'KSEL,S,, 35\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL,, ,coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'KSEL,S,, 35\n')
fprintf(1,'FK,P51X,FX,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f,-1*FK)
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'FTRAN\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'/STATUS,SOLU\n')
fprintf(1,'SOLVE\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/POST1\n')
fprintf(1,'CSYS,4\n')
fprintf(1,'NSEL,S,LOC,X,0,0\n')
fprintf(1,'NLIST,ALL,, ,.NODE,NODE,NODE\n')
fprintf(1,'AVPRIN,0, ,\n')
fprintf(1,'!*\n')
fprintf(1,'PRNSOL,U,COMP\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/PREP7\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'FLST,2,3,5,ORDE,3\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,3\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-4\n')

```

```

fprintf(1,'ACLEAR,P51X\n')
fprintf(1,'/REPLOT\n')
fprintf(1,'APLOT\n')
fprintf(1,'FLST,2,2,5,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4\n')
fprintf(1,'AADD,P51X\n')
fprintf(1,'CSYS,4\n')
fprintf(1,'WPSTYLE,,,,,,,,0\n')
fprintf(1,'wprot,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,-1*alfa4)
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'wprot,')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,alfa5)
fprintf(1,'\n')%21 açı degisecek
fprintf(1,'/REPLOT\n')
fprintf(1,'KWPAVE, 5\n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,-kesme6)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,0)%0
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,kesme6)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f% 12.5f,0)
fprintf(1,',0 \n')
fprintf(1,'LSTR, 26, 27\n')
fprintf(1,'ASBL, 2, 1\n')
fprintf(1,'MSHAPE,0,2D \n')
fprintf(1,'MSHKEY,0\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'FLST,5,3,5,ORDE,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,1\n')
fprintf(1,'FITEM,5,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,-4\n')
fprintf(1,'CM,_Y,AREA \n')
fprintf(1,'ASEL, , , .P51X\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,AREA \n')
%fprintf(1,'"CHKMSH,')
%fprintf(1,'"AREA"')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'AMESH,_Y1 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1 \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y2 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'FLST,2,2568,1,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-2568\n')
fprintf(1,'NROTAT,P51X\n')
fprintf(1,'KSEL,S, , , 37\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL, , , ,coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,KP\n')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'KREFINE,_Y1, , ,2,1,1,1\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1 \n')
fprintf(1,'!* \n')

```

```

fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/SOL\n')
fprintf(1,'LSCLEAR,ALL\n')
fprintf(1,'CSYS,0\n')
fprintf(1,'FLST,2,4,4,ORDE,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,6\n')
fprintf(1,'FITEM,2,9\n')
fprintf(1,'FITEM,2,12\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'DL,P51X, ,ALL,0\n')
fprintf(1,'FLST,2,1,3,ORDE,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,37\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'KSEL,S, , , 37\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL, , , ,coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'KSEL,S, , , 37\n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'FK,P51X,FX,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f,-1*FK')
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'FTRAN\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'/STATUS,SOLU\n')
fprintf(1,'SOLVE\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/POST1\n')
fprintf(1,'CSYS,4\n')
fprintf(1,'NSEL,S,LOC,X,0,0\n')
fprintf(1,'NLIST,ALL, , , ,NODE,NODE,NODE\n')
fprintf(1,'AVPRIN,0, ,\n')
fprintf(1,'!\n')
fprintf(1,'PRNSOL,U,COMP\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/PREP7\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n') %5. nokta için çözüm bitti
fprintf(1,'CSYS,0\n')
fprintf(1,'FLST,2,3,5,ORDE,3\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,3\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-4\n')
fprintf(1,'ACLEAR,P51X\n')
fprintf(1,'/REPLLOT\n')
fprintf(1,'APLOT\n')
fprintf(1,'FLST,2,2,5,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4\n')
fprintf(1,'AADD,P51X\n')
fprintf(1,'CSYS,4\n')
fprintf(1,'WPSTYLE,,,,,,,,,0\n')
fprintf(1,'wprot,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f,-1*alfa5')
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'wprot,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f,alfa6')
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'/REPLLOT\n')
fprintf(1,'KWPAVE, 10\n')
fprintf(1,'K, .')

```

```

fprintf(1,'%6.5f%12.5f',-kesme7)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',0)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'K, ')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',kesme7)
fprintf(1,',')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f',0)
fprintf(1,'0 \n')
fprintf(1,'LSTR, 26, 27\n')
fprintf(1,'ASBL, 2, 1\n')
fprintf(1,'MSHAPE,0,2D \n')
fprintf(1,'MSHKEY,0\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'FLST,5,3,5,ORDE,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,1\n')
fprintf(1,'FITEM,5,3\n')
fprintf(1,'FITEM,5,-4\n')
fprintf(1,'CM,_Y,AREA \n')
fprintf(1,'ASEL, , , P51X\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,AREA \n')
%fprintf(1,'"CHKMSH,')
%fprintf(1,'"AREA"')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'AMESH,_Y1 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1 \n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y2 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'FLST,2,2568,1,ORDE,2\n')
fprintf(1,'FITEM,2,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,-2568\n')
fprintf(1,'NROTAT,P51X\n')
fprintf(1,'KSEL,S, , , 39\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL, , , coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'CM,_Y1,KP\n')
fprintf(1,'CMSEL,S,_Y\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'KREFINE,_Y1, , ,2,1,1,1\n')
fprintf(1,'CMDELE,_Y1 \n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/SOL\n')
fprintf(1,'LSCLEAR,ALL\n')
fprintf(1,'CSYS,0\n')
fprintf(1,'FLST,2,4,4,ORDE,4\n')
fprintf(1,'FITEM,2,4 \n')
fprintf(1,'FITEM ,2,6\n')
fprintf(1,'FITEM,2,9 \n')
fprintf(1,'FITEM,2,12\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'DL,P51X, ,ALL,0 \n')
fprintf(1,'FLST,2,1,3,ORDE,1\n')
fprintf(1,'FITEM,2,39\n')
fprintf(1,'!* \n')
fprintf(1,'/GO\n')

```

```
fprintf(1,'KSEL,S,, 39\n')
fprintf(1,'KLIST,ALL,, ,coord\n')
fprintf(1,'CM,_Y,KP\n')
fprintf(1,'KSEL,S,, 39\n')
fprintf(1,'/GO\n')
fprintf(1,'FK,P51X,FX,')
fprintf(1,'%6.5f%12.5f,-1*FK)
fprintf(1,'\n')
fprintf(1,'FTRAN\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n')
fprintf(1,'/STATUS,SOLU\n')
fprintf(1,'SOLVE\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/POST1\n')
fprintf(1,'CSYS,4\n')
fprintf(1,'NSEL,S,LOC,X,0,0\n')
fprintf(1,'NLIST,ALL,, ,.NODE,NODE,NODE\n')
fprintf(1,'AVPRIN,0, ,\n')
fprintf(1,'!*\n')
fprintf(1,'PRNSOL,U,COMP\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fprintf(1,'/PREP7\n')
fprintf(1,'ALLSEL,ALL\n') %6. nokta için çözüm bitti
fprintf(1,'SAVE\n')
fprintf(1,'FINISH\n')
fclose(fid)
```

ÖZGEÇMİS

1977 yılında Bursa' da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Bursa' da tamamladı. 1994 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde yüksek öğrenimine başladı. 1998 yılında lisans öğrenimini tamamlayarak Makine Mühendisi ve 2001 yılında aynı bölümde yüksek lisans öğrenimini tamamlayarak Yüksek Mühendis ünvanı aldı. 1998 yılından beri Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

TESEKKÜR

Bu tez çalışmamın hazırlanması süresince bana yardımcı olan ve beni yetistiren Değerli Hocam Prof. Dr.-Ing. Fatih C. Babalık başta olmak üzere bugüne kadar desteğini hiç esirgemeyen Yrd.Doç. Dr. Kadir Çavdar'a ve her soruma sabırla cevap veren Yrd. Doç. Dr. Necmettin Kaya'ya , çalışmam süresince her türlü fedakarlığa katlanan sevgili esim Y.Müh. Esin Karpat'a, bugünlere gelmemde büyük emeği olan aileme ve tüm hocalarıma tesekkürü borç bilirim.