

**BİLGİSAYAR YARDIMI İLE DİŞLİ KUTUSU ELEMANLARININ  
TASARIMI VE GÜVENİLİRLİK ANALİZİ**

**DOKTORA TEZİ  
(MAKİNA EĞİTİMİ)**

4ññ22

**Kerim ÇETİNKAYA**

**Şubat 1995**

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
TEZ MERKEZİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Sevgili eşime,  
oğluma ve kızma



Bu Tezin Doktora Tezi Olarak Uygun Olduğunu Onaylarım

Danışman

Prof. Dr. Bedri TUÇ



Snav Jürisi

Başkan : Prof. Dr. Erdem KOÇ



Üye : Prof. Dr. Bedri TUÇ



Üye : Doç. Dr. Kürşad DÜNDAR



Bu Tez Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Esaslarına Uygundur.



**BİLGİSAYAR YARDIMI İLE DİŞLİ KUTUSU ELEMANLARININ  
TASARIMI VE GÜVENİLİRLİK ANALİZİ**

(Doktora Tezi)

Kerim ÇETİNKAYA

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Şubat 1995

**ÖZ**

Bu çalışmada silindirik düz ve helisel dişlilerden oluşan bir, iki, üç ve dört kademeli dişli kutusu elemanlarının bilgisayar yardımı ile tasarımı yapılmıştır. GWBASIC Programlama dilinde hazırlanan programın, birinci kısmında dişli çarkların minimum eksenler arası uzaklıkta optimum tasarımı yapılmış ve ayrıca istatistik tasarım metodu kullanılarak da elemanların optimize edilmesine çalışılmıştır. Optimizasyon yönteminde doğrudan arama metodu kullanılmıştır. İkinci aşamada ise mil tasarımı ve rulmanlı yatak seçimi yapılmıştır. Program içerisinde tasarlanan bir milin güvenilirliği bulunabildiği gibi, emniyet faktörü gibi bir güvenilirlik değeri de seçilerek mil tasarımı yapılabilmektedir. Ayrıca dişli sisteminin sıcaklığı da hesaplanmaktadır. Yapılan uygulamada, ele alınan dişli sistemlerinin, bilgisayar yardımıyla tasarım sonuçları ile literatürde verilen sonuçlar karşılaştırılmış ve birbirlerine benzem olduğu görülmüştür. Bilgisayar programının her çeşit güç ve çevrim oranında optimum tasarımları yapabildiği sonucuna varılmıştır.

Bilim Kodu : 225.07.01

Anahtar Kelimeler: Bilgisayar Destekli Tasarım, Düz ve Helisel Dişli Çarklar, optimizasyon, Güvenilirlik, mil, Yuvarlanmalı Yataklar.

Sayfa Sayısı : 179

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Bedri TUÇ

**COMPUTER AIDED DESIGN AND THE RELIABILITY ANALYSIS  
OF GEAR TRAINS ELEMENTS**

(Ph. D. Thesis)

Kerim ÇETİNKAYA

THE UNIVERSITY OF GAZI

THE INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

February 1995

**ABSTRACT**

In this study, gear trains elements design, of the nonspeed change type that may be single or couple or three or four steps is made by computer. In the first section of the program, prepared in GWBASIC language, the optimization of gear design is made on the basis of minimum overall centre distance and the results of the gear design is studied to optimize once more by the method of the reliability design. A direct search method is used in the optimum design procedure. In the second section of the program, the shaft design and the selection of ball bearing are made. In this program, the reliability of the designed shaft is estimated, in addition to the design of the shaft is made by selection of the reliability value the same as safety factor. Furthermore, the temperature of the gear trains is estimated too. The results of the computer aided design of gear trains elements which is given as example were compared with the results in the literature and they were found out similar each other. It is concluded that various optimum design can be made for a design at every power and reduction ratio by computer program.

Science Kode : 225.07.01

Key Words : Computer Aided Design, Spur and Helical Gear, Optimization, Reliability, Shaft, Ball Bearing.

Page Numbers : 179

Adviser : Prof. Dr. Bedri TUÇ

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım süresince yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen danışmanım Sn. Prof. Dr. Bedri TUÇ'a, uygun çalışma zeminini hazırlayan Tasarım ve Konstrüksiyon Anabilim Dalı Başkanı Sn. Doç. Dr. Faruk MENDI'ye, Anabilim Dalı Öğretim Görevlileri ve Araştırma Görevlilerine teőekkürlerimi ifade etmeyi bir borç bilirim.



## SEMBOLLER

<u>Sembol</u>	<u>Anlam</u>
C	Rulman yük taşıma kapasitesi
E	Elastikiyet modülü
F	Kuvvet, İşe yaramama olasılığı
HB	Brinel sertliği
$K_b$	Büyükklük faktörü
$K_\varphi$	Çentik faktörü
$K_E$	Malzeme faktörü
$K_f$	Form faktörü
$K_i$	Çevrim oranı faktörü
$K_L$	Ömür faktörü
$K_m$	Yük dağılım faktörü
$K_o$	Çalışma faktörü
$K_g$	Güvenilirlik faktörü
$K_t$	Teorik çentik faktörü
$K_v$	Dinamik faktör
$K_y$	Yüzey düzgünlüğü faktörü
$K_z$	Zorlanma faktörü
$K_\alpha$	Yuvarlanma noktası faktörü
$M_e$	Eğilme momenti

$M_b$	Burulma momenti
$P$	Güç
$R$	Güvenilirlik
$Z_R$	Standart birim
$a$	Eksenler arası uzaklık
$b$	Genişlik
$d$	çap
$e$	Yatak yükleri katsayısı
$h$	Diş yüksekliği
$i$	Çevrim oranı
$m$	Modül
$n$	Devir sayısı
$q$	Çentik hassasiyeti faktörü
$s$	Emniyet katsayısı
$v$	Çevresel hız
$z$	Diş sayısı
$\Psi_d$	Genişlik oranı
$\alpha$	Kavrama açısı
$\eta$	verim
$\beta$	Helis açısı
$\sigma$	Normal gerilme
$\bar{\sigma}$	Normal gerilme ortalaması



$\hat{\sigma}$	Normal gerilme standart sapması
$C_{\sigma}$	Normal gerilme dağılım katsayısı
$\sigma_{AK}$	Akma gerilmesi
$\sigma_K$	Kopma gerilmesi
$\sigma_D$	Sürekli mukavemet sınırı
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
DIN	Alman standartları (Deutsche Industrie Normen)
AGMA	Amerikan Dişli İmalatçıları Birliği (American Gear Manufacturers Association)

## TABLULARIN LİSTESİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
Tablo 3.1 Çevrim oranları .....	48
Tablo 3.2 Dişli kutularında çevrim oranları .....	49
Tablo 6.1 Klasik Tasarımda Dişli Çark Diş Genişliği .....	72
Tablo 6.2 Klasik Tasarımda Dişli Çifti Diş Genişliği .....	73
Tablo 6.3 Klasik ve İstatistik Tasarımda Mil Çapları .....	75

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 Helisel dişli çark diş profili .....	18
Şekil 2.2 Helisel dişli çark diş kuvveti .....	19
Şekil 2.3 Nominal gerilmeler ve mukavemet sınırlarının normal dağılımı .....	24
Şekil 2.4 Dağılım eğrilerinin çakışmaması hali .....	25
Şekil 2.5 Dağılım eğrilerinin çakışması hali .....	25
Şekil 2.6 Seri sistemler .....	29
Şekil 2.7 Paralel sistemler .....	30
Şekil 2.8 Hız kutusu .....	31
Şekil 2.9 Hız kutusu blok diyagramı .....	31
Şekil 2.10 Dört kademeli dişli kutusu .....	33
Şekil 2.11 Dört kademeli dişli kutusu blok diyagramı .....	33
Şekil 3.1 Tek kademeli mekanizma .....	41
Şekil 3.2 İki kademeli mekanizma .....	43
Şekil 3.3 Üç kademeli mekanizma .....	44
Şekil 3.4 Çevrim oranlarının kademelere dağılımı .....	49
Şekil 3.5 Örnek tasarımda çevrim oranları .....	51
Şekil 4.1 Miss-Gerber eğrisi .....	58
Şekil 5.1 Dişli kutusu elemanları .....	66
Şekil 5.2 Sıçratmalı yağlama .....	67
Şekil 6.1 Tasarım algoritması .....	71

## İÇİNDEKİLER

	<u>SAYFA</u>
ÖZ .....	I
ABSTRACT .....	II
TEŞEKKÜR .....	III
SEMBOLLER .....	IV
TABLolarIN LİSTESİ .....	V
ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....	VI
<b>BÖLÜM 1</b>	
<b>GİRİŞ</b> .....	
1.1 Dişli çarklar .....	1
1.2 Dişli Kutusu Tasarımında Bilgisayarın Önemi .....	2
1.3 Mevcut Çalışmalara Bakış .....	4
1.4 Çalışmanın Amacı .....	5
1.5 Çalışmada İzlenen Metod .....	7
<b>BÖLÜM 2</b>	
<b>SİLİNDİRİK DÜZ VE HELİSEL DİŞLİ ÇARKLAR</b> .....	
2.1 Dişli Çarkların Klasik Tasarımı .....	9
2.1.1 Silindirik Düz Dişli Çarklar .....	9
2.1.1.1. Diş Kuvveti ve Diş Dibi Gerilmeleri .....	10
2.1.1.2. Diş Dibi Mukavemeti .....	12
2.1.1.3 Dişli Çarklarda Yüzey Basıncı .....	14
2.1.1.4 Dişli Çark Mekanizma Tipleri .....	15
2.1.2 Silindirik Helisel Dişli Çarklar .....	17

2.2 Dişli Çarkların İstatistik Hesap Metodu İle Tasarımı .....	21
2.2.1 İstatistik Tasarım ve Güvenilirlik .....	21
2.2.2 Güvenilirlik Analizi .....	23
2.2.3 Sistemlerin Güvenilirlik Analizi .....	28
2.2.4. Dişli Sistemlerine İstatistik Tasarım Yönteminin Uygulanması .....	32
2.2.5. Dişli Tasarımına İstatistik Tasarım Yönteminin Uygulanması .....	34

### **BÖLÜM 3**

<b>DIŞLI SİSTEMLERİNİN OPTİMUM TASARIMI .....</b>	<b>38</b>
3.1 Dişli Çarkların Optimizasyonu .....	38
3.2 Klasik Tasarımda Bilgisayar Programının Yapısı .....	39
3.3 İstatistik Tasarımda Bilgisayar Programı .....	47
3.4 Cevrim Oranlarının Kademelere Dağılımı .....	48

### **BÖLÜM 4**

<b>BİLGİSAYAR YARDIMI İLE MİL TASARIMI VE RULMANLI YATAK SEÇİMİ....</b>	<b>52</b>
4.1 Miller .....	52
4.1.1 Millere Etkiyen Kuvvetler ve Bileşke Moment .....	54
4.1.2 Eğilme ve Burulmaya Zorlanan Miller .....	54
4.1.3 Eğim ve Sehim Hesabı .....	56
4.1.4 Millerin Güvenilirlik Analizi .....	57
4.2 Yuvarlanmalı Yataklar .....	61
4.3 Mil Tasarımı ve Rulman Seçimi Bilgisayar Programı .....	62

### **BÖLÜM 5**

<b>DIŞLI KUTULARI, YAĞLANMASI VE SICAKLIK HESABI .....</b>	<b>65</b>
5.1 Dişli Kutuları .....	65
5.2 Dişli Kutularının Yağlanması .....	66
5.3 Dişli Kutularının Sıcaklık Hesabı .....	68

## **BÖLÜM 6**

### **SONUÇLAR ..... 70**

#### **6.1 Çalışmanın Sonucu ..... 70**

##### **6.1.1 Dişli Çarkların Tasarımı ..... 70**

##### **6.1.2 Millerin Tasarımı ..... 74**

### **KAYNAKLAR ..... 76**

## **EKLER**

#### **EK 2.1 Form Faktörü ..... 84**

#### **EK 2.2 Dağılım Oranları Katsayıları ..... 87**

#### **EK 2.3 Emniyet Katsayısı-Güvenilirlik-Standart Birim Nomogramı ..... 88**

#### **EK 3.1 Dişli Tasarımı Bilgisayar Programı Akış Şeması ..... 89**

#### **EK 3.2 Örnek Tasarım Bilgisayar Programı Akış Şeması ..... 106**

#### **EK 4.1 Eğim ve Sehim Denklemleri ..... 112**

#### **EK 4.2 Mil Tasarımı Bilgisayar Programı Akış Şeması ..... 116**

#### **EK 6.1 İki Kademeli Örnek Tasarım Bilgisayar Çıktıları ..... 122**

#### **EK 6.2 Üç Kademeli Örnek Tasarım Bilgisayar Çıktıları ..... 136**

#### **EK 6.3 Dişli Tasarımı Bilgisayar Programı Yazılımı ..... 154**

#### **EK 6.4 Mil Tasarımı Bilgisayar Programı Yazılımı ..... 169**

### **ÖZGEÇMİŞ ..... 179**

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

#### 1.1. Dişli Çarklar

Motor ile iş makinası arasında, motorun gücünü iş makinasına ileten ve aynı zamanda dönme hızının değerini ve/veya yönünü de değiştiren makina elemanları; dişli çark mekanizmaları, sürtünmeli çark mekanizmaları, kayış kasnak mekanizmaları ve zincir mekanizmalarıdır. Hareket iletiminde dönme hızını iki değer arasında sürekli değiştiren sistemlere varyatör, kademeli değiştiren sistemlere ise dişli kutusu veya vites (hız) kutusu denilmektedir. Genellikle varyatörler sürtünmeli çark veya kayış kasnak mekanizmalarına, vites ve dişli kutuları ise dişli çark mekanizmalarına dayanan sistemlerdir.

Makina konstrüksiyonlarında mekanik güç ve hareket iletim elemanı olarak kullanılan dişli çark mekanizmalarının gelişen teknolojinin ihtiyaçlarına cevap verebilmesi için günden güne yenilenmekte ve optimum tasarımları için yeni metodların geliştirilip uygulanmasına çalışılmaktadır. Dişli çark mekanizması; en az iki dişliden oluşan bir sistemdir. Güç iletimi bakımından mekanizma, bir döndüren ve bir veya birkaç döndürülen elemandan oluşmaktadır. Genellikle mekanizmanın küçük dişlisine pinyon diğerine de karşılık dişlisi denilmektedir. Millerin konumuna göre dişli çarklar ve dişli çark mekanizmaları aşağıda açıklanmaktadır.

Eksenleri paralel olan iki mil arasında güç ve hareket ileten dişli çarklara silindirik veya alın dişli çarklar denilmektedir. Diş profilleri çark eksenine paralel ise silindirik düz, eğik ise silindirik helisel dişli çark adını alır. Bunların yanında kremayer, iç dişli, çift helisel dişli ve ok dişli çark çeşitleri de vardır.

Eksenleri kesişen miller arasında çalışan dişlilere; düz konik ve helisel veya daire yayı konik dişli çarklar, eksenleri aykırı konumda olan miller arasında çalışan dişliler; spiral dişli, sonsuz vida ve karşılık dişlisi adını alır.

Dişli çark tasarımı belirli standartlara göre yapılır. Ülkemizde dişli çark tasarım yöntemi veya standartları henüz mevcut değildir. Ancak eğitim kurumlarımızda ve sanayimizde AGMA Standartları (1,2) ile birlikte DIN-3990 Standardına (3,4) göre dişli çark tasarımı yapılmaktadır. Bunun yanısıra, tasarımla ilgilenen mühendisler, İngiliz Standardı (BS-436), İsviçre standardı (VSM-15225) ve Uluslararası Standart (ISO) dan da yararlanılmaktadır. Bu standartlarda pekçok deneysel faktör ve tablo kullanılır. Dişli çark geometrisi diş sayısı ve kesici takım (modül çakısı) ile tanımlanır. Dişli çark mekanizması giriş ve çıkış dönme hızları oranına çevrim oranı denir ve bu orana göre diş sayıları seçilir. Motor ve iş makinası özellikleri, kullanılacak malzeme özellikleri, iletilecek momente bağlı olan diş kuvveti ve çalışma koşullarından oluşan ek faktörler hazırlanmış tablo ve şekillerden alınarak istenilen bir emniyet faktörü ile modül hesabı yapıp dişli çark geometrik büyüklüğü belirlenir. Bu hesaplama iki değişik yoldan yapılabilir. Birincisi; malzeme mukavemetine bağlı dişlerin kopmamasını esas alan mukavemet hesabı, ikincisi ise; malzemenin yüzey basıncına bağlı yüzeylerin aşınmamasını esas alan yüzey basıncı hesabıdır. Klasik tasarım metodunda, önce modül seçilip her iki yoldan emniyet kontrolü yapılabileceği gibi, kabul edilen veya istenen emniyet değerlerinden yola çıkılarak modül hesabı yapılabilir.

## 1.2. Dişli Kutusu tasarımında Bilgisayarın Önemi

Dişli çark mekanizmaları tek bir giriş dönme hareketine karşı tek bir çıkış dönme hareketi veriyorsa hız düşürücü veya redüktör adını almaktadır. Redüktörlere dişli kutuları da denilmektedir. Dişli kutusunu oluşturan dişli çarkların yanında, dişli çarkları taşıyan miller ve millerin yataklanmasında kullanılan rulmanlar da önemli makina elemanlarıdır. Dişli kutusu tasarımında, dişli kutusunun elemanları tasarlanırken herbiri ayrı ayrı ele alınır fakat birinin sonuçlarına göre diğeri tasarlanıp elemanların birbirleriyle uyum sağlamasına çalışılır.



Mil tasarımı dişli çarkın büyüklüğüne, iletilecek güce ve malzemeye bağlı yapılır. Pinyon dişlisi büyüklüğü mil çapına yakın olduğu durumlarda; pinyon dişlisi mil ile yekpare yapılır. Dişli kutusu milleri genellikle iki noktadan yataklanır. Mil çapının büyüklüğüne ve yataklara gelen kuvvetlere göre rulmanlı yataklar çeşitli rulman kataloglarından seçilir. Yataklara gelen kuvvetlerin yönü, dişli çarkların düz veya helisel oluşu rulmanlı yatak seçiminde dikkate alınır. Rulmanlar çeşitli özelliklerde ve boyutlarda üretildiğinden sisteme en uygun rulmanın seçimi de önemlidir.

Yukarıda özetlenen metotlar kullanılarak dişli kutusu tasarımı; bazı değerlerin seçilmesi, bazı grafik ve tabloların okunmasıyla ve tasarımcının tecrübesine bağlı olarak deneme yanılma yoluyla yapıldığından çok fazla zaman kaybına neden olmaktadır. Karmaşık ve zor bir tasarım sonunda bulunan değerler de en uygun sonuç olmayabilir. Günümüzde buna benzer karmaşık ve uzun zaman alıcı problemleri çözümlenerek en iyi sonucu elde etmek için bilgisayar yardımıyla tasarımlar (CAD-Computer Aided Design) kullanılmaktadır. 1970 lere kadar geleneksel şekilde yapılan dişli hesapları, bu tarihten sonra bilgisayar kullanımı ile tasarımlar daha hızlı ve hassas bir program içinde yapılır oldu. Bilgisayar kullanımı klasik yöntemler yerine daha çok alternatifli çözümler, maliyette büyük düşüşler, sonuca en kısa zamanda ulaşma gibi yenilikler getirilmektedir. Bilgisayar yardımıyla tasarım konusu, mühendislik problemlerinin bilgisayar desteğiyle matematiksel modellenmesini, etkileşimli girdi-çıkı ve algoritma kontrolünün sağlanmasını, grafik veya alfanümerik şekilde kağıt üzerine veya manyetik disklere alınmasını sağlar.

Dişli kutusunu oluşturan makina elemanlarının bilgisayar yardımıyla tasarımı hakkında, ülkemizde ve diğer ülkelerde pekçok çalışma yapılmış ve halen yapılmaktadır (5,6,7,8). Dişli kutusu tasarımında bilgisayar programının özünü dişli çarkların tasarımı içermektedir. Miller, rulmanlı yataklar ve gövde gibi diğer elemanlar dişli çark tasarım programının çıktılarına göre tasarlandığından, literatürde genellikle dişli çark tasarımı akış şeması veya örnek tasarım sonuçları verilmektedir (9,10,11).

### 1.3. Mevcut Çalışmalara Bakış

Black (12), diş eğilme dayanımına göre en küçük diş kesitiyle ilgileniyorken; Buckingham (13) dinamik yük faktörü üzerindeki çalışma sonuçlarını öne sürmüştür. Faires (14), taksimat dairesi üzerindeki çizgisel hıza göre değişen basit bir dinamik gerilme değerini hesaplamak suretiyle bunu emniyet gerilmesi ile karşılaştırmıştır. Dudley (15), bazı tabloları kullanarak ilgili değerleri hesaplamakta ve standartlarla karşılaştırmaktadır. Karşılaştırma sonucu ya hesap tekrarına gidilmekte yada belirlenen tasarım değerleri, aktarılabacak güç denkleminde yerine konularak güç aktarma kontrolüne gidilmektedir. Bu da olmaz ise yeniden hesaplama yapılmaktadır. Gay (16), hesaplanan çevresel hızın diş yüzeyindeki değere taşınması yöntemiyle ilgilenmiştir. Kowalski (17), en küçük ağırlığa göre en uygun dişli boyutlarını belirlemede bir matematik programlama tekniğini; iki kademeli helis dişli kutuların tasarımında kullandığı görülmektedir.

Shigley (1), tarafından uygulanan yöntemde de diş eğilme dayanımı için uyarlanmış Lewis denklemi dikkate alınarak ve AGMA Standartlarına bağlı kalınarak gerilme hesaplarının yapıldığı görülmektedir. Niemann (18) yönteminde, alttan kesilmenin olmayacağı bir diş sayısı seçilerek bir dişte meydana gelen gerilmeler hesaplanıp emniyet gerilmesi değerleri ile karşılaştırılarak sonuca veya hesap tekrarına karar verilir. Akkurt (3), DIN ve AGMA Standartlarından gerekli tasarım parametrelerini seçerek modül hesabı sonucunda standart bir modül seçip mukavemet ve yüzey aşınması yönünden kontrol hesabı yapmakta, gerektiğinde dişli sisteminin özelliğine göre profil kaydırma yöntemi de uygulamaktadır.

Wilde (19) ve Johnson (20) tarafından benimsenen tasarım yönteminde ise en küçük çaplı dişli için hesaplamalar yapılmaktadır. Stherland (21)'in bilgisayar destekli dişli hesaplamalarında; en uygun tasarım değerleri, teknik koşullar itibarıyla belirlenmektedir. Tucker (22), deneysel ve analitik sonuçları birleştirerek tasarım değişkenlerinin değerlerini belirlemeye çalışmıştır. Mitchiner (23), geometrik faktörlerin tespitinin doğru ve güvenilir olmasına çaba harcamıştır. Savage (24), en küçük diş sayısını ve AGMA Standartlarını kullanarak boyutlar arası uyumluluğu kontrol eden bir yöntem geliştirmiştir. Yahşi (25),

bilgisayar yardımıyla AGMA yöntemine göre düz ve helisel dişli çarkların tasarımı, Arkan (26), bilgisayar yardımıyla AGMA yöntemine göre düz dişli çarkların dinamik modellenmesi üzerine çalışmalar yapmıştır.

Referans (6)' da verilen çalışmada DIN 3990 standardı esas alınarak bilgisayar programı için formülasyon geliştirilmiştir. Program yardımıyla bir dişli çarkın döndürme momentine göre mukavemet kontrolü yapılabildiği gibi, istenirse de iletilecek döndürme momenti için gerekli silindirik düz veya helisel dişli çarkın boyutlarını en iyileme yöntemi ile belirleyebilmektedir. Carrol (8) de BS 486 standardı kullanıldığı, iterasyon yöntemiyle minimum eksenler arası uzaklığa göre optimum dişli çark tasarımı yapıldığı ve tasarım sonunda üretim aşamasında gerekli tüm bilgilerin ve geometrik boyutların alındığı belirtilmektedir. Kutlu (27), geliştirdiği bir algoritma ile çok kademeli dişli kutularında kullanılan dişli çifti sayısını en aza indirmeye ve güç iletimini ise maksimum seviyeye çıkarmaya çalışmıştır. Çalışmada, eksen mesafeleri ve hız iletim oranları için standart sayılarından yararlanıldığı ve sayımlama tekniğine başvurulduğu gözlenmektedir. Emir (28)'in çalışmasında, silindirik düz dişli çark tasarım değişkenlerinin bilgisayar destekli olarak hesaplandığı, geliştirilen bir bilgisayar programı yardımı ile dişlinin gerekli tüm boyutlarının mukavemet hesabına göre belirlenebildiği ifade edilmektedir. Programın, ayrıca diş kuvvetlerini de hesaplayabildiğinden söz edilmektedir. Diğer yandan Savage (29), helikopter güç aktarma elemanlarının modellenmesinde ve Bağcı (30), düz ve helisel dişli çarkların yüzey aşınmasında, güvenilirliği dikkate alarak teknik sistemlerin tasarımında istatistik bir metod kullanmışlardır.

#### **1.4. Çalışmanın Amacı**

Yukarıda anlatıldığı gibi bilgisayar yardımıyla yapılan dişli çark tasarımı çalışmalarında kademe sayısı tasarım başlangıcında belirlenmekte ve en fazla iki kademeliye kadar olan çalışmaların yapıldığı görülmektedir. Endüstride kullanılan ve silindirik düz ve helisel

dişlilerden oluşan dişli kutuları genelde dört kademeye kadar üretilmektedir (31,32). Ayrıca dişli sistemi optimize edilip, tasarım girdileri ve sonuçları iyi analiz edilirse iki kademeli sistem bir kademeli veya bir kademeli sistem iki kademeli düzenlendiğinde hacim olarak daha küçük sistem tasaralanabilir. En küçük hacimdeki sistemde eksenler arasının da en küçük olması olasıdır. Daha önce yapılan çalışmalarda optimizasyon için en küçük eksen mesafesi hedeflenmiş, çalışmalarda sistemin kademe sayısı belirlenmeyerek eksenler arası mesafeye bağlı program geliştirilmesine çalışılmıştır. Bu çalışmada ise, her tasarım girdileri için tek kademeliden dört kademeliye kadar olabilecek dişli sistemleri tasarlanıp, sonuçta minimum eksenler arası uzaklığa göre karşılaştırma yapılarak en küçük eksen mesafesindeki tasarım sonuçlarına ulaşmak amaçlanmıştır. Dişli kutusunun bilgisayar yardımıyla tasarımının bütünlüğü açısından mil tasarımı ve rulmanlı yatak seçimi de geliştirilen programda dikkate alınmıştır.

Mevcut çalışmalarda dişli kutularının optimizasyonunda emniyet fikrine dayanan tasarım yöntemi (klasik tasarım) uygulanmıştır. Bu tasarım yönteminde sistemin işe yarayıp yarayamayacağı ve işe yarar süresi hakkında bilgi edinmek mümkün değildir. Mühendislikte önemli olan problem, teknik sistemin belirli şartlar altında, belirlenen bir zaman süresinde, istenen fonksiyonunu yerine getirmesidir. İmalat, montaj, kalite kontrol, kullanma ve bakım esnasında meydana gelebilecek ve sistemi işe yaramaz hale getirebilecek hatalar buna dahildir. Bu hatalar gelişigüzel tarzda olduğundan, sistemin belirlenen süre içinde fonksiyonunu memnun edici bir şekilde yerine getirip getiremeyeceği ihtimal olarak belirtilir. Ayrıca emniyet fikrini esas alan tasarım yönteminde, malzemenin mukavemet değerleri ve dış yüklerin etkisiyle meydana gelen nominal gerilme değerleri tekil değerler olarak alınmaktadır. Deney ve tecrübelerine göre ise bu değerler gelişigüzel değişen değerlerdir (31,32). Bu değerler gelişigüzel değişen değerler olduğundan teknik sistemlerin tasarımında istatistik analizin ve olasılık teorisinin kurallarını uygulamak suretiyle de optimizasyon yapılabilir. Yapılan çalışmada güvenilirliği esas alan istatistik tasarım yöntemi de (34,35) kullanılarak dişli kutusunun daha önce yapılan optimizasyon çalışmalarında elde edilen sonuçlardan daha optimum olan değerlerin elde edilebileceği gösterilmiştir.

### 1.5. Çalışmada İzlelenen Metod

Bu çalışmada dört kademeye kadar olan dişli kutularının bilgisayar yardımıyla optimum tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın birinci aşamasında, dişli çarkların klasik ve istatistik hesap metodları kullanılarak optimum bir şekilde tasarımına çalışılmıştır. Klasik metotta, tasarım değişkenlerinin matematiksel şekilde ifade edilemediği optimum tasarımlarda, tasarımcının yaratıcılık fonksiyonlarıyla tasarım değişkenlerini değiştirerek en iyiyi bulma yöntemi dikkate alınıp; minimum eksen uzaklığında optimum dişli çark tasarım programı hazırlanması kararlaştırılmıştır. Programda düz ve helisel dişlilerin tasarımı yapılmıştır. Program girdisinde dişli çarkların ileteceği güç, sistemin giriş ve çıkış dönme hızları, malzeme ve özellikleri, çalışma koşulları, helis açısı (düz dişliler için sıfır) ve emniyet faktörü dikkate alındı. Programın çalışma sırasında müdahale edilmeden çevrim oranını sağlayan dişli dizilerinin kaç kademededen oluştuğu, hangi modülün kabul edildiği, alt kesilme olmadan hangi diş sayılarının seçildiği, tarama yöntemi kullanılarak minimum eksenler arası uzaklıkta aranmasına çalışıldı. Dişli sistemlerinin ileteceği güce ve çevrim oranlarına göre kaç kademeli olacağı, sıcaklık değişimlerini gözlemek için hazırlanan programlar yardımıyla da incelendi. Hazırlanan programla yapılan tasarımlar, dişli sistemleri üreten firmaların katalogları (35,36) ile karşılaştırılıp, sonuçların farklı olup olmadığına bakıldı. Tasarım yönteminde DIN standartları esas alındı.

Programın ikinci aşamasında mil tasarımı yapılmıştır. Dört kademeye kadar olan dişli kutularının milleri birbirinden farklı olduğu için bir, iki, üç ve dört kademeli dişli kutularına ait millerin tasarımını yapabilen program hazırlanmıştır. Dişli kutusu tasarımı programından kaç kademeli dişli dizisi çıktı ise, program çıktıları ve dişli çarklara etkiyen kuvvetler ilgili dişli kutusu mil tasarımı programının girdilerini oluşturmaktadır. Dişli çark tasarımında olduğu gibi, her bir mil için emniyet fikrine dayanan tasarım yöntemi ile birlikte güvenilirlik fikrine dayanan istatistik tasarım yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmaktadır. Bunlara ilaveten piyasada bulunan dişli kutuları üzerinde bir çalışmanın yapılması halinde mevcut millerin güvenilirliğinin belirlenebilmesi bakımından, emniyet fikrine dayanan tasarım yöntemiyle bulunan millerin güvenilirliğinin de hesaplanması gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca her dişli kutusu mil tasarım programları milleri taşıyan rulmanlı yatakların seçimi için hazırlanan programla bir bütünlük oluşturmaktadır. Millerin iki ucundan yatakladığı hesaba katılarak, dişli çarklardan mile etkiyen kuvvetten oluşan yatak yükleri hesaplanıp, çalışma ömrü ve mil çapıda dikkate alınarak rulmanlı yataklar seçilmiştir. Silindirik düz dişli çarkları taşıyan miller için sabit bilyalı yatakların, silindirik helisel dişlileri taşıyan miller için konik makaralı yatakların seçilebilmesi için program içerisinde alt programlar oluşturulmuştur.



## BÖLÜM 2

### SİLİNDİRİK DÜZ VE HELİSEL DİŞLİ ÇARKLAR

#### 2.1. Dişli Çarkların Klasik Tasarımı

Dişli çarklarda dış kuvvetlerin etkisi altında, diş diplerinde ve diş yan yüzeylerinde olmak üzere iki çeşit gerilme oluşur. Diş dibi gerilmeleri dişlerin tabandan kırılmasına, diş yan yüzey gerilmeleri ise dişlerin yan yüzeylerinin yorulma aşınmasına, dolayısı ile bozulmasına neden olur. Pratik bakımdan kırılma olayını esas alan hesaba mukavemet hesabı, yorulma aşınmasını esas alan hesaba da yüzey basınç hesabı denir. Dişli çarkların tasarımı daha çok mukavemet hesabına göre yapılır ve yüzey basıncı yönünden kontrol edilir. Mukavemet hesabının amacı bir elemanın dış kuvvetlere karşı dayanmasını sağlamaktır. Bunun için, eleman hiçbir zaman mukavemet sınırı değerine kadar yüklenmez. Bu amaçla; dış kuvvetlerin etkisi altında dişlerde meydana gelen nominal gerilmelerin, elemanın deneylerle elde edilen mukavemet sınırı değerlerine erişmemesinin sağlanmasına çalışılır. Bu iki değer arasındaki orana emniyet denir ve daima birden büyük olması istenir. Herhangi bir dişli çark tasarlanırken emniyet önceden belirlenip modül hesabı yapılır veya modül seçilip emniyet kontrolü yapılır. Yüzey basıncı hesabında da benzer yöntem uygulanır.

#### 2.1.1. Silindirik Düz Dişli Çarklar

Eksenleri birbirine paralel iki mil arasında hareket ve güç iletmek için kullanılan dişli çarklardır. Dişli çarkın diş doğrultuları dişli çark eksenine paraleldir. İki dişli çarkın oluşturduğu diziye bir dişli çifti veya tek kademeli mekanizma denir, dişli mekanizmasının küçük dişlisi pinyon ve büyük dişlisi karşılık dişlisi olarak adlandırılır. Bu çalışmada pinyon dişlisine ait ifadelerde 1 indisi, karşılık dişlisine ait ifadelerde ise 2 indisi kullanılmıştır.

### 2.1.1.1. Diş Kuvveti ve Diş Dibi Gerilmeleri

**Diş Kuvveti:** Eş çalışan dişlilerin hareket iletimi sırasında dişler üzerine gelen diş kuvveti  $F_t$  teğetsel ve  $F_r$  radyal kuvvetler olmak üzere iki bileşene ayrılır. Düz dişli çarklarda hareket iletimi teğetsel kuvvet tarafından yapılır. Dişli çarkların yuvarlanma daireleri taksimat daireleri üzerinde bulunduğu durumda sıfır dişli çark mekanizması olarak adlandırılır ve  $F_t$  teğetsel kuvvet ile  $F_r$  radyal kuvvet (3),

$$F_t = 60 P / \pi d_o n \quad (2.1)$$

$$F_r = 60 P \tan \alpha / \pi d_o n \quad (2.2)$$

denklemlerinden bulunur. Burada;  $d_o$  dişli çarkın taksimat dairesi çapı,  $P$  iletilecek güç,  $n$  dev/dak cinsinden dönme hızı,  $\alpha$  dişli çark referans profili diş yan yüzeyleri açısı veya basınç açısı olup standart dişli çark mekanizmalarında kavrama açısı olarak da bilinir (1,3). Kavrama açısı standartlaştırılmış olup bir çok ülkede ve ülkemizde  $\alpha=20^\circ$  standart değeri kullanılmaktadır.

Ancak dişli çarkların hesabında dişleri zorlayan kuvveti belirlerken şu hususların göz önünde tutulması gerekir. Bunlar;  $K_E$  kavrama faktörü,  $K_V$  dinamik faktör,  $K_M$  kuvvet dağılım faktörü ve  $K_O$  çalışma faktörü ile diş dibine etkiyen toplam teğetsel kuvvet

$$F_{TC} = F_t K_E K_V K_M K_O \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilir. Dişli çarklarda hareket iletiminin sürekliliği için kavrama oranının birden büyük olması istenir. DIN standartlarında bu durum  $K_E$  kavrama faktörü ile ifade edilir ve uygulamalardaki değeri 0.9 ile 1 arasında değişir. Emniyet faktöründe göz önüne alındığından kavrama faktörünün değeri  $K_E =1$  alınması tavsiye edilmektedir (3).

Motor ve iş makinasının çalışma tarzları düzgün, orta darbeleri veya darbeleri olabilir. Bu durum çalışma faktörü ile ifade edilir ve elektrik motoru ile tahrik edilen iş makinalarında  $K_O =1$  ile 1.75 arasında değişir (3).



Dişli çarkları taşıyan millerin deformasyonlarından dolayı diş genişliği boyunca eşit olmayan bir kuvvet dağılışı meydana gelir. Köşe kırılmalarına neden olan bu durum kuvvet dağılım faktörü ile dikkate alınır ve  $K_m = 1$  ile 1.25 arasında değişir (3).

Dişlerin taksimat hatalarından veya çalışma sırasında dişlerin deformasyonlarından dolayı, kavrama durumundaki dişleri ek olarak zorlayan dinamik kuvvetler meydana gelir ve bu durum  $K_v$  dinamik faktörü ile dikkate alınır.  $K_v$  faktörü çevresel hıza bağlı olarak aşağıda verilen denklemlerden hesaplanır (1,3,15,37). Hassas işlenmiş dişlilerde

$$K_v = 1/\sqrt{(5.52(5.52+\sqrt{v}))} \quad (2.4)$$

orta düzeyde işlenmiş dişlilerde (15, 37)

$$K_v = 1/5.52(5.52+\sqrt{v}) \quad (2.5)$$

ve azdırma yöntemiyle üretilmiş dişlilerde (15, 37)

$$K_v = 1/(6/(6+\sqrt{v})) \quad (2.6)$$

şeklindedir.

*Diş Dibi Gerilmeleri:* Diş dibini zorlayan  $F_{tc}$  kuvveti ile diş dibinde meydana gelen eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = (F_{tc} / b m) K_f \quad (2.7)$$

veya (2.1) ve (2.3) denklemlerinden

$$\sigma_e = \frac{60 P}{\pi n b m d_o} K_f K_E K_v K_m K_o \quad (2.8)$$

şeklinde yazılır (3). Burada  $K_f$  dişin geometrik boyutlarını kapsayan form faktörüdür ve

$$K_f = 6 m \cos \alpha_{pn} h_q / s_q^2 \cos \alpha_b \quad (2.9)$$

denklemleri ile verilir (3). Bir dişli çarkın bir dişine ait  $h_q$  eğilme kolu,  $s_q$  kırılma kesiti ve  $\sigma_{bn}$  kavrama açısı tespit edilerek form faktörünün bulunması EK-2.1'de verilmiştir (38). (2.8) denkleminde  $b$  diş genişliği olup  $b = \psi_d d_o$  şeklinde ifade edilir.  $\psi_d$  genişlik faktörü olup hacmin de göz önüne alındığı sistemlerde 0.25 ile 1.8 arasında değişen değerlerde alınabilir (3).

### 2.1.1.2. Diş Dibi Mukavemeti

Dişli çarkın bir devir yapmasıyla herhangi bir diş, sıfır ile  $F_t$  değeri arasında değişen bir kuvvet etkisinde kalmaktadır. Ancak, dişli sistemi tek yönlü çalışıyor ise kuvvet genel değişken, sık sık yön değiştiriyor ise tam değişken şeklinde etki edilebilir. Dişli çarklarda diş dibi mukavemeti

$$\sigma_e^* = K_y K_b K_g K_l K_L K_z \sigma_D / K_\sigma \quad (2.10)$$

şeklinde ifade edilir. Emniyet faktörü  $S$  ile emniyetli mukavemet sınırı

$$\sigma_{em}^* = \sigma_e^* / S \quad (2.11)$$

denkleminde bulunur (1,3). Burada;  $K_y$  Yüzey düzgünlüğü faktörü,  $K_b$  büyüklük faktörü,  $K_g$  güvenilirlik faktörü,  $K_l$  ısı faktörü,  $K_L$  ömür faktörü,  $K_z$  zorlanma faktörü,  $\sigma_D$  malzemenin sürekli mukavemet sınırı ve  $K_\sigma$  çentik faktörüdür.

Malzemenin sürekli mukavemet sınırı,  $\sigma_K$  kopma mukavemeti  $\sigma_K \leq 1400 \text{ N/mm}^2$  olan çelikler için

$$\sigma_D = 0.5 \sigma_K \quad (2.12)$$

ifadesinden bulunur (3). (2.10) denklemindeki  $K_y$  faktörü azdırma yöntemiyle imal edilen, taşlanmış ve traşlanmış dişliler için dişli malzemesinin kopma mukavemetine bağlı olarak

$$K_y = 0.9042 e^{-0.0025 \sigma_K} \quad (2.13)$$

ifadesinden (3,39) bulunur. Büyüklük faktörü ise dişli çarkın modülüne bağlıdır ve

$$m < 5 \text{ mm için } K_b = 1$$

$$m \geq 5 \text{ mm için } K_b = 0.85 \quad (2.14)$$

şeklinde alınır (3). (2.10) bağıntısında, sık sık yön değiştiren yani tam değişken yük altında çalışan dişliler için zorlanma faktörü  $K_z=1$ , genel değişken yani tek yönlü çalışan dişliler için  $K_z=1.4$  alınması tavsiye edilir (3). % 50 bir güvenilirlik için güvenilirlik faktörü  $K_g=1$ , % 50 den daha yüksek bir güvenilirlik için  $K_g$  değeri 1 ile 0.704 arasında değişen değerlerde alınır (1,2,3). Dişli çarkın  $t$  çalışma sıcaklığı  $70^\circ \text{C}$  den küçük yada büyük olduğu durumlarda sıcaklık faktörü

$$t < 70^\circ \text{C ise } K_t = 1$$

$$t \geq 70^\circ \text{C ise } K_t = 273 + t/343 \quad (2.15)$$

şeklinde ifade edilir (40). (2.10) denklemindeki  $K_L$  faktörü, sonsuz bir ömür için  $K_L=1$ , sonlu bir ömür istenen tasarımlarda ise, dişli malzemesinin sertlik özelliğine bağlı olarak  $K_L=1$  ile 2.7 arasında değişen değerlerdedir (3).

$K_\zeta$  çentik faktörü; diş tabanının dişli gövdesine kavuştuğu geçiş yerinde meydana gelen gerilme yığılmalarını göz önüne alan bir faktördür ve

$$K_\zeta = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.16)$$

şeklinde ifade edilir (1,3). Burada;  $K_t$  teorik çentik faktörü

$$K_t = Q_t / (0.3901 + 0.3236 Q_t) \quad (2.17)$$

ve  $q$  çentik hassasiyet faktörü

$$r < 1.5 \text{ mm ise } q = 0.168 \sigma_K^{0.340} r^{0.135}$$

$$r \geq 1.5 \text{ mm ise } q = 0.325 \sigma_K^{0.206} r^{0.078} \quad (2.18)$$

denklemlerinden bulunur (1,3,39). (2.17) denklemindeki  $Q_t$ , diş tabanındaki  $s_q$  kırılma

kesitinin, diş tabanının dişli gövdesine  $r$  geçiş kavisine oranıdır.  $s_q$  kırılma kesitinin kalınlığını veren ifade EK-2.1. dedir.  $r$  geçiş kavisini ise

$$r = r_T + \frac{(h_2 - x - m - r_T)^2}{(d_o/2) + h_2 - x - m - r_T} \quad (2.19)$$

denklemden (41) bulunur. Burada;  $r_T$  diş açma takımının baş kenarındaki geçiş kavisidir ve  $h_2=1.25$  m için  $r_T=0.37$  m alınır (3).

### 2.1.1.3. Dişli Çarklarda Yüzey Basıncı

Eş çalışan dişlilerin temas noktalarında oluşan Hertz tipindeki yüzey basınçları, yorulma aşınmasını (pitting) meydana getirirler. Yüzey basıncı tespit edilen sınırı aştığı zaman özellikle sertleştirilmiş yüzeylerde ve tekil kavrama noktaları arasında malzeme parçacıklarının kopmasıyla küçük çukurcuklar (pittingler) oluşur. Diş profillerinin yüzeylerindeki müsaade edilen yüzey basıncı dişlerin yüzey taşıma kabiliyetlerini belirler. Mukavemet hesabına göre tasarlanan dişli çarklar genellikle yüzey basıncına göre kontrol edilir ve diş üzerine etkiyen kuvvetten oluşan  $P_H$  yüzey basıncı

$$P_H = K_E K_\alpha K_i \sqrt{F_{tc} / b d_o} \quad (2.20)$$

veya (2.1) ve (2.3) denklemlerinden

$$P_H = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{60 P}{\pi n b d_o^2}} K_o K_v K_m \quad (2.21)$$

ve dişli çarkın karşılayabileceği  $P_H^*$  yüzey basıncı sınırı

$$P_H^* = K_{L0} K_g P_{HD} \quad (2.22)$$

ve  $S$  emniyet faktörü ile emniyetli yüzey basıncı sınırı

$$P_{Hem}^* = P_H^* / S \quad (2.23)$$

şeklinde ifade edilir (1,2,3,4). Burada ;  $K_E$  malzeme faktörü, pinyon ve karşılık dişlisinin  $E_1$ ,  $E_2$  elastiklik modüllerinden

$$K_E = 0.59 \sqrt{2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2)} \quad (2.24)$$

$K_i$  çevrim oranı faktörü dişli çarkların diş sayılarının birbirlerine oranından ( $i_{12}$  çevrim oranı),

$$K_i = \sqrt{(i_{12} + 1) / i_{12}} \quad (2.25)$$

ve  $K_\alpha$  yuvarlanma noktası faktörü sıfır ve sıfır kaydırmalı (K-0) düz dişli çark mekanizmalarında kavrama açısı  $\alpha_b = 20^\circ$  olduğundan  $K_\alpha = 1 / (\sin \alpha_b \cos \alpha_b)$  ifadesinden  $K_\alpha = 1.765$  , iyi bir yağlamanın yapıldığı durumlarda ömür faktörü  $K_{L0} = 1$  ve dişli çarkların yüzey basıncı mukavemeti yüzey sertliklerine bağlı olarak, çelik ve dökme demirden yapılan dişliler için

$$P_{HD} \approx 0.28 \text{ HB} \quad \text{veya} \quad P_{HD} \approx 3 \text{ HRC} \quad (2.26)$$

bağıntıları ile hesaplanabilir (3).

#### 2.1.1.4. Dişli Çark Mekanizma Tipleri

Dişli çarklar; sıfır dişli çark ve profil kaydırmalı dişli çark şeklinde tasarlanabilir. Bu dişliler kendi aralarında eş çalıştırılarak; sıfır dişli çark mekanizması, sıfır kaydırmalı (K-0) dişli çark mekanizması ve kaydırmalı (K) dişli çark mekanizması elde edilebilir (3).

Sıfır dişli çark mekanizmalarında, dişli çarkların profilleri kaydırılmamıştır. Taksimat daireleri ile yuvarlanma daireleri aynı dairedir ve eksenler arası uzaklık

$$a_0 = (d_{01} + d_{02}) / 2 = m(z_1 + z_2) / 2 \quad (2.27)$$

ifadesinden bulunur (3). Dişli çarkların profil kaydırma değerleri  $x_1 = x_2 = 0$  dir.

Sıfır kaydırmalı (K-0) dişli çark mekanizmalarında, mekanizmayı oluşturan dişli çarklardan biri pozitif, diğeri negatif profil kaydırmalı olup,  $x_1 = -x_2$  ve toplam profil kaydırma faktörleri sıfırdır. Dişli çarkların birbirleri üzerinde yuvarlanmaları taksimat daireleri üzerinde

meydana gelir. Genellikle pinyon dişlisi pozitif ve karşılık dişlisi negatif profil kaydırmalı olur. Bu durumdaki bir mekanizmanın pinyon dişlisinin diş başı dairesi  $x_1$ m kadar artarken karşılık dişlisinin diş başı dairesi de  $x_2$ m kadar azalacaktır.

Kaydırmalı (K) dişli çark mekanizmalarında mekanizmayı oluşturan dişli çarkların profil kaydırma faktörleri  $(x_1 \neq x_2)$  birbirinden farklıdır. Bu durumdaki mekanizmanın eksenleri arası, kavrama açısı, yuvarlanma daireleri sıfır dişli çarklarındakinden farklıdır. Bu şekildeki bir mekanizmanın geometrik boyutlarının hesaplanabilmesi için kavrama açısı, toplam profil kaydırma faktörü veya eksenler arasından birinin değerinin bilinmesi gerekir. Sıfır dişli çark mekanizması istenilen bir eksenler arası uzaklığa yerleştirilmek istendiğinde kaydırmalı (K) dişli çark mekanizması elde edilir. Bu ifade ile sıfır dişli çark mekanizması  $a_0$  eksenleri arası uzaklığı, kaydırmalı (K) dişli çark mekanizmasının  $a$  eksenleri arası uzaklığı ve sıfır dişli çark mekanizmasının  $\alpha_0$  kavrama açısı ile (K) dişli çark mekanizmasının kavrama açısı

$$\cos \alpha = (a_0/a) \cos \alpha_0 \quad (2.28)$$

ve yuvarlanma dairesi çapı

$$d = d_0 (\cos \alpha_0 / \cos \alpha) \quad (2.29)$$

denklemlerinden bulunur.  $\alpha$  ve  $\alpha_0$  açıları ile dişli çarkların  $z_1$  ve  $z_2$  diş sayıları yardımıyla profil kaydırma faktörlerinin toplamı

$$(x_1 + x_2) = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_0} (\operatorname{ev} \alpha - \operatorname{ev} \alpha_0) \quad (2.30)$$

dır (3). Profil kaydırma faktörlerinin dişli çarklara dağılımı; AGMA standartlarında diş tabanı ile diş başı yüksekliği değerlerini gösteren tablolar şeklinde verilir. DIN standartlarında ise, mekanizmanın istenilen eksenler arası uzaklığa yerleştirilmesi veya yük taşıma kabiliyetini

artırma isteğine göre değişik grafiklerden profil kaydırma faktörleri tespit edilir (3). Burada Richter'e göre (3) dağılım yapılırsa, pinyon dişlisi için

$$x_1 = \frac{x_1+x_2}{i_{12}+1} + \frac{i_{12}-1}{i_{12}+1+0.4 z_2} \quad (2.31)$$

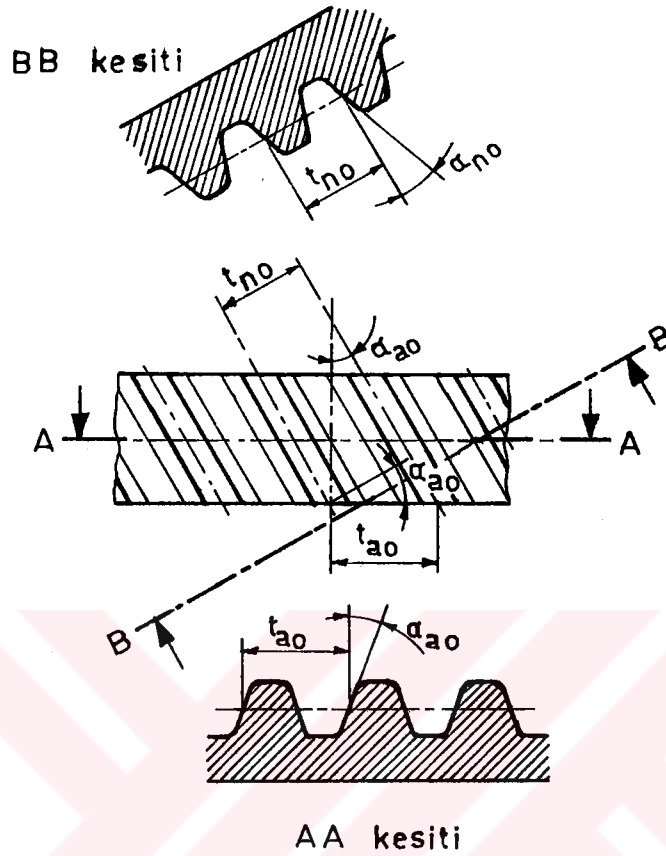
ve karşılık dişlisi için

$$x_2 = (x_1+x_2) - x_1 \quad (2.32)$$

denklemleri yazılır (3,42). Mekanizmanın her bir dişlisinin profil kaydırma miktarı bilinirse, geometrik boyutlandırma bu faktörler dikkate alınarak yapılır (43,44).

### 2.1.2. Silindirik Helisel Dişli Çarklar

Eksenleri birbirine paralel ve aynı düzlem üzerinde bulunan miller arasında güç ve hareket iletimi için kullanılan dişli çarklardır. Dişli çarkın dişleri ile dişli eksen arasında belirli bir açı olduğundan helisel dişli olarak adlandırılırlar (Şekil-2.1). Düz dişliler ile helisel dişliler arasında hem geometrik hemde çalışma koşulları bakımından fark vardır. Çalışma koşullarındaki farklılık düz dişliler düşük hızlı uygulamalar için uygundur, yüksek hızlı uygulamalarda ise büyük güç iletiminde sessiz bir çalışma için helisel dişliler kullanılır.



Şekil-2.1. Helisel Dişli Çark Diş Profili

Bunun nedeni çalışma sırasında birden fazla diş çiftinin birbirini kavramış olması nedeniyle darbenin önlenmesi ve iletilen gücün birden fazla diş tarafından aktarılmış olmasıdır. Geometrik açıdan ise helisel dişli çarklarda bölüm dairesi çapı

$$d_o = m_n z / \cos \beta_0 \quad (2.33)$$

şeklinde ifade edilir (1,3). Burada  $m_n$  standart modüle bağlı olarak hesaplanır,  $\beta_0$  ise Shigley (1)'e göre 15 ile 30 derece arasında, Akkurt (3)'e göre ise 8 ile 20 derece arasında alınması tavsiye edilir.

**Kuvvet analizi:** Bir helisel dişli çarkta bir diş üzerine gelen diş kuvveti; teğetsel, aksenal ve radyal olmak üzere üç bileşene ayrılır (Şekil-2.2). Teğetsel kuvvet (2.1)



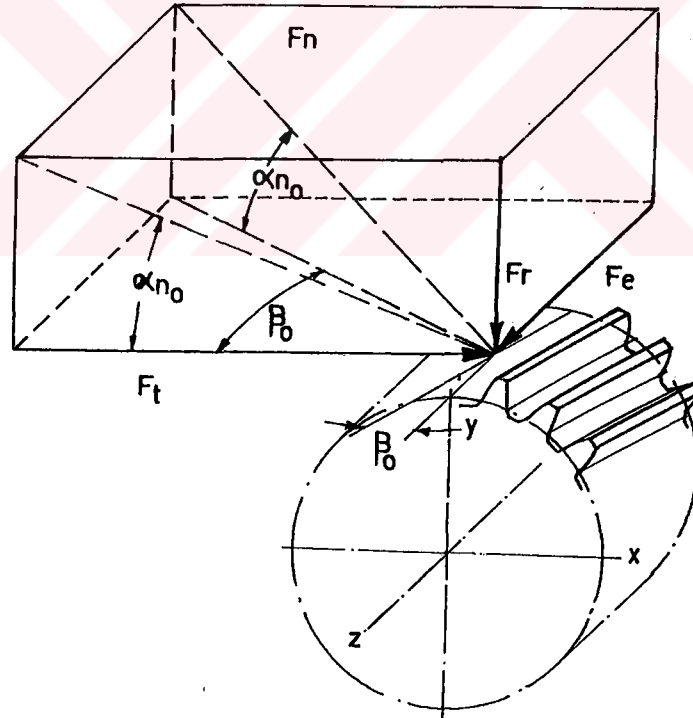
denkleminde hesaplanır. Radyal kuvvet normal kavrama açısı ve helis açısına bağlı olarak

$$F_r = F_t (\tan \alpha_{n0} / \cos \beta_0) \quad (2.34)$$

ve aksel kuvvet

$$F_e = F_t \tan \beta_0 \quad (2.35)$$

bağıntıları ile ifade edilir (3,44). Helisel dişlerde de, dişlerin mukavemet ve yüzey basıncı hesabında dikkate alınan kuvvet (2.3) de ifade edilen denklem yardımıyla bulunur.



Şekil-2.2. Helisel Dişli Çark Diş Kuvveti

*Mukavemet hesabı:* Normal kesit esas alınır, helisel dişli çarkların mukavemet esasına göre boyutlandırılmasında (2.8) bağıntısı kullanılır. Ancak  $K_f$  form faktörü;  $z$  diş sayısına göre değil  $z_e$  eşdeğer diş sayısına göre, diğer faktörler kısım 2.1.1.1'de verilen bağıntılara göre, diş dibi mukavemeti ise kısım 2.1.1.2'de verilen açıklamalara ve (2.10) denklemine göre tespit edilir.

*Yüzey basıncı hesabı:* Normal kesitte yüzey basıncını ifade eden (2.23) denklemi kontrol hesapları için kullanılır. Yalnız bu denklemden

$$K_{\alpha} = \sqrt{\cos \beta_g / \cos^2 \alpha_{a0} \tan \alpha_a} \quad (2.36)$$

şeklinde tarif edilen yuvarlanma noktası faktörü  $(x_1+x_2)/(z_1+z_2)$  profil kaydırma faktörlerinin toplamının diş sayıları toplamına oranına ve  $\beta_o$  helis açısına göre (3)

$$\beta_o > 20^\circ \text{ için } K_{\alpha} = 1.6725 \left( \frac{x_1+x_2}{z_1+z_2} \right)^{-0.0773} \beta_o^{-0.1381} \quad (2.37)$$

$$\beta_o \leq 20^\circ \text{ için } K_{\alpha} = 1.0428 \left( \frac{x_1+x_2}{z_1+z_2} \right)^{-0.1086} \beta_o^{-0.0188} \quad (2.38)$$

denklemlerinden bulunur. (2.37) denklemindeki  $\alpha_a$  kavrama açısı olup verilen bir eksenler arası uzaklık için

$$\cos \alpha_a = (a_o/a) \cos \alpha_{a0} \quad (2.39)$$

ve helisel dişlilerde toplam profil kaydırma faktörü ise

$$(x_1+x_2) = \frac{z_1+z_2}{2 \tan \alpha_{n0}} (e^{v\alpha_a} - e^{v\alpha_{a0}}) \quad (2.40)$$

şeklinde ifade edilir (3).

## 2.2. Dişli Çarkların İstatistik Hesap Metodu İle Tasarımı

### 2.2.1. İstatistik Tasarım ve Güvenilirlik

Klasik tasarım yönteminde teknik sistemlerin tasarlanması ve şekillendirilmesi emniyet fikrine dayanır. Temel olarak güvenilirliği esas alan tasarım yöntemi ise bir istatistik tasarımdır. Her hangi bir fonksiyonu gerçekleştirmek için yapılan sistem, istenen fonksiyonu yerine getiriyorsa bu sisteme işe yarar, getirmiyorsa işe yaramaz denir. Bir dişli kutusunun işe yarar veya yaramaz olması, sistemi oluşturan elemanlar ve bu elemanların birbirleri ile uyum içerisinde çalışmasına bağlıdır. Klasik hesap yönteminde dişli sisteminin işe yarar durumu, genellikle uygun bir emniyet katsayısı seçilerek Bölüm 2.1'deki esaslara göre tasarımı yapılır ve sistemin işe yarar olduğu kabul edilir.

Ancak tasarımı çok iyi olan bir dişli sistemi, imalat ve montaj esnasında yapılan ve kalite kontrolünde gözden kaçan arızalarla baştan işe yaramaz hale gelebilir, veya bu işler çok iyi yapıldığı halde kötü kullanım ve bakım sistemin kullanım süresini kısaltır. Bu nedenlerden klasik tasarım yöntemlerinde, dişli sisteminin işe yarayıp yaramayacağı ve işe yarama süresi hakkında bilgi edinmek mümkün değildir (45).

Teknikte önemli olan problem, dişli sisteminin belirli şartlar altında, belirlenen bir zaman süresinde istenen fonksiyonu yerine getirmesidir. İmalat, montaj, kalite kontrol, kullanma ve bakım esnasında meydana gelebilecek ve sistemi işe yaramaz hale getirebilecek hatalar da buna dahildir. Bu hatalar gelişigüzel tarzda olduğundan sistemin belirlenen süre içinde fonksiyonunu memnun edici bir şekilde yerine getirip getirmeyeceği kesin değil ihtimal olarak belirtilir (46,47).

Klasik hesap yöntemi, dişli tasarımı için basit ve elverişli olmakla birlikte sürekli işe yaramama da, örneğin; aşınma halinde dişli çarkın ömrünü açık bir şekilde ifade eden bir hesap tarzı değildir. Bölüm 1 de belirtildiği gibi bu hesap tarzında diş dibine etkiyen kuvvet ve dişli malzemelerinin mukavemet sınırları tekil değerler olarak kabul edilir. Deney ve tecrübelerle göre ise bu değerler gelişigüzel değişen değerlerdir. Bu değerler gelişigüzel değerler olduğundan dişli çarkın şekillendirilmesinde istatistik analizinin ve dolayısı ile olasılık teorisinin kurallarını uygulamak daha doğru olur (45,48).

Gelişigüzel bir değişken olan dişli çark malzemesi mukavemet sınırı ortalaması ile standart sapması dişli çarkın güvenilirliğinin hesaplanmasında temel alınan iki parametredir. Ancak her hangi bir malzemenin üzerinde deneyler yaparak gelişigüzel değişkenlerin ortalaması ve standart sapmasını hesaplamak zor ve ekonomik olmayan bir sonuç ortaya çıkarabilir (35). Bu nedenle, makina elemanlarının tasarımında kullanılan gelişigüzel değişkenler için dağılım oranları belirlenmiştir (35,49). Dağılım oranı; numunenin standart sapmasının ortalama değerine oranı olup, örneğin nominal gerilmeler için

$$C_{\sigma} = \hat{\sigma} / \bar{\sigma} \quad (2.41)$$

şeklinde ifade edilir. Bu çalışmada kullanılan ve başka araştırmacılar (1,2,33) tarafından deneysel olarak çelik malzemelerin mekanik değerleri ve dişli sistemine ait parametreler için elde edilen dağılım oranları EK-2.2'de verilmektedir.

### 2.2.2. Güvenilirlik Analizi

Dişli tasarımında kullanılan herhangi bir malzemenin kesitinde meydana gelen nominal gerilmeler  $\sigma$  ve deneyler yoluyla bulunan mukavemet sınırları  $\sigma^*$  ortalama bir değer civarında küçük veya büyük dağılım gösteren istatistik büyüklüklüdür. Gerilme ve mukavemet sınırı değerlerinin dağılımı birer normal dağılım kabul edilecek olursa, nominal gerilmeler için dağılım fonksiyonu

$$f_{(\sigma)} = \frac{1}{\hat{\sigma} \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{1}{2} \left( \frac{\sigma - \bar{\sigma}}{\hat{\sigma}} \right)^2 \right] \quad (2.42)$$

ve mukavemet sınırları için dağılım fonksiyonu

$$f_{(\sigma^*)} = \frac{1}{\hat{\sigma}^* \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{1}{2} \left( \frac{\sigma^* - \bar{\sigma}^*}{\hat{\sigma}^*} \right)^2 \right] \quad (2.43)$$

şeklinde ifade edilebilir (35,50,51). Bu fonksiyonlara ait dağılım eğrileri Şekil-2.3'de verilmiştir. Dağılım fonksiyonlarındaki

$\sigma, \sigma^*$  : Herhangi bir elemanın nominal gerilmesi ve mukavemet sınırı

$\bar{\sigma}, \bar{\sigma}^*$  : Nominal gerilmelerin ve mukavemet sınırlarının ortalaması

$\hat{\sigma}, \hat{\sigma}^*$  : Nominal gerilmelerin ve mukavemet sınırlarının standart sapması

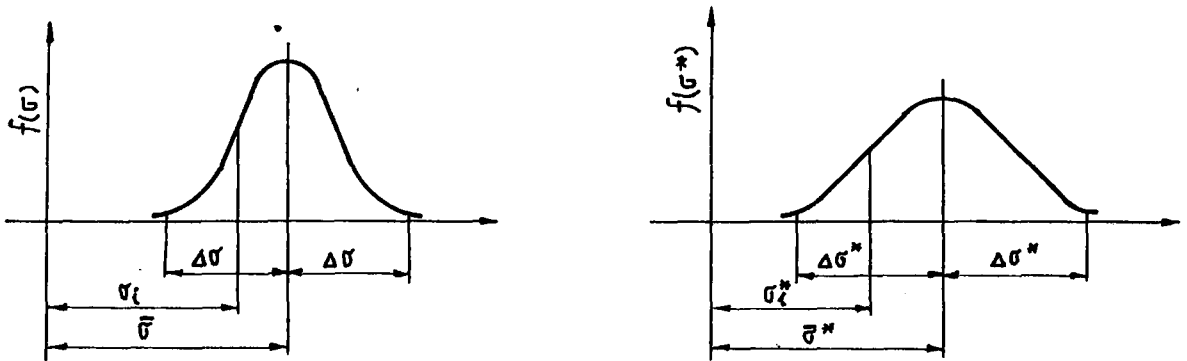
$\Delta\sigma, \Delta\sigma^*$  : Nominal gerilmelere ve mukavemet sınırlarına ait sapmalardır.

Nominal gerilmelerin hesaplandığı eleman sayısı ve malzemenin mukavemet sınırlarının bulunması için deneylerde kullanılan eleman sayısı  $n$  ile gösterilirse, nominal gerilmeler ve mukavemet sınırları için sırasıyla standart sapmalar

$$\hat{\sigma} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\sigma_i - \bar{\sigma})^2}{n-1}} \quad (2.44)$$

$$\hat{\sigma}^* = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\sigma_i^* - \bar{\sigma}^*)^2}{n-1}} \quad (2.45)$$

bağıntıları ile ifade edilir (35). Böylece nominal gerilmeler ile mukavemet sınırları arasındaki karşılaştırmanın tekil değerler arasında değil de, dağılım fonksiyonlarının göz önüne alınarak yapılması gerekir. Bu halde iki durum ortaya çıkar.



Şekil-2.3 Nominal Gerilmeler İle Mukavemet Sınırlarının Normal Dağılımı

1. Tüm dağılım bölgesinde dişli çarkın nominal gerilmeleri ile mukavemet sınırları eğrileri birbiri ile çakışmaz (Şekil-2.4), yani

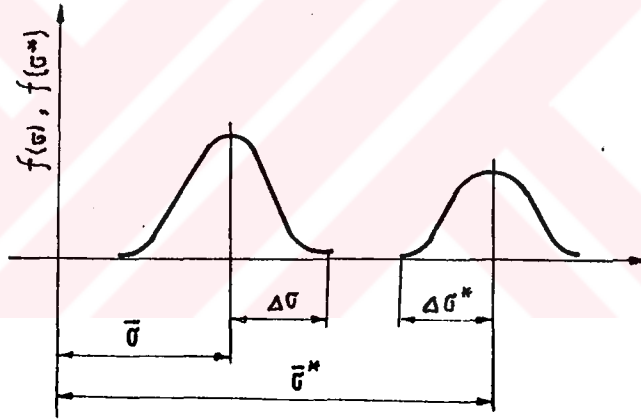
$$(\bar{\sigma} + \Delta\sigma) < (\bar{\sigma}^* - \Delta\sigma^*) \quad (2.46)$$

dır ve dişli çarkta ihtimal olarak kırılma olayı meydana gelmez.

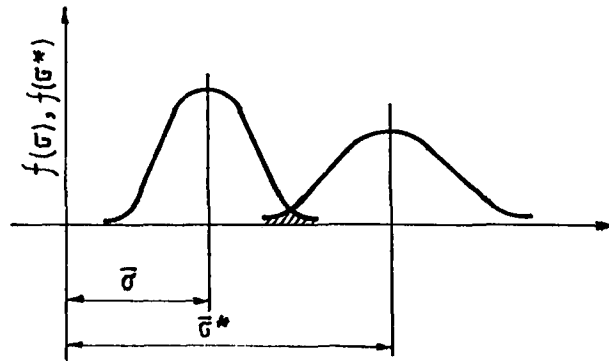
2. Dişli çarkın nominal gerilmeleri ile mukavemet sınırları dağılım eğrileri kısmi olarak çakışır (Şekil-2.5). Bu halde  $\bar{\sigma} < \bar{\sigma}^*$  olsa dahi

$$(\bar{\sigma} + \Delta\sigma) > (\bar{\sigma}^* - \Delta\sigma^*) \quad (2.47)$$

olduğu için çakışma alanının büyüklüğüne bağlı olarak, dişli çarkta bir ihtimal dahilinde kopma olacaktır.



Şekil-2.4 Dağılım Eğrilerinin Çakışmaması Hali



Şekil-2.5 Dağılım Eğrilerinin Çakışması Hali

İstatistik analizin esaslarına göre malzemenin mukavemet sınırları  $\sigma^*$  ile nominal gerilmelerin  $\sigma$  yerine bunların farkı  $(\sigma^* - \sigma)$  alınır. Bu ifade ile yeni bir gelişigüzel değişken  $Z = \sigma^* - \sigma$  tanımlanırsa, bu değişkenin normal dağılım fonksiyonu

$$f_{(Z)} = \frac{1}{\hat{Z} \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{1}{2} \left( \frac{Z - \bar{Z}}{\hat{Z}} \right)^2 \right] \quad (2.48)$$

şeklinde yazılabilir (48,49,52,53). Burada  $\bar{Z}$ ; malzemenin mukavemet sınırları ortalaması ile nominal gerilmelerin ortalamasına bağlı olarak aşağıdaki gibi

$$\bar{Z} = \bar{\sigma}^* - \bar{\sigma} \quad (2.49)$$

yazılır ve bunların standart sapmalarından

$$\hat{Z} = \left( \left( \hat{\sigma}^* \right)^2 + \left( \hat{\sigma} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.50)$$

ifadesi elde edilir (48). Buradan herhangi bir elemanın güvenilirliği için

$$R = \int_0^{\infty} f_{(Z)} dZ \quad (2.51)$$

denklemini yazılır (48). Bu denklemin integralinden  $Z_R$  standart birim değeri

$$Z_R = (Z - \bar{Z}) / \hat{Z} \quad (2.52)$$

şeklinde kullanılıp elemanın güvenilirliği için yeniden düzenlenmesi halinde

$$R = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} \exp \left( -\frac{Z_R^2}{2} \right) dZ_R \quad (2.53)$$

denklemini elde edilir. Burada integralin alt sınırı



$$Z_R = -\frac{\bar{Z}}{\hat{Z}} = -\frac{\bar{\sigma}^* - \bar{\sigma}}{\left[ \left( \hat{\sigma}^* \right)^2 + \left( \hat{\sigma} \right)^2 \right]^{1/2}} \quad (2.54)$$

şeklinde yazılarak güvenilirliği temsil eden standart birim denklemi elde edilmiş olur (48). Standart birim için istatistik tablolar hazırlanmıştır. İstatistik metod ile tasarımda, elemanın istenilen güvenilirliğine karşılık gelen standart birimin değeri ilgili tablolardan alınır.

Ayrıca, güvenilirliği temsil eden standart birim ile emniyet katsayısı arasında

$$Z_R = \frac{\bar{\sigma} (S-1)}{\left[ \left( \hat{\sigma}^* \right)^2 + \left( \hat{\sigma} \right)^2 \right]^{1/2}} \quad (2.55)$$

şeklinde bir bağıntı kurulabilir (35). Buradan, güvenilirlik yardımıyla tasarlanan bir dişli çarkın ne derece emniyetli olduğunu veren

$$S = 1 + \frac{Z_R}{\bar{\sigma}} \left[ \left( \hat{\sigma} \right)^2 + \left( \hat{\sigma}^* \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.56)$$

ifadesi bulunur (35). Emniyet katsayısı, güvenilirlik ve güvenilirliği temsil eden standart birim arasındaki ilişki bir nomogram şeklinde EK-2.3'de verilmiştir. Nomogramda; yatay doğrultuda standart birim ve dikey doğrultuda kopma ihtimali veya dikey doğrultuda güvenilirlik ve yatay doğrultuda emniyet katsayısı ifade edilmektedir (2).

### 2.2.3. Sistemlerin Güvenilirlik Analizi

Herhangi bir sistemin güvenilirlik analizi yapılırken bazı modeller kullanılır (33,52). Bu modeller, sistemde bulunan elemanların yada alt sistemlerin güvenilirliklerini tesbit etmede kolaylık sağlar. Bu modeller; seri sistemler, paralel sistemler ve seri-paralel yada kompleks sistemler şeklinde sınıflandırılır. Dişli sistemi bir bütündür ve birden fazla elemandan oluşur. Bu bütünü oluşturan elemanlar arasında oluşan ilişki veya bağımlılık şekli sistemin bağlantısını gösterir (45,48). Bütünü oluşturan elemanlar arasındaki bağlantı, yukarıda verilen modeller ile açıklanır. Kompleks sistemlerin analizi yapılırken, elemanlar veya alt sistemler blok kutular ile ifade edilir. Bu blok kutuların her biri, o elemanın yada alt sistemin bir diğerine seri yada paralel bağlı olduğunu gösterir (33).

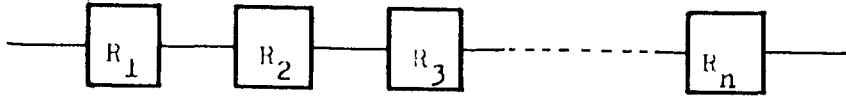
*Seri Sistemler:* Bu sistemler; en çok karşılaşılan ve en kolay analiz edilebilen bir modeldir. Sistemin başarılı olabilmesi için, sistemi oluşturan bütün alt sistemlerin veya elemanların işe yarar olması gerekir. Böyle bir sistemde elemanların herhangi birinin arızası sistemin durmasına yol açar. Bu sistemlere, tek bir devir girişine karşılık tek bir devir çıkışı olan dişli kutuları örnek verilebilir. Eğer, Dişli kutusu içerisindeki elemanlardan; miller, dişli çarklar veya yataklardan birisi arızalı olur ise sistem işe yaramaz hale gelir. Seri sistemlerin güvenilirliği

$$R_S = R_1 R_2 R_3 \dots R_n \quad (2.57)$$

veya

$$R_s = \prod_{i=1}^n R_i \quad (2.58)$$

şeklinde ifade edilir (33) ve blok diyagram modeli Şekil-2.6'daki gibi dir. Burada, tüm elemanların güvenilirlikleri 1 den küçük olduğundan, sistemin güvenilirliği de en küçük güvenilirliğe sahip olan elemanın güvenilirliğine yakın yada ondan daha küçük olur.



Şekil-2.6 Seri Sistemler

Sistemi oluşturan tüm elemanların güvenilirlikleri birbirine eşit ve sistemin parça sayısı  $n$  ise, sistemin güvenilirliği

$$R_s = R^n \quad (2.59)$$

şeklinde olur (35,48). Seri sistemlerde eleman sayısı arttıkça sistemin güvenilirliğinin azaldığı görülür. Bunun için sistemdeki eleman sayısı az ve güvenilirlikleri yüksek ve birbirine yakın olmasına çalışılır (33).

*Paralel Sistemler:* Bu sistemde her elemanın yedeği bulunduğundan bozulanın yerine devreye girmekte ve sistem, elemanların tümü birden bozulmadıkça çalışmaya devam etmektedir. Paralel bir sistemde sistemin güvenilirliği;  $F_S$  sistemin kopma ihtimali göz önüne alınır ise

$$F_S = F_1 F_2 F_3 \dots F_n \quad (2.60)$$

veya kopmama ihtimalinden

$$(1-R_S) = (1-R_1) (1-R_2) (1-R_3) \dots (1-R_n) \quad (2.61)$$

veya

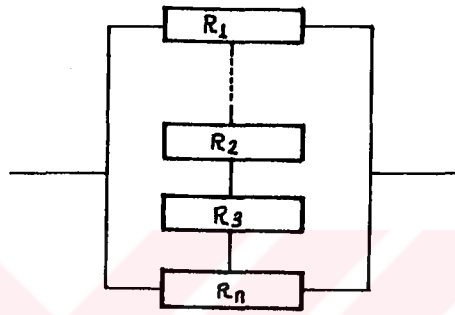
$$R_s = 1 - \prod_{i=1}^n (1-R_i) \quad (2.62)$$

şeklinde ifade edilir ve blok diyagram modeli Şekil-2.7'deki gibi verilir (33).

Sistemi oluşturan elemanların güvenilirlikleri birbirinin aynısı ve eleman sayısı  $n$  ise, sistemin güvenilirliği

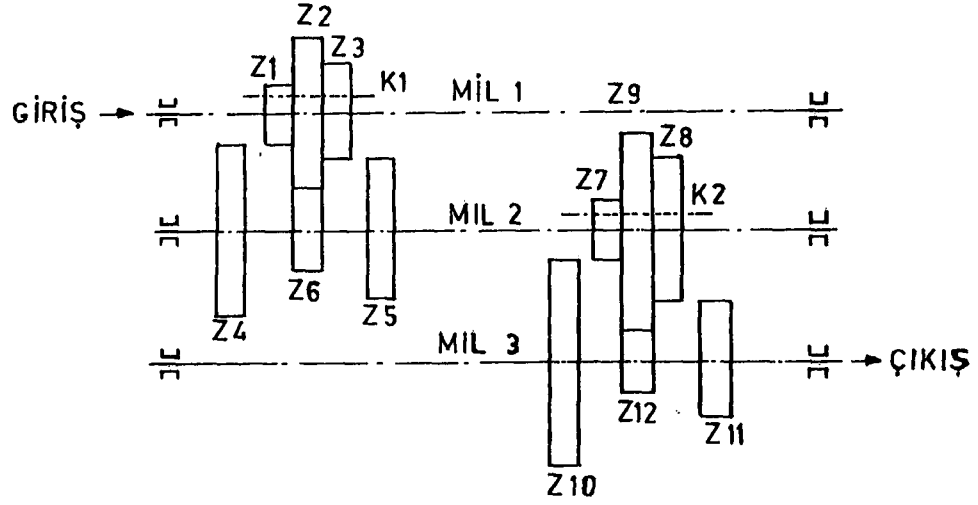
$$R_s = 1 - (1-R)^n \quad (2.63)$$

şeklinde yazılır.

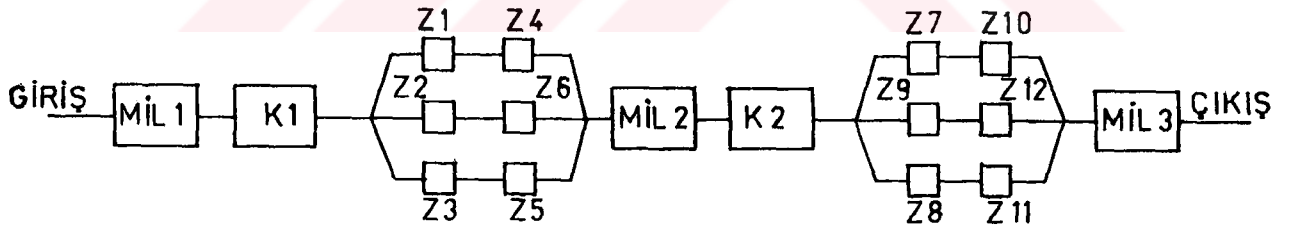


Şekil-2.7 Paralel Sistemler

*Seri-Paralel Sistemler:* Paralel bağlı sistemlere tek başına rastlanamaz. Ancak, bir sistem içerisindeki bazı elemanlar yada alt sistemler paralel bağlı şekilde olabilir. Bir sistem içerisinde hem seri ve hem de paralel bağlı elemanlar bulunuyor ise, bu şekildeki sistemlere seri-paralel sistemler denir (33). Tek bir devir girişine karşılık birden çok devir çıkışı alınabilen hız kutuları bu sistemler için bir örnektir (Şekil-2.8). Örnek sistemde, birbiriyle eş çalışan dişli çarklar birbirine seri bağlı fakat her bir dişli çifti bir diğerine paralel bağlıdır. Bu durumda; iki mil arasında bulunan herhangi bir dişli çiftinde işe yaramama olsa bile sistem çalışmasına devam edecektir. Şekil-2.9'da sistemin blok diyagramı verilmektedir. Aynı sistemde bulunan miller ve hareketli dişli çarkları taşıyan elemanlar birbirlerine seri bağlıdır. Eğer, bu elemanların herhangi birisi işe yaramama olayı gösterirse sistemin durmasına neden olacaktır ki seri bağlantı şeklinde ifade edilmişlerdir.



Şekil-2.8 Hız Kutusu



Şekil-2.9 Hız Kutusu Blok Diyagramı

Örnek sistemde; dişli çarkların güvenilirlikleri birbirlerine eşit ve  $R_z$ , millerin güvenilirlikleri birbirine eşit ve  $R_m$ , hareketli elemanların güvenilirlikleri de birbirine eşit ve  $R_h$  ile ifade edilir ise, bu sistemin güvenilirlik denklemi

$$R_S = R_m^3 R_h^2 (1 - (1 - R_Z^2)^3) (1 - (1 - R_Z^2)^3) \quad (2.64)$$

şeklinde yazılır.

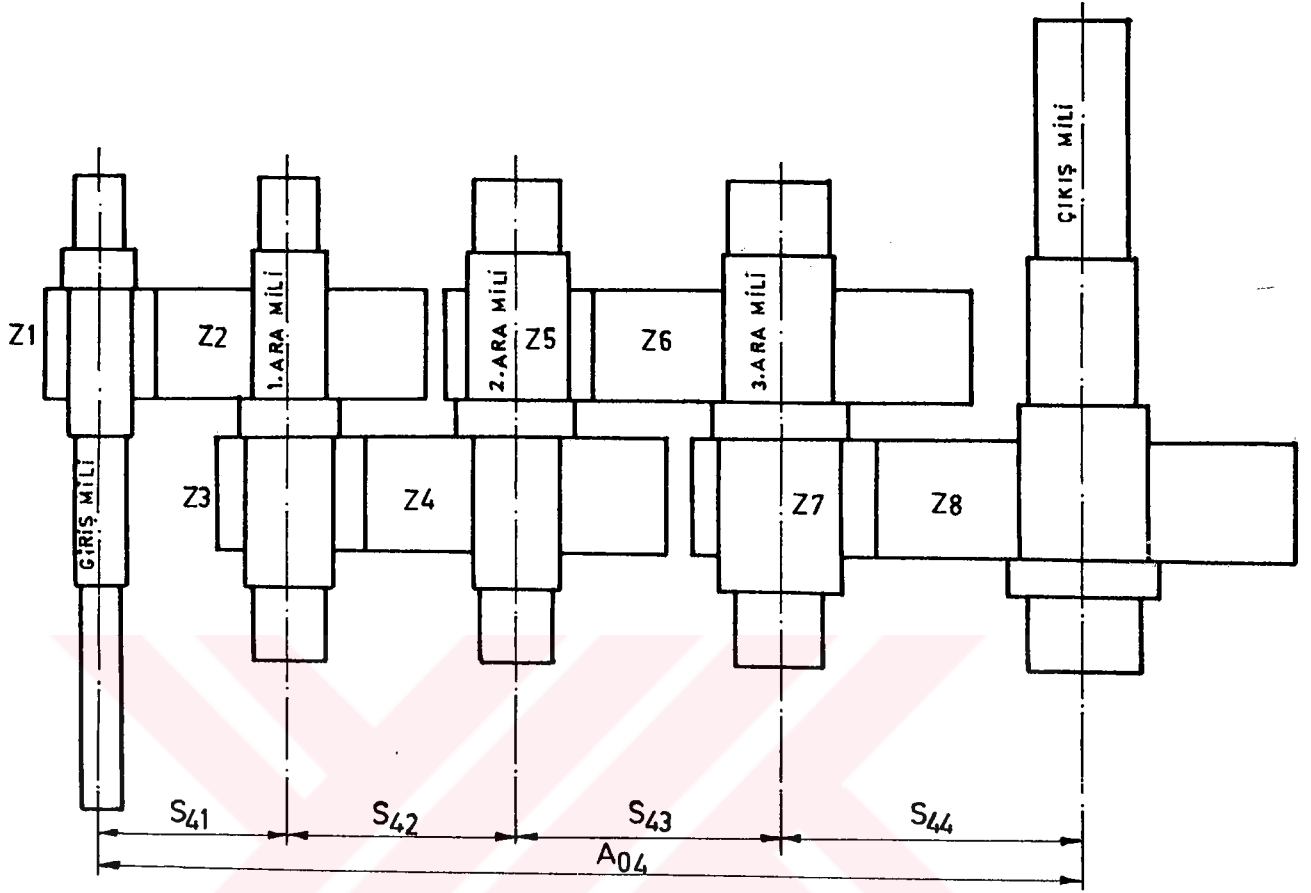
#### 2.2.4. Dişli Sistemlerine İstatistik Tasarım Yönteminin Uygulanması

Yukarıda seri sistemlere dişli kutuları örnek verilmişti. Şekil 2.9'da verilen dört kademeli dişli kutusunu ele alırsak sistem içerisinde 8 dişli çark, 5 mil ve 10 adet yatak bulunmaktadır. Paralel ve seri bağlantı açısından sistemi incelersek, yalnız seri bir sistem olduğunu görürüz. Çünkü herhangi bir elemanın işe yaramama durumu görüldüğü an sistemin çalışması duracaktır. Aynı şekilde bir, iki ve üç kademeli dişli kutularında da benzer durum görülür. Bu sistemlerde de dişli çarkların güvenilirlikleri birbirine eşit ve  $R_Z$  ile verilsin, millerin güvenilirlikleri de birbirine eşit ve  $R_m$  ile ifade edilsin, bu verilenler ile dört kademeli bir dişli kutusunun güvenilirliği

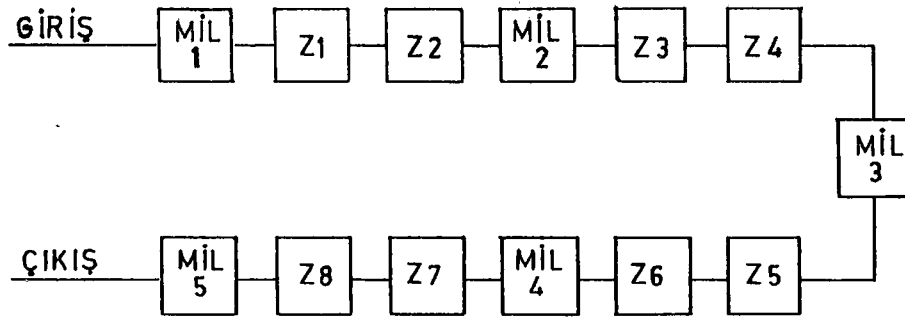
$$R_S = R_m^5 R_Z^8 \quad (2.65)$$

şeklinde ifade edilir ve sistemin blok diyagramı seri bağlı olarak Şekil-2.10'daki gibi gösterilir.

Dört kademedenden daha az kademeli dişli kutularının güvenilirliği için yukarıdaki denklem, sadece sistemin dişli çark ve mil sayısı  $R_Z$  ve  $R_m$  nin üzerine yazılarak hesaplanır.



Şekil-2.9 Dört Kademeli Dişli Kutusu



Şekil-2.10 Dört Kademeli Dişli Kutusu Blok Diyagramı

### 2.2.5. Dişli Tasarımına İstatistik Tasarım Yönteminin Uygulanması

Dişli çark tasarımında  $m$  modül,  $b$  diş genişliği ve  $z$  diş sayısı olmak üzere üç bilinmeyen mevcuttur. Diş sayısı alt kesilme olmayacak şekilde seçilir ve standart değerlerden modül tesbit edilir ise, dişli mekanizmasına ait pinyonun çapsal boyutları hesaplanabilir, fakat diş dibi mukavemeti ve yüzey aşınması bakımından dişli çarkın diş genişliğinin hesaplanması gerekir. Bu hesaplama Rao (48) e göre istatistik metod ile hem mukavemet ve hemde yüzey aşınması yönünden yapılarak bulunmaktadır. (2.8) denkleminde diş dibi eğilme gerilmesine göre  $b$  diş genişliği

$$b = \frac{M_b K_e}{a \sigma_e} \quad (2.66)$$

olur. Burada

$$K_e = K_f K_o K_v K_m \frac{(i+1)}{m} \quad (2.67)$$

dir. (2.23) denkleminde yüzey aşınmasına göre  $b$  diş genişliği ise

$$b = \left( \frac{\sqrt{M_b} K_p}{a \sigma_p} \right)^2 \quad (2.68)$$

olur, burada

$$K_p = K_E K_i K_{\alpha} (i+1) \left[ \frac{K_o K_v K_m}{2} \right]^{1/2} \quad (2.69)$$

şeklinde yazılır (48,54). (2.61) ve (2.63) ifadeleri yalnız pinyon içindir. Karşılık dişlisi tasarımında bu denklemlerdeki  $(i+1)$  yerine  $((1/i)+1)$  kullanılır. Verilen denklemlerin istatistik metodla tasarımda kullanılabilmesi için, eğilme mukavemeti ile yüzey aşınması sınırlarının ve



nominal gerilmelerinin ortalama değerleri ile dağılım oranlarının bilinmesi gerekir. Nominal gerilmelerin ortalama değerleri için standart birim denklemi (2.54) dikkate alınarak

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}^* - 2 \frac{\bar{\sigma}^*}{\bar{\sigma}} + \bar{\sigma}^2 &= Z_R^2 \hat{\sigma}^{*2} + Z_R^2 \hat{\sigma}^2 \\ &= Z_R^2 \hat{\sigma}^{*2} + Z_R^2 \left( \frac{\hat{\sigma}}{\bar{\sigma}} \right)^2 \bar{\sigma}^2 \end{aligned}$$

şeklinde yazılıp sıfıra eşitlenir ise

$$\left( 1 - Z_R^2 \left[ \frac{\hat{\sigma}}{\bar{\sigma}} \right]^2 \right) \bar{\sigma}^2 - 2 \frac{\bar{\sigma}^*}{\bar{\sigma}} + \left( \bar{\sigma}^* - Z_R^2 \hat{\sigma}^{*2} \right) = 0 \quad (2.70)$$

$ax^2+bx+c=0$  şeklinde bir denklem elde edilir (49,53). Bu denklemde,  $\hat{\sigma}/\bar{\sigma}$  yerine, (2.41) denkleminde ifade edilen dağılım oranı  $C_{\sigma}$  yazılır ve çözümü yapılır ise; elemanın kesitindeki nominal gerilmelerin ortalaması için

$$\bar{\sigma}_e = \frac{\bar{\sigma}_e^* \pm \left\{ \bar{\sigma}_e^* - \left[ \left( 1 - Z_R^2 C_{\sigma_e}^2 \right) \left( \bar{\sigma}_e^* - Z_R^2 \hat{\sigma}_e^{*2} \right) \right] \right\}^{1/2}}{\left( 1 - Z_R^2 C_{\sigma_e}^2 \right)} \quad (2..71)$$

ve ortalama yüzey basıncı için

$$\bar{\sigma}_p = \frac{\bar{\sigma}_p^* \pm \left\{ \bar{\sigma}_p^* - \left[ \left( 1 - Z_R^2 C_{\sigma_p}^2 \right) \left( \bar{\sigma}_p^* - Z_R^2 \hat{\sigma}_p^{*2} \right) \right] \right\}^{1/2}}{\left( 1 - Z_R^2 C_{\sigma_p}^2 \right)} \quad (2..72)$$

denklemleri elde edilir (48,53).  $C_{\sigma}$  dağılım oranı eğilmeye göre

$$C_{\sigma_e}^2 = \frac{C_b^2 + C_a^2 + C_m^2}{1 + C_a^2 + C_b^2} \quad (2.73)$$

ve yüzey basıncına göre

$$C_{\sigma_p}^2 = \frac{C_b^2 + C_m^2 + 4C_a^2}{4 + C_m^2 + 4C_a^2} \quad (2.74)$$

şeklindedir (48,55). Burada  $C_b$  diş genişliği dağılım oranı,  $C_a$  eksenler arası uzaklığın dağılım oranı ve  $C_m$  burulma momenti dağılım oranıdır. Elemanın dönme hızının  $C_n$  dağılım oranı ve iletilecek gücün  $C_p$  dağılım oranı ile burulma momenti dağılım oranı

$$C_m^2 = \frac{C_p^2 + C_n^2}{1 + C_n^2} \quad (2.75)$$

şeklindedir (48,55). Değişik dağılım oranlarının değerleri EK-2.2'de verilmiştir. Diş dibi mukavemet sınırını veren (2.10) denklemi, mukavemet sınırı ortalaması için ( $\bar{\sigma}_e^* = \sigma_e^*$ ) yazılabilir. Çünkü malzeme kataloglarında verilen malzeme mukavemeti özellikleri belirli bir değer aralığındadır (3,34) ve tasarımlarda ortalama değeri alınır.  $C_y$  yüzey faktörü dağılım oranı,  $C_{\zeta}$  çentik faktörü dağılım oranı ve  $C_D$  sürekli mukavemet sınırı dağılım oranı olmak üzere; mukavemet sınırı dağılım oranı

$$C_{\sigma_e^*}^2 = C_y^2 + C_{\zeta}^2 + C_D^2 \quad (2.76)$$

şeklinde ifade edilir ve bu ifade ile mukavemet sınırı standart sapması

$$\hat{\sigma}_e^* = C_{\sigma_e^*} \bar{\sigma}_e^* \quad (2.77)$$

şeklinde yazılır (1). Bu ifadeler benzer şekilde, yüzey basıncı ortalaması (2.22) denkleminde bulunan değere ( $\bar{\sigma}_p^* = P_H^*$ ) eşit alınıp  $C_{\sigma_p}$  dağılım oranı ile

$$\hat{\sigma}_p^* = C_{\sigma_p} \bar{\sigma}_p^* \quad (2.78)$$

malzemenin yüzey basıncı standart sapmasını veren denklem yazılabilir.

## BÖLÜM 3

### DIŞLI SİSTEMLERİNİN OPTİMUM TASARIMI

#### 3.1. Dişli Çarkların Optimizasyonu

Tasarım, alternatifler üretimi ve özel bir değerin seçimi şeklinde tanımlanır. Genellikle seçilen tasarımda daha iyi veya en iyi dikkate alınır. Optimizasyon da alternatifler arasında en iyi tasarımı elde etmek için kullanılan seçim metodunun şekillenmiş yada matematiksel ifade edilmiş halidir (56,57). Optimizasyon herhangi bir basit araçta kullanılacak olan motorun seçiminde alternatifler olarak, türbinli, içten yanmalı, akümülatörlü yada elektrikli motorlardan birini veya en iyisini seçmek değil, aksine en iyi türbinli, en iyi içten yanmalı, en iyi akümülatörlü veya en iyi elektrikli motoru seçmek için kullanılan bir methodur. Tasarımcı, özel bir uzay içerisinde, mümkün olabilecek tasarımlar arasından arama yaparak en iyiyi bir optimizasyon mantığı kullanarak tesbit edebilir (56,57).

Dişli çark özellikleri ve dişli çark tasarım parametreleri arasındaki ilişkilerin hayli karmaşıklığından, standart bir dişlinin tasarımı bu ilişkiyi dahada karmaşık hale getirdiğinden dişli çark tasarımında çeşitli optimizasyon teorileri üzerine çalışılmıştır (57,58,59). Çoğu teoriler, standart bir dişli tasarımında dişdibi mukavemetini hesaplamak için fonksiyonel şekilde uygulanamamıştır. Uygulanan teoriler içerisinde doğrudan arama metodu en iyi sonuçları vermiştir (7). Pek çok optimizasyon tekniği doğrudan arama yaklaşımı altında sınıflandırılmıştır. Örneğin Simplex (60), the Hook and Jeeves (61), Swan ve Campey (62,63) teknikleri doğrudan arama metodu altında uygulanmıştır. Bu çalışmada da doğrudan arama yöntemi uygulanmıştır.

Dişli çark tasarımında hangi değerlerin optimize edileceği de önemlidir (64,65,66). NASA Lewis Araştırma Merkezi tarafından hazırlanan dişli çark optimizasyon programında, dişli çark ömrünün maksimum ve dinamik yükün minimum olması esas alınmıştır (67,68). Bu çalışmada ise eksenler aralığının minimum olması esas alınmıştır. Eksenler aralığının minimum olması dolayısı ile, en uygun modül hesaplanmış, en uygun dişli çark diş sayısı seçilmiş ve en küçük hacimdeki dişli sistemi tasarlanmış olacaktır.

### 3.2. Klasik Tasarımda Bilgisayar Programının Yapısı

Dişli sistemlerinin tasarımıyla ilgili bu çalışmada, pek çok formülasyon kullanılmasıyla tasarım sürecinde karmaşıklık, program akışında tasarımcıya sunulan pek çok seçenek yardımıyla çözümlenmiş, problemin matematiksel ifadesi yerine literatürde olduğu gibi tasarımcının yaratıcılık fonksiyonları içerisinde değerlendirilip minimum eksenler arası uzaklıkta optimum tasarım yapılabilen bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Dört kademeye kadar olan dişli sistemlerinin tasarımı yapılabilen bilgisayar programının akış şeması EK-3.1'de verilmiştir. Akış şemasından görüleceği gibi dişli sistemi kaç kademeli olursa olsun her bir dişli çiftinin tasarlandığı tek bir tasarım bankası kurulmuştur. Program girdileri; iletilecek güç, giriş ve çıkış dönme hızları, malzeme ve özellikleri, emniyet faktörü, çalışma koşulları, imalat yöntemi ve dinamik yük etkisi, zaman ve güvenilirlik faktörü, helis açısı (düz dişli çarklar için sıfır) olup, programın ilk çalıştırılmasında soru cevap şeklinde bilgisayara girilir. Giriş ( $N_G$ ) ve çıkış ( $N_C$ ) dönme hızlarından toplam çevrim oranı  $I_T = N_G/N_C$  şeklinde bulunur ve sistem başlangıçta tek kademeli kabul edilerek bir kademeyi oluşturan dişli çarkların seçimi yapılır. Dişli çarklardan öncelikle pinyon dişlisinin diş sayısı belirlenir. Pinyon dişlisinin diş sayısı alt kesilme olmadan teorik olarak minimum 17 ve sistemin büyüklüğünde dikkate alınarak maksimum 25 diş olabilecek şekilde seçilir (3). Bir kademeli

sistemin çevrim oranı ise maksimum 8 özel durumlarda ise maksimum 18'e kadar alınabilir (18,43). Bir kademeli mekanizmanın çevrim oranı ve pinyon dişlisinin diş sayısı (minimum 17 ve maksimum 25 ) ile karşılık dişlisinin diş sayısı

$$z_2 = i z_1 \quad (3.1)$$

yazılarak, pinyon dişlisi ile karşılık dişlisi diş sayıları akış şemasında görüldüğü gibi

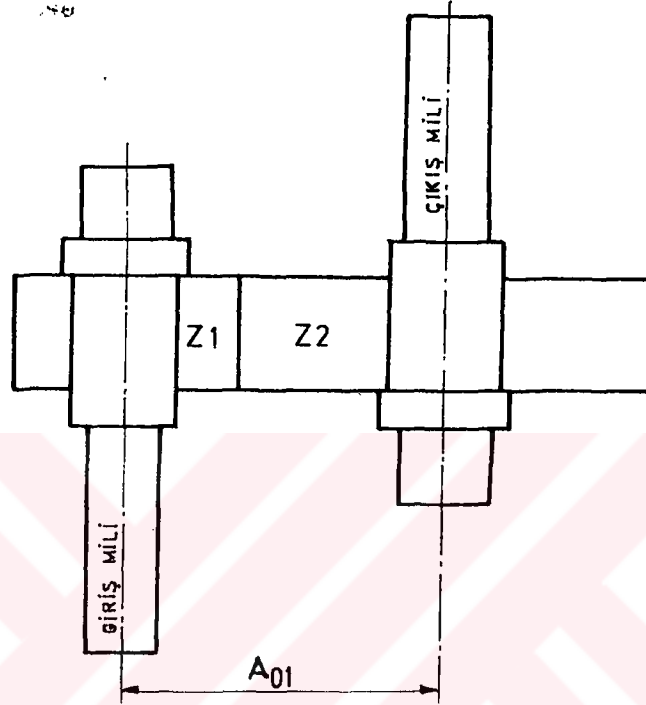
$$z_1 = 17 \dots \dots \dots 25$$

$$z_2 = 17 \dots \dots \dots 450 \quad (3.2)$$

değerleri arasında değişebilir şekilde sınırlandırılmıştır. Seçilen pinyon ve karşılık dişlilerinin birbirine oranı, çevrim oranından  $\pm 0.03$  den büyük sapma göstermeyecek şekildedir (3). (3.2) eşitliğinden anlaşılacağı üzere, aynı çevrim oranında Şekil 3.1 deki  $A_{01}$  eksenler arası uzaklığı veren birden fazla dişli dizisi olabilir. Optimum tasarımda hedef minimum eksenler arası uzaklığı veren dişli dizisini bulmak olduğundan her dişli dizisi için eksenler arası uzaklık bir önceki ile karşılaştırılarak minimum eksenler arası uzaklığı veren tasarım sonuçlarına ulaşılmaktadır. Tasarım bankası, gerekli değişkenler tanımlanırsa iki dişli çarktan oluşan bir dişli çiftinin tasarımını yapabilecek ve dışarıdan herhangi bir bilgi alışı verisi yapılamayacak şekilde kurulmuştur. Akış şemasında tasarım bankasını oluşturan kısım A sembolü ile gösterilmiştir.

Tasarım bankası ile dişli tasarımında m modül, z diş sayısı ve b diş genişliğinin oluşturduğu bilinmeyen değerler tesbit edilmektedir. b diş genişliği çevrim oranı ve çalışma şartlarına göre diş genişliği faktöründen bulunmaktadır.  $z_2$  Karşılık dişlisi diş sayısı i çevrim oranı ve  $z_1$  pinyon dişlisine bağlıdır. Pinyon dişlisi diş sayısı değeri 17 ile 25 arasında değişebilir şekilde seçilmekte, modül

değerleride standart modül tablosundaki tüm değerler olabilecek şekilde dikkate alınmakta, optimum çözüm için de en küçük eksenler arası uzaklık esas alınarak tarama yöntemine göre optimum tasarım değerleri bulunmaktadır.



Şekil-3.1. TekKademeli Mekanizma

Programın çalışmasında ilk basamak olarak Bölüm 2 de anlatılan esaslara göre önce en küçük standart modül seçilmekte, standart modüle bağlı faktörler ve diğer etkenler hesaplanarak hem pinyon dişlisi ve hemde karşılık dişlisi için diş dibi eğilme gerilmesi ile diş dibi mukavemeti bulunup, birbiriyle karşılaştırılarak

$$\sigma_e \leq \sigma_{em} \quad (3.3)$$

eşitliğinin sağlanmasına çalışılmaktadır. Eşitlik sağlanamaz ise tasarım bankasının başlangıcına dönülüp bir büyük standart modül seçilerek tasarım işlemleri tekrarlanır. Bu döngü süreci (3.3) eşitliğinin sağlanmasına kadar devam eder. Eşitliğin sağlandığı noktada, aynı tasarım sonuçları ile tasarım sürecinin ikinci aşaması olan yan yüzey basıncı ve yan yüzey mukavemeti her iki dişli çark için ayrı ayrı bulunarak

$$P_H \leq P_{Hem} \quad (3.4)$$

eşitliğinin sağlanmasına çalışılır. (3.3) eşitliğini sağlayan sonuçlar (3.4) eşitliğini sağlayamaz ise tekrar modül büyültme işlemi ile eşitlik sağlanıp tasarım bankasından **çıkılır**. Aynı çevrim oranını veren diğer dişli çiftleri tasarlanıp, eksenler arası uzaklıklar karşılaştırılarak minimum uzaklık bulunur. Minimum uzaklıktaki tasarım sonuçları bir kademeye ait tanımlanan değişkenlere aktarılarak iki kademeli sistemin tasarımına geçilir. İki kademeli sistem iki adet dişli çiftinden oluşur ve dişli çarkların olabilecek diş sayıları akış şemasında görüldüğü gibi

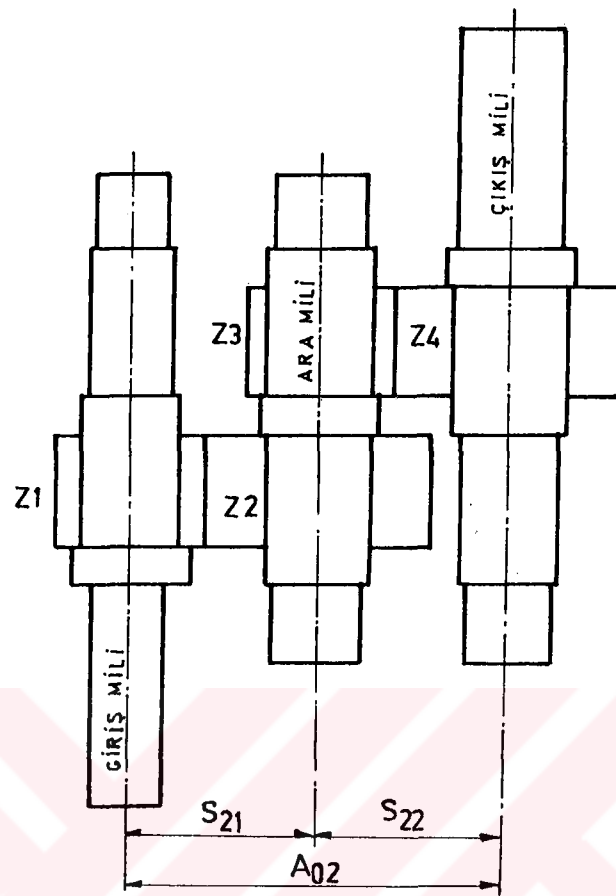
$$\begin{aligned} z_1 &= 17 \dots\dots\dots 25 \\ z_2 &= 17 \dots\dots\dots 450 \\ z_3 &= 17 \dots\dots\dots 25 \\ z_4 &= 17 \dots\dots\dots 450 \end{aligned} \quad (3.5)$$

değerleri arasında değişebilir. Seçilen dişli çarklar giriş ve çıkış dönme hızlarından bulunan toplam çevrim oranı

$$I_T = (z_2 z_4 / z_1 z_3) \quad (3.6)$$

eşitliğini sağlaması gerekir. Bu eşitliği sağlayan dişli çiftlerinden herbiri tek kademeli sistem gibi kabul edilerek tasarlanır ve eksenler arası uzaklıklar bulunarak toplanır (Şekil-3.2). (3.6) eşitliğini sağlayan dişli dizilerinin eksenler





Şekil-3.2. İki Kademeli Mekanizma

arası uzaklıkları birbirleri ile karşılaştırılıp minimum uzaklık  $A_{02}$  bulunur. Bundan sonra tek kademeli sistemin minimum  $A_{01}$  ve iki kademeli sistemin minimum  $A_{02}$  uzaklıkları birbirleri ile karşılaştırılır.  $A_{01}$ ,  $A_{02}$  den küçük olursa tasarım tek kademeli şekilde sonuçlanır ve minimum eksenler arası uzaklıkta optimum tasarım yapılmış olur.  $A_{02}$  daha küçük olursa, optimum tasarımda minimum uzaklık koşulu arandığı için üç kademeli sistemin tasarımına geçilir. Üç kademeli sistemin tasarımında kullanılan dişli çarkların olabilecek diş sayıları

$$z_1 = 17 \dots \dots \dots 25$$

$$z_2 = 17 \dots \dots \dots 450$$

$$z_3 = 17 \dots \dots \dots 25$$

$$z_4 = 17 \dots \dots \dots 450$$

$$z_5 = 17 \dots \dots \dots 25$$

$$z_6 = 17 \dots \dots \dots 450$$

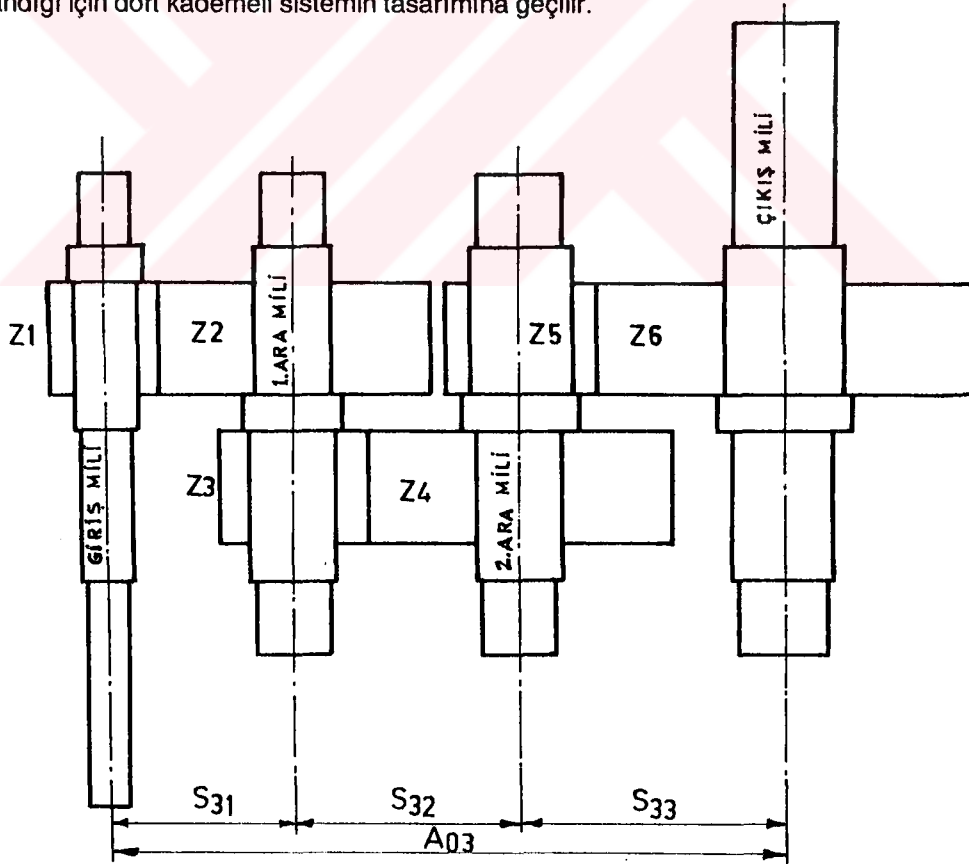
(3.7)

ve dişli çiftlerinin sağlaması gereken eşitlik

$$I_T = (z_2 z_4 z_6 / z_1 z_3 z_5)$$

(3.8)

şeklindedir. (3.8) eşitliğini sağlayan her dişli çifti tek ve iki kademeli sistemlerde olduğu gibi tasarlanarak minimum  $A_{03}$  bulunur (Şekil-3.3). İki kademeli sistemin minimum  $A_{02}$  ve üç kademeli sistemin minimum  $A_{03}$  uzaklıkları birbirleri ile karşılaştırılır.  $A_{02}$ ,  $A_{03}$  den küçük olursa tasarım iki kademeli şekilde sonuçlanır ve minimum eksenler arası uzaklıkta optimum tasarım yapılmış olur.  $A_{03}$  daha küçük olursa, optimum tasarımda minimum uzaklık koşulu arandığı için dört kademeli sistemin tasarımına geçilir.



Şekil-3.3. Üç Kademeli Mekanizma

Dört kademeli sistemin tasarımında kullanılan dişli çarkların olabilecek diş sayıları

$$z_1 = 17 \dots\dots\dots 25$$

$$z_2 = 17 \dots\dots\dots 450$$

$$z_3 = 17 \dots\dots\dots 25$$

$$z_4 = 17 \dots\dots\dots 450$$

$$z_5 = 17 \dots\dots\dots 25$$

$$z_6 = 17 \dots\dots\dots 450$$

$$z_7 = 17 \dots\dots\dots 25$$

$$z_8 = 17 \dots\dots\dots 450$$

(3.9)

ve dişli çiftlerinin sağlaması gereken eşitlik

$$I_T = (z_2 z_4 z_6 z_8 / z_1 z_3 z_5 z_7) \quad (3.10)$$

şeklindedir. Bu eşitliği sağlayan her bir dişli çifti iki ve üç kademeli sistemlerde olduğu gibi tasarlanarak minimum  $A_{04}$  bulunur (Şekil-2.9). Üç kademeli sistemin minimum  $A_{03}$  ve dört kademeli sistemin minimum  $A_{04}$  uzaklıkları birbirleri ile karşılaştırılır.  $A_{03}$ ,  $A_{04}$  den küçük olursa tasarım üç kademeli şekilde sonuçlanır ve minimum eksenler arası uzaklıkta optimum tasarım yapılmış olur.  $A_{04}$  daha küçük olursa, optimum tasarımda minimum uzaklık koşulu arandığı için tasarım dört kademeli sistem şeklinde tamamlanmış olur. Bu aşamadan sonra minimum eksenler arası uzaklığı veren sisteme ait tasarım sonuçları bilgisayar ekranında görülüp değerlendirilerek, istenebilecek değişikliklerin yapılabilmesi için programın U1234 kısmına ulaşılır

Bu noktaya kadar sistemin kaç kademeli olduğu, her kademenin dönme hızları ve çevrim oranı, her kademe için bulunan dişli çark diş sayıları ve modülleri, her dişli çiftinin eksenleri arasındaki minimum uzaklık ve sistemin minimum eksenler arası uzaklığı belirlenmiş olur. Hazırlanan programın buraya kadar olan kısmının olumsuz tarafı aynı malzeme özellikleri ile aynı helis açısının dikkate alınmış olunmasıdır. Bunun başlıca nedeni ise çevrim oranının kademelere dağılımı optimum şekilde olması içindir. Bu olumsuz tarafın bu aşamadan sonra değişik malzemeler ve değişik helis açıları kullanılarak giderilmesine çalışılmıştır.

Akış şemasında (U1234 den sonraki kısmında) görüldüğü gibi isteğe bağlı olarak, herhangi bir dişli çiftinin helis açısı ve/veya malzeme özellikleri, eksenler arası uzaklığı tam sayıya tamamlayacak şekilde profil kaydırma dolayısı ile diş dibi mukavemetini artırma gibi değişik alternatiflerde çözüm arayacak seçenekler sunulmaktadır. Program yardımıyla yapılan dişli çark tasarımında, dişli çark imalatı için gerekli tüm bilgilerin, pinyon ve karşılık dişlisi için ayrı ayrı hazırlanan üretim tabloları ile verilmektedir. Ayrıca tasarım değerleri istatistik hesap metodu içerisinde de kullanılarak, bulunan sonuçların karşılaştırılmasına olanak tanınmaktadır.

Dişli çark tasarım programı sonu, istatistik tasarımla ilgili sonuçların da alınmasından sonra dişli çarkları taşıyan millerin tasarımı ile ilgili programa bağlanır. Dişli çark tasarım programının çıktıları mil tasarımı programının girdilerinde kullanılır. Bu program ile kaç kademeli dişli sistemi tasarlandı ise, o sistemle ilgili millerin tasarım programı kendi başına bir bütündür ve her sistem kendisi ile ilgili millerin tasarım programına bağlanır. Bu bağlantı akış şemasının G5 kısmında görülmektedir.

### 3.3. İstatistik Tasarımda Bilgisayar Programı

Bölüm 2.2'de açıklandığı gibi, istatistik metod ile tasarımda emniyet yerine güvenilirlik seçilmektedir. Dişli kutuları silindirik dişli çarklardan ibaret ise seri sistem olarak adlandırılabilir. Bu durumda verilen güvenilirlik ya komple bir mekanizma için, yada mekanizmanın her bir elemanı için veya sadece dişli çarklar için geçerli olup olmadığı bilinmelidir. Bu program yardımıyla yapılan tasarımda, verilen güvenilirlik her bir eleman için geçerli ve dolayısı ile tüm elemanların güvenilirlikleri birbirine eşit kabul edilmiştir.

Programın ilk aşamasında yüzde olarak verilen güvenilirlik için, güvenilirliği temsil eden standart birim bulunur. İkinci aşamada, malzeme özelliklerinden mukavemet sınırı ortalaması ve standart sapması (2.10) ve (2.77) denklemlerinden bulunur. Üçüncü aşamada ise (2.71) denkleminde nominal gerilme tesbit edilir. Dördüncü ve son aşamada ise, klasik dişli çark tasarımı bilgisayar programından alınan sonuçlar ile nominal gerilme değeri (2.66) denkleminde kullanılıp, elemanın dönme hızının dağılım oranı 0.1 alınarak, b diş genişliği bulunmuş olur. Aynı işlemler yüzey aşınması içinde tekrarlanır. Sonuçta, klasik yoldan bulunan diş genişlikleri ile istatistik yoldan bulunan diş genişlikleri karşılaştırılarak en uygun olanının seçimine olanak tanınır. Bu amaçla dişli çark hacim yönünden de optimize edilmiş olur. Buna ilaveten her dişli çifti (mekanizması) için emniyet faktörü de belirlenir. Klasik tasarımdaki emniyet ile istatistik tasarım sonucu bulunan emniyetler de karşılaştırılarak, istatistik hesap yönteminde emniyet şartının yerine getirilip getirilmediği gözlenebilir. Bu program iki dişliden oluşan bir mekanizma için hazırlanmıştır. Her bir mekanizma kendisiyle ilgili millerin tasarımı programına bağlanmadan önce (EK-3.1'de ZR1 kısmı), bu program içerisinde analiz edilerek gerekli sonuçlar bilgisayar ekranına aksetmiş olur.

### 3.4. Çevrim Oranlarının Kademelere Dağılımı

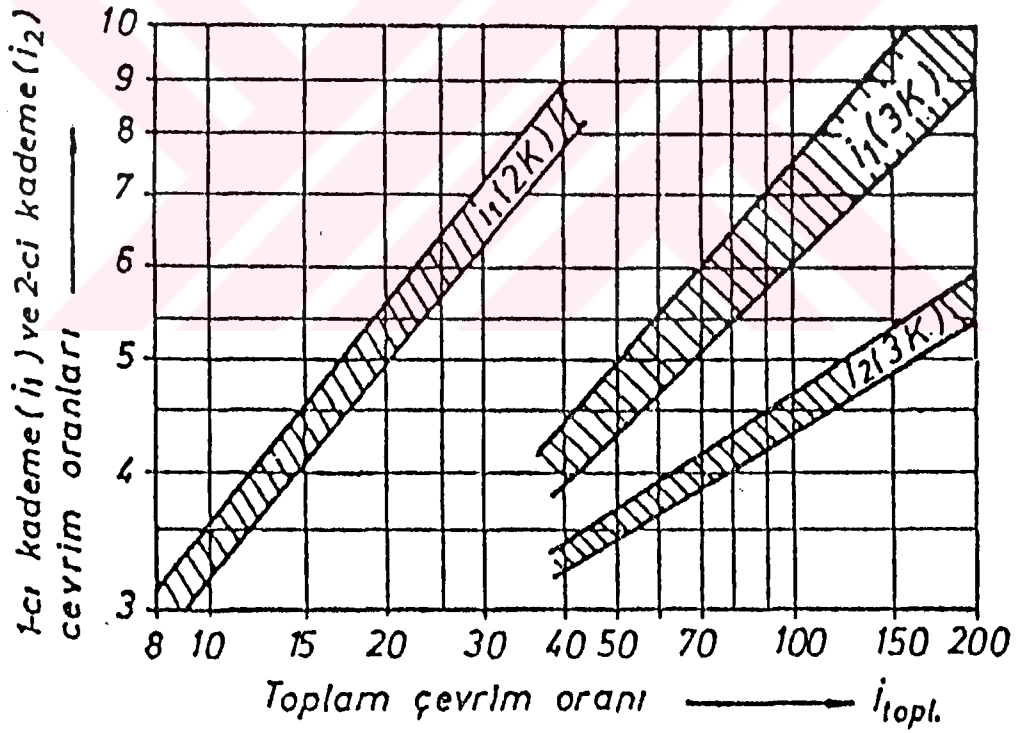
Pinyon dişlisinin dişleri çok daha sık kavramaya girdiklerinden karşılık dişlisinden önce aşınırlar. Hız arttıkça bu aşınma fazla olduğundan çevrim oranları çevresel hızlara göre değişik seçilir (Tablo-3.1). Dişli kutularında uygulanan çevrim oranı ise Tablo-3.2'dedir (18,43). Çevresel hız çevrim oranını etkilediğinden ve çevresel hız dikkate alındığında  $i \leq 8$  ile 12 arasında alındığından, birden fazla kademeye sahip olan bir dişli kutusunda toplam çevrim oranının kademelere nasıl dağıldığı Şekil-3.5'de verilmektedir (18). Bu şekil yardımıyla iki kademeli bir sistemin birinci kademesinin ve üç kademeli bir sistemin birinci ve ikinci kademelerinin çevrim oranları toplam çevrim oranına göre belirlenmektedir (18,43).

Tablo 3.1.  $i$  Çevrim Oranları

v çevre hızına göre seçilen $i$ çevrim oranları	
v (m/s)	$i$
.....0.8	8.....12
3.....5	6.....7
5.....	4.....6
yüksek	4 den küçük

Tablo-3.2. Dişli Kutularında Çevrim Oranları

Kademe sayısı	$i_{\max}$ (toplam)
1	8.....18
2	45.....60
3	200.....300

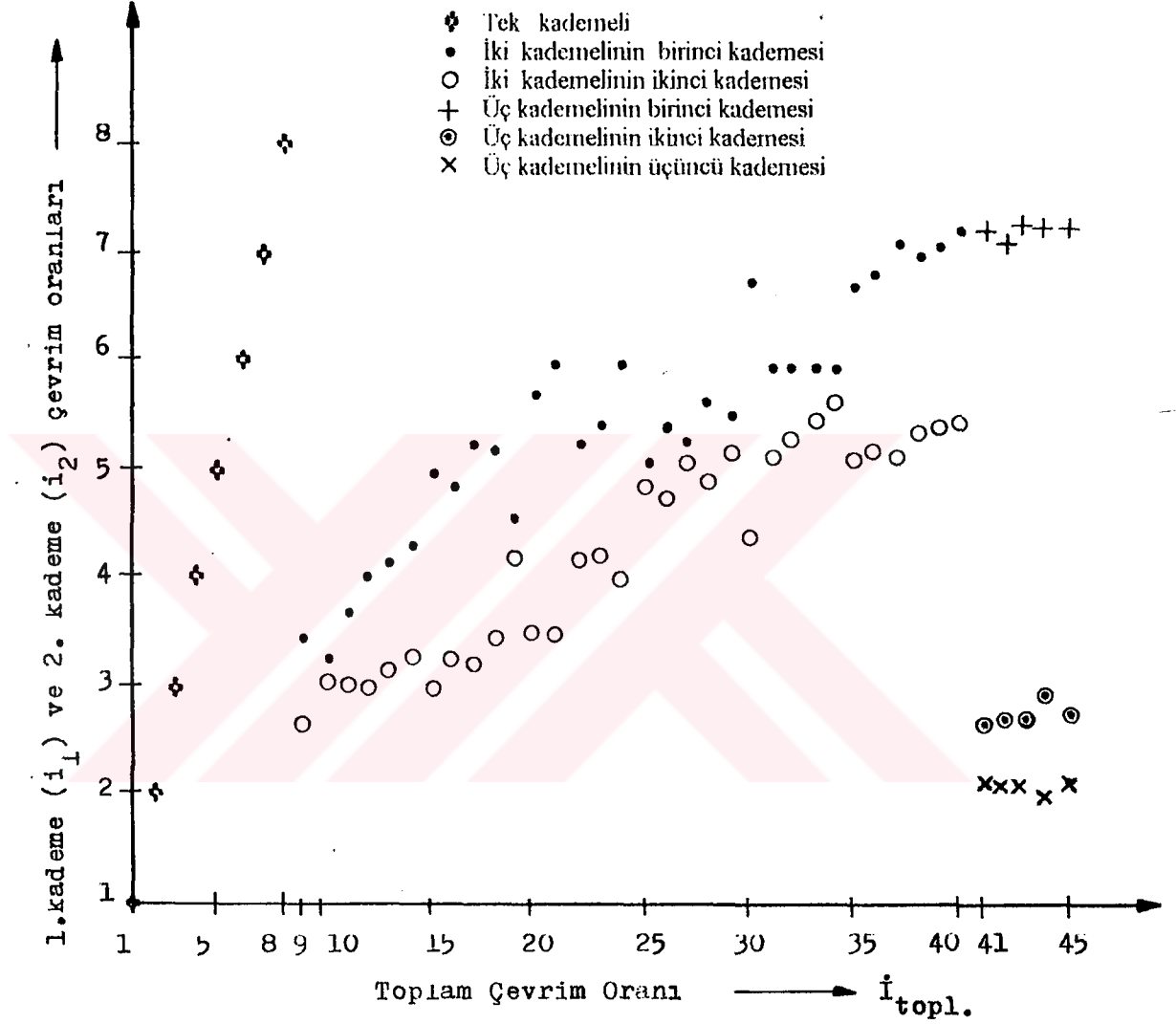


Şekil-3.4. Çevrim Oranlarının Kademelere Dağılımı

Ayrıca bu şekilde, herhangi bir toplam çevrim oranının kademelere dağılım noktaları iki çizgi arasında sınırlandırılmış alan içerisinde herhangi bir değer alabileceği görülmektedir.

EK-3.1 de verilen bilgisayar programı akış şemasının yapısı, tasarım bankası aynı kalarak EK-3.2 de verilen akış şemasına uyarlanıp yeni bir program hazırlanmıştır. Bu program ve akış şemasında verilen tasarım girdileri ile  $i_T=1$  den  $i_T=45$  e kadar olan çevrim oranlarının kademelere dağılımı incelenmiştir. programda, dişli sisteminin ileteceği güç 30 kW ve giriş dönme hızı 1500 dev/dak alınmıştır. Programın çalıştırılması sonucu elde edilen grafik değerleri (Şekil-3.5) yine minimum eksenler arası uzaklığa göre optimize edilerek bulunmuştur. Bu şekilde yatay eksen toplam çevrim oranını ve düşey eksen toplam çevrim oranlarının kademelere dağılımını göstermektedir. Şekil-3.4 görüldüğü gibi iki kademeli ve üç kademeli sistemlerin ilk kademelerinin çevrim oranları diğerlerinden daha büyüktür. Bu ifade yapılan programdan alınan sonuçlarda da görülmektedir. Ayrıca Şekil-3.4 de toplam çevrim oranının kademelere dağılımı sabit bir değerle ifade edilmeyip belirli bir aralıkta yani iki sınır arasında verilmiştir. Şekil-3.5 de bulunan noktaların her biri bir kademelinin çevrim oranını ifade etmekte ve Şekil-3.4 de verilen aralıklarda veya ona yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Ayrıca program sonucu bulunan bir kademeli sistemden iki kademeli sisteme ve iki kademeli sistemden üç kademeli sisteme geçiş noktaları da her iki şekilde (Şekil-3.4 ve Şekil-3.5) aynı noktalar civarında bulunmakta ve Tablo-3.2 de verilen değerler arasında kalmaktadır. Üç kademeli mekanizmaya geçişten itibaren ise ( Şekil-3.5 ), üç kademeli bir sistemin birinci kademesinin çevrim oranı Şekil-3.4'den daha büyüktür fakat ikinci ve üçüncü kademeler için her iki şekilde birbirine yakın değerler etrafında olduğu görülmektedir. Üç kademeli sistemin birinci kademesi bu iki şekil arasında bir farklılık görülse de, Tablo-3.1'de verilen değerler dışında değildir.





Şekil-3.5. Örnek Tasarımda Çevrim Oranları

## BÖLÜM 4

### BİLGİSAYAR YARDIMIYLA MİL TASARIMI VE YUVARLANMALI YATAK SEÇİMİ

#### 4.1. Miller

Miller; dönme hareketi yaparak güç ileten, çok değişik kesit ve şekillere sahip olan makina elemanlarıdır. Uygulamada genellikle karşılaşılan mil kesiti ise daireseldir. Bu elemanlar yaygın olarak dişli kutuları, kayış-kasnak veya zincir sistemleri, konveyörler, pompalar, flanşlar ve değişik tiplerdeki otomasyon sistemlerinde v.s. kullanılır.

Verilen bir dönme hızıyla güç iletimi sırasında bir mil esas olarak burulma momenti ile zorlanır. Bunun sonucu milde burulma kayma gerilmeleri meydana gelir. Ayrıca miller genellikle dişli çark, kayış kasnağı veya zincir dişlisi gibi güç iletim elemanlarını taşırlar ki bu elemanlar miller üzerine dik doğrultuda kuvvet uygularlar. Bu radyal kuvvetlerin etkisinde miller eğilmeye de zorlanır. Güç ileten bir milin herhangi bir kesitinde aynı anda burulma kayma gerilmeleri ve eğilme nedeniyle normal gerilmeler meydana geldiğine göre milin boyutlandırılmasında eşdeğer gerilmeyi dikkate almak gerekir. Eşdeğer gerilmenin bulunmasında genellikle sünük malzemeler için maksimum kayma gerilmesi teorisi, kırılmalık malzemeler için maksimum normal gerilme teorisi kullanılır. Ayrıca Mises-Hencky şekil değiştirme enerjisi teorisi de kullanılır (69,70).

Gerçekte milin herhangi bir kesitinde radyal kuvvetten dolayı kayma gerilmeleri ve aksel kuvvetten dolayı da çekme veya basma gerilmeleri de diğer iki gerilme ile birlikte meydana gelir fakat bunların etkileri küçük olup ihmal

edilebilir. Ancak boyu çok kısa olan millerde veya üzerinde helisel dişlileri taşıyan millerde olduğu gibi milin eğilmeye veya burulmaya zorlanmayan bölgelerinde kayma ve normal gerilmeler etkili olabilir (70).

Millerin tasarımının sadece yukarıda belirtilen gerilmelere göre yapılması yeterli değildir. Miller mukavemete göre boyutlandırıldıktan sonra eğilmeye karşı belirli bir rijitlikte ve burulma deformasyonlarının da belirli sınırlarda olup olmadıklarının kontrol edilmesi gerekir (71). Buna ilaveten dişli sistemlerinde kullanılan millerde meydana gelen deformasyonlar, eş çalışan dişli çarkların birbirlerine göre açısal yer değiştirmelerine ve dolayısıyla kavrama durumundaki dişlerde diş genişliğince kuvvetin bölgesel yığılmasına yol açabilir. Aynı zamanda mil eksenlerinin birbirinden uzaklaşmasına neden olur ki dişli çarkların düzgün çalışmasını engellemesi bakımından istenmeyen bir durumdur. Ayrıca bu istenmeyen durum dişli çark sistemlerinde kavrama durumundaki dişler arasındaki temas boyunun kısılmasına da yol açar (54). Bunlara ilaveten millerdeki eğilme deformasyonları milleri taşıyan yatakların çalışmasını da olumsuz yönde etkiler. O halde açıklanan nedenlerden millerde meydana gelen eğim ve sehim değerlerinin de hesaplanması gerekir.

İstenen bir dönme hızında istenen bir gücü iletecek olan milin çapını bulmak için mili zorlayan eğilme ve burulma momentlerinin mil boyunca nasıl değiştiğinin bilinmesi gerekir (72,73). Bu bilgiler ışığında tasarımcı milin farklı bölgeleri için gerekli olan çapları tespit edebilir. Çapların hesaplanmasında kesit farklılıklarının yol açtığı gerilme yığılmaları, mil üzerine etkiyen kuvvetlerin değişkenliği, millerin rijitliğinin kontrolü ve bütün bunlara ilaveten milin içi boş bir kovan şeklinde yapılabileceği de dikkate alındığında bilgisayar kullanımının gerekliliği kendiliğinden ortaya çıkar.

#### 4.1.1. Millere Etkiyen Kuvvetler ve Bileşke Moment

Dişli sisteminde bulunan bir mil üzerindeki bir helisel alın dişli çarkın ilettiği momentten oluşan teğetsel, radyal ve aksenal kuvvetlerin denklemleri sırasıyla (2.1), (2.35) ve (2.36) bağıntıları ile verilmiştir (1,3,74). Güç iletimi için düz alın dişli çark sistemlerinin kullanılması halinde, helis açısı sıfır olduğundan, sadece teğetsel ve radyal kuvvetler sözkonusudur.

Bir dişli çarka ait diş kuvvetinin bileşenleri birbirine dik iki ayrı düzlemde, dişli çarkı taşıyan mile etkidiklerine göre milin her kesitinde birbirine dik düzlemlerde eğilme gerilmeleri meydana getiren eğilme momentleri vardır. Herbir düzlemdeki örneğin x ve y düzlemlerindeki momentlerin sırayla  $M_x$  ve  $M_y$  oldukları kabul edilirse bileşke eğilme momenti

$$M_e = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (4.1)$$

bağıntısı ile hesaplanır (71).

#### 4.1.2. Eğilme ve Burulmaya Zorlanan Miller

Güç ileten milleri eğmeye zorlayan, (4.1) nolu bağıntı ile bulunan eğilme momenti sabit olduğu halde milde meydana gelen eğilme gerilmeleri tam değişkendir. Buna karşılık burulma momenti nedeniyle milde meydana gelen burulma kayma gerilmesi statiktir. Değişken eğilme gerilmesi genliği için a ve statik kayma gerilmesi genliği için s indisleri kullanılacak olursa eğilme gerilmesi

$$\sigma_a = \frac{32 M_e}{\pi d^3} \quad (4.2)$$

ve burulma gerilmesi

$$\tau_s = \frac{16 M_b}{\pi d^3} \quad (4.3)$$

şeklinde yazılır. Burada  $M_e$  eğilme momenti ,  $M_b$  burulma momenti ve  $d$  eşdeğer gerilmeye göre hesaplanan mil çapıdır.

Eğilme gerilmelerinin tam değişken ve burulma gerilmelerinin statik olduğu durumda eşdeğer gerilme maksimum kayma gerilmesi teorisine göre bulunur. (4.2) ve (4.3) denklemleri ve Soderberg yöntemi kullanılarak

$$d = \left[ \left( \frac{32 S}{\pi} \right) \sqrt{\left( \frac{M_e}{\sigma_{D^*}} \right)^2 + \left( \frac{M_b}{\sigma_{AK}} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (4.4)$$

şeklinde mil çapını veren tasarım denklemini elde edilir.

Eğer (2.36) denklemi ile verilen aksenal kuvvetten milde meydana gelen normal gerilmeler de dikkate alınacak olursa mil çapını veren denklem

$$d = \left[ \left( \frac{32 S}{\pi} \right) \sqrt{\left( \frac{M_e}{\sigma_{D^*}} + \frac{F_e d}{8 \sigma_{AK}} \right)^2 + \left( \frac{M_b}{\sigma_{AK}} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (4.5)$$

olur. Bu denklemlerde  $S$  emniyet katsayısı,  $\sigma_{AK}$  mil malzemesinin akma sınırı,  $\sigma_{D^*}$  sürekli mukavemet sınırı olup;  $K_y$  yüzey düzgünlüğü,  $K_b$  büyüklük ve  $K_\zeta$  çentik faktörleri,  $\sigma_K$  malzemenin kopma gerilmesi olmak üzere

$$\sigma_{D^*} = \frac{K_y K_b}{K_\zeta} (0.5 \sigma_K) \quad (4.6)$$

bağıntısı ile hesaplanır (1,3,74).

### 4.1.3. Eğim ve Sehim Hesabı

Bölüm 4.1.2 de verilen teori kullanılarak en kritik yükleme şartlarına dayanabilecek mil çapı ve milin diğer boyutları belirlendikten sonra milin eğim ve sehim hesabının yapılarak kontrol edilmesi gerekir. Daha önce yapılan açıklamalar nedeniyle millerde meydana gelen eğim ve sehim değerleri sınırlandırılmıştır. Dişli kutularında, dişlileri taşıyan millerdeki maksimum deformasyonun mili taşıyan iki yatak arasındaki mesafe  $l$  olmak üzere 0.0002  $l$  değerini ve eğim açısının 0.001 radyan değerini geçmemesi istenir (54).

Bir mildeki eğimi bulmak için pek çok metod vardır. Bu metodlardan en basiti, özellikle sabit kesitli millerde doğrudan integrasyon metodudur. Dişli kutularında kullanılan millerin kesiti eksenleri boyunca sabit olmamakla beraber kesitlerin çapları arasındaki fark küçük olduğundan milin en küçük çapı esas alınıp sabit kesitli bir mil kabul edilerek eğim ve sehim hesabı yapılabilir. Eğilme momenti  $M_e$ , mil malzemesinin elastiklik modülü  $E$  ve milin eksenine dik kesitinin atalet momenti  $I$  olmak üzere,  $x$  ekseninin mil eksenine ile çakıştığı kabul edilirse mile ait elastik eğriyi veren denklem

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M_e}{EI} \quad (4.7)$$

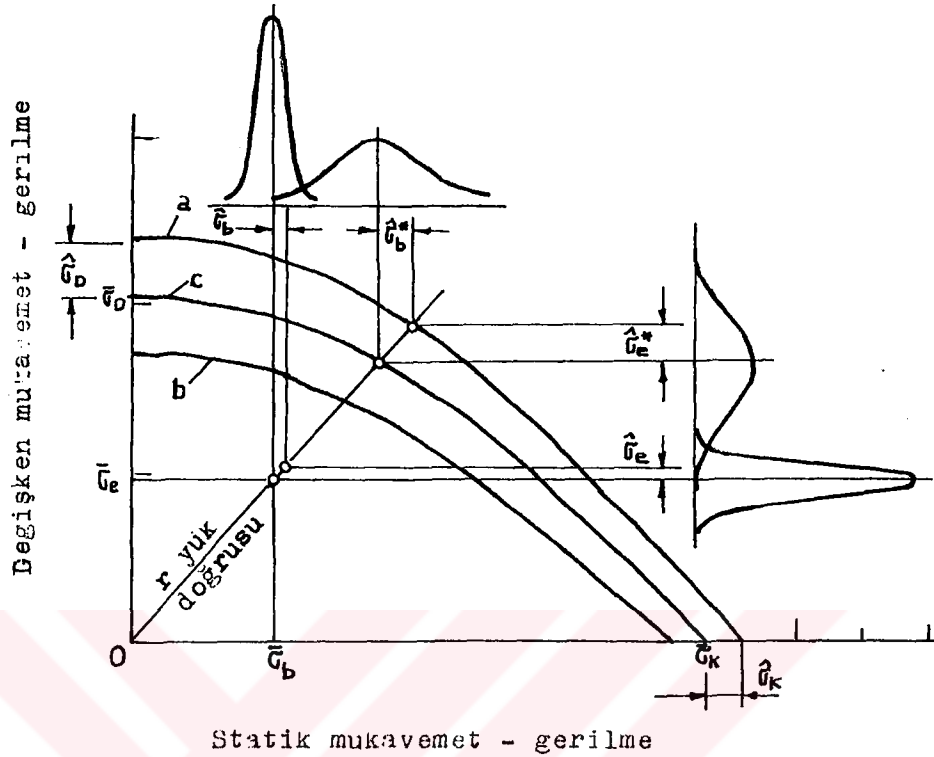
şeklinde (14,75). Bu denklemin birinci integrali alınarak deformasyon kontrolü yapılacak olan milin eğim denklemi ve ikinci integrali alınarak sehim denklemi elde edilir. EK-4.1 de üzerinde iki helisel dişli çark bulunan ve iki ucundan yataklanmış bir mil için eğim ve sehim denklemleri verilmiştir.

#### 4.1.4. Millerin Güvenilirlik Analizi

Dişli kutuları, Turbo-makinalar, proses, rafineri, çelik ve maden endüstrisi ve gemiler v.s. gibi pek çok alanda kullanılan elemanlardır. Bütün bu alanlarda, Sistemlerden daha yüksek güvenilirlik ve gelişmiş teknoloji istenmektedir. Yüksek güvenilirlik sistemdeki arızalar nedeniyle ortaya çıkacak olan zaman kayıplarını düşürmek amacıyla istenir. Pek çok uygulamada dişli kutusunun fonksiyonunu yerine getirmemesinden doğan bir günlük kayıp ünitenin ilk maliyetinden daha fazla olabilmektedir (76,77). Burada, dişli kutusunda bulunan bütün elemanların (miller dahil) birbirlerine seri bağlı olduklarının etkisi de unutulmamalıdır. Daha önce belirtildiği gibi bir sistemin güvenilirliği elemanların güvenilirliğine bağlıdır. Dişli kutularının güvenilirliğinin yüksek olması her bir elemanın güvenilirliği ile ilgili olduğuna göre dişlileri taşıyan millerin tasarımında güvenilirliklerinin de bilinmesinde yarar vardır.

Bu nedenle mil tasarımında, güvenilirlik analizi yapılırken iki yöntem izlenmiştir. Birinci yöntemde mil malzemesinin mukavemet sınırları ile milde meydana gelen gerilmelerin tekil değerler olmayıp birer normal dağılım gösterdiklerinden hareketle, belirli bir emniyet katsayısı seçilerek boyutlandırılması yapılan milin güvenilirliğinin yüzde olarak ne kadar olduğu Miss-Gerber (1) yöntemine göre tesbit edilmiştir.

İkinci yöntemde ise emniyet katsayısı yerine güvenilirlik seçilerek ve istatistik büyüklükler kullanılarak mil tasarımı için yeni bir yöntem izlenmiştir. Güvenilirliğin elemanın kopma veya kopmama ihtimaliyatını gösterdiği daha önce açıklanmıştı. Malzemelerin statik veya değişken zorlanmalar karşısındaki mukavemet özellikleri deneyler sonucunda tespit edildiğinden, herhangi bir malzemenin kataloglarda verilmiş mukavemet sınırları, deney çubuğunun kırılmama olayının % 50 sini gösterir. Statik ve değişken zorlanmalardaki



Şekil-4.1. Miss-Gerber Eğrisi

mukavemet sınırı grafik olarak ifade edilirse, Şekil-4.1 elde edilir. Bu şekilde, yatay eksen üzerinde statik mukavemet sınırı ortalaması ve standart sapması, düşey eksen üzerinde değişken mukavemet sınırı ortalaması ve standart sapması gösterilmektedir. Tam değişken ile statik zorlanma halleri arasında genel değişken zorlanma şekilleri yer alır. Deney sonuçları bir eğri ile ifade edilir ise, yorulma dolayısıyla meydana gelen kopma eğrisi elde edilir. Bu eğriye Gerber eğrisi (Şekil-4.1'de c eğrisi) denir ve kırılmama olayının ortalamasını yani % 50 sini gösterir. Şekildeki a eğrisi kırılmama olayının % 16 sınırı ve b eğrisi ise kırılmama olayının % 84 ünü gösterir. Dişli çarkı taşıyan bir mil burulmadan dolayı statik zorlanma ve eğilmeden dolayı da değişken zorlanma etkisinde kaldığı için, bu iki zorlanmanın sonucu meydana gelen eğilme ve burulma gerilmelerinin kesiştiği nokta sıfır noktası ile birleştirilir ise bir doğru elde edilir ve bu doğruya yük doğrusu denir (Şekil-4.1).



Yük doğrusunun eğimi  $r$  ile gösterilirse, maksimum kayma gerilmesi prensibine göre

$$r = \frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{32 M_e / \pi d^3}{32 M_b / \pi d^3} = \frac{M_e}{M_b} \quad (4.8)$$

şeklinde ifade edilir (1). Elemanın zorlanma durumunda kesitinde meydana gelen eğilme ve burulma gerilmelerinin kesiştiği noktanın uzantıları üzerinde istatistiksel dağılımları yine Şekil-4.1 üzerinde gösterilmiştir. Yine aynı şekil üzerinde, yük doğrusunun % 50 güvenilirlik eğrisini kestiği noktanın uzantılarında, elemanın burulma mukavemeti sınırı ile eğilme mukavemeti sınırı istatistiksel dağılımları gösterilmiştir.

İstatistik metod ile mil tasarımında da standart birim denklemi (2.48) kullanılır. Bu denklemin (2.66) daki ifade edilen şeklinden mil tasarımı için gerekli  $\sigma$  nominal eşdeğer değişken gerilme ortalama değeri bulunur. Bu değer bulunabilmesi için, mil malzemesi özellikleri ile Şekil-4.1 den faydalanılarak  $\sigma^*$  eşdeğer mukavemet sınırı ortalamasının bulunması gerekir.

Yük doğrusunun genel değişken mukavemet sınırı eğrisini kestiği noktadaki değişken gerilmenin denklemi Gerber (1) e göre

$$\sigma_e^* = \sigma_D - \frac{\sigma_D^2}{\sigma_K^2} \sigma_b^* \quad (4.9)$$

şeklinde yazılır. Yük doğrusunun eğiminden statik gerilmenin denklemi

$$\sigma_b^* = \frac{\sigma_e^*}{r} \quad (4.10)$$

ifadesi ile (4.9) denklemi

$$\bar{\sigma}_e^* = \bar{\sigma}_D - \frac{\bar{\sigma}_D}{\bar{\sigma}_K} \frac{\bar{\sigma}_e^*}{r} \quad (4.11)$$

şeklinde yazılır. Bu denklem, eğilme mukavemet sınırı ortalamasını yalnız bırakmak için

$$\bar{\sigma}_e^* = \frac{(r \bar{\sigma}_K)^2}{2 \bar{\sigma}_D} \left\{ -1 + \left[ 1 + \left( \frac{2 \bar{\sigma}_D}{r \bar{\sigma}_K} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (4.12)$$

gibi ifade edilir (1). Bu denklemde;  $\bar{\sigma}_K = \bar{\sigma}_K + \hat{\sigma}_K$  ve  $\bar{\sigma}_D = \bar{\sigma}_D + \hat{\sigma}_D$  alınarak elde edilen denklemden, (4.12) denklemi çıkartılır ise, yük doğrusunun genel değişken eğrisini kestiği noktadaki değişken gerilmenin standart sapması

$$\hat{\sigma}_e^* = \frac{r^2 (\bar{\sigma}_K + \hat{\sigma}_K)^2}{2 (\bar{\sigma}_D + \hat{\sigma}_D)} \left\{ -1 + \left[ 1 + \left( \frac{2 (\bar{\sigma}_D + \hat{\sigma}_D)}{r (\bar{\sigma}_K + \hat{\sigma}_K)} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} - \bar{\sigma}_e^* \quad (4.13)$$

şeklinde ifade edilir. Bu değerler ve yük doğrusu eğimi ile genel değişken noktasının statik gerilme sınırı ortalaması ve standart sapması için

$$\bar{\sigma}_b^* = \bar{\sigma}_e^* / r \quad (4.14)$$

$$\hat{\sigma}_b^* = \hat{\sigma}_e^* / r \quad (4.15)$$

denklemleri yazılır (1). Bu denklemlerde  $r$ ; (4.8) denkleminden,  $\sigma_D$  ise (2.12) denkleminden bulunur.  $\sigma_D$  ve  $\sigma_K$  Ek-2.2 den ve  $\sigma_K$  malzeme kataloglarından alınır. (4.12) ve (4.14) denklemlerinden genel değişken mukavemet sınırı ortalaması

$$\bar{\sigma}^* = \left( \bar{\sigma}_e^2 + \bar{\sigma}_b^2 \right)^{1/2} = \bar{\sigma}_e^2 + \left( \frac{\bar{\sigma}_e}{r} \right)^2 = \bar{\sigma}_e \left( \frac{1+r^2}{r} \right)^{1/2} \quad (4.16)$$

ve standart sapması

$$\hat{\sigma}^* = \hat{\sigma}_e \left( \frac{1+r^2}{r} \right)^{1/2} \quad (4.17)$$

şeklinde ifade edilir. Böylece tasarımda kullanılan (2.71) denklemindeki nominal gerilmenin ( $\bar{\sigma}$ ) ortalamasını bulabilmek için, değişken mukavemet sınırı ortalaması ve standart sapması belirlenmiş olur. Eğilme ve burulma momentlerinden ortalama eşdeğer moment; maksimum kayma gerilmesi prensibine göre

$$M_E = (M_e^2 + M_b^2)^{1/2} \quad (4.18)$$

ifade edilir ise, istatistik metotta mil tasarımı için boyutlandırma denklemi

$$d = (32 M_E / \pi \bar{\sigma})^{1/3} \quad (4.19)$$

şeklinde yazılır. Güvenilirliğe göre boyutlandırılan bir milin emniyet katsayısı da (2.50) denkleminde bulunabilir.

## 4.2. Yuvarlanmalı Yataklar

Yataklar; iki eleman arasındaki bir veya birkaç yönde izafi harekete minimum bir sürtünme ile müsaade eden fakat kuvvet doğrultusundaki harekete engel olan elemanlardır. İzafi hareketin dönme olması halinde destekleyen elemana yatak, doğrusal olması halinde ise kızak denir (56,57).

Dişli kutularında genellikle sabit bilyalı veya konik makaralı yataklar kullanılır. Standartlaştırılmış rulmanlı yatakların çalışma ömürleri, kullanıldığı sistemlerin özelliğine göre rulman kataloglarında verilmiştir (79).

### 4.3. Mil Tasarımı ve Rulman Seçimi Bilgisayar Programı

Bilgisayar yardımı ile mil tasarımı programı, dişli tasarımı programı çıktıları üzerine ve rulmanlı yatak seçim programı da mil tasarımı programı çıktıları üzerine kurulmuştur. Program, mil tasarımında kullanıcıya sadece mil malzemesi ile özelliklerini ve işleme yöntemini girmesini, rulmanlı yatak seçiminde ise rulman ömrünü girmesini bırakacak şekilde hazırlanmıştır.

EK-4.2 de akış şeması verilen bilgisayar programının çalışması sırasında dişli çarkların genişlikleri, dişli çarklar arasındaki çalışma aralıkları, gövde ile dişli arasındaki boşluk ve basit matematiksel yaklaşımlarla rulmanlı yatak genişlikleri dikkate alınarak tasarımı yapılacak milin boyu ve kesit değişikliği olacak kademe noktaları tespit edilir. Dişli çarklardan mile etkileyen kuvvetler ve yataklama noktalarındaki tepkiler bulunur. Mil boyunca burulma açısı, burulma momenti ve eğilme momenti büyüklükleri hesaplanarak geometrik değişim grafikleri çizilir. Basit iterasyon yöntemi ile (4.5) denklemindeki denge sağlanarak (yük etkisiyle kritik kesitte oluşan gerilmeler ile mil malzemesinin mukavemetinin eşitlenmesi) optimum mil çapı bulunur. Bu işlem mil üzerinde çap değişikliği olan her kademede tekrarlanır. Mil çapları belirlendikten sonra, milin maksimum kritik kesitindeki güvenilirliği Miss-Gerber yöntemine göre hesaplanarak tespit edilir. Bu aşamada istenirse emniyet katsayısı değiştirilerek daha yüksek güvenilirlikte yada daha emniyetli mili tasarlamak için tasarım tekrarlanabilir. Ayrıca, Kısım 4.1.4'de anlatılan esaslara göre, emniyet katsayısı seçilerek yapılan tasarımda olduğu gibi önceden yüzde olarak bir güvenilirlik seçilerek de mil tasarımı yapılabilir. Her iki tasarımdan elde edilen çap değerleri karşılaştırılır. Güvenilirlik

değeri seçilerek yapılan tasarımın emniyet değeri de bulunarak, emniyet şartının sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir.

Milin yataklama noktalarındaki kuvvetler belirlenmiş olduğundan, dışarıdan hiç bir müdahale yapılmadan rulmanlı yatakların saçimi yapılıır. Mil yatağında aksenel yük yoksa, radyal yük dinamik eşdeğer yük alınarak dinamik yük sayısı tespit edilip, mil çapı da dikkate alınarak sabit bilyalı yatak seçilir. Bu durum millerin düz dişli taşıdıkları koşullarda geçerlidir.

Helisel dişli çarkları taşıyan miller aksenel yüklere maruz kaldıklarından, radyal yüklerle birlikte aksenel yükte taşıyabilecek yatak seçilmesi gerekir. Bu durumda, mil çapına uygun delik çapında sabit bilyalı yatak seçilerek  $C_0$  statik yük sayısı ile  $F_e/C_0$  oranından  $e$  sınır yük değeri ve buna bağlı olarak  $X$  radyal ve  $Y$  aksenel faktörler bulunur. Bu faktörler rulmanlı yatakların geometrik büyüklükleri ile birlikte bilgisayar programı içerisinde oluşturulan kütüklere yazılmış ve disklere kaydedilmiş durumdadır. Aksenel yükün radyal yükü oranı  $e$  sınır yük değerinden küçük veya eşit ise  $X=1$  ve  $Y=0$ , fakat  $e$  değeri  $F_e/F_r$  oranından büyük ise  $e$  değerine karşılık gelen  $X$  ve  $Y$  katsayıları alınarak dinamik eşdeğer yük, ve  $C$  dinamik yük sayısı bulunarak sabit bilyalı rulman seçilir. Seçilen rulmanın katalogdaki dinamik yük sayısının hesapla bulunan dinamik yük sayısından büyük yada eşit olması istenir. Diğer durumda ise iki adet rulman kullanılır yada daha büyük yük taşıma kapasiteli rulman seçilir. Bu durumda rulman delik çapının mil çapından büyük olması gibi bir sorunla karşılaşılır ki bu istenmeyen bir durumdur. Bunun için yukarıda anlatılan yöntemler kullanılarak mil çapına ve hesaplanan dinamik yük sayısına uygun bir de konik makaralı rulman seçilir. İki çeşit rulman karşılaştırılarak radyal yönden daha küçük hacim kapsayan rulman seçilen rulman olarak bilgisayar ekranına standart özellikteki değerleri ile yazılır.

Bu aşamadan sonra EK-4.1 de verilen eğim ve sehim denklemleri kullanılarak milin eğim ve sehim grafikleri çizilir. Buraya kadar anlatılanlar bir mil için yapılan işlemlerdir. Diğer millerin tasarımı da aynı yöntemle gerçekleştirilir. EK-4.2'de verilen akış şeması üç kademeli bir dişli kutusu millerini tasarlayabilecek şekildedir. Bir, iki ve dört kademeli dişli kutusu milleri için de benzer bilgisayar programları yazılmıştır. Rulmanlı yatakların seçimi için Ors-Steyr rulman kataloğundan sabit bilyalı ve konik makaralı yataklar kullanılmıştır.



## BÖLÜM 5

### DİŞLİ KUTULARI, YAĞLANMASI VE SICAKLIK HESABI

#### 5.1. Dişli Kutuları

Konstrüktif bakımdan dişli kutuları gövde içerisine yerleştirilmiş dişli çarklar, miller, yataklar v.s. gibi elemanlardan oluşan sistemlerdir (Şekil-5.1). Bu elemanların tasarım yöntemleri Bölüm 2 ve 4'de, bilgisayar yardımıyla tasarım yöntemleri ise Bölüm 3 ve Bölüm 4 de verilen esaslara göre yapılır. Dişli kutusu gövdesi ise, civatalar ile birbirine bağlanan alt ve üst gövde olmak üzere iki parçalı yapılırlar. Gövdeler seri üretimde dökme demirden, az sayıda yapıldığı durumlarda ise kaynak yolu ile çelikten üretilirler. Gövdenin cidar kalınlığı tecrübelerle dayanarak tayin edilir. Örneğin dökme demirden yapılmış gövdeler için tavsiye edilen cidar kalınlıkları (3) aşağıdadır.

$$\text{Alt gövdenin cidar kalınlığı } s \approx 0.012 l + 5 \text{ mm}$$

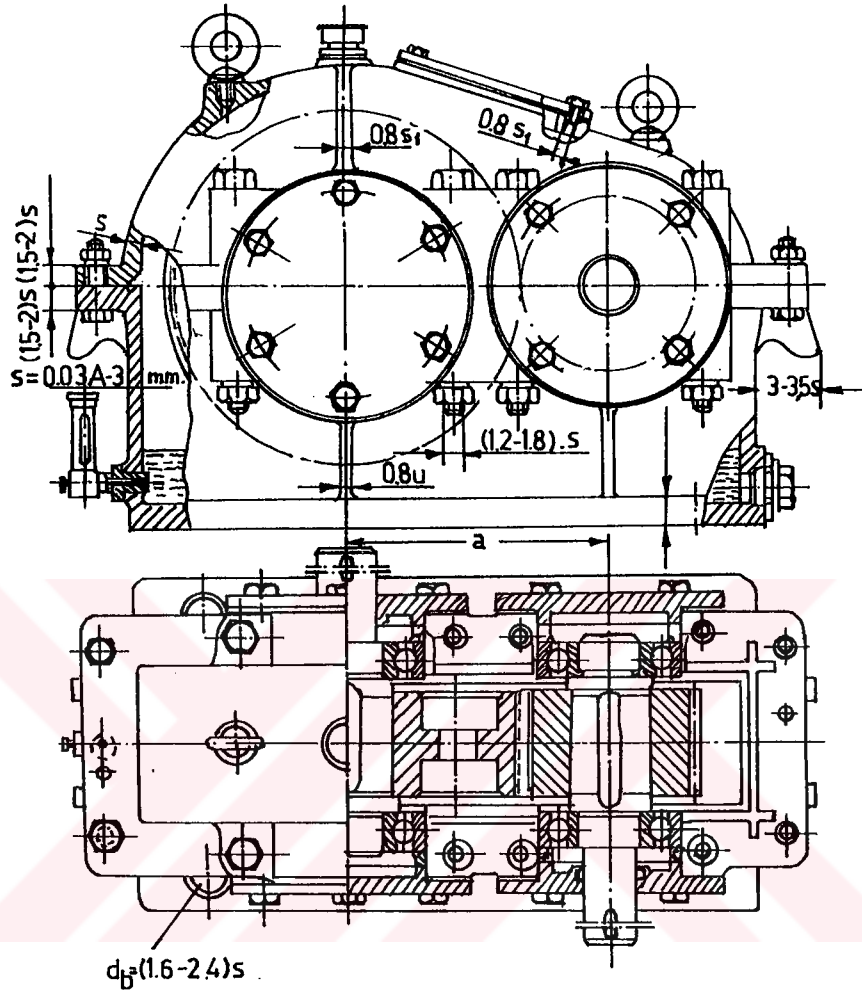
( $s \geq 8 \sim 10$  mm olması gerekir)

$$\text{Üst gövdenin cidar kalınlığı } s' \approx (0.8 \sim 1) s$$

$$\text{Flanş kalınlıkları } sf \approx 1.5 s$$

$$\text{Taban kalınlığı } st \approx 2 s \quad (5.1)$$

Burada;  $l$  kutunun toplam uzunluğudur. Gövde üzerinde yağ seviyesini kontrol tertibatı, boşaltma tapası, gözetleme ve bakım deliği, yağ buharının boşaltılması için havalandırma tertibatı ve taşıma tertiplerinin (Şekil-5.1) bulundurulması gereklidir. Ayrıca sistemin rijitliğini arttırmak için yatakların bulunduğu yerlere kaburgalar öngörülür. Millerin giriş ve çıkışlarında sızdırmazlık sistemleri bulundurulur.



Şekil-5.1. Dişli Kutusu Elemanları

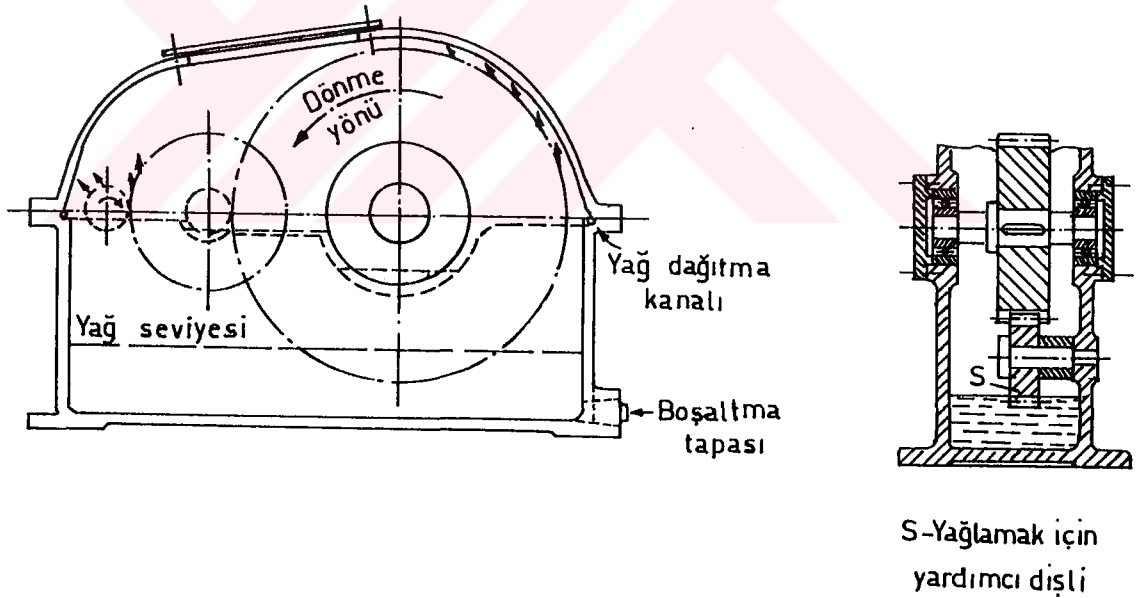
## 5.2. Dişli Kutularının Yağlanması

Dişli kutularında yağlamanın amacı dişli çarkların dişlerinde meydana gelen adhezyon aşınmasını ve temas yüzeyleri arasındaki sürtünmeyi azaltmak ve soğutma görevini yerine getirmektir. Dişli çarkların temas yüzeyleri çok küçük olduğundan, yağlamanın temas yüzeylerine yapışmış bir yağ tabakası oluşturan yani ıslatma kabiliyeti büyük olan yağlar ile yapılması tavsiye edilir (3).



Dişli kutularında yağlama önemsiz ve küçük hızlarda el ile, orta hızlarda daldırma veya sıçratmalı, yüksek hızlarda püskürtmeli ve yağ sisi ile yağlama yöntemleri kullanılmaktadır (3).

Daldırmalı veya sıçratmalı yöntem, dişli kutularında en yaygın kullanılan yöntemdir. Bu yöntemde, dişlilerden biri kısmen yağ içerisine daldırılır ve hareket sırasında yağı etrafa sıçratarak diğer dişli çarkların ve yatak gibi elemanların yağlanması sağlar. Güç kaybını önlemek için, en büyük dişli bir diş yüksekliğine gelen derinlikte yağa daldırılır (Şekil-5.2a). Bunun olanaksız olduğu durumlarda mil üzerinde serbestçe dönebilen ek bir dişli ilave edilir (Şekil-5.2b). Kutuda bulunması gereken yağ miktarı, iletilen güç başına 0.35 ile 0.7 litre alınması tavsiye edilir (3).



Şekil-5.2. Sıçratmalı Yağlama

### 5.3. Dişli Kutularının Sıcaklık Hesabı

Dişli kutularında meydana gelen güç kaybı ısıya dönüşerek sistemde bir sıcaklık artışı meydana getirir. Bu ısı kapalı sistemlerde (Şekil-5.2a) doğal konveksiyon ve radyasyon yolu ile dışarıya verilir veya sisteme içeriden yada dışarıdan yapay soğutma uygulanır.

Dişli kutularının ısı denge denklemi

$$(1-\eta) P = C_o \gamma q (t_c - t_g) + K A (t - t_o) \quad (5.2)$$

şeklinde ifade edilir (3,78). Bu denklemin kısımlarından  $(1-\eta) P$  güç kaybından meydana gelen ısı,  $C_o \gamma q (t_c - t_g)$  basınçlı kapalı devre ile soğutma ve  $K A (t - t_o)$  doğal konveksiyon, iletkenlik ve radyasyon yolu ile soğutma şeklinde ifade edilir. Doğal konveksiyon, iletkenlik ve radyasyon ile soğutma kısaca doğal soğutma olarak adlandırılabilir. Ayrıca denklemde  $\eta$  yataklarının verimini de göz önüne alan dişli kutusunun toplam verimi (tek kademeli sistemde  $\eta=0.985$ , iki kademeli sistemde  $\eta=0.97$ , üç kademeli sistemde  $\eta=0.95$  ve dört kademeli sistemde  $\eta=0.94$ ),  $P$  iletilecek güç,  $C_o$  yağın özgül ısısı,  $g$  yağın özgül ağırlığı,  $q$  dışarıya akan yağ miktarı,  $t_c$  yağın sistemden çıkış sıcaklığı,  $t_g$  yağın sisteme giriş sıcaklığı,  $t_o$  çevre sıcaklığı,  $t$  sistemin ortalama sıcaklığı,  $A$  hava ile temastaki dişli kutusunun dış yüzey alanı ve  $K$  ısı iletim katsayısıdır. Dişli kutusu gövdesi tarafından dışarıya atılan ısıdan hariç özel bir soğutma sistemi uygulanmadığı durumlarda dişli kutusu etrafında durgun hava olduğu kabul edilerek ısı iletim katsayısı  $K=18 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  alınır (3,78).

Alın dişli çarklardan oluşan dişli kutularında soğutma sistemi olarak doğal soğutma yönteminin kullanıldığı uygulamada görülmektedir. Bu nedenle tasarlanan sistemlerde yalnız doğal soğutma yönteminin yeterli olup olmadığına bakılmıştır. Bu durum göz önüne alınarak doğal soğutma denklemi

$$(1-\eta) P = K A (t-t_0) \quad (5.3)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemden dişli kutusunun ortalama sıcaklığını veren eşitlik yazılarak

$$t = \frac{(1-\eta) P}{K A} + t_0 \leq t_{em} \quad (5.4)$$

koşulu elde edilir.  $t_{em}$  müsaade edilen çalışma sıcaklığı olup  $t_{em} \approx 60 \sim 70$  °C olarak alınması tavsiye edilir. (5.4) koşulunun sağlanmaması halinde iki yöntem uygulanabilir. Birinci yöntemde, dişli kutusu kaburgalı imal edilerek yüzey alanı büyütülür veya dişli kutusu etrafında hareketli bir hava ortamı meydana getirerek yada her ikisi bir arada dikkate alınarak doğal soğutma şeklinde sistemin çevre ve çalışma sıcaklıkları dengelenebilir. İkinci durumda ise maliyeti yüksek olmakla beraber çalışma bakımından çok elverişli bir yöntem olan yapay soğutma yöntemi uygulanabilir.

Sıcaklık hesabının yapılabilmesi için dişli kutusu gövdesinin yüzey alanının hesaplanması gerekir. Bunun için, Bölüm 2 de anlatılan esaslara göre Bölüm 3 de tasarımı yapılan dişli çarklar, Bölüm 4 de verilen esaslara göre tasarlanan miller ve seçilen rulmanlı yataklar dikkate alınarak dişli kutusu gövdesinin yüzey alanı hesabı için (5.1) eşitlikleri yardımıyla bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bu program ile, tasarımı yapılan bir dişli sisteminin sıcaklığının ne kadar olduğu da hesaplanarak, sistemin sıcaklığının çalışma sıcaklığından büyük olup olmadığı tespit edilir. Böylece tasarımı yapılan dişli kutusunun soğutma şekli belirlenir.

## BÖLÜM 6

### SONUÇLAR

#### 6.1. Çalışmanın Sonucu

Çok kademeli dişli kutusu elemanlarının klasik ve istatistik tasarım yöntemleri ile optimum tasarımında temel prensiplerin ele alındığı bu çalışmada, dişli kutusunun esas elemanlarını oluşturan dişli çarklar ile millerin tasarlanması, rulmanlı yatakların seçilmesi, yağlama ve soğutma yöntemleri v.s. gibi aşamalardan yola çıkılarak karşılaşılan sorunlar ortaya konulmuş ve bu sorunlara ışık tutan bazı yaklaşımlar verilmiştir. Normal yolla dişli kutusu tasarımında karşılaşılan en büyük sorun deneyimli tasarımcı ve zaman kaybı olarak gözlenmiş ve bunun giderilmesine çalışılmıştır. Aşağıda elemanların tasarımı ayrı ayrı açıklanmıştır.

##### 6.1.1. Dişli Çarkların Tasarımı

Dişli çark tasarımında iki metod izlenmiştir. Birinci metod emniyet esasına dayanan mukavemet tasarımı veya bilinen klasik tasarım, ikinci metod ise güvenilirlik esasına dayanan istatistik tasarımdır. İkinci bölümde klasik ve istatistik tasarımlar için izlenen tasarım yöntemleri verilmiştir. Üçüncü bölümde ise ikinci bölümde verilen esaslara dayanarak dişli tasarımı için bir etkileşimli bilgisayar programı hazırlanmıştır. Programın temel yapısı Şekil-6.1'de verilmiştir.

Bilgisayar programı; dişli kutularında kullanılabilen silindirik düz ve helisel dişli çarkları kapsayan bir, iki, üç ve dört kademeli bir sistem olabilecek şekilde geliştirilmiştir. Programın yapısında, klasik yolla yapılan tasarımlardaki tüm detaylar işlenerek sonuçta çok

kısa zamanda en ideal tasarımı yapacak program hedeflenmiş ve bu hedef büyük ölçüde gerçekleştirilmiştir. Dişli tasarımıyla ilgili tablolar ve grafiksel şekillerin denklemleri bilgisayara yüklenmiştir. Programın kullanımı sırasında tasarımla ilgili bilgiler ve seçenekler bilgisayar ekranına aksettirilmiştir. Kullanıcı kaynak kullanmadan sadece seçim yapmakta ve istenilen bilgileri değerlendirip girmektedir. Program en küçük eksenler arası uzaklıkta da optimizasyon yapmaktadır.

Örnek tasarımda; değişik eksenler arası uzaklıkta istenilen çevrim oranını sağlayan pek çok dişli çark mekanizmaları elde edilmiştir. Bu mekanizmaların eksenler arası uzaklıkları karşılaştırılıp en küçük olanına ait tasarım sonuçları alınmıştır. Bu birinci aşamadaki optimum tasarımdır. Dişli çark sistemleri çevrim oranına bağlı olarak, değişik kademe sayılı sistemlerden ve her kademenin kendi aralarında değişik boyutlardaki mekanizmalardan oluştuğundan, sistemin kademe sayısının belirlenmesi de en küçük eksenler arası uzaklığa göre yapılmış dolayısıyla bu yöntemde ikinci aşamada optimum tasarım olmuştur. Dişli tasarımının sonunda giriş ve çıkış milleri eksenleri arasında kalan uzaklık karşılaştırılarak kademe sayısı, kademelerin çevrim oranları ve optimum tasarım değerleri elde edilmiştir (Tablo 6.1).

Tablo-6.1. Klasik Tasarımda Dişli Çark Diş Genişliği

Dişli Çark	Dönme Hızı (d/dak)	Klasik Tasarımda Diş Genişliği (mm)	İstatistik Tasarımda Diş Genişliği (mm)	
			Eğilme	Aşınma
$Z_1=17$	1500	57	53.073	35.394
$Z_2=77$	331.16	57	50.476	8.595
$Z_3=18$	331.16	91	84.313	59.611
$Z_4=71$	83.95	91	79.266	10.988

kısa zamanda en ideal tasarımı yapacak program hedeflenmiş ve bu hedef büyük ölçüde gerçekleştirilmiştir. Dişli tasarımıyla ilgili tablolar ve grafiksel şekillerin denklemleri bilgisayara yüklenmiştir. Programın kullanımı sırasında tasarımla ilgili bilgiler ve seçenekler bilgisayar ekranına aksettirilmiştir. Kullanıcı kaynak kullanmadan sadece seçim yapmakta ve istenilen bilgileri değerlendirip girmektedir. Program en küçük eksenler arası uzaklıkta da optimizasyon yapmaktadır.

Örnek tasarımda; değişik eksenler arası uzaklıkta istenilen çevrim oranını sağlayan pek çok dişli çark mekanizmaları elde edilmiştir. Bu mekanizmaların eksenler arası uzaklıkları karşılaştırılıp en küçük olanına ait tasarım sonuçları alınmıştır. Bu birinci aşamadaki optimum tasarımdır. Dişli çark sistemleri çevrim oranına bağlı olarak, değişik kademe sayılı sistemlerden ve her kademenin kendi aralarında değişik boyutlardaki mekanizmalardan oluştuğundan, sistemin kademe sayısının belirlenmesi de en küçük eksenler arası uzaklığa göre yapılmış dolayısıyla bu yöntemde ikinci aşamada optimum tasarım olmuştur. Dişli tasarımının sonunda giriş ve çıkış milleri eksenleri arasında kalan uzaklık karşılaştırılarak kademe sayısı, kademelerin çevrim oranları ve optimum tasarım değerleri elde edilmiştir (Tablo 6.1).

Tablo-6.1. Klasik Tasarımda Dişli Çark Diş Genişliği

Dişli Çark	Dönme Hızı (d/dak)	Klasik Tasarımda Diş Genişliği (mm)	İstatistik Tasarımda Diş Genişliği (mm)	
			Eğilme	Aşınma
$Z_1=17$	1500	57	53.073	35.394
$Z_2=77$	331.16	57	50.476	8.595
$Z_3=18$	331.16	91	84.313	59.611
$Z_4=71$	83.95	91	79.266	10.988

Örnek tasarım sonuçlarından görüldüğü gibi her dişli çark için gerekli üretim tabloları da oluşturulmaktadır. Dişli üretim tablolarında geometrik büyüklüklerin belirtilmesi yanında, profil kaydırma istendiğinde, profil kaydırma faktörlerinin ne kadar olacağı, üretilmiş dişlinin kalite kontrolü yapılırken kaç adet diş ölçüleceği ve ölçülen dişler arasındaki mikrometre ölçüsü, sementasyon işlemi yapıldığında dişli çarkın yüzeylerinin Rockwell (HRC) cinsinden sertliği ve sertlik derinliği de hazırlanan program tarafından hesaplanmaktadır (EK-6.1 ve EK-6.2). Hazırlanan bilgisayar programı ile bu noktaya kadar olan dişli tasarımı, klasik tasarımda verilen mukavemet esasına yani emniyet fikrine bağlı optimum tasarımdır. Bu aşamadan sonra emniyet katsayısı gibi seçilen bir güvenilirlik ile istatistik yoldan tasarım yapılmıştır. Bu yöntemde klasik tasarımda bulunan dişli çarkların çapsal büyüklüğü aynı kalarak, diş genişliği büyüklüğünün bulunmasına çalışılmış ve istatistik yoldan bulunan diş genişliği ile klasik yoldan bulunan diş genişliği karşılaştırılarak tasarımcıya alternatif seçenekler sunulmuştur. İstatistik tasarım hem dişdibi eğilmesine ve hemde yüzey aşınmasına göre yapılmış, ayrıca istatistik yöntemde güvenilirliğe karşılık gelen emniyet katsayısı da bulunarak, istatistik tasarımda emniyet şartının sağlanıp sağlanmadığı gözlenmiştir (Tablo 6.2). Bu tablodan görüldüğü gibi istatistik tasarımda dişli çark genişliği klasik tasarıma göre daha küçüktür. Bu durum göstermektedir ki klasik tasarımda seçilen emniyet değerine karşılık gelen güvenilirlik seçilerek yapılan istatistik tasarımda, klasik tasarım yönteminde bulunan değerlerden daha küçük değerler bulunduğu gibi, emniyet açısından da sistem görevini yerine getirecek durumdadır.

Tablo 6.2. Klasik Tasarımda Dişli Çifti Diş Genişliği

Dişli Çifti	Klasik Tasarım		İstatistik Tasarım	
	genişlik (mm)	emniyet katsa .	genişlik (mm)	emniyet katsa .
$Z_1-Z_2=17-77$	57	1.5	53.073	1.533
$Z_3-Z_4=18-71$	91	1.5	84.313	1.533

Programın kullanılabilirliğini saptamak için Tablo 6.1'de tasarım sonuçları verilen örnek sistemin tasarım girdileri dişli kutusu üreten bir firmanın kataloğundan (31) alınmıştır. Bu katalogdan alınan değerlerde bir dişli kutusunun gücü 30 kW, giriş hızı 1500 dev/dak ve çıkış hızı 83.5 dev/dak dır. Katalogda verilen giriş ve çıkış milleri eksenleri arasındaki mesafe 350 mm dir. Yapın çalışmada emniyet katsayısı 1.5, helis açısı 8 derece ve malzeme Ç 8620 Sementasyon çeliği ile giriş ve çıkış milleri eksenleri arasındaki mesafe 348 mm bulundu. Bu sonuç göstermektedirki bu programın pratikte kullanılmasıyla daha kısa zamanda daha optimum dişli kutuları tasarlanacaktır.

Ayrıca akış şeması EK-3.2'de verilen programın çalıştırılması sonucunda toplam çevrim oranı  $i=8$  ile 9 arasında iken sistem bir kademededen iki kademeye ve  $i=41$  ile 42 arasında sistem iki kademededen üç kademeye geçmektedir. Bu geçiş aralıkları literatürde geçen geçiş aralıkları ile birbirine çok yakın sınırlardadır. Çevrim oranlarının kademelere dağılımı ise yine literatürde verilen dağılım aralıkları içerisinde kalmaktadır.

### 6.1.2. Millerin Tasarımı

Mil tasarımı da dişli tasarımında olduğu gibi hem klasik ve hemde istatistik metod ile yapılmıştır. İstatistik metod kendi içerisinde de iki farklı durumda kullanılmıştır. Birinci durumda, emniyet esasına göre boyutlandırılan bir milin güvenilirliğinin ne kadar olduğu % olarak belirlenmekte ve ikince durumda ise emniyet katsayısı gibi bir güvenilirlik seçilerek, istatistik yoldan mil boyutlandırılmaktadır. Şekil-6.1'in 2. kısmında bilgisayar programının temel yapısı açıklanmıştır. Program dört kademeye kadar olan sistemler için ayrı ayrı yazılmıştır. Dişli tasarımı sonuçları millerin tasarımı ve rulmanların seçimi için girdi oluşturmaktadır. Millerin, basit iterasyon yöntemiyle aksenal yüklerde dikkate alınarak optimum şekilde tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ayrıca istatistik yoldan bulunan mil tasarımı ve emniyet katsayısı klasik yoldan bulunan sonuçlar ile karşılaştırılarak, tasarımcıya seçim için alternatif sunulmaktadır. Klasik yoldan tasarlanan milin güvenilirliği hesaplanmakta, eğim ve sehimin maksimum olduğu noktalar belirlenerek grafikleri çizilmekte, burulma açısı hesaplanarak burulma momenti ile eğilme momenti grafikleri de, milin şematik resmi ile birlikte çizilmektedir (EK 6.1 ve EK 6.2).



Örnek tasarımda kullanılan dişli kutusunun millerine ait tasarım değerleri klasik ve istatistik metoda göre Tablo 6.3'de verilmiştir. Burada görüldüğü gibi klasik tasarımdaki emniyet katsayısı değeri yerine, bu değer istatistik tasarımdaki karşılığı olan güvenilirlik dikkate alınarak yapılan tasarımlar ile daha küçük boyutlar hesaplanmıştır. Pratikte bu metod, malzeme özelliklerinin istatistiki değerlerinin tesbiti büyük maliyetler gerektirdiği için, bu çalışmada, gelişigüzel değişkenlerin dağılım oranı katsayıları kullanılarak uygulanmıştır. İki kademeli dişli kutusu elemanlarının örnek tasarımı EK-6.1'de ve üç kademeli dişli kutusu elemanlarının tasarımı EK-6.2'de verilmiştir. Ayrıca dişli çark tasarımı bilgisayar programının "BASIC" programlama dilindeki yazılımı EK-6.3'de ve bir kademeli dişli sistemi millerinin tasarımı ve yuvarlanmalı yatakların seçimi ile ilgili bilgisayar programı yazılımı da EK-6.4'de verilmiştir.

Tablo-6.3. Klasik ve İstatistik Tasarımda Mil Çapları

Mil	Klasik Tasarım		İstatistik Tasarım	
	çap (mm)	emniyet katsayısı	çap (mm)	emniyet katsayısı
1.Mil	55	2	41.42	1.705
2.Mil	88	2	67.13	1.708
3.Mil	86	2	65.21	1.590

Hazırlanan bilgisayar programı, ekte verildiği gibi kullanıldığında, bir kademeli dişli kutusu için optimizasyon süresi 80 ile 100 dakika, iki kademeli dişli kutusu için 20 ile 25 saat zaman almaktadır. Ancak dişli kutusu kademe sayısı aralıkları program içerisinde verilip, pinyon dişlisinin diş sayısının üst sınırında 25 den daha küçük alındığında, 486-DX bilgisayarlarda tek kademeli dişli kutusu tasarımı 10 ile 15 dakika, iki kademeli dişli kutusu tasarımı 5 ile 6 saatte gerçekleşmiştir. Üç ve dört kademeli dişli kutularında optimizasyon işlemi günlerce zaman almıştır. Ancak çevrim oranları tasarımcı tarafından belirlendiğinde dişli tasarımı bir saatten az bir zamanda gerçekleşmiştir.

## KAYNAKLAR

1. Shigley, J.E., Mischke, C.R., "Mechanical Engineering Design", McGraw-Hill Book Company, Fifth Edition, New York, 1989.
2. Dımarogonas, D.A., "Computer Aided Mechine Design", Prentice-Hill, New York, 1989.
3. Akkurt, M., "Makina Elemanları", Cilt 3, İstanbul, 1982
4. Babalık, F.C., "Makina Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri", Uludağ Üniversitesi Basımevi, 1983.
5. Kaftanoğlu, B., Çarkoğlu, N., "Computer Aided Spur And Helical Gear Design", 5. Mechine Design And Production Conference, METU, Ankara, 1992.
6. Tiniş, F., "Bilgisayar Yardımıyla Dişli Çark Tasarımı", 2. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, ODTÜ, Ankara, 1986.
7. Prayoonrat, S., Walton, D., "Practical Approach to Optimum Gear Train Design", Computer Aided Des., v 20 n 2 p 83-92, Mar. 1988.
8. Carroll, R. K., Johnson, G. E., "Optimal Design Spur Gear Sets", J. Mechanisms Trans. and Auto. Design, v 106/95, Mar 1984.
9. Clegharn, M.L., "General Method For Optimum Design of Gear Boxes Through Nonlinear Programming", ASME, p 153-160, New York, 1989.
10. Shchekin, B. M., "Modelling And Optimization of Gear Transmission", Sov. Eng. Res., v 7 n 1 p 4-6, 1987.
11. Türkmen, B., Kaftanoğlu, B., "Bilgisayar Yardımıyla Düz ve Helisel Dişli Tasarımı", VII. Tübitak Bilim Kongresi, Aydın, 1980.

12. Black, P. H., "Machine Design 1", McGraw-Hill Book Company, New York.
13. Buckingham, E., "Analytical Mechanics of Gears", McGraw-Hill Book Company, New York, 1949.
14. Faires, V. M., "Design of Machine Elements 1", McGraw-Hill Book Company, New York, 1965.
15. Dudley, W. D., "Gear Handbook", McGraw-Hill Book Company, New York, 1969.
16. Gay, C. E., "How to Design to Minimize Wear in Gears", Machine Design, v 42, 1970.
17. Kowalski, J., "Optimal Synthesis Method of Mechanical Transmission", V. World Congress on Theory of Machines And Mechanisms, ASME Publication, 1977.
18. Niemann, G., "Makina Elemanları", Cilt 3, Çevirisi Harzadin Gazanfer, Ankara, 1972.
19. Wilde, D. J., "Globaly Optimal Design", Wiley Interscience, New York, 1978.
20. Johnson, R. C., "Optimal Design of Mechanical Elements", Wiley Interscience, New York, 1980.
21. Sutherland, J. E., "Sketchpad A Man-Machine Graphical Communication System 4", Lincoln Laboratory Technical Report No. 296, Massachusetts, 1980.
22. Tucker, A. I., "The Gear Design Process", ASME Paper No. 90-C2/DET, 13 August 1980.
23. Mitchiner, R. G., Mbie, H. H., "The Determination of The Lewis And The

- AGMA Geometry Factor For External Spur Gear Teeth", ASME Journal of Mechanical Design, v 104 n 1, 1982.
24. Savage, M., Coy, J. J., Townsend, N. P., "Optimal Tooth Numbers For Compact Standard Spur Gear Sets", ASME Journal of Mechanical Design, v 104 n 3, 1982.
25. Yahşi, O., "Computer Aided Design of Spur And Helical Gears", Mechanical Engineering Department of METU, Ms Thesis, 1987.
26. Arıkan, S., "Computer Aided Dynamic Modelling of Spur Gears", Mechanical Engineering Department of METU, Ph D Thesis, 1987.
27. Kutlu, D. A., "Bilgisayar Destekli Dişli Tasarımı", Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Y. Lisans Tezi, Eskişehir, 1987.
28. Emir, Ö., "Bilgisayar Destekli Düz Dişli Tasarımı", Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Y. Lisans Tezi, Adana, 1989.
29. Savage, M., Knorr, R. J., "Life And Reliability Models For Helicopter Transmissions", Publ by American Helicopter Soc., USA Prepr n RWP-16, 13 p, 1982.
30. Bağcı, C., "Helical Gear Design For Surface Fatigue (Durability And Pitting)", Publ by Cahners Exposition Group, Stamford, CT, USA p 149, 1987.
31. Green, A.E., Bourne, A.J., "Reliability Technology", Wiley and Sons, London, 1972.
32. Dhillon, B.S., Singh, C., "Engineering Reliability, New Techniques and applications", Wiley and Sons, New York, 1981.

33. Kapur, K.C., Lamberson, L.R., "Reliability in Engineering Design", New York, 1977.
34. MKE Çelik Kataloğu
35. Zet Redüktör Sanayi ve Ticaret A. Ő., Katalog No. 07, İstanbul.
36. Redux Redüktör Flender San/Redurex, Gear Units, Postfach 139, D-4290, Bocholt.
37. Deutschman, A. D., Michels, W. J., "Machine Design", Macmillan Publishing Company, 1975.
38. Tuç, B., Çetinkaya, K., "Dişli ÇArk Form Faktörü", G.Ü. Tek. Eğt. Fak. Dergisi, c 3 s 3-4, Ankara, 1992.
39. Çetinkaya, K., "Bilgisayar Yardımıyla Dişli Kutusu Elemanları Tasarımı", G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Y. Lisans Tezi, Ankara, 1989.
40. İmrek, H., "Bilgisayar Yardımıyla Dişli Dizaynı", S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 1989.
41. The Falk Corporation Milwaukee 1, "Improved Tooth Form", Wisconsin Copyright, 1961.
42. Charchut ve Thomas "Dişli Çarklar ve Mukavemet Hesapları", Çeviri: Gediktaş, M., Savcı, M., İstanbul, 1985
43. Oktay, Ő., "Makina Elemanları", Üçüncü Cilt, İstanbul, 1971
44. Düzgün, D., "Uygulanmış Makina Elemanları", Ankara, 1991.
45. Pan, D.S., Rao, S.S., "Fault Tree Approach for the Reliability Analysis of Gear Trains", Transactions of the ASME, vol.110, September 1988.
46. Mbari, P.N., "Reliability and Fault Tree Analysis in Hydraulic Systems",

For the Degree of the Master Science of the University of Bath, 1985.

47. Wu, Y.F., "Monte Carlo Simulation Studies of Mechanical System Reliabilities", Cambridge, Ph.D., 1992.
48. Rao, S. S., "Reliability Analysis And Design of Epicyclic Gear Trains", Journal of Mechanical Design, v 101, October 1979.
49. Probabilistic Mechanical Design
50. Yurtsever, N., "Deneysel İstatistik Metodlar", Köy Hizmetleri Genel Müdürlüğü Yayınları, Ankara, 1984.
51. Holman, J. P., "Experimental Methods For Engineers", Second Edition, Southern Methodist University, 1971.
52. Reliability Analysis
53. Carter, A. D. S., "Mechanical Reliability" Second Edition, Education Ltd., London, 1986.
54. Dobrovolsky, V., et al., "Machine Elements", Foreign Language Publishing House, Moscow, 1961.
55. Ang, A. H. S., Tang, W. H., "Probability Concepts in Engineering Planning And Design", v 20, Basic Principles, John Wiley And Sons, New York, 1975.
56. Taylor, D.L., "Computer-Aided Design"
57. Gill, P.E., Murrey, W., "Practical Optimisation", Academic Press, 1981
58. Powell, M.J.D., "A Method of Minimizing the Sum of Squared Terms of Non-Linear Function Without Calculating Derivation", Comput J., pp 303-308, 1965.
59. Powell, M.J.D., "Non-Linear Optimisation", Academic Press, 1982.

60. Nelder, J.A., Mead, R., "A Simplex Method For Function Minimization", Comput J., No 5, 1965.
61. Hooke, R., Jeeves, T.A., "Direct Search Solution of Numerical and Statistical Problems", J. Assoc. Comput., v 8, n 2, pp 212-229, April 1961.
62. Swann, W.H., "Report on the Development of a New Direct Searching Method of Optimisation", ICICIL Research Note 64/13, 1964.
63. Dixon, L.C.W., "Non-Linear Optimisation", The English Universities Press Ltd., 1972.
64. Andrews, G.C., Argent, J.D., "Computer Aided Optimal Gear Design", Int. Power Transmission and Gearing Conference, v 1, ASME, 1992.
65. Kudryavtsev, V.N., Reshetov, D.N., "On Methods Used to Estimate the Load-Carrying Capacity of Cylindrical Gears" Soviet Engineering Research, no.9, 1989.
66. Lin, H.H., Lee, C., "Computer Aided Design of High-Contact-Ratio Gears for Minimum Dynamic Load and Stress", Transactions of the ASME, v 115, March 1993.
67. NASA Contractor Reports, "Gear Optimisation", no 4201, 1988.
68. Technical Report "Design and Materials Selection of Power Transmission Gears", Materials and Design J., v 13, n 4, 1992.
69. Doughtie, V. L., Vallence, A., "Design of Machine Elements", McGraw Hill Book Company Inc, s 177-178, 1964.
70. Mott, R. L., "Machine Elements in Mechanical Design", Charles E. Merrill Publishing Company, 1985.

71. Reshetov, D. N., "Machine Design", Mir Publishers, Moscow, s 461-475, 1978.
72. Smaili, A.A., Tylicki, H.F., "Computer Aided Design of Transmission Shafts", Advanced Automotive Technologies, v 52, ASME, 1993.
73. Nawate, S., Terauchi, Y., "Number of Teeth in Contact and Loading Capacity of Gear Type Shaft Caupling", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, v 59, p 252-257, 1993.
74. Akkurt, M., "Makina Elemanları", Birinci Cilt, İstanbul, 1979.
75. Chuch, A. H., "Mechanical Vibrations", 2nd ed., John Willey and Sons Inc, New York, 1964.
76. Lynwander , P., "Gear Drive Systems, Design and Application", Marcel Dekker Inc, New York and Basel, 1983.
77. Errichell, R.L., Muller, J., "How to Analysis Gear Failures", Power Transmission Design, 1994.
78. Akkurt, M., "Makina Elemanları", İkinci Cilt, İstanbul, 1980.
79. Ors-Steyr Rulman Kataloğu, Orta Doğu Rulman Sanayi ve Ticaret A.Ş., Ankara, 1986.





**EKLER**

## EK-2.1. FORM FAKTÖRÜ

DIN 3972 standardında verilen Profil II özelliklerini taşıyan diş geometrisi Şekil-E.2.1'de, z diş sayısı ve m modüle bağlı olarak geometrik büyüklükler (2.28) denklemlerinde verilmiştir. Form faktörü (2.9) denkleminde

$$K_f = \frac{6 m h_q \cos \alpha_{bn}}{s_q^2 \cos \alpha_o}$$

şeklindedir. Bu denkleminde  $\alpha_o$  kavrama açısı,  $h_q$  eğilme kolu ve  $s_q$  kırılma kesiti kalınlığıdır. Form faktörünün tespiti için kavrama açısı, eğilme kolu ve kırılma kesiti kalınlığı (Şekil-E.2.2) değerlerinin bilinmesi gerekir. Şekilde gösterilen r kavisi (2.19) denkleminde bulunarak dişbaşı dairesine karşılık gelen basınç açısı

$$\cos \alpha_b = (d_o/d_b) \cos \alpha_o$$

olup, bu açı ve taksimat dairesindeki diş kalınlığı yardımıyla dişbaşı diş kalınlığı yayının merkez açısı

$$\alpha_m = 114.6 ((s_o/d_o) + e v \alpha_o - e v \alpha_b)$$

şeklinde bulunur. Burada;  $e v \alpha = \tan \alpha - \alpha$  evolvent fonksiyonudur. Temel dairesindeki basınç açısı

$$\cos \alpha_g = (d_o/d_g) \cos \alpha_o$$

$$\text{veya } r_t + r > r_g \quad \text{ise}$$

$$\cos \alpha_g = r_o \cos \alpha_o / (r_t + r)$$

şeklinde bulunabilir ve buradan temel dairesindeki diş kalınlığı merkez açısı

$$\alpha_{gm} = 114.6 \left( \frac{s_o}{d_o} + e v \alpha_o - e v \alpha_g \right)$$

olur. Burada;  $r_o$ ,  $r_t$  ve  $r_g$  sırası ile taksimat dairesi yarıçapı, diş dibi dairesi yarıçapı ve temel dairesi yarıçapıdır. Kuvvetin tesir çizgisinin diş simetri eksenini kestiği noktanın dişli çark merkezine olan uzaklığı  $r_h$  ve kırılma kesitinin dişli çark merkezine olan uzaklığı  $r_k$

$$r_h = r_g / \cos \alpha_{bn}$$

$$r_k = (r_t + r) \cos (\alpha_{gm} / 2)$$

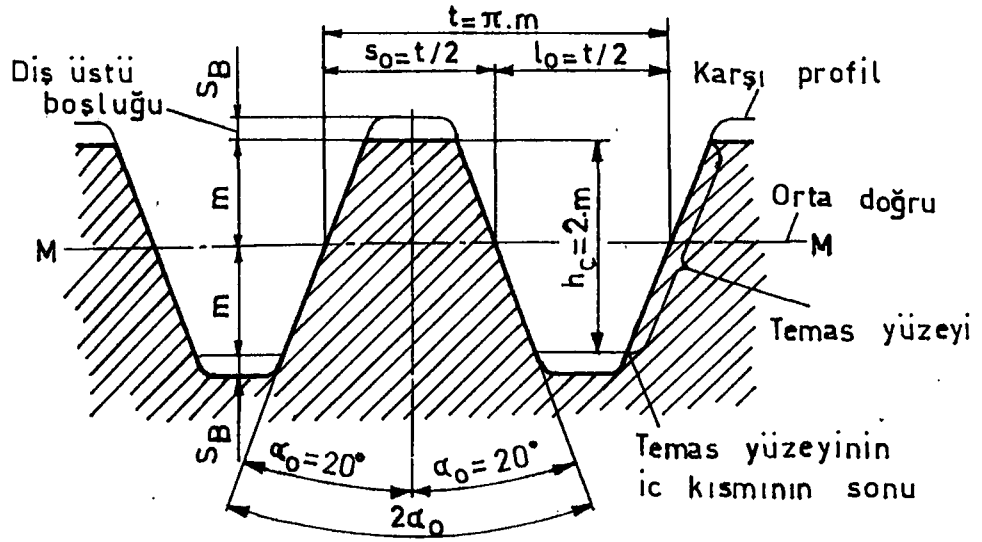
olur. Burada;  $\cos \alpha_n = (r_g / r_b)$ ,  $\alpha_{bn} = \alpha_n - (\alpha_m / 2)$  ve  $r_b$  dişbaşı dairesi yarıçapıdır. Buna göre  $r_h$  ve  $r_k$  değerlerini veren denklemlerden eğilme kolu uzunluğu

$$h_q = (r_g / \cos \alpha_{bn}) - ((r_t + r) \cos (\alpha_{gm} / 2))$$

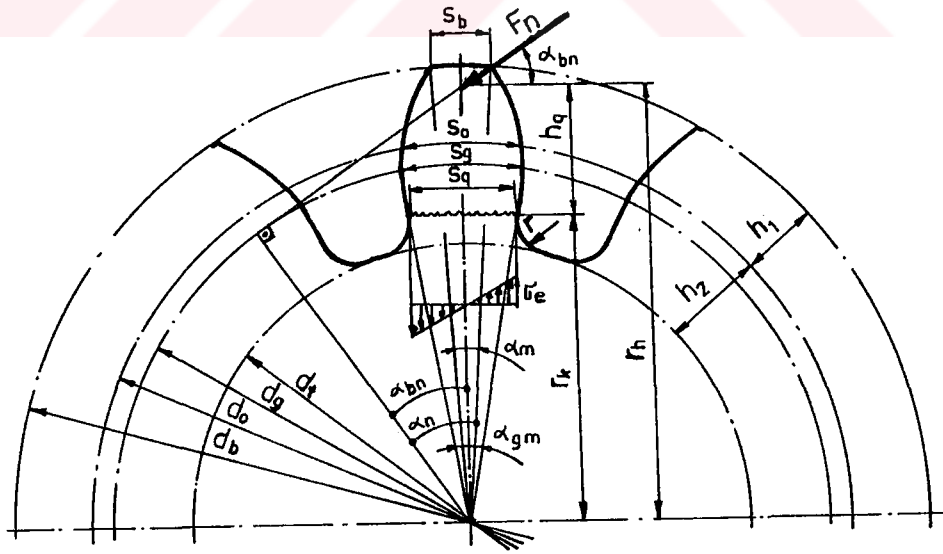
ve kırılma kesiti kalınlığı

$$s_q = 2 ((r_t + r) \sin (\alpha_{gm} / 2))$$

şeklinde elde edilir.



Şekil-E.2.1. DIN 3972'ye göre diş geometrisi

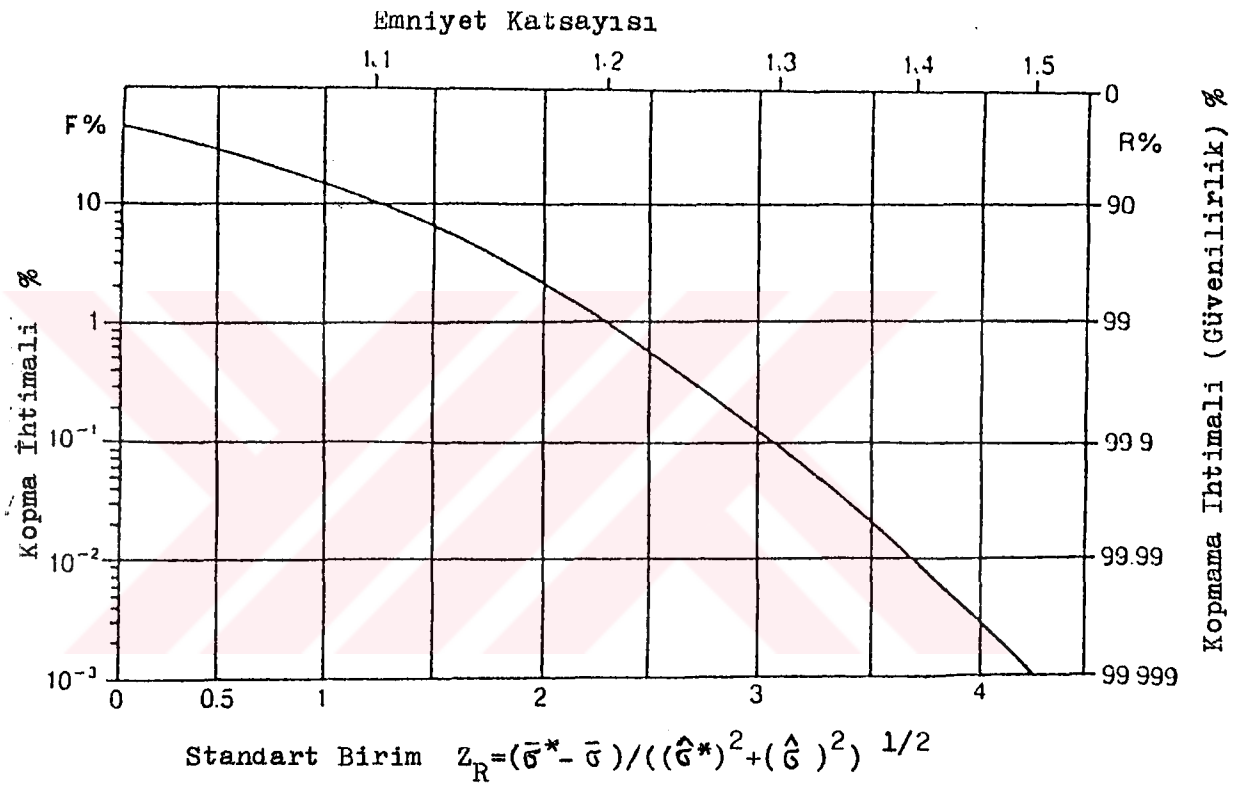


Şekil-E.2.2. Diş profili eğilme kolu ve kırılma kesiti

## EK - 2.2. Dağılım oranları katsayıları (33)

Mekanik özellikler	Sembol	( C ) Dağılım oranı katsayısı
Elastiklik modülü	$C_E$	0.03
Kopma mukavemeti	$C_K$	0.05
Brinel Sertliği	$C_{HB}$	0.05
Akma sınırı	$C_{AK}$	0.07
Sürekli mukavemet sınırı	$C_D$	0.08
Güç	$C_P$	0.1
Diş genişliği	$C_b$	0.01
Eksenler arası uzaklık	$C_a$	0.01
Yüzey faktörü	$C_y$	0.06
Çentik faktörü	$C_\varphi$	0.08

EK-2.3. Emniyet katsayısı- güvenilirlik-standart birim nomogramı (2)



EK-3.1. Dişli Tasarımı Bilgisayar Programı Akış Şeması





D1

ÇALIŞMA KOŞULLARI

İŞLETME FAKTÖRÜ

DÜZGÜN  
ORTA DARBELİ  
DARBELİ

ZORLANMA FAKTÖRÜ

TEK YÖNLÜ  
ÇİFT YÖNLÜ

İMALAT YÖNTEMİ VE  
DİNAMİK YÜK ETKİSİ

- 1-DİŞLİLER TAŞLANMIŞ VE DİNAMİK YÜKSÜZ
- 2-DİŞLİLER TAŞLANMIŞ VE AZ DİNAMİK YÜKLÜ
- 3-ORTA DİNAMİK YÜKLÜ
- 4-AZDIRMA-FELOWS YÖNTEMLE ÜRETİM

ÇALIŞMA ZAMANI VE  
ZAMAN FAKTÖRÜ

$$N \geq 10^7 \text{ İSE } 1$$

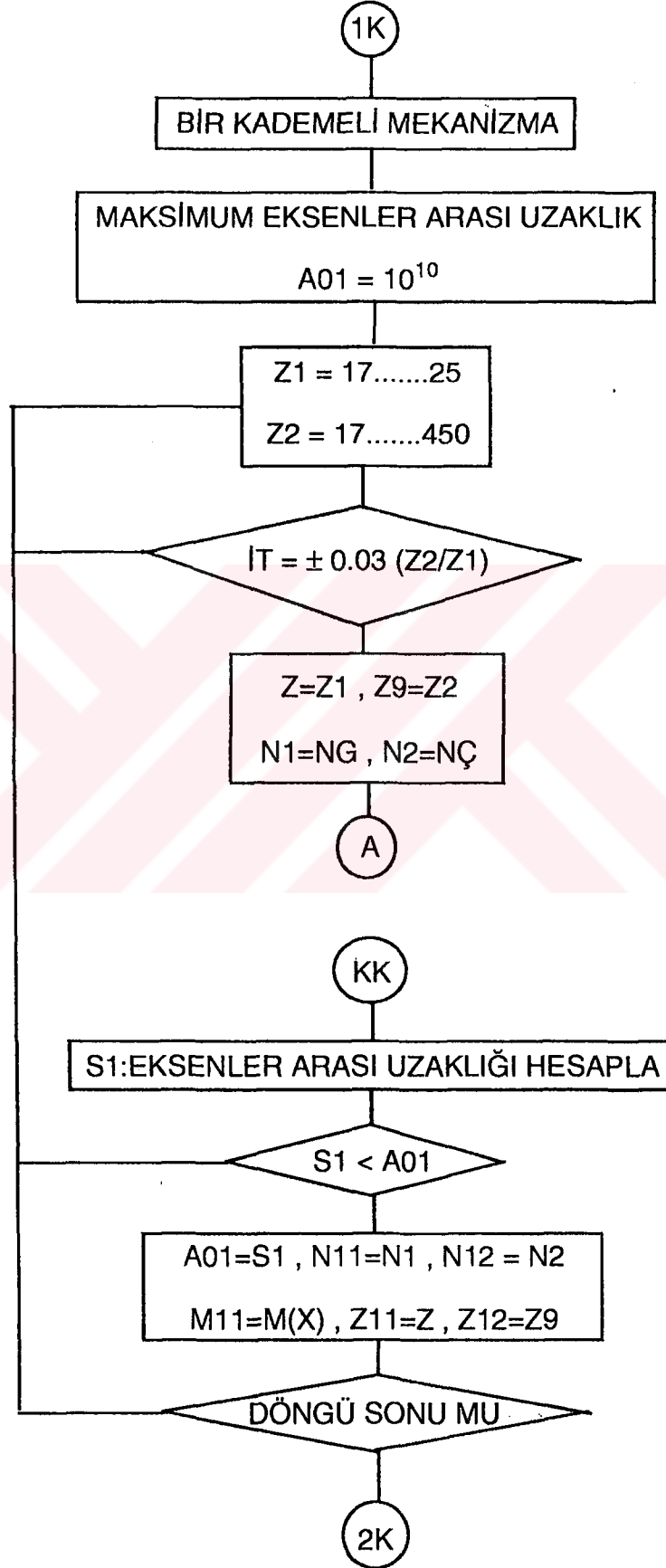
GÜVENİRLİK YÜZDESİ VE  
GÜVENİRLİK FAKTÖRÜ

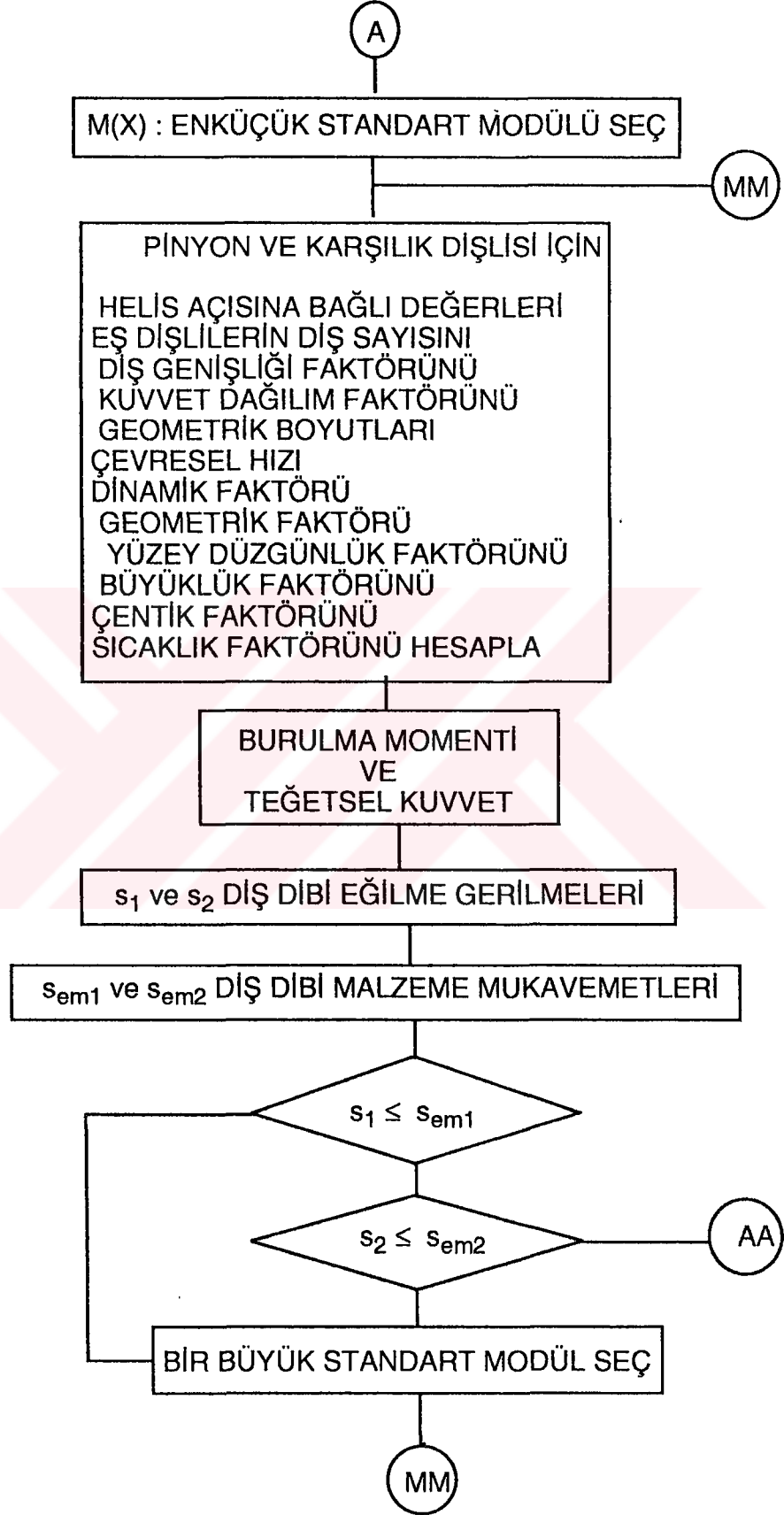
HELİS AÇISI  
DÜZ DİŞLİLER İÇİN SIFIR

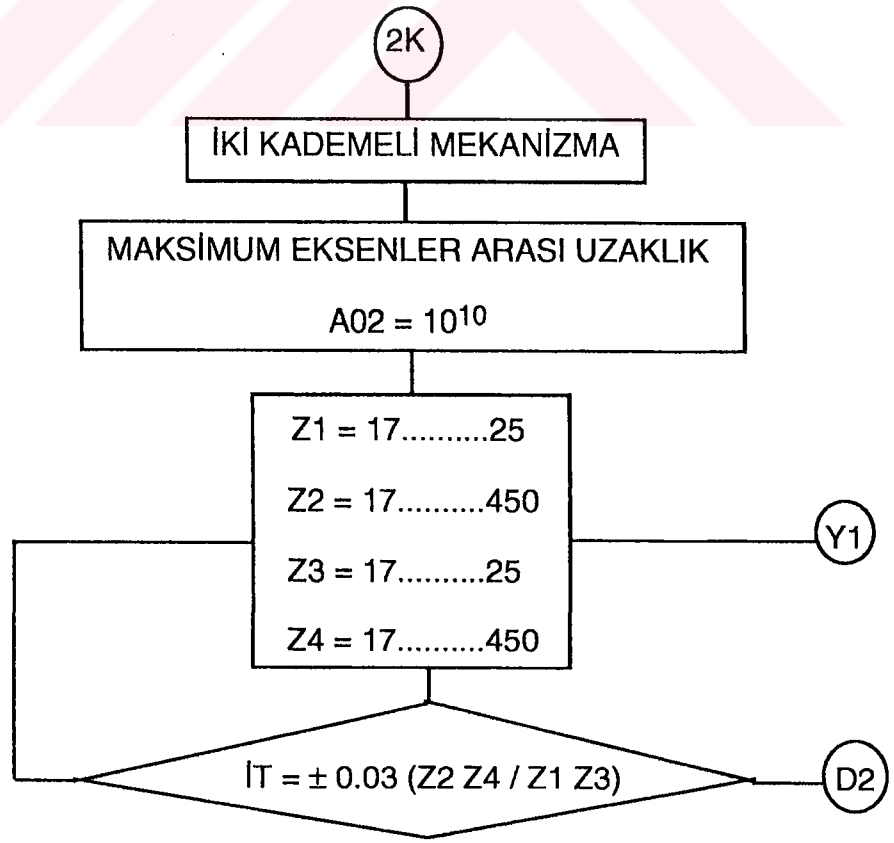
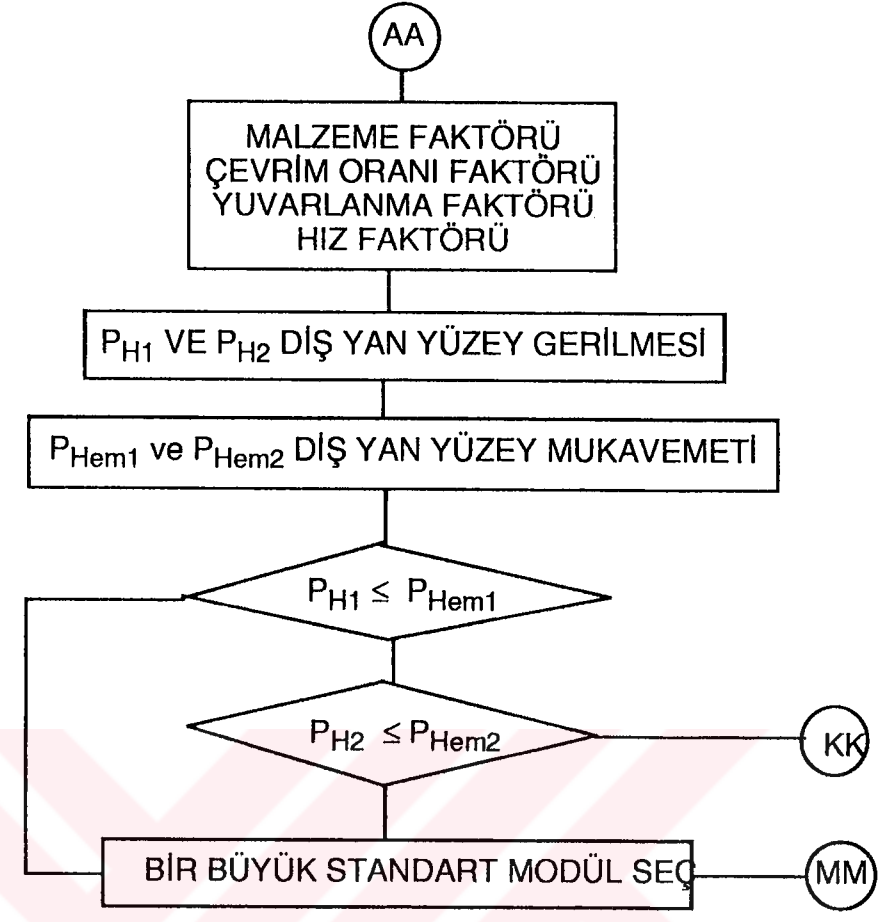
ÇEVİRİM ORANI

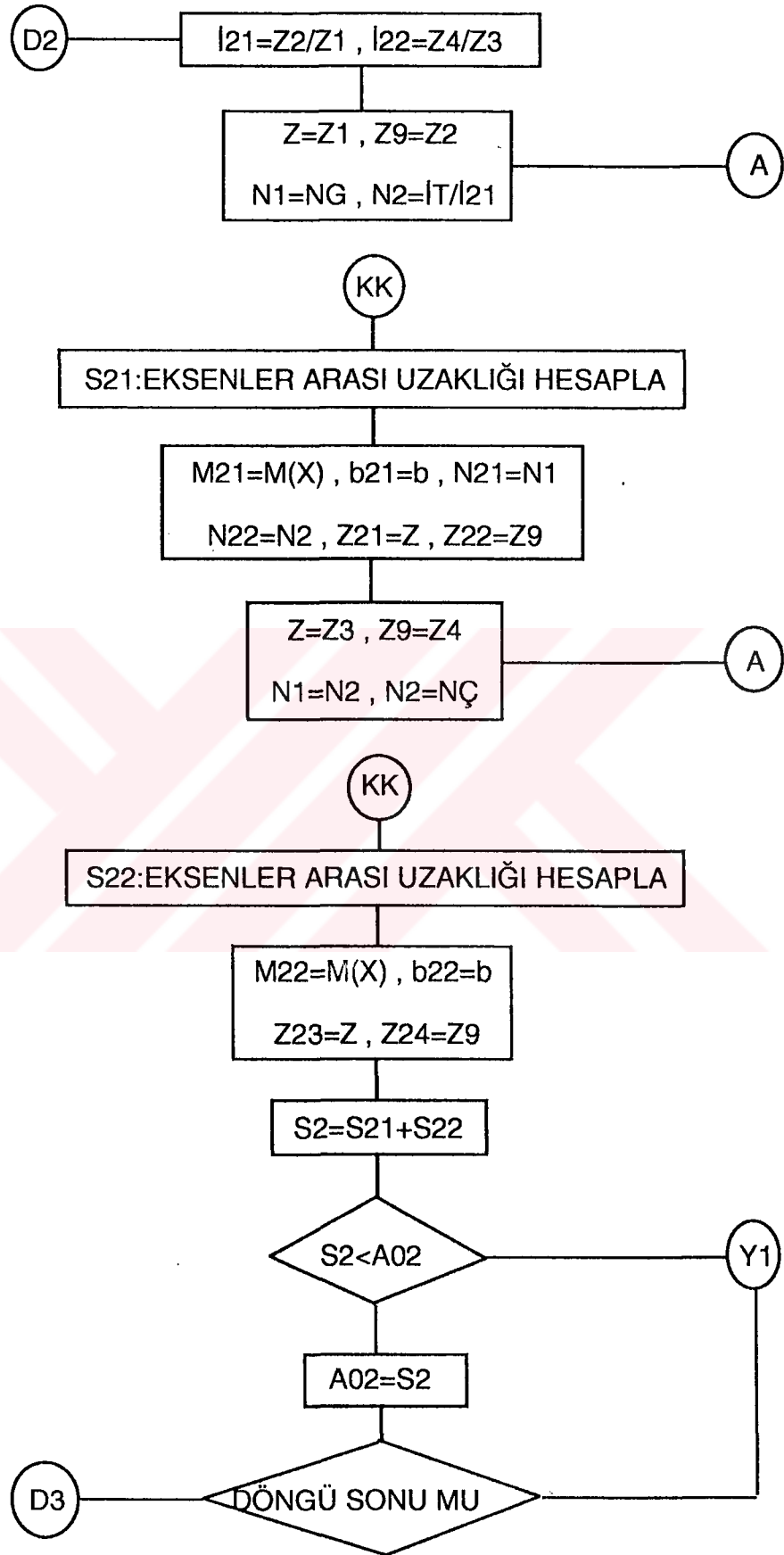
$$i_T = N_G/N_Ç$$

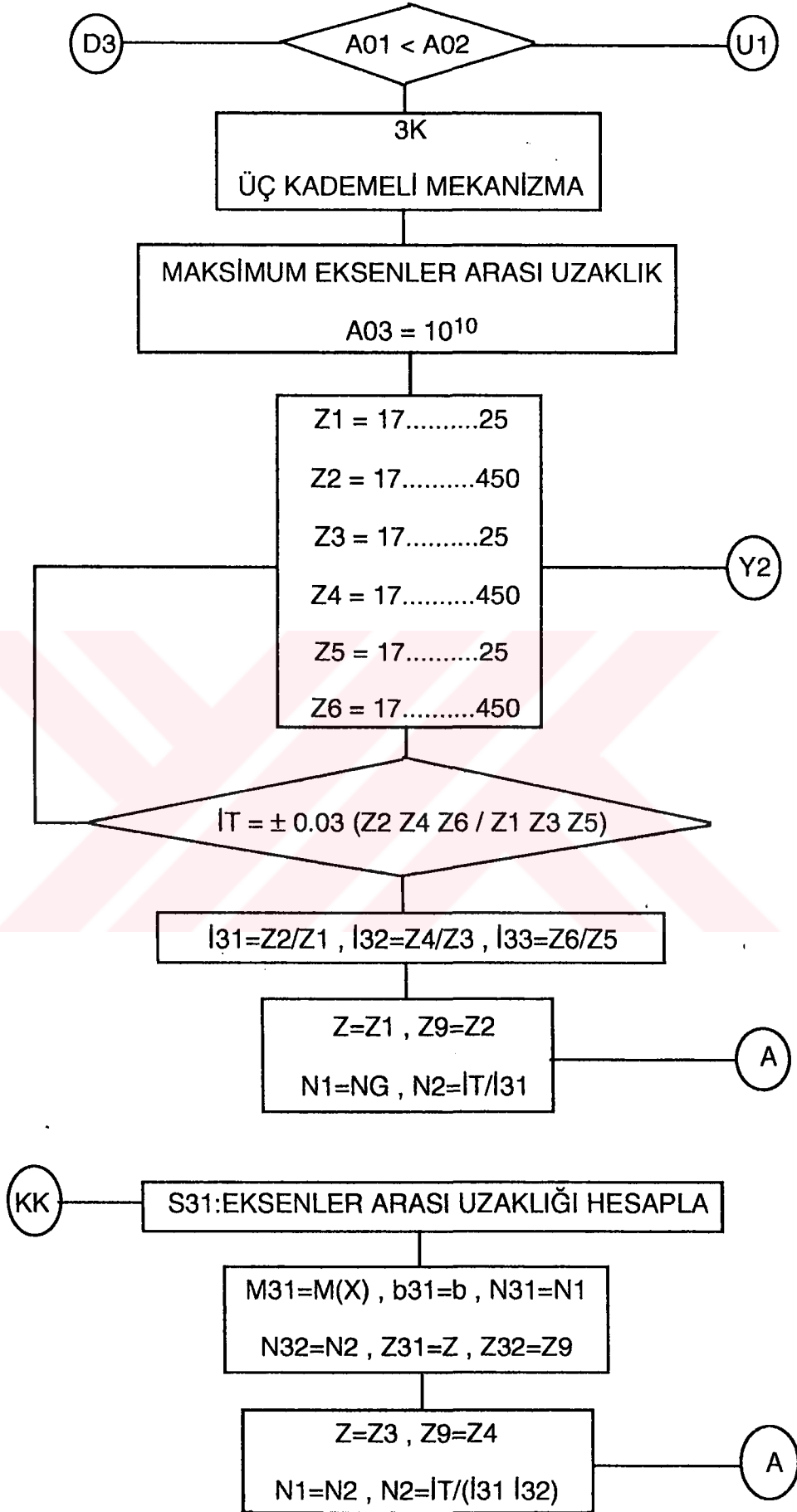
1K

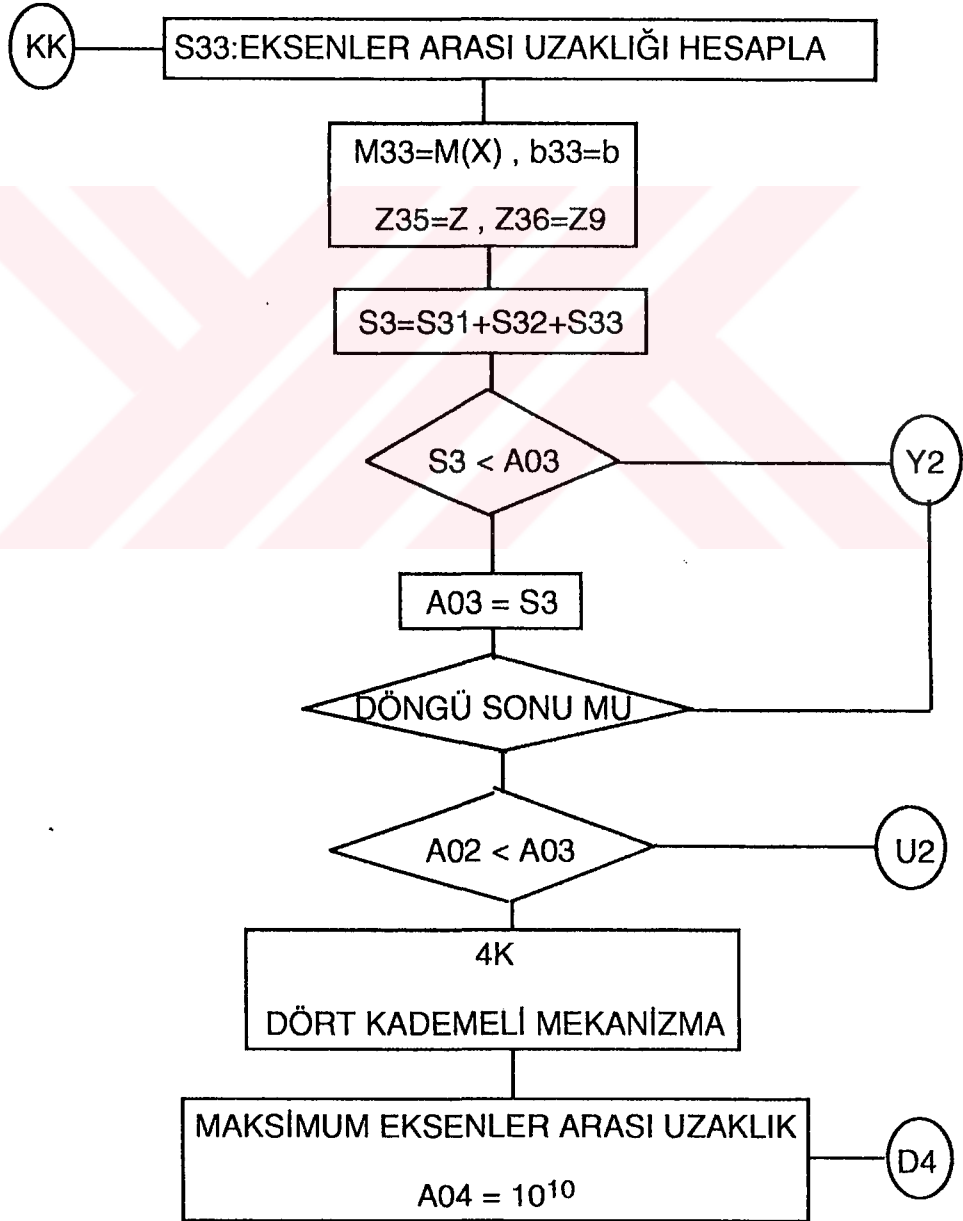
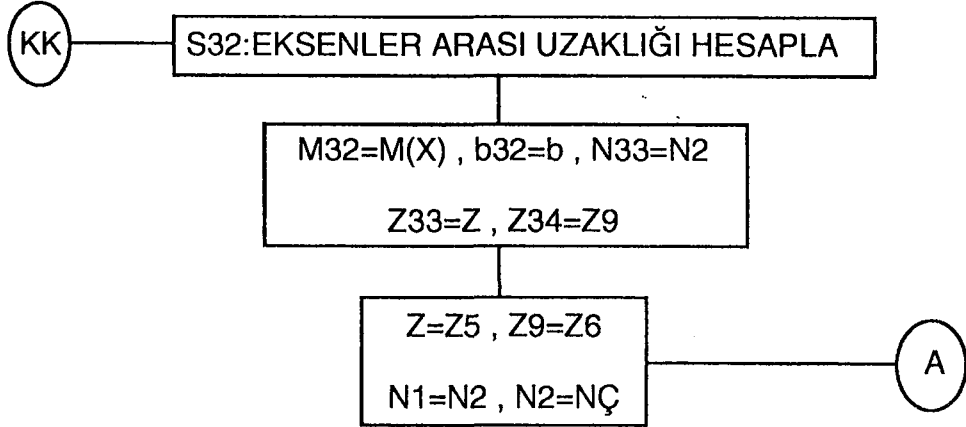


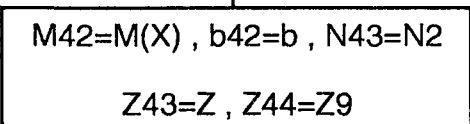
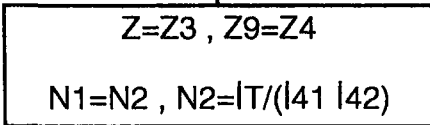
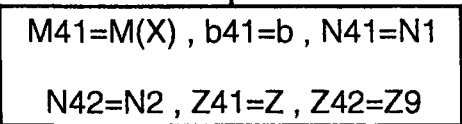
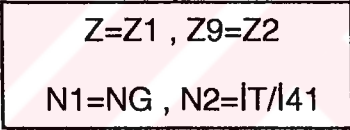
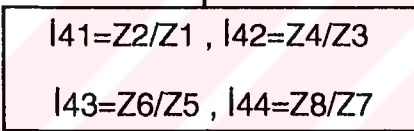
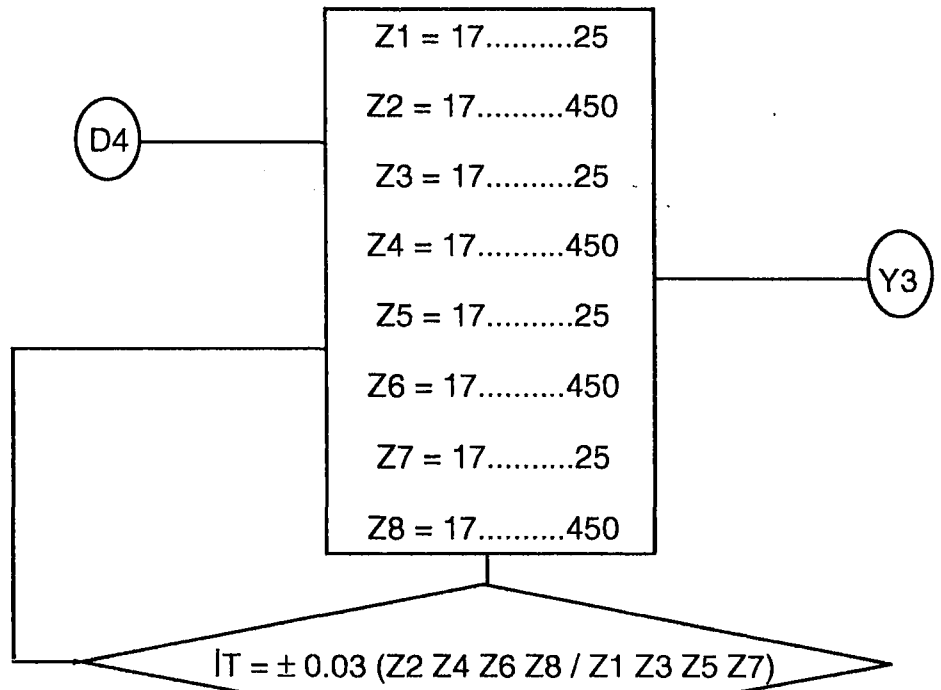




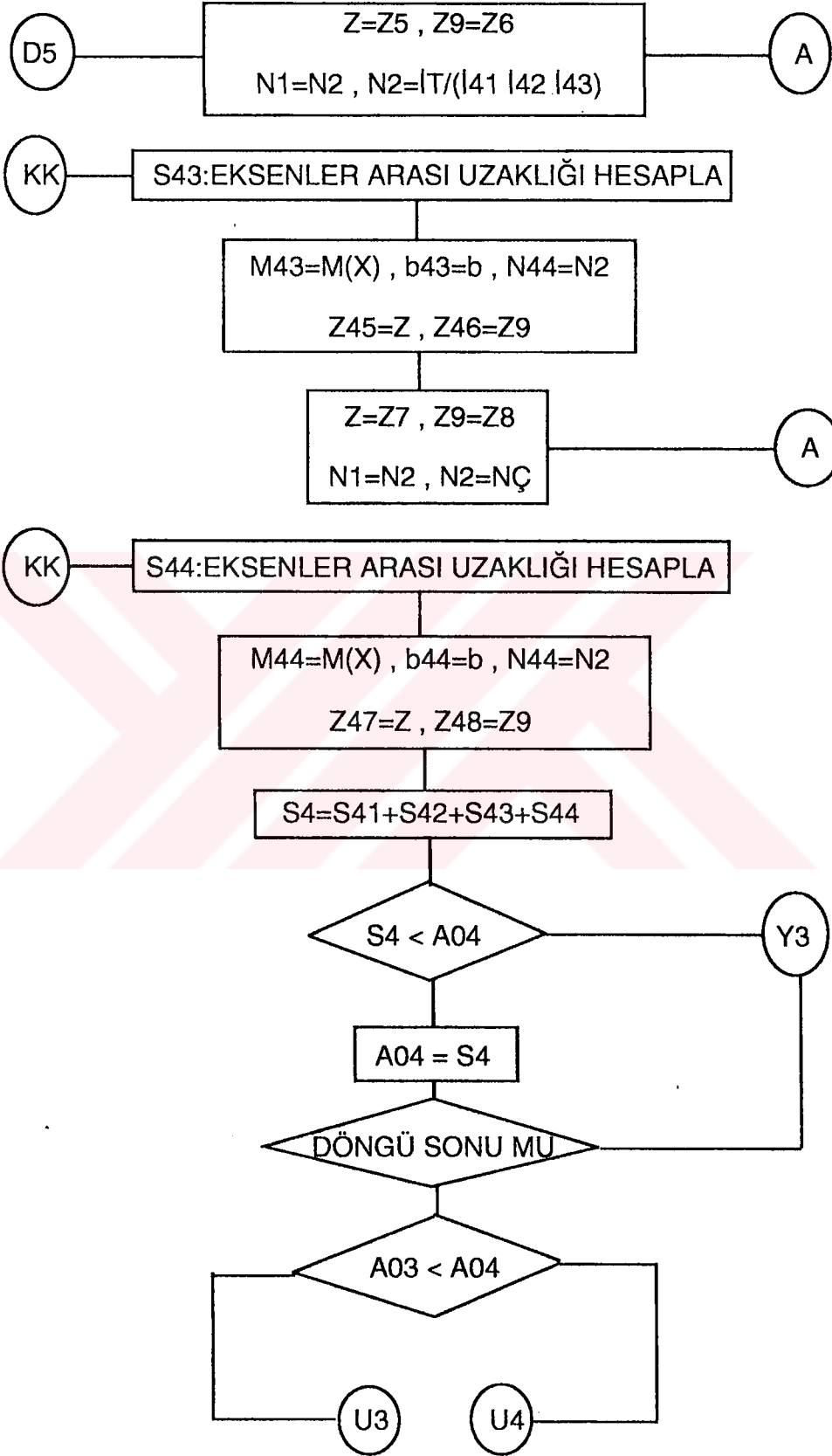


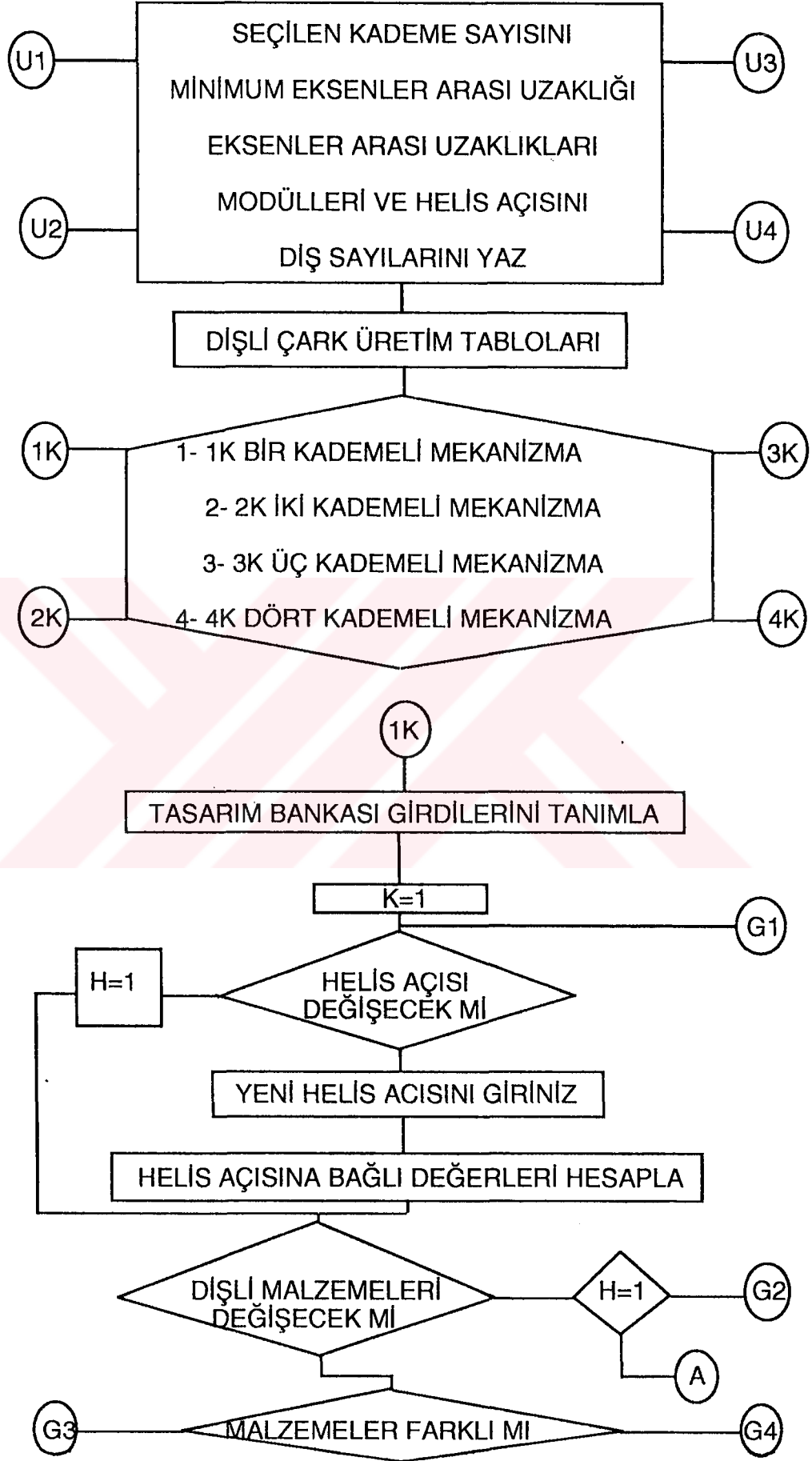


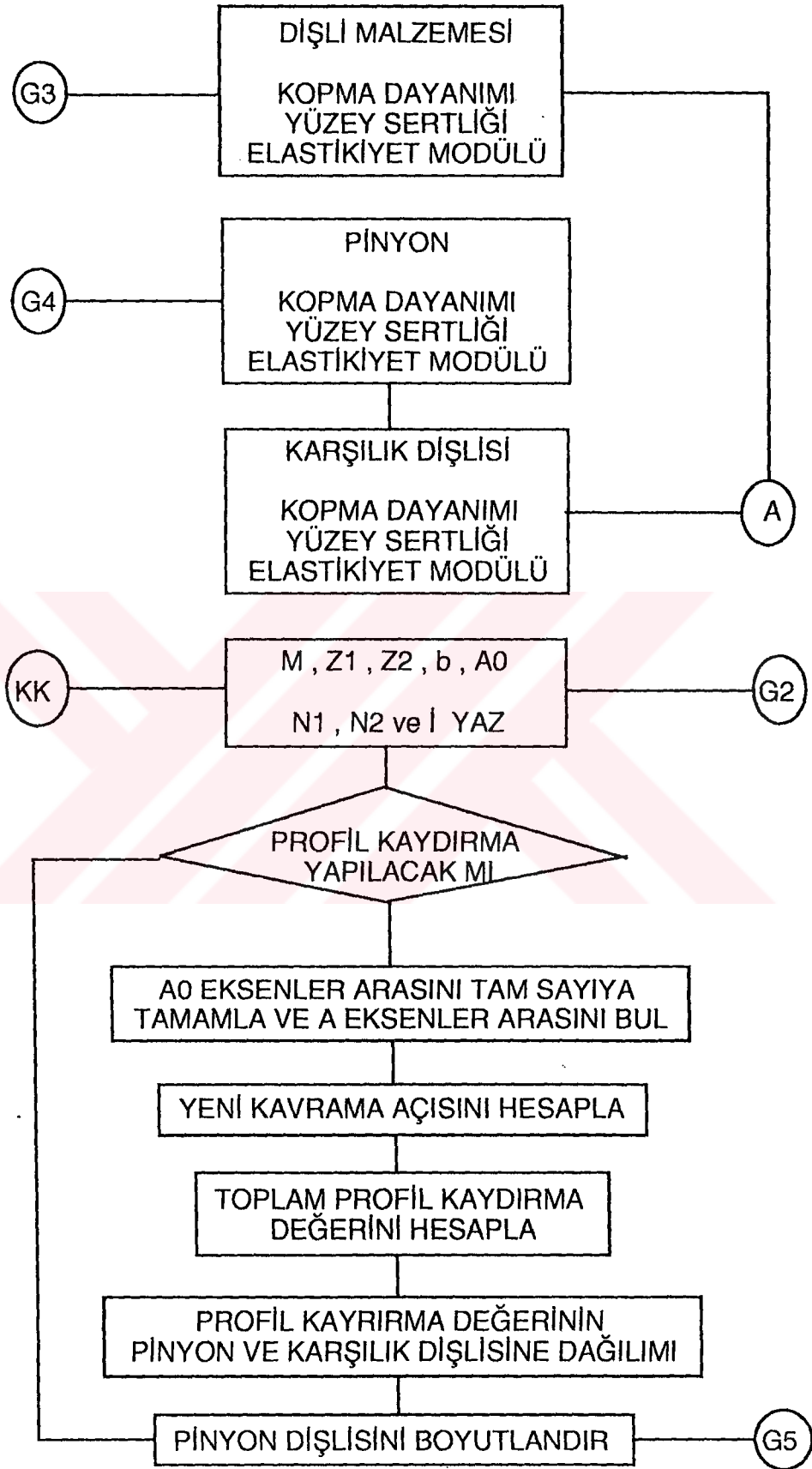


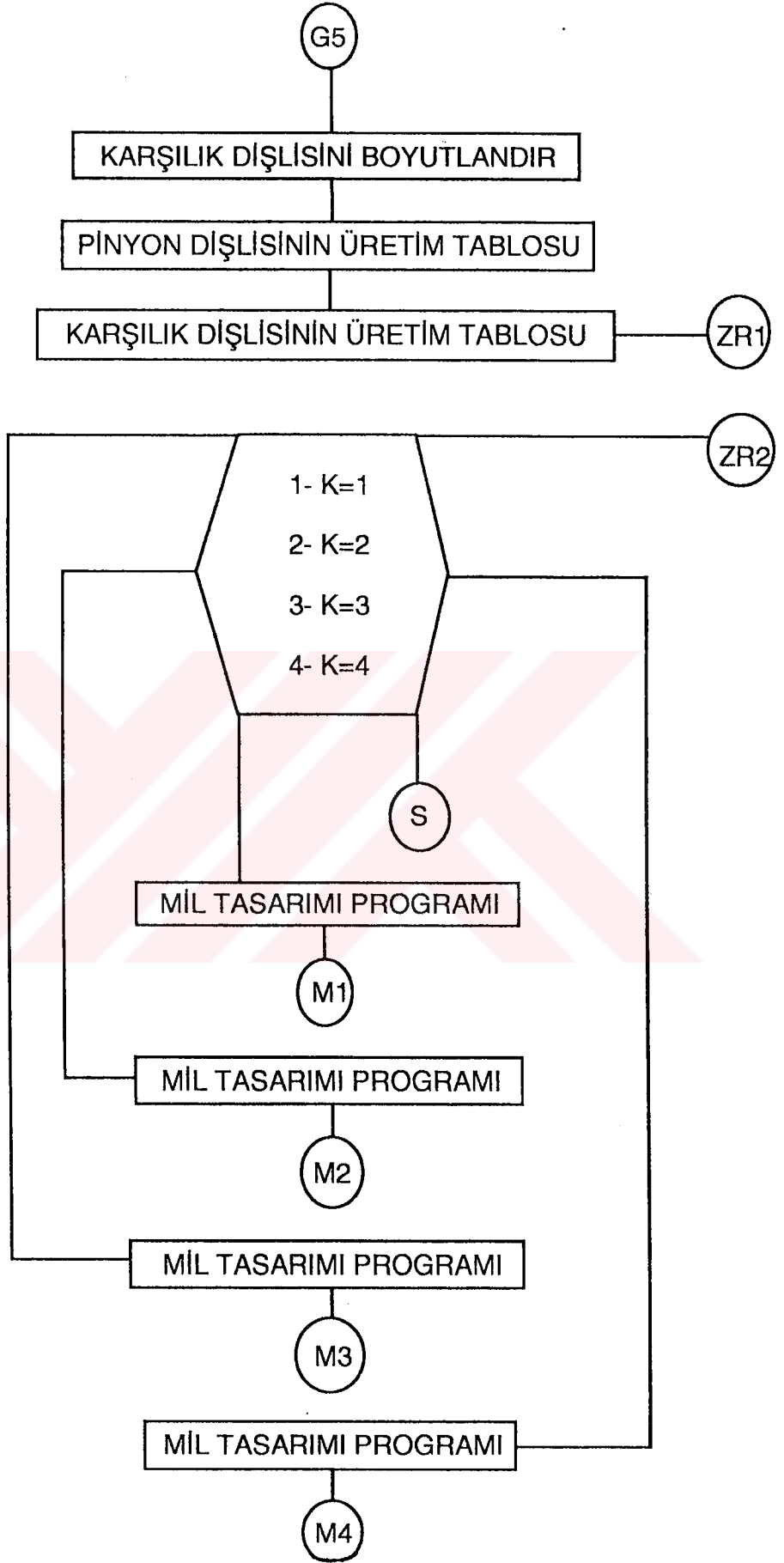


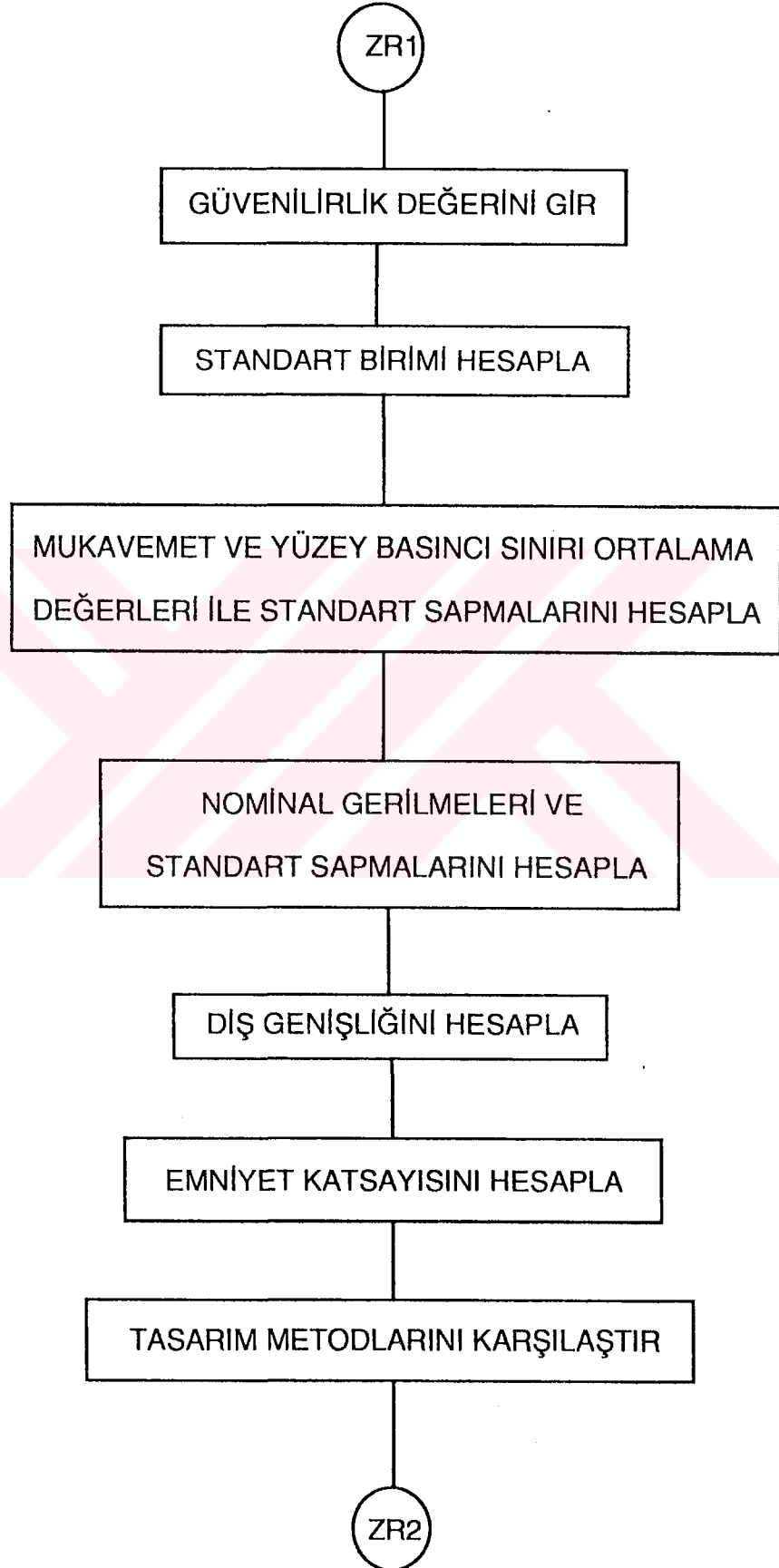


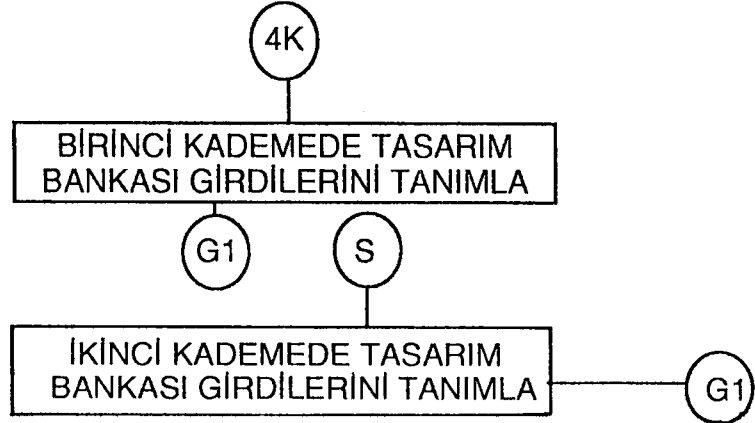
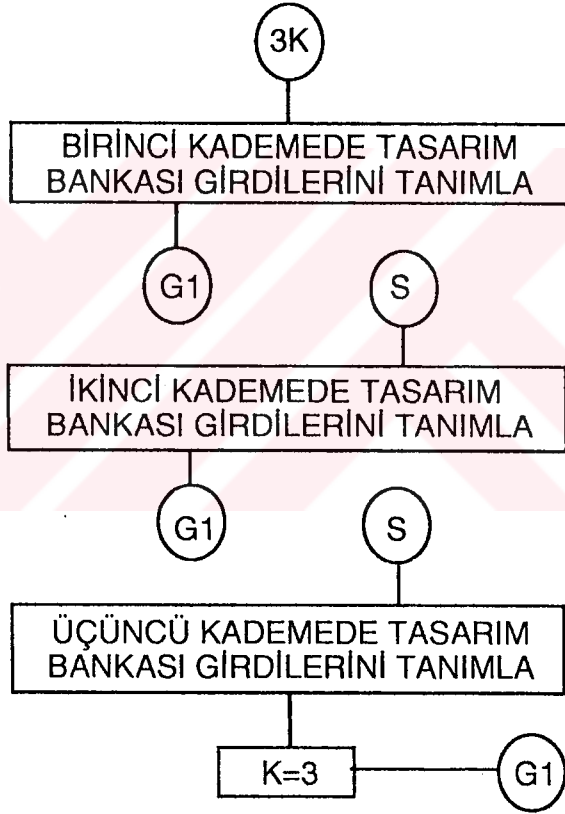
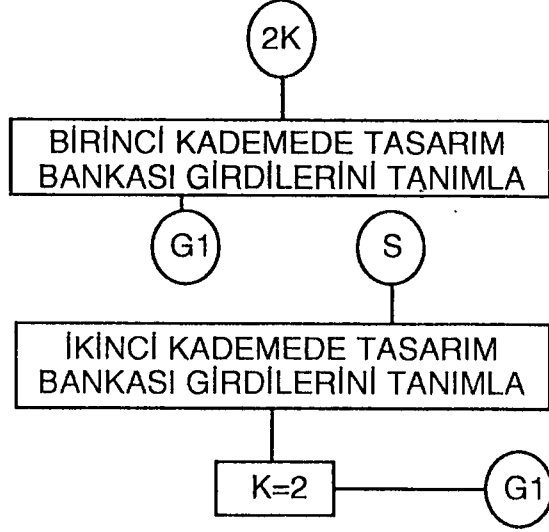


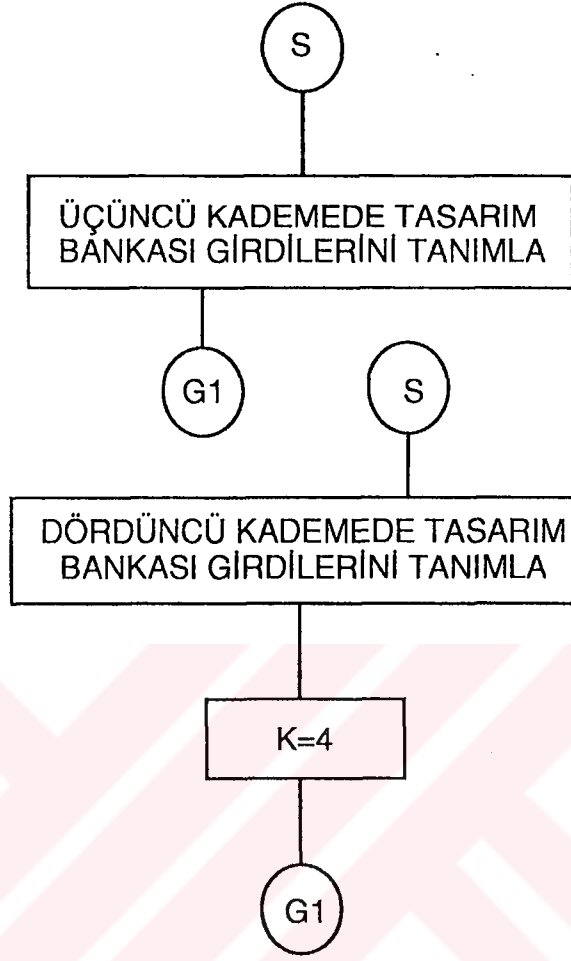






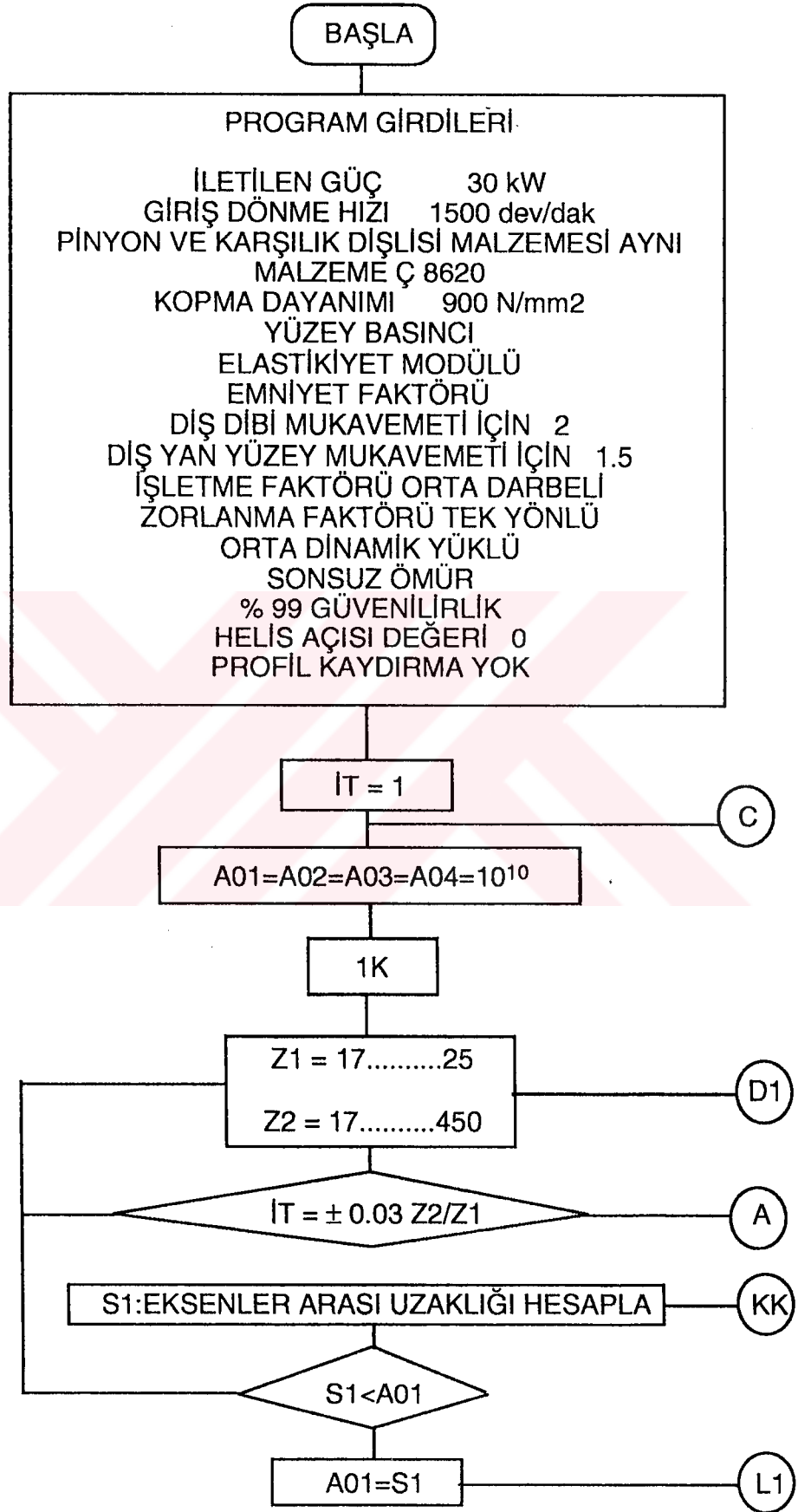


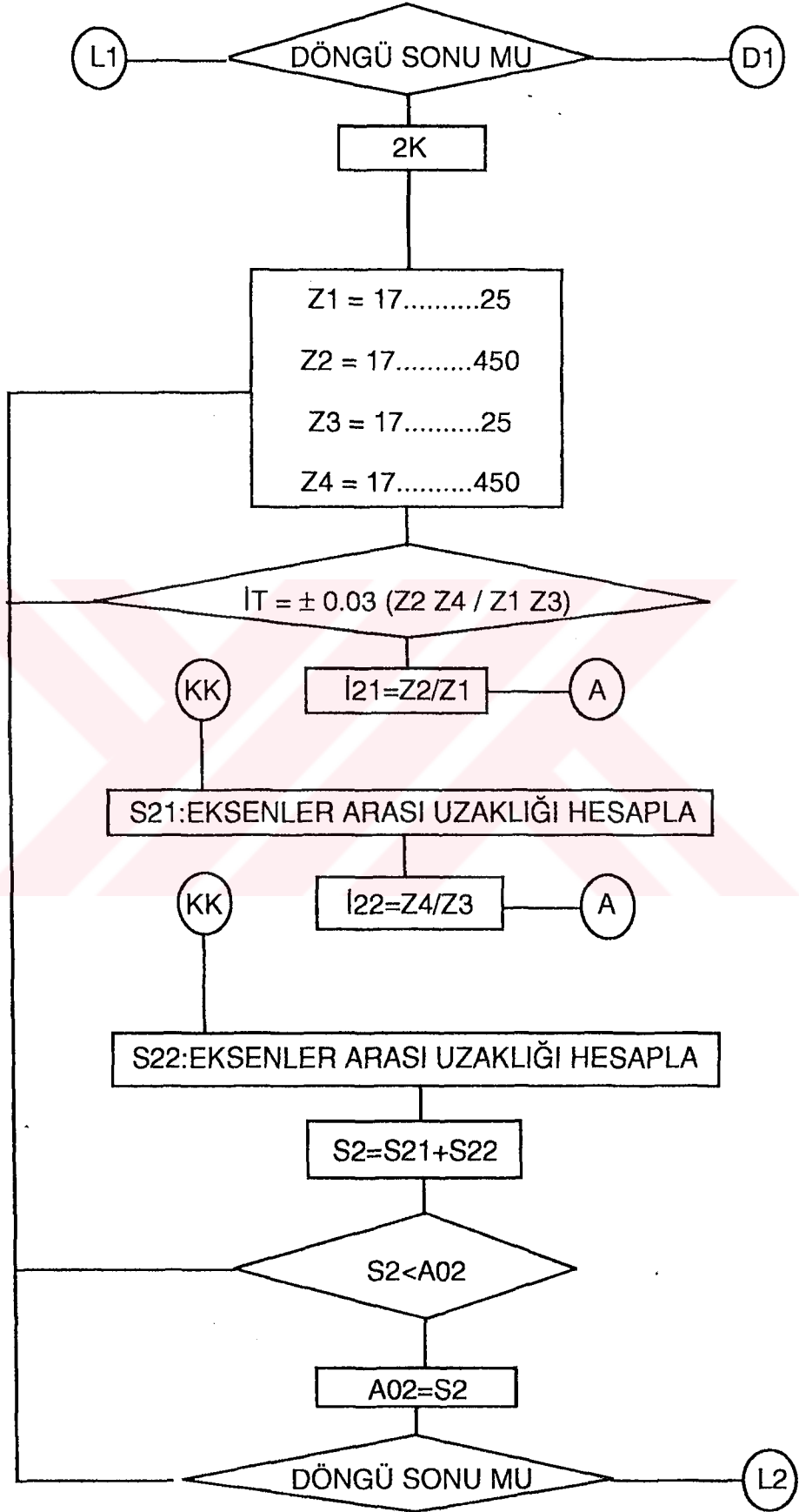


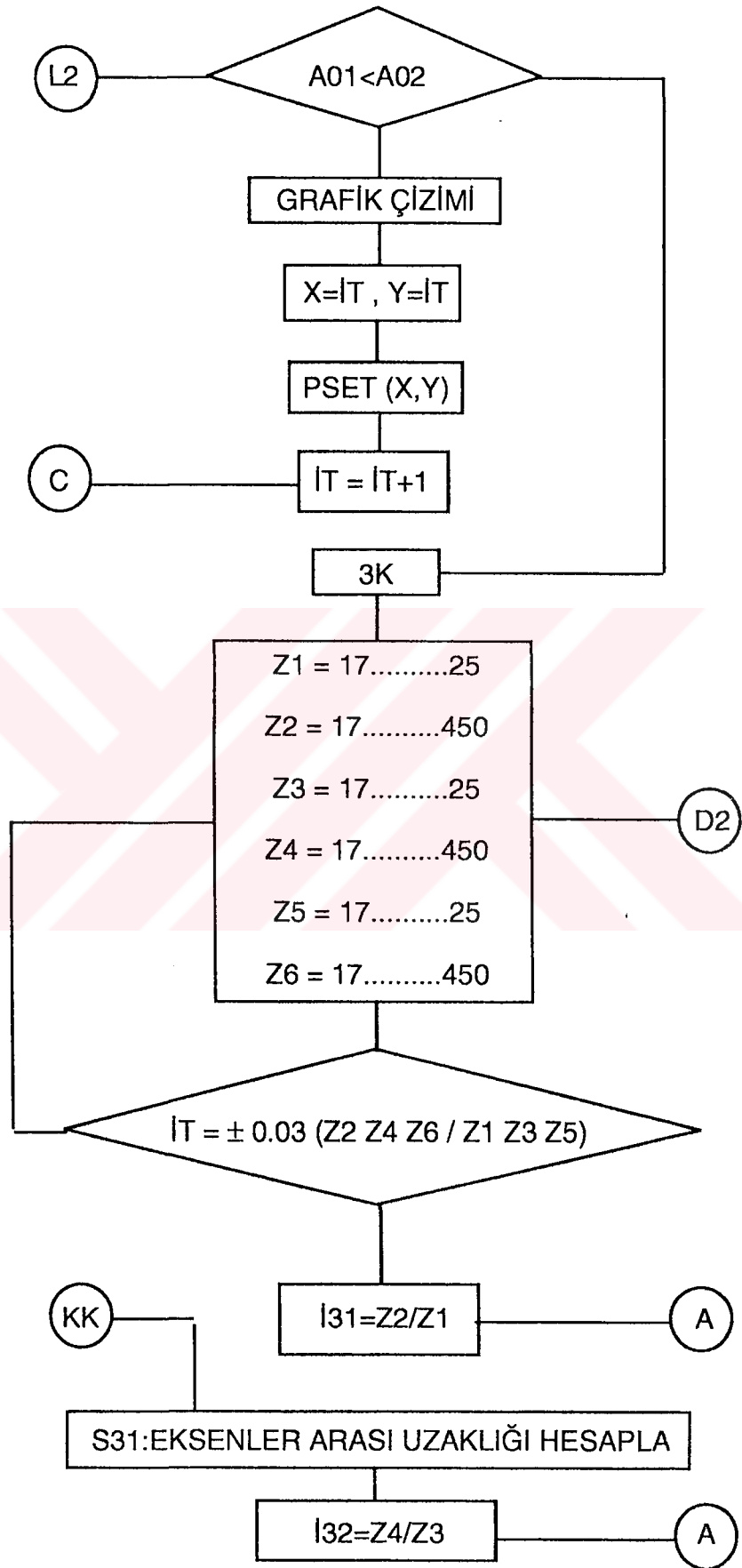


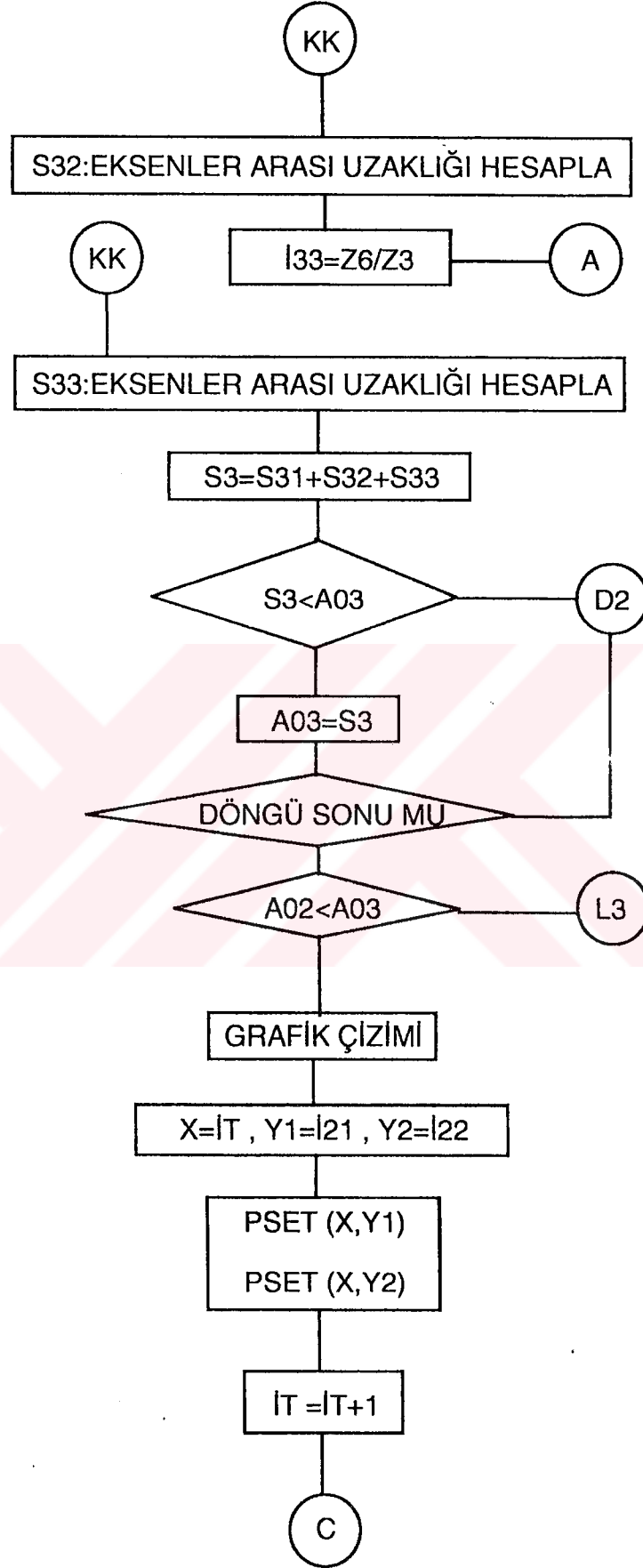
EK-3.2. Örnek Tasarımın Bilgisayar Programı Akış Şeması











L3

GRAFİK ÇİZİMİ

$X=IT$  ,  $Y1=I31$   
 $Y2=I32$  ,  $Y3=I33$

PSET (X,Y1)  
PSET (X,Y2)  
PSET (X,Y3)

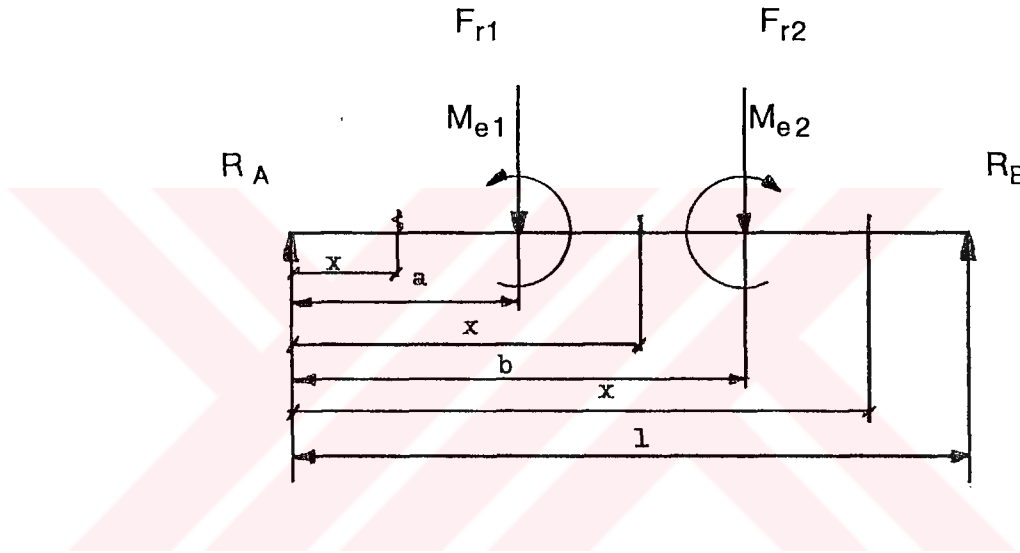
$IT=IT+1$

C

## EK-4.1. EĞİM VE SEHİM DENKLEMLERİ

İki helisel dişli çarkı taşıyan ve iki ucundan yataklanmış bir milin eğim ve sehim denklemleri;

## 1. Düşey düzlem



$$M_{e1} = F_{e1} (d_{o1}/2)$$

$$M_{e2} = F_{e2} (d_{o2}/2)$$

$$R_A = [ F_{r2} (l-b) + F_{r1} (l-a) + M_{e1} - M_{e2} ] / l$$

Radyal ve aksenal kuvvetlerden oluşan eğim;

$$EI y = \frac{1}{2} R_A x^2 + M_{e2} b - M_{e1} a + c_5 \quad 0 \leq x \leq a$$

$$EI y = \frac{1}{2} [ R_A x^2 - F_{r1} (x-a)^2 ] + M_{e2} b - M_{e1} x + c_5 \quad a \leq x \leq b$$

$$EI y = \frac{1}{2} [R_A x^2 - F_{r1}(x-a)^2 - F_{r2}(x-b)^2] + M_{e2}x - M_{e1}x + C_5 \quad b \leq x \leq l$$

Radyal ve aksenal kuvvetlerden oluşan sehim;

$$EI y = \left[ \frac{1}{6} R_A x^3 + M_{e2}b - M_{e1}a + C_5 \right] x \quad 0 \leq x \leq a$$

$$EI y = \frac{1}{6} [R_A x^3 - F_{r1}(x-a)^3] - \frac{1}{2} M_{e1}(x^2 + a^2) + (M_{e2}b + C_5) x \quad a \leq x \leq b$$

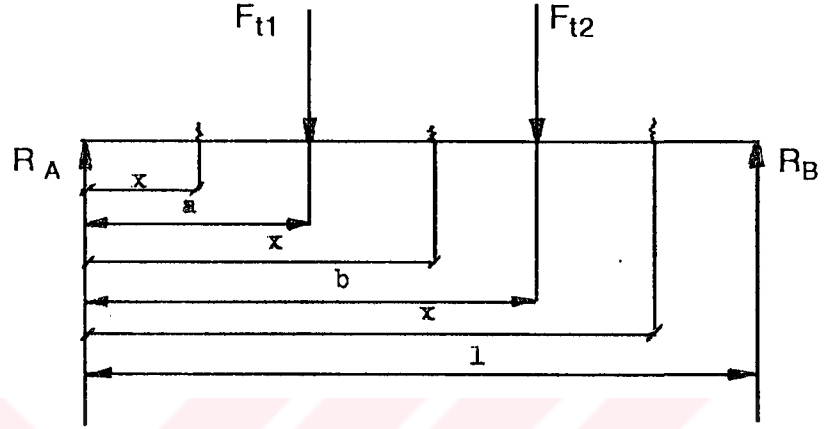
$$EI y = \frac{1}{6} [R_A x^3 - F_{r1}(x-a)^3 - F_{r2}(x-b)^3] - \frac{1}{2} (M_{e2}b^2 + M_{e2}x^2 - M_{e1}x^2) + C_5 x \quad b \leq x \leq l$$

ve  $C_5$  değeri

$$C_5 = \frac{1}{6l} [F_{r1}(l-a)^3 + F_{r2}(l-b)^3 - R_A l^3] + \frac{1}{2l} (M_{e1}l^2 - M_{e2}l^2 - M_{e2}b^2)$$

denklemden bulunur.

## 2. Yatay düzlem



$$R_A = [ F_{t2} (l-b) + F_{t1} (l-a) ] / l$$

Teğetsel kuvvetlerden oluşan eğim;

$$EI y = \frac{1}{2} R_A x^2 + c \quad 0 \leq x \leq a$$

$$EI y = \frac{1}{2} [ R_A x^2 - F_{t1} (x-a)^2 ] + c \quad a \leq x \leq b$$

$$EI y = \frac{1}{2} [ R_A x^2 - F_{t1} (x-a)^2 - F_{t2} (x-b)^2 ] + c \quad b \leq x \leq l$$



Teğetsel kuvvetlerden oluşan sehim;

$$EI y = \frac{1}{6} R_A x^3 + c x \quad 0 \leq x \leq a$$

$$EI y = \frac{1}{6} [R_A x^3 - F_{t1} (x-a)^3] + c x \quad a \leq x \leq b$$

$$EI y = \frac{1}{6} [R_A x^3 - F_{t1} (x-a)^3 - F_{t2} (x-b)^3] + c x \quad b \leq x \leq l$$

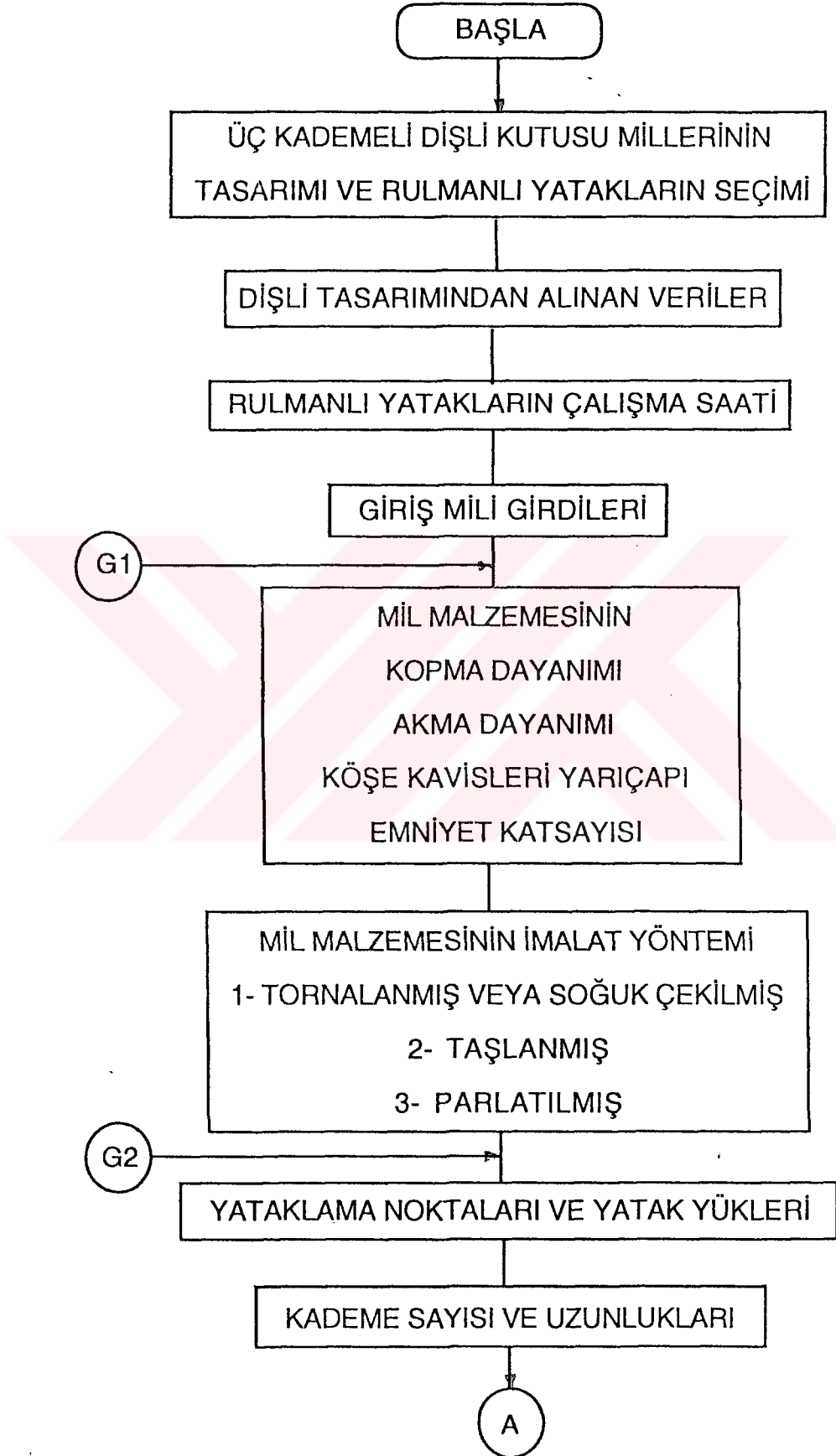
ve C değeri

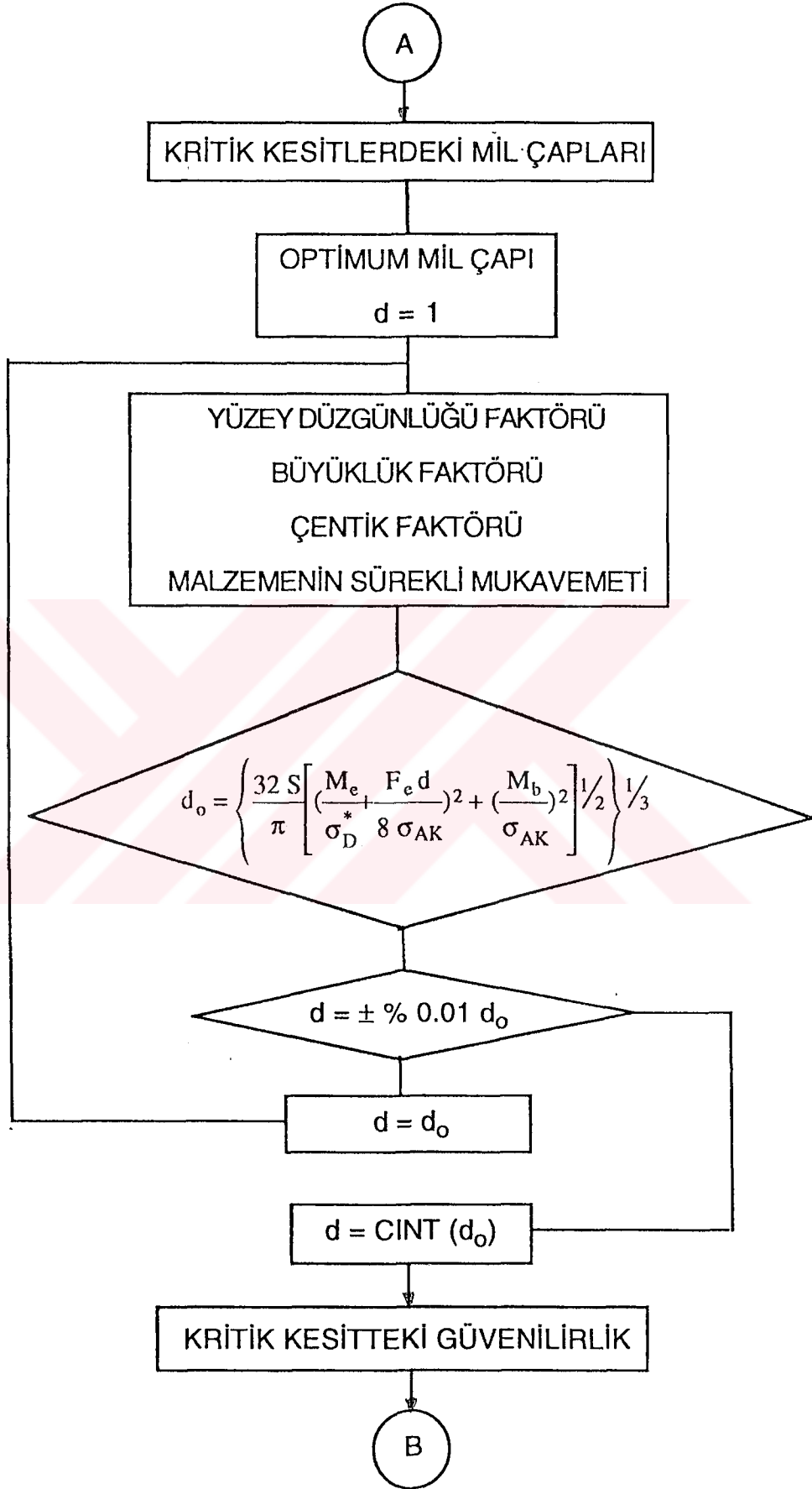
$$c = \frac{1}{6l} [F_{t1} (l-a)^3 + F_{t2} (l-b)^3 - R_A l^3]$$

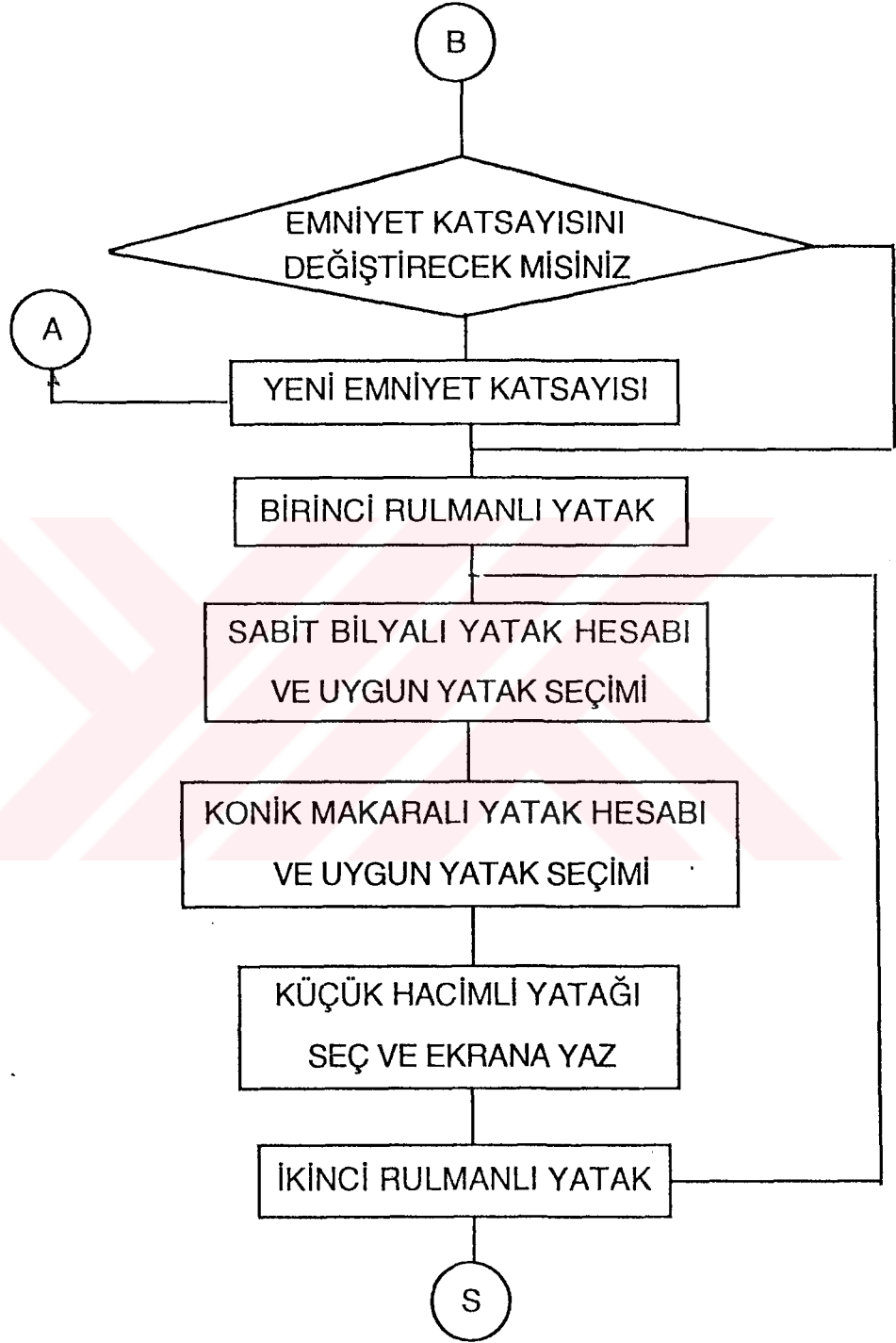
denkleminden bulunur.

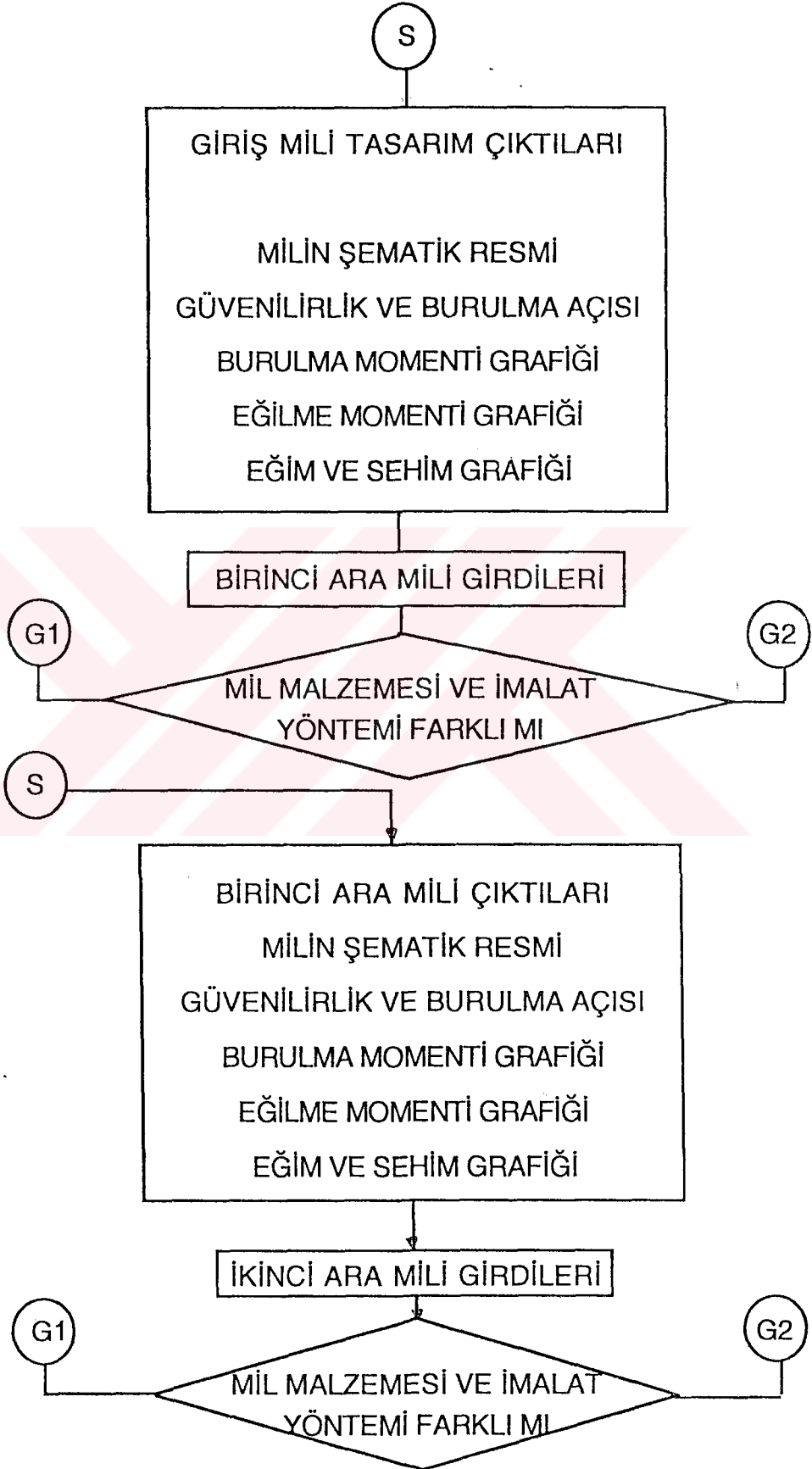


EK-4.2. Mil Tasarımı Bilgisayar Programı Akış Şeması











EK-6.1 İki Kademeli Örnek Tasarım Bilgisayar Çıktıları



EK-6.1 İki Kademeli Örnek Tasarım Bilgisayar Çıktıları



## 2 KADEMELI REDUKTOR

MIN. EKSEN ARALIGI  
MIN. EKSEN = 365 mm

### 1. KADEME

MODUL = 3.5 mm  
PINYON Z1 = 18  
CARK Z2 = 66  
1.EKSEN A1 = 157 mm

### 2. KADEME

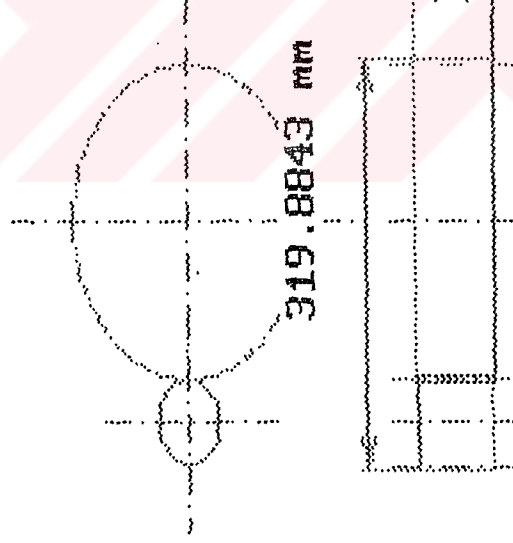
MODUL = 5.5 mm  
PINYON Z3 = 19  
CARK Z4 = 52  
2.EKSEN A2 = 208 mm

SISTEM SICAKLIGI = 102.5579 °C

Tablo.EK.5.1 İki kademeli redüktörün tasarım sonuçları

Modul = 3.5 mm  
Pinyon Malzemesi : C 8640  
Çark Malzemesi : C 8640

Dis sayısı  
Z1 = 18  
Dis ustu  
capi  
da1 74.04663 mm  
Bolum dairesi  
capi  
do1 = 67.04663 mm



Dis sayısı  
Z2 = 66  
Dis ustu  
capi  
da2 252.837 mm  
Bolum daire  
capi  
do2 = 245.83 mm

Şekil.EK.5.1 İki kademeli redüktörün birinci kademesinin dişli çifti

## Disli Tablosu

Malzeme	C 8640
Dis sayisi	Z1 18
Normal modul	Mn 3.5 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	20 Sol
Alin modulu	Ms 3.72 mm
Tak. daireesi	Do 67.04663 mm
Dis ust capı	Da 74.93358 mm
Profil kay.	x 0.127
Olcum yap.dis	3
Mikrometre olc.	27.198 mm
Eksen arasi	a 157 mm
Karsi disli ds	66
Sertlik HRC	56-58
Sertlik derinl.	0.550 mm
Dis genisligi	74 mm

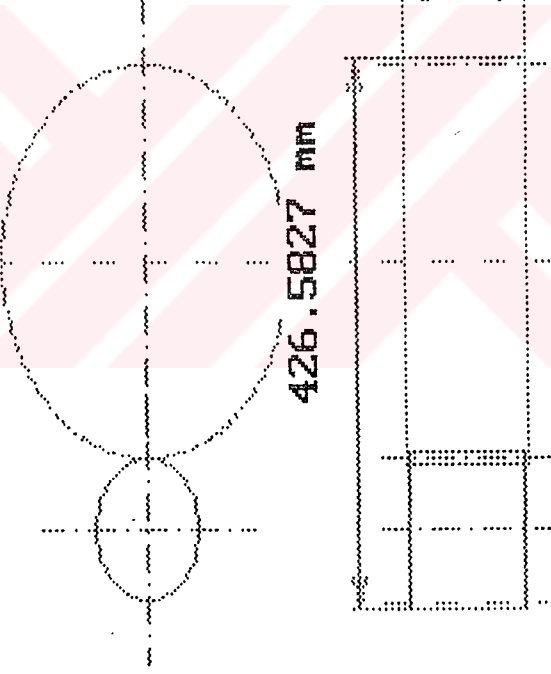
## Disli Tablosu

Malzeme	C 8640
Dis sayisi	Z2 66
Normal modul	Mn 3.5 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	20 Sag
Alin modulu	Ms 3.72 mm
Tak. daireesi	Do 245.8376 mm
Dis ust capı	Da 253.0795 mm
Profil kay.	x 0.035
Olcum yap.dis	9
Mikrometre olc.	91.807 mm
Eksen arasi	a 157 mm
Karsi disli ds	18
Sertlik HRC	56-58
Sertlik derinl.	0.550 mm
Dis genisligi	74 mm

Tablo.EK.5.2 İki kademe reduktörün birinci kademe dişlilerinin tasarımı sonuçları

Modul = 5.5 mm  
Pinyon Malzemesi : C 8640  
Çark Malzemesi : C 8640

Dis sayisi  
Z1 = 19  
Dis ustu  
capi  
da1 122.2123 mm  
Bolum daire  
capi  
do1 = 111.2123 mm



Dis sayisi  
Z2 = 52  
Dis ustu  
capi  
da2 315.370 mm  
Bolum daire  
capi  
do2 = 304.37 mm

Şekil.EK.5.2 İki kademeli redüktörün ikinci kademesinin dişli çıftı

### Disli Tablosu

Malzeme	C 8640
Dis sayisi	23 19
Normal modul	Mn 5.5 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	20 Sol
Alin modulu	Ms 5.85 mm
Tak. daireesi	Do 111.21 mm
Dis ust capi	Da 122.51 mm
Profil kay. x	0.028
Olcum yap.dis	3
Mikrometre olc.	42.46 mm
Eksen arasi a	208 mm
Karsi disli ds	52
Sertlik HRC	56-58
Sertlik derinl.	0.864 mm
Dis genisligi	115 mm

### Disli Tablosu

Malzeme	C 8640
Dis sayisi	24 52
Normal modul	Mn 5.5 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	20 Sag
Alin modulu	Ms 5.85 mm
Tak. daireesi	Do 304.3704 mm
Dis ust capi	Da 315.4825 mm
Profil kay. x	0.010
Olcum yap.dis	7
Mikrometre olc.	110.403 mm
Eksen arasi a	208 mm
Karsi disli ds	19
Sertlik HRC	56-58
Sertlik derinl.	0.864 mm
Dis genisligi	115 mm

Tablo.EK.5.3 İki kademeli redüktörün ikinci kademe dişlilerinin  
tasarım sonuçları

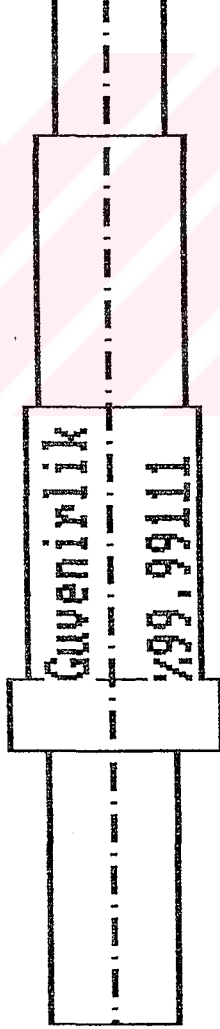
İLETTİLECEK GÜÇ	..... (kW)	23
TOPLAM İLETME ORANI	.....	10.03509
GİRİŞ HIZI	..... (dev/dak)	1700
ÇIKIŞ HIZI	..... (dev/dak)	169.4056
BİRİNCİ KADEME İLETME ORANI	.....	3.666667
İKİNCİ KADEME İLETME ORANI	.....	2.736842
BİRİNCİ PİNYON YUVARLANMA DAIRESİ ÇAPI	..... (mm)	63
BİRİNCİ PİNYON GENİSLİĞİ	..... (mm)	74
İKİNCİ PİNYON YUVARLANMA DAIRESİ ÇAPI	..... (mm)	104.5
İKİNCİ PİNYON GENİSLİĞİ	..... (mm)	115
KAVRAMA AÇISI	..... (derece)	20
HELİS VEYA EĞİM AÇISI	..... (derece)	20
MİL MALZEMESİ	.....	FE 70
MALZEME KOPMA DAYANIMI	..... (daN/mm <sup>2</sup> )	70
MALZEME AKMA DAYANIMI	..... (daN/mm <sup>2</sup> )	45
KOŞE KAVIŞLARI YARI ÇAPI	..... (mm)	05
EMNİYET FAKTORU	.....	2

Tablo.EK.5.4 İki kademeli redüktörün tasarım girdileri

Tegetsel kuvvet = 409.9822 daN  
 Radyal kuvvet = 158.8756 daN  
 Aksenal kuvvet = 149.2866 daN  
 Kayrama acisi = 20 derece  
 Helis acisi = 20 derece

KONIK MAK. RUL. 25 X 62 X 18.25 mm  
 ORS - 30305

KONIK MAK. RUL. 15 X 42 X 13 mm  
 ORS - 30302



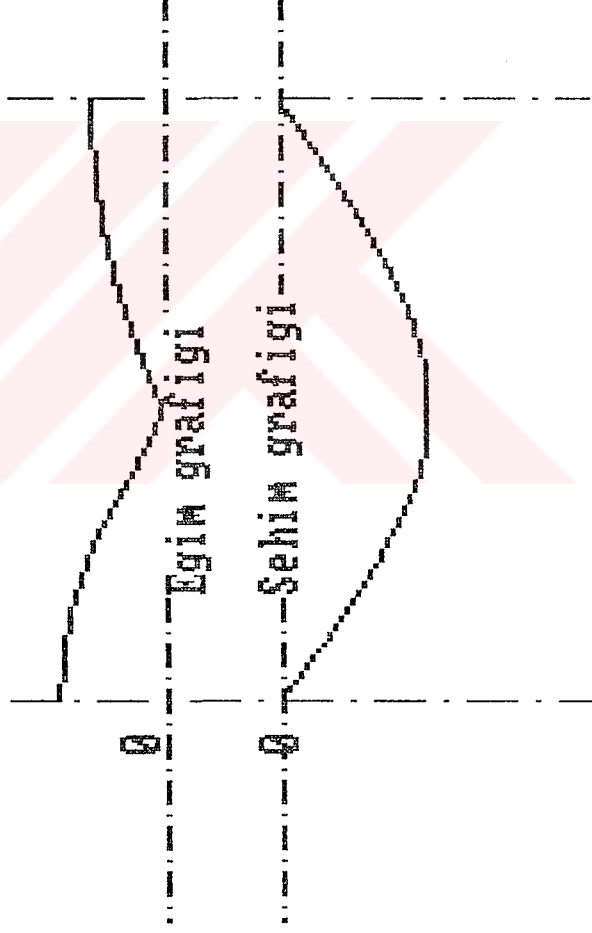
Caplar : 25 51 47 15 mm  
 Uzunluklar : 90 6 80 121 18 mm

$M_b \max = 12914 \text{ daN mm}$  Burulma acisi 1.696659E-04 Radyan  
 Burulma momenti grafigi

$M_e \max = 17713 \text{ daN mm}$

Egileme momenti grafigi

Yataklar arasi uzaklik = 223 MM  
En buyuk sehim noktasi = 97 MM  
En buyuk sehim noktasi = 3.919381E-02 MM  
En buyuk egim noktasi = 0 MM  
En buyuk egim = 6.848618E-04 radyan

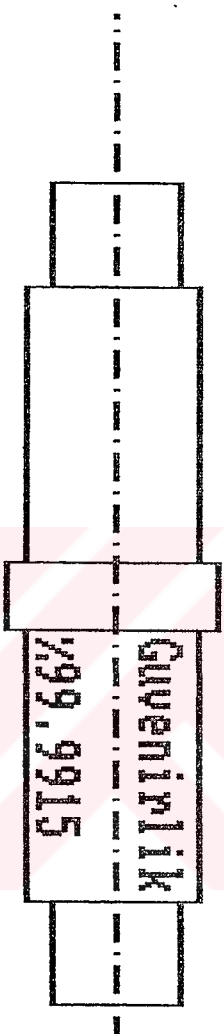


Sehim.mkr.7.4 Simi Incelemeli pedantörün giris mili e lini ve sehimi



KONIK MAK. RUL.  
35 X 80 X 22.75 mm  
ORS - 30307

KONIK MAK. RUL.  
35 X 80 X 22.75 mm  
ORS - 30307

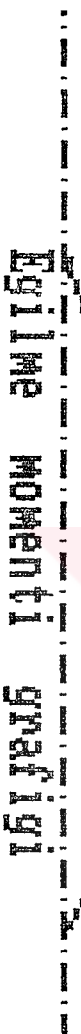


Çaplar : 31 70 80 80 76 32 mm  
Uzunluklar : 18 80 6 121 18 mm

Burulma açısı 1.757216E-04 Radyan Mb max = 46405.89 dan mm

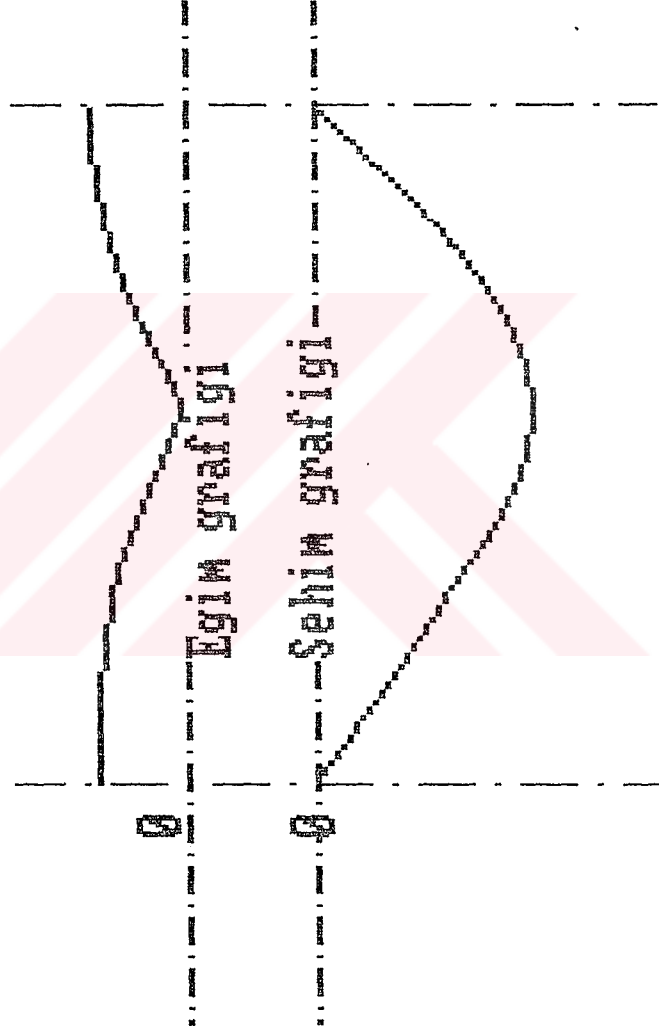


Me max = 61578.91 dan mm



Şekil.ŞK.5.5 İki kademeli redüktörün ara mil ve yatakları

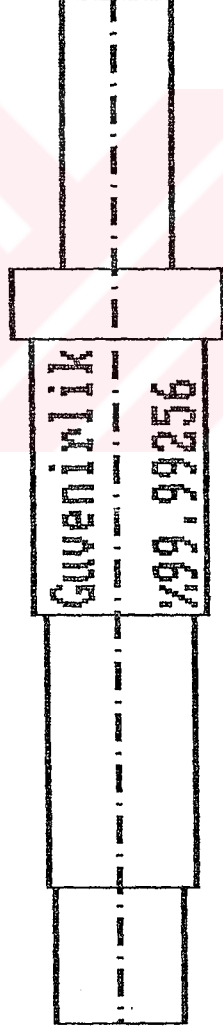
Yataklar arası uzaklık = 223 MM  
En büyük sehîm noktası = 114 MM  
En büyük sehîm noktası = 0,25813 MM  
En büyük eğim noktası = 22,5 MM  
En büyük eğim = 3,678379E-04 radyan



Şekil.EK.5.6 İki kademeli redüktörün ara mili eğimi ve sehîmi

KONIK MAK. RUL.  
25 X 62 X 18.25 mm  
ORS - 30305

KONIK MAK. RUL.  
45 X 100 X 27.25 mm  
ORS - 30309



Çaplar : 23 56 72 76 41  
Uzunluklar : 18 80 121 6 131  
MM  
MM

Burulma açısı Mb max = 12445.5 daN MM  
4.162606E-04 Radyan

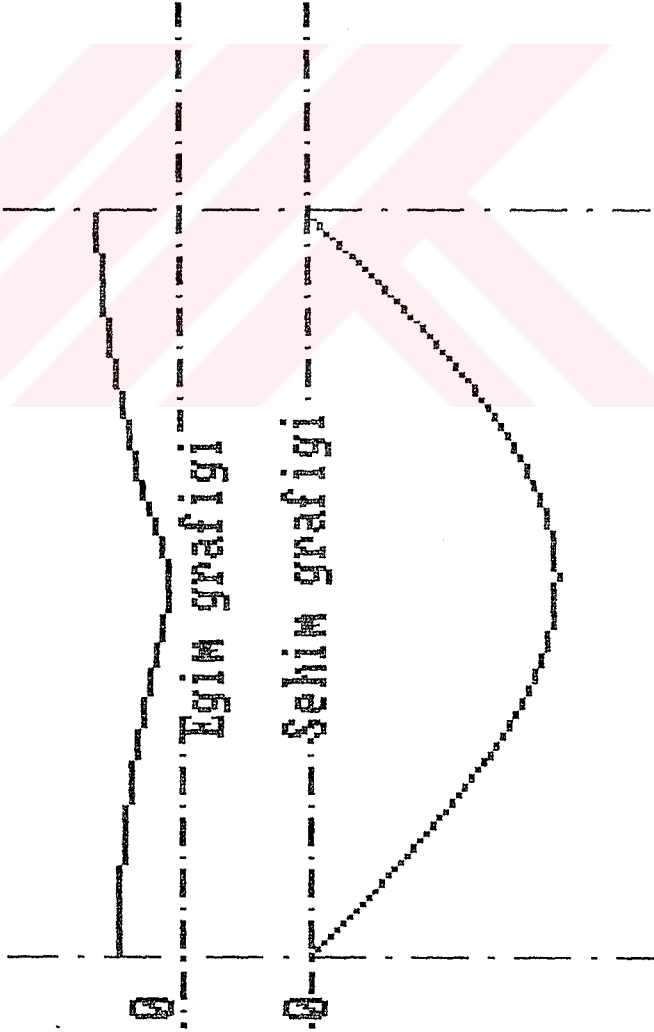
Burulma momenti grafiği

Me max = 53445.3 daN MM

Eğilme momenti grafiği

Şekil.EK.5.7 İki kademeli redüktörün çıkış mili ve yatakları

Yataklar arası uzaklık = 223 MM  
En büyük sehîm noktası = 121 MM  
En büyük sehîm = 1.960498E-02 MM  
En büyük eğim noktası = 222.5 MM  
En büyük eğim = 3.08428E-04 radyan



Şekil.BK.5.8 İri kaçemeli redüktörün çarkış milî eğimi ve sehîmi

DISLI CARK	KLASIK TASARIM	ISTATISTIK EGILME	TASARIM ASINMA
Z1	74	61.04574	28.63977
Z2	74	50.49181	7.029762
Z3	115	110.84	49.83959
Z4	115	81.3213	16.38958

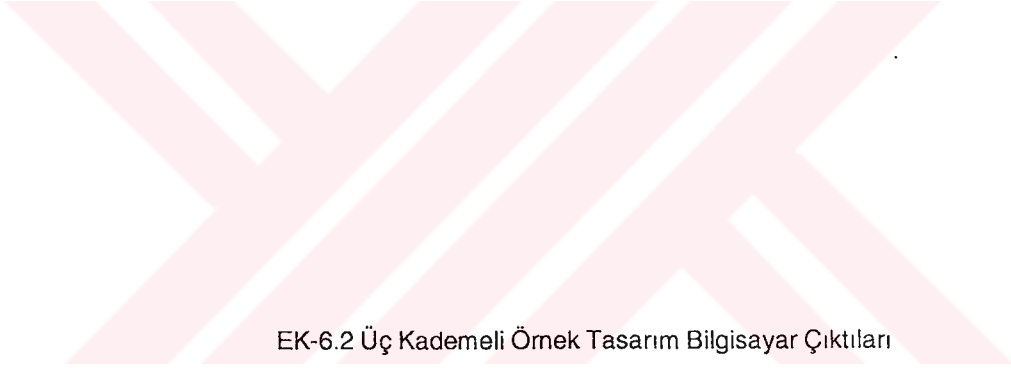
  

DISLI CIFTI	KLASIK TASARIM GENISLIK	EMNİYET	ISTATISTIK TASARIM GENISLIK	EMNİYET
Z1 - Z2	74	2	61.04574	2.06036
Z3 - Z4	115	2	110.84	2.060361

MİL	KLASIK TASARIM CAP	EMNİYET	ISTATISTIK TASARIM CAP	EMNİYET
1. MİL	47	2	35.87267	1.704269
2. MİL	76	2	57.56488	1.706946
3. MİL	72	2	54.64209	1.653792

Tablo.EK.5.5 İki kademeli reduktörde klasik ve istatistik  
tasarım sonuçlarının karşılaştırılması



EK-6.2 Üç Kademeli Örnek Tasarım Bilgisayar Çıktıları

### 3 KADEMELİ REDUKTOR

MIN. EKSEN ARALIGI  
MIN. EKSEN = 955 mm

1. KADEME  
MODUL= 4 mm  
PİNYON Z1= 18  
ÇARK Z2= 100  
1. EKSEN A1 = 249 mm

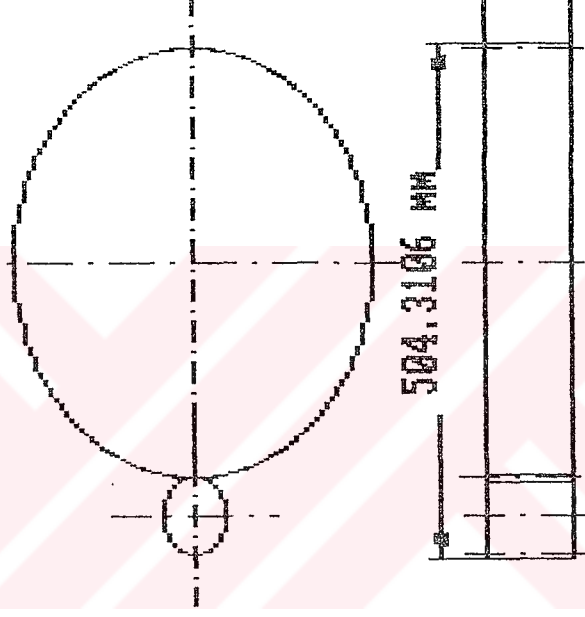
2. KADEME  
MODUL= 7 mm  
PİNYON Z3= 18  
ÇARK Z4= 62  
2. EKSEN A2 = 295 mm

3. KADEME  
MODUL= 12 mm  
PİNYON Z5= 18  
ÇARK Z6= 47  
3. EKSEN A3 = 411 mm

SİSTEM SICAKLIĞI = 72.96948 °C

Tablo.EK.6.1 Üç kademeli Redüktörün tasarım sonuçları

Modül = 4 mm  
Pinyon Malzemesi : C 8640  
Çark Malzemesi : C 8640



Diş sayısı  
Z1 = 18  
Diş ustu  
çapı 83.7084 mm  
Bölüm dairesi  
çapı 75.7084 mm

Diş sayısı  
Z2 = 100  
Diş ustu  
çapı 420.602 mm  
Bölüm dairesi  
çapı 420.60 mm

Şekil.EK.6.1 Üç kademeli reduktörün birinci kademesinin dişli çifti



## Disli Tablosu

Malzeme	C 8640
Dis sayisi	Z1 18
Normal modül	Mn 4 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	18 Sag
Alin modulu	Ms 4.21 mm
Tak. daireesi	Do 75.7084 mm
Dis ust capı	Da 85.15647 mm
Profil kay. x	0.181
Ölçüm yap. dis	3
Mikrometre ölç.	31.192 mm
Eksen arası a	249 mm
Karşı disli ds	100
Şartlık HRC	56-58
Şartlık derinl.	0.629 mm
Dis genişliği	92 mm

## Disli Tablosu

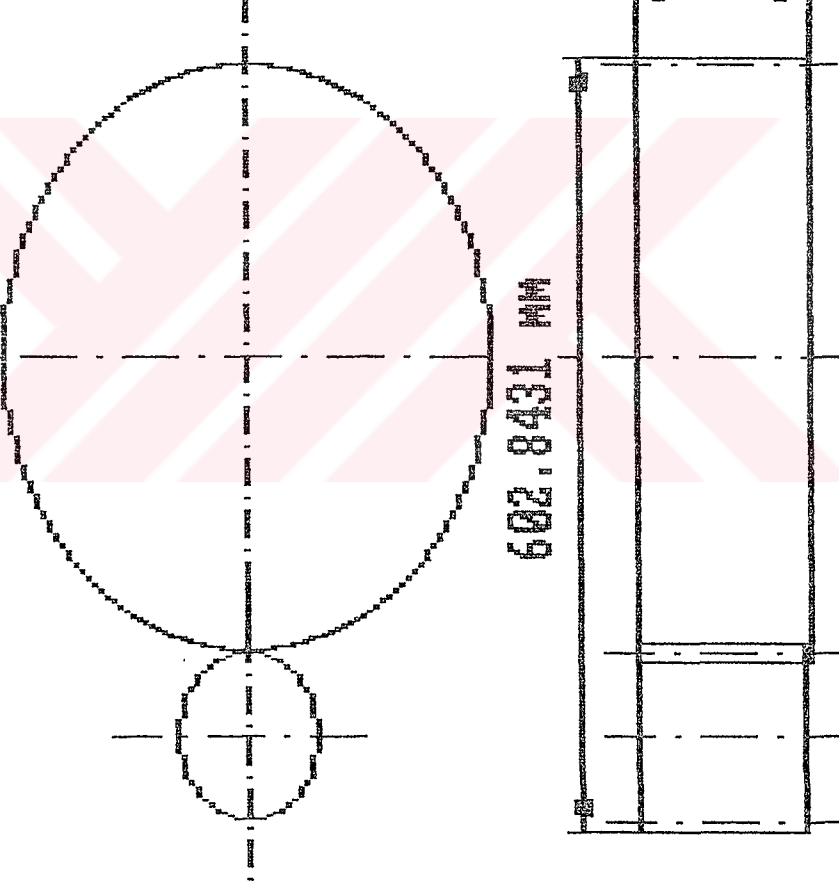
Malzeme	C 8640
Dis sayisi	Z2 100
Normal modül	Mn 4 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	18 Sol
Alin modulu	Ms 4.21 mm
Tak. daireesi	Do 420.6022 mm
Dis ust capı	Da 428.8629 mm
Profil kay. x	0.033
Ölçüm yap. dis	13
Mikrometre ölç.	154.230 mm
Eksen arası a	249 mm
Karşı disli ds	18
Şartlık HRC	56-58
Şartlık derinl.	0.629 mm
Dis genişliği	92 mm

Tablo.EK.6.2 Üç kademeli redüktörün birinci kademe dişlilerinin tasarım sonuçları

Modül = 7 mm  
Pinyon Malzemesi : C 8640  
Çayk Malzemesi : C 8640

Diş sayısı  
Z1 = 18  
Diş üstü  
çapı 146,4897 mm  
Dolum dairesi  
çapı 132,4897 mm

Diş sayısı  
Z2 = 62  
Diş üstü  
çapı 470,3534 mm  
Dolum dairesi  
çapı 456,353 mm



Şekil.EK.6.2 Üç kademeli redüktörün ikinci kademesinin  
dişli çifti

### Disli Tablosu

Malzeme	C 8640
Dis sayisi	18
Normal modul	7 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	18 Sag
Alin modulu	7.36 mm
Tak. daireesi	Ms 132.4897 mm
Dis ust capi	Da 147.3923 mm
Profil kay.	x 0.064
Ölçüm yap. dis	3
Mikrometre ölç.	54.028 mm
Eksen arasi	a 295 mm
Karsi disli ds	62
Sertlik HRC	56-58
Sertlik derinl.	1.100 mm
Dis genisligi	145 mm

### Disli Tablosu

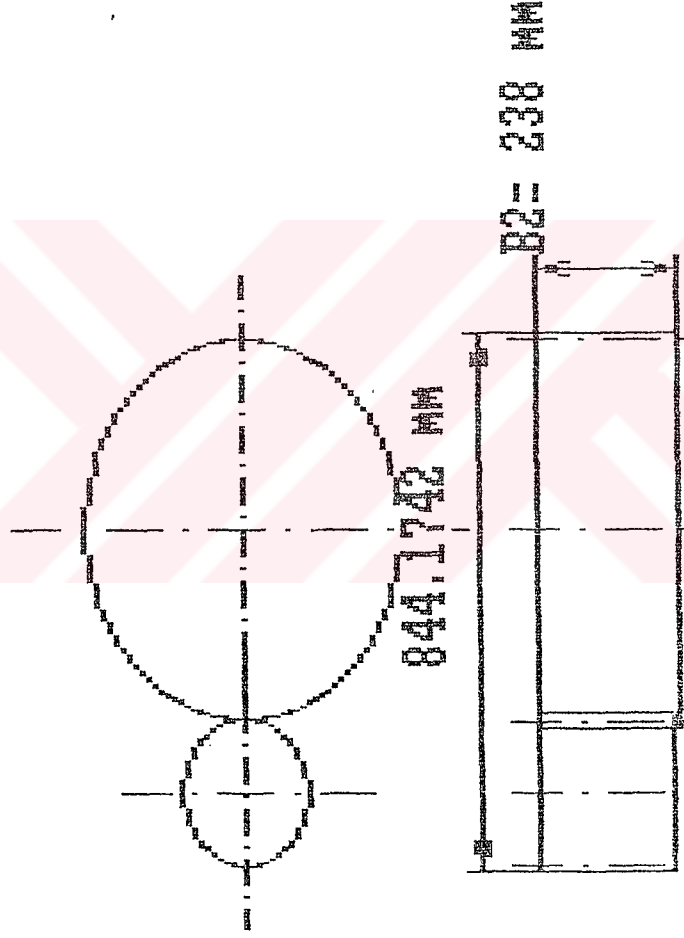
Malzeme	C 8640
Dis sayisi	24
Normal modul	Mn 7 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	18 Sol
Alin modulu	Ms 7.36 mm
Tak. daireesi	Do 456.3534 mm
Dis ust capi	Da 470.6155 mm
Profil kay.	x 0.019
Ölçüm yap. dis	8
Mikrometre ölç.	162.153 mm
Eksen arasi	a 295 mm
Karsi disli ds	18
Sertlik HRC	56-58
Sertlik derinl.	1.100 mm
Dis genisligi	145 mm

Tablo.EK.6.3 Üç kademeli redüktörün ikinci kademe dişlilerinin tasarım sonuçları

Modül = 12 MM  
Pinyon Malzemesi : C 8640  
Çark Malzemesi : C 8640

Dis sayısı  
Z1 = 18  
Dis ustu  
çap1 251.1252 MM  
daire dairesi  
Bölüm çapı  
d01 = 227.1252 MM

Dis sayısı  
Z2 = 47  
Dis ustu  
çap2 617.049 MM  
daire dairesi  
Bölüm çapı  
d02 = 593.04 MM



Şekil... 5.3 3ü kademeli redüktörün üçüncü kademesinin  
dişli çifti

## Disli Tablosu

Malzeme	C 8640
Dis sayisi	Z5 18
Normal Modül	Mn 12 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	18 Sag
Alin modulu	M5 12.62 mm
Tak. daireesi	Do 227.1252 mm
Dis ust capı	Da 252.4553 mm
Profil kay. x	0.055
Ölcüm yap. dis	3
Mikrometre ölç.	92.545 mm
Eksen arası a	411 mm
Karşı disli ds	47
Sertlik HRC	56-58
Sertlik derinl.	1.886 mm
Dis genişliği	233 mm

## Disli Tablosu

Malzeme	C 8640
Dis sayisi	Z6 47
Normal Modül	Mn 12 mm
Basinc acisi	20
Helis acisi	18 Sol
Alin modulu	M5 12.62 mm
Tak. daireesi	Do 593.0491 mm
Dis ust capı	Da 617.5585 mm
Profil kay. x	0.021
Ölcüm yap. dis	7
Mikrometre ölç.	239.647 mm
Eksen arası a	411 mm
Karşı disli ds	18
Sertlik HRC	56-58
Sertlik derinl.	1.886 mm
Dis genişliği	233 mm

Tablo.EK.6.4 Üç kademeli reduktörün üçüncü kademe dişlilerinin tasarımı sonuçları

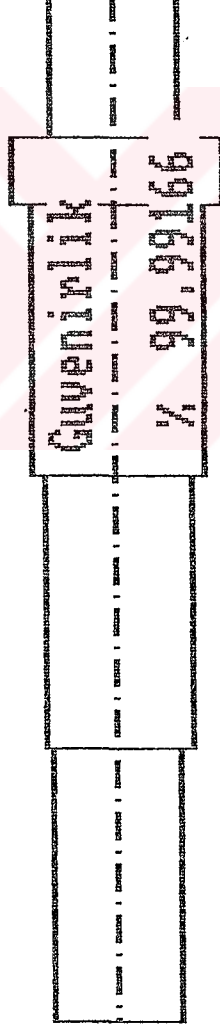
İLETİLECEK GÜC	.....	(kW)	33
GİRİŞ HIZI	.....	(dev/dak)	1500
TOPLAM İLETME ORANI	.....		49.96571
ÇIKIŞ HIZI	.....	(dev/dak)	30.02059
BİRİNCİ KADEME	..... İLETME ORANI		5.555556
İKİNCİ KADEME	..... İLETME ORANI		3.444445
ÜÇÜNCÜ KADEME	..... İLETME ORANI		2.611111
BİRİNCİ PİNYON	..... YUVARLANMA DAIRESİ	CAPI	72
BİRİNCİ PİNYON	..... GENİSLİĞİ	(MM)	92
İKİNCİ PİNYON	..... YUVARLANMA DAIRESİ	CAPI	126
İKİNCİ PİNYON	..... GENİSLİĞİ	(MM)	145
ÜÇÜNCÜ PİNYON	..... YUVARLANMA DAIRESİ	CAPI	216
ÜÇÜNCÜ PİNYON	..... GENİSLİĞİ	(MM)	233
KAYIRMA AÇISI	.....	(derece)	20
HELİS VEYA EĞİM AÇISI	.....	(derece)	18
MİL MALZEMESİ	.....		70
MALZEME KOPMA DAYANIMI	.....	(daN/MM <sup>2</sup> )	70
MALZEME AKMA DAYANIMI	.....	(daN/MM <sup>2</sup> )	45
KOŞE KAVİSİLERİ	.....	(MM)	.05
EMNİYET FAKTORU	.....		2

Tablo.EK.6.5 Üç kademeli redüktörün tasarım girdileri



KONIK MAK. RUL. mm  
25 X 62 X 18.25  
ORS - 30305

KONIK MAK. RUL. mm  
30 X 72 X 20.75  
ORS - 30306



Çaplar : 22 51 62 28  
Uzunluklar : 161 151 6 18

Mb max = 21000 dan/mm

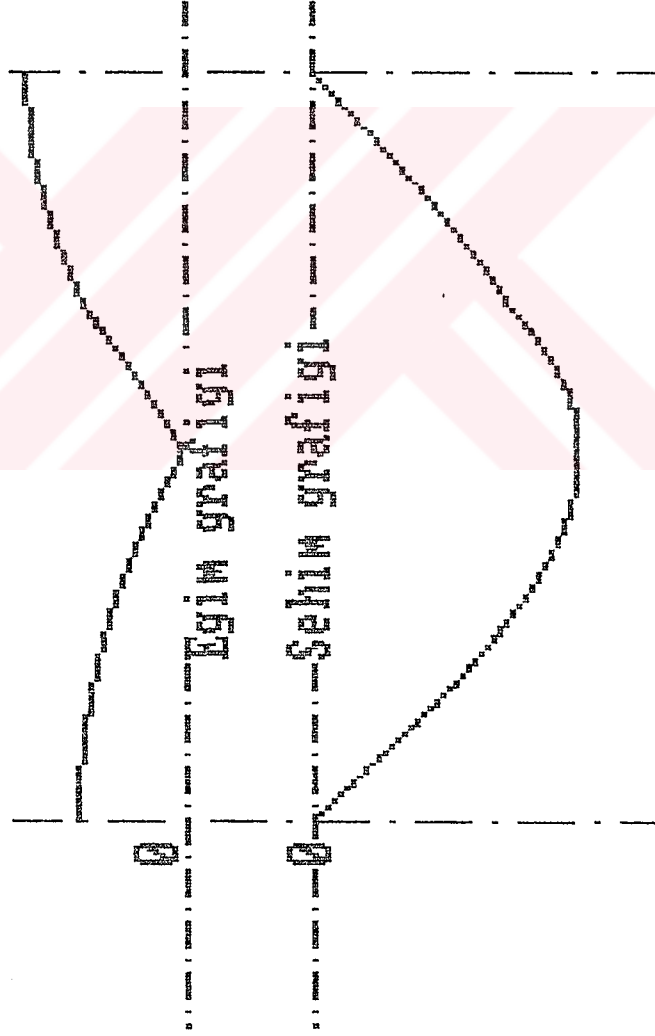
BURULMA MOMENTİ GRAFİĞİ

Me max = 29754.04 dan/mm

EĞİLME MOMENTİ GRAFİĞİ

Şekil.EK.6.4 Üç kademeli redüktörün giriş mili ve yatakları

Yataklar arası uzaklık = 271 MM  
En büyük sehîm noktası = 153 MM  
En büyük sehîm = 4.214978E-02 MM  
En büyük eğim noktası = 271 MM  
En büyük eğim = 6.102989E-04 radyan

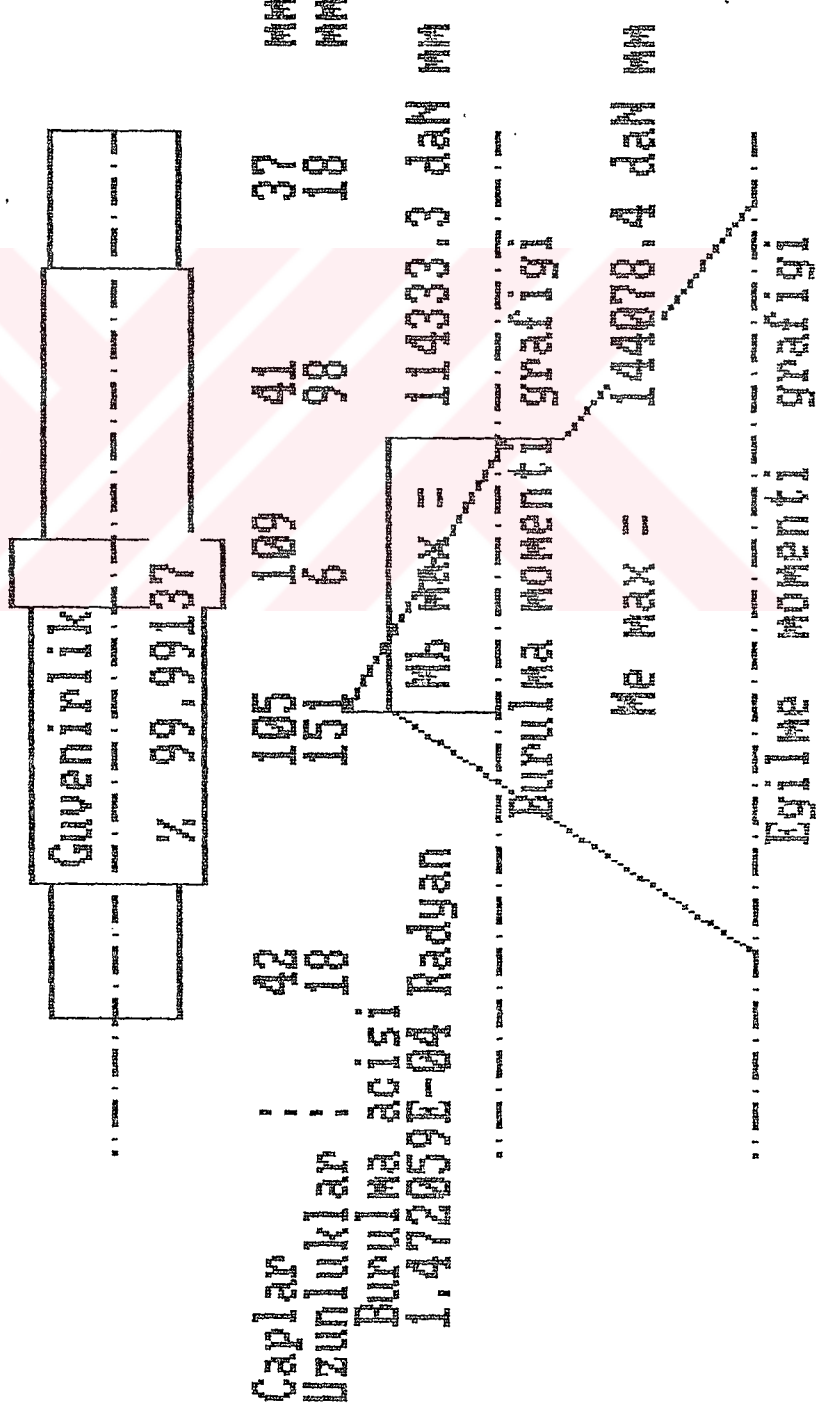


Şekil.EK.6.5 Üç kademeli redüktörün giriş mili eğimi ve sehîmi



KONİK MAK. RULU:  
45 X 100 X 27.2 mm  
ORS - 30309

KONİK MAK. RULU:  
40 X 90 X 25.25 mm  
ORS - 30308



Şekil.EK.6.6 Üç kademeli redüktörün birinci ara mili ve yatakları

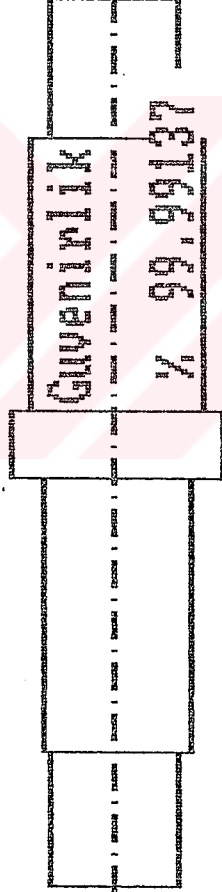
Yataklar arası uzaklık = 271 MM  
En büyük sehîm noktası = 130,5 MM  
En büyük sehîm noktası = - 2.36328E-02 MM  
En büyük eğim noktası = 0 MM  
En büyük eğim = 2.815648E-04 radyan



Şekil.EK.6.7 Üç kademeli redüktörün birinci ara mili eğimi ve sehîmi

KONIK MAK. RUL  
55 X 120 X 31 mm  
ORS - 30311

KONIK MAK. RUL  
40 X 90 X 25 mm  
ORS - 30308



Çaplar : 52 62 158 154 39 mm  
Uzunluklar : 18 151 6 239 18 mm  
Büyüklenme açisi  
1.681939E-04 Radyan

$M_b \text{ Max} = 385938.5 \text{ dan mm}$

Bükülme Momenti grafiği

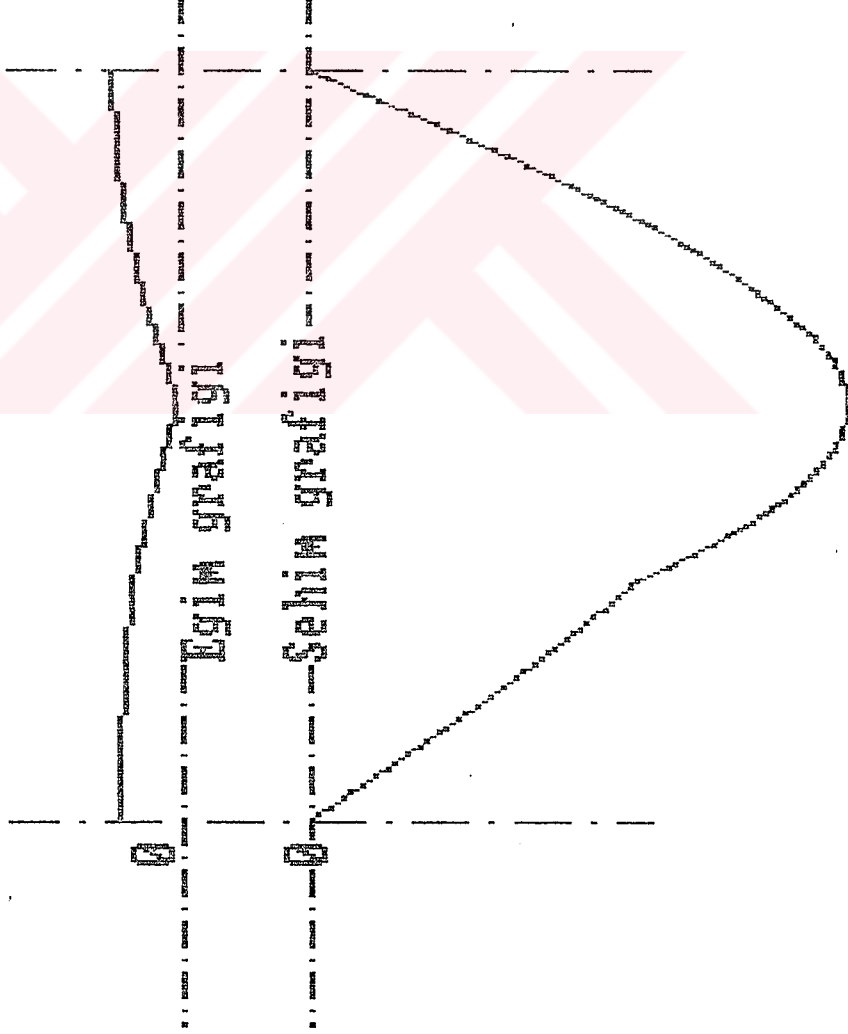
$M_e \text{ Max} = 394141 \text{ dan mm}$

Eğilme Momenti grafiği

Şekil.EK.6.8. Üç kademeli redüktörün ikinci ara mil ve yatakları

Katıklar arası uzaklık = 412 MM  
En büyük sehim noktası = 214,5 MM  
En büyük sehim noktası = 3.18271E-02 MM  
En büyük eğim noktası = 411,5 MM  
En büyük eğim = 2.58168E-04 radyan

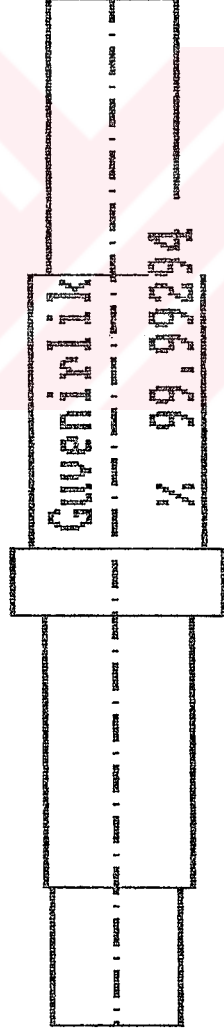
22



Şekil.EK.6.9 Üç kademeli reduktörün ikinci ara mili eğimi ve sehimi

KONİK MAK. RUL. 29.2 mm  
50 X 110 X 29.2 mm  
ORS - 30310

KONİK MAK. RUL. 42.5 mm  
80 X 170 X 42.5 mm  
ORS - 30316



Çaplar 49 134 169 165 77  
Uzunluklar 18 151 6 239 249  
Buruлма acisi 2.18567E-04 Radyan Mb Max = 907573.8 daN mm

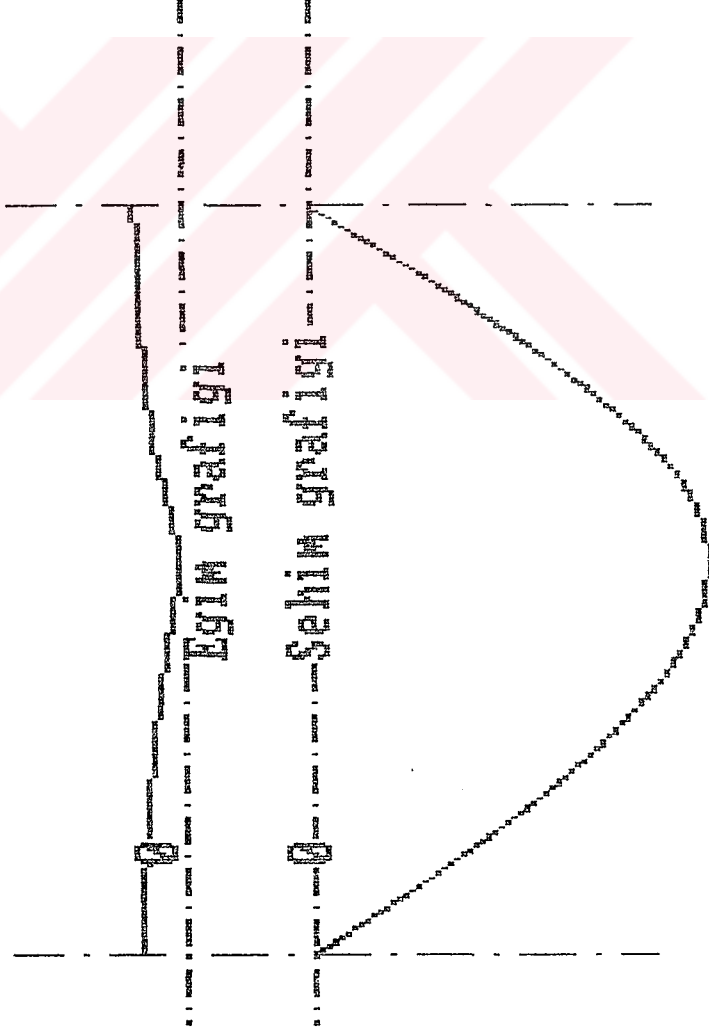
Buruлма momenti grafiği

Me Max = 469389.2 daN mm

Eğilme momenti grafiği

Şekil.EK.6.10 Üç kademeli redüktörün çıkış mili ve yatakları

Yataklar arası uzaklık = 412 MM  
En büyük sehîm noktası = 218 MM  
En büyük sehîm = 2.343569E-02 MM  
En büyük eğim noktası = 41.5 MM  
En büyük eğim = 1.787705E-04 radyan



Şekil.2K.6.11 üç kademeli redüktörün çıkış mili eğimi ve sehîmi

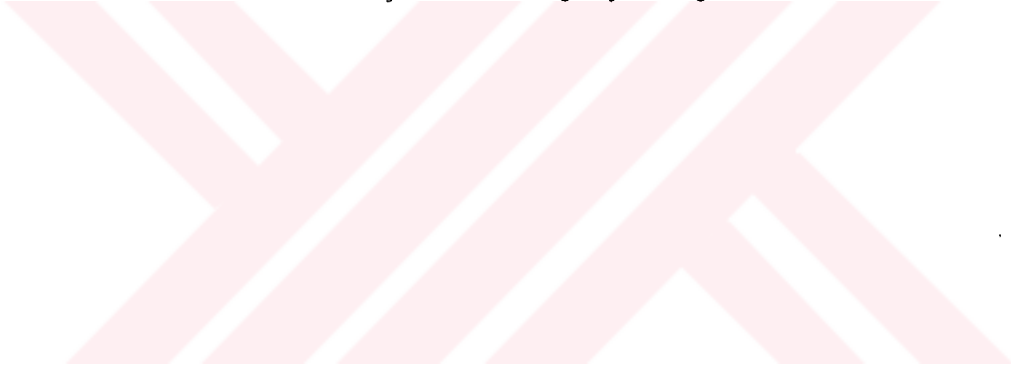
DİŞLİ ÇARK	KLASİK TASARIM	İSTATİSTİK EĞİLME	İSTATİSTİK TASARIM AŞINMA
Z1	92	74.57973	34.42977
Z2	92	64.26431	5.577619
Z3	145	161.6319	68.85458
Z4	145	127.1929	17.991
Z5	233	187.4545	89.47275
Z6	233	176.5916	27.7374

DİŞLİ CİFTİ	KLASİK GENİSLİK	TASARIM EMNİYET	İSTATİSTİK GENİSLİK	TASARIM EMNİYET
Z1 - Z2	92	2	74.57073	2.06036
Z3 - Z4	145	2	161.6319	2.06036
Z5 - Z6	233	2	187.4545	2.06036

MİL	KLASİK CAP	TASARIM EMNİYET	İSTATİSTİK CAP	TASARIM EMNİYET
1. MİL	58	2	43.67589	1.706223
2. MİL	105	2	79.53688	1.708319
3. MİL	154	2	116.6951	1.70776
4. MİL	165	2	124.8019	1.684736

Tablo.EK.6.6 Üç kademeli reduktörde klasik ve istatistik tasarımlarının karşılaştırılması

EK-6.3 Dişli Tasarımı Bilgisayar Programı Yazılımı





```

10 SCREEN 2
20 DIM M(30)
30 FOR X=1 TO 23
40 READ M(X)
50 NEXT X
60 DATA 1.5,1.75,2,2.25,2.5,2.75,3,3.5,4,4.5,5,5.5,6,6.5,7,8,9,10,11,12,14,16,18
70 CLS
80 CLS:LOCATE 8,20:INPUT"ILETILECEK GUC P KILOWATT OLARAK NEDIR...";P
90 IF P=0 THEN 80
100 P=P*1000
110 LOCATE 10,20:INPUT "GIRIS DEVIR SAYISI N1 DEV/DAK OLARAK NEDIR.";N1
120 IF N1=0 THEN 110
130 LOCATE 14,20:INPUT"CIKIS DEVIR SAYISI N2 DEV/DAK OLARAK NEDIR.";N2
140 IF N2=0 THEN 130
150 PI=22/7 ' PI sayisi
160 GY=99 ' Disli cark guvenirligi % 99
170 KR=.814 ' % 99 icin guvenirlik faktoru
180 ES1=2 'Mukavemet Yonunden Emniyet Katsayisi
190 ES2=1.5 ' Yuzey Basinci Yonunden Emniyet Katsayisi
200 ABCD=3 ' Disliler orta dinamik yuklu
210 REM genislik ve yuk dagilim faktorleri ** ID ** KM
220 KO=1.25 ' Calisma faktoru
230 CLS
240 M1$="C 8640" ' INPUT "Pinyon Malzemesi =";M1$
250 M2$="C 8640" ' INPUT "Cark Malzemesi =";M2$
260 DK1=90 ' INPUT "Pinyon kopma dayanimi=";DK1
270 DK2=90 ' INPUT "Cark kopma dayanimi=";DK2
280 DE1=21000 ' INPUT "Pinyon Elastikiyet Modulu=";DE1
290 DE2=21000 ' INPUT "Cark Elastikiyet Modulu=";DE2
300 EM=(2*DE1*DE2)/(DE1+DE2):KE=.59*SQR(EM)
310 HB1=650 ' INPUT "Pinyon Brinel Sertligi =";HB1
320 HB2=650 ' INPUT "Cark Brinel Sertligi =";HB2
330 CLS
340 PRINT "Referans Profili Acisi =20 derece"
350 ALFA=20
360 PRINT "Helis Acisi"
370 PRINT "Silindirik Duz Disli = 0 derece"
380 PRINT "Silindirik Helis Disli = 1.....45 derece"
390 INPUT "Helis Acisini Seciniz=";BETA
400 CLS
410 REM Omur faktoru KL ve KLO
420 NN=4 ' Sonsuz omur
430 KLO=1 'Yuzey basinci icin NN=4
440 KL1=1:KL2=1 'Mukavemet icin NN=4
450 KZ=1.4 ' Zorlanma faktoru tek yonlu calisma
460 I=N1/N2
470 U1=10^6:U2=U1:U3=U2:U4=U3
480 A1=10^5:A2=A1:A3=A2:A4=A3
490 FOR Z1=20 TO 20
500 FOR Z2=100 TO 100
510 IF I+.15>(Z2/Z1) THEN 520 ELSE 580
520 IF I-.15<(Z2/Z1) THEN 530 ELSE 580
530 Z=Z1:Z9=Z2:NN1=N1:GOSUB 1330
540 S1=A:B=B1+B1
550 V1=(Z1+Z2+2)*(M/10*B/10*Z2)
560 IF S1<A1 THEN A1=S1:Z11=Z1:Z21=Z2:M11=M
565 IF S1=A1 THEN BK1=B1:BM11=RB1:BM12=RB2:BA11=AB1:BA12=AB2
566 IF S1=A1 THEN RS11=RS1:RS12=RS2:SR11=SR1:SR12=SR2
570 IF V1<U1 THEN U1=V1:D11=Z1:D21=Z2:P11=M
580 NEXT Z2:NEXT Z1
590 FOR Z1=18 TO 18

```

```

610 FOR Z3=19 TO 19
620 FOR Z4=52 TO 52
630 IF I+.15>(Z2*Z4)/(Z1*Z3) THEN 640 ELSE 740
640 IF I-.15<(Z2*Z4)/(Z1*Z3) THEN 650 ELSE 740
650 Z=Z1:Z9=Z2:NN1=N1:GOSUB 1330
660 S21=A:M1=M
665 IN1=B1:IN2=RB1:IN3=RB2:IN4=AB1:IN5=AB2:IN11=RS1
670 Z=Z3:Z9=Z4:NN1=NN1/(Z2/Z1):GOSUB 1330
680 S22=A:M2=M:B=B1+B1
685 IN6=B1:IN7=RB1:IN8=RB2:IN9=AB1:IN10=AB2:IN13=RS1
690 S2=S21+S22
700 V2=(( (Z1+Z2+Z3+Z4+Z1+Z4)/2)+2)*(M2/10*B/10*Z4)
710 IF S2<A2 THEN A21=S21:A22=S22
715 IF S2<A2 THEN BK21=IN1:BM21=IN2:BM22=IN3:BA21=IN4:BA22=IN5:RS21=IN11
716 IF S2<A2 THEN BK22=IN6:BM23=IN7:BM24=IN8:BA23=IN9:BA24=IN10:RS22=IN13
720 IF S2<A2 THEN A2=S2:Z12=Z1:Z22=Z2:Z32=Z3:Z42=Z4:M21=M1:M22=M2
730 IF V2<U2 THEN U2=V2:D12=Z1:D22=Z2:D32=Z3:D42=Z4:P21=M1:P22=M2
740 NEXT Z4:NEXT Z3
750 NEXT Z2:NEXT Z1
760 REM
770 FOR Z1=18 TO 18
780 FOR Z2=100 TO 100
790 FOR Z3=18 TO 18
800 FOR Z4=62 TO 62
810 FOR Z5=18 TO 18
820 FOR Z6=47 TO 47
830 IF I+.15>(Z2*Z4*Z6)/(Z1*Z3*Z5) THEN 840 ELSE 970
840 IF I-.15<(Z2*Z4*Z6)/(Z1*Z3*Z5) THEN 850 ELSE 970
850 Z=Z1:Z9=Z2:NN1=N1:GOSUB 1330
860 S31=A:M1=M
865 IN1=B1:IN2=RB1:IN3=RB2:IN4=AB1:IN5=AB2:IN11=RS1
870 Z=Z3:Z9=Z4:NN1=NN1/(Z2/Z1):GOSUB 1330
880 S32=A:M2=M
885 IN6=B1:IN7=RB1:IN8=RB2:IN9=AB1:IN10=AB2:IN13=RS1
890 Z=Z5:Z9=Z6:NN1=NN1/(Z4/Z3):GOSUB 1330
900 S33=A:M3=M:B=B1+B1
910 S3=S31+S32+S33
915 IF S3<A3 THEN BK31=IN1:BM31=IN2:BM32=IN3:BA31=IN4:BA32=IN5:RS31=IN11
916 IF S3<A3 THEN BK32=IN6:BM33=IN7:BM34=IN8:BA33=IN9:BA34=IN10:RS32=IN13
917 IF S3<A3 THEN BK33=B1:BM35=RB1:BM36=RB2:BA35=AB1:BA36=AB2:RS33=RS1
920 V3=(( (Z1+Z2+Z3+Z4+Z5+Z6+Z1+Z6)/2)+2)*(M3/10*B/10*Z6)
930 IF S3<A3 THEN M31=M1:M32=M2:M33=M3:A31=S31:A32=S32:A33=S33
940 IF S3<A3 THEN A3=S3:Z13=Z1:Z23=Z2:Z33=Z3:Z43=Z4:Z53=Z5:Z63=Z6
950 IF V3<U3 THEN P31=M1:P32=M2:P33=M3
960 IF V3<U3 THEN U3=V3:D13=Z1:D23=Z2:D33=Z3:D43=Z4:D53=Z5:D63=Z6
970 NEXT Z6:NEXT Z5
980 NEXT Z4:NEXT Z3
990 NEXT Z2:NEXT Z1
1000 REM
1010 FOR Z1=17 TO 17
1020 FOR Z2=104 TO 104
1030 FOR Z3=19 TO 19
1040 FOR Z4=77 TO 77
1050 FOR Z5=18 TO 18
1060 FOR Z6=55 TO 55
1070 FOR Z7=19 TO 19
1080 FOR Z8=47 TO 47
1090 IF I+.15>(Z2*Z4*Z6*Z8)/(Z1*Z3*Z5*Z7) THEN 1100 ELSE 1250
1100 IF I-.15<(Z2*Z4*Z6*Z8)/(Z1*Z3*Z5*Z7) THEN 1110 ELSE 1250
1110 Z=Z1:Z9=Z2:NN1=N1:GOSUB 1330
1120 S41=A:M1=M
1130 Z=Z3:Z9=Z4:NN1=NN1/(Z9/Z):GOSUB 1330
1140 S42=A:M2=M
1150 Z=Z5:Z9=Z6:NN1=NN1/(Z9/Z):GOSUB 1330

```

```

1160 S43=A:M3=M
1170 Z=Z7:Z9=Z8:NN1=NN1/(Z9/Z):GOSUB 1330
1180 S44=A:M4=M:B=B1+B1
1190 S4=S41+S42+S43+S44
1200 V4=(( (Z3+Z4+Z5+Z6+Z7+Z8+Z2+Z8)/2)+2)*(M4/10*B/10*Z8)
1210 IF S4<A4 THEN M41=M1:M42=M2:M43=M3:M44=M4:A41=S41:A42=S42:A43=S43:A44=S44
1220 IF S4<A4 THEN A4=S4:Z14=Z1:Z24=Z2:Z34=Z3:Z44=Z4:Z54=Z5:Z64=Z6:Z74=Z7:Z84=Z8
1230 IF V4<U4 THEN P41=M1:P42=M2:P43=M3:P44=M4
1240 IF V4<U4 THEN U4=V4:D14=Z1:D24=Z2:D34=Z3:D44=Z4:D54=Z5:D64=Z6:D74=Z7:D84=Z8
1250 NEXT Z8:NEXT Z7
1260 NEXT Z6:NEXT Z5
1270 NEXT Z4:NEXT Z3
1280 NEXT Z2:NEXT Z1
1290 IF A1<A2 THEN 3250
1300 IF A2<A3 THEN 4910
1310 IF A3<A4 THEN 5210
1320 GOTO 5250 '4K tasarimi
1330 ID=.831*((Z9/Z)^.221):KM=1.1
1340 REM      Yuzey Faktoru
1350 KY1=(EXP (DK1*(-.0025)))*.9042
1360 KY2=(EXP (DK2*(-.0025)))*.9042
1370 REM      Centik Faktoru Icin KT Degeri
1380 IF Z<50 THEN PT1=Z/(-8.9895+(Z*2.7304))
1390 IF Z9<50 THEN PT2=Z9/(-8.9895+(Z9*2.7304))
1400 IF Z>50 THEN PT1=Z/(-15.9189+(Z*2.884))
1410 IF Z9>50 THEN PT2=Z9/(-15.9189+(Z9*2.884))
1420 SB=PI*.5
1430 QT1=SB/(2*PT1)
1440 QT2=SB/(2*PT2)
1450 REM Sekilden 2 Nolu Degerler Dikkate Alindi
1460 KT1=QT1/(.3901+(QT1*.3266))
1470 KT2=QT2/(.3901+(QT2*.3266))
1480 REM      Q      Centik Faktoru Icin R Degerleri
1490 REM      R      Degerlerinde Dis Sayisi Dikkate Alindir
1500 REM Dongu Icerisinde Verildi      R1
1510 REM Dongu Icerisinde Verildi      R2
1520 REM      Kopma Sinirinin % 50 Guvenirlilik Durumu Icin DD1 ve DD2
1530 DD1=.5*DK1
1540 DD2=.5*DK2
1550 REM      Acisal Hiz
1560 W1=(2*PI*NN1)/60
1570 MU=.9      'Verim
1580 REM      Burulma Momentleri
1590 MB1=(P/W1)*100:'Burulma Momenti Pinyon Icin
1600 MB2=(Z9/Z)*MU*MB1:'Burulma Momenti Cark Icin
1610 FOR X=1 TO 30
1620 RDY=PI/180
1630 DO1=(M(X)*Z)/COS(BETA*RDY)
1640 DO2=(M(X)*Z9)/COS(BETA*RDY)
1650 B1=ID*DO1
1660 R1=M(X)*PT1
1670 R2=M(X)*PT2
1680 REM Aci donusumu.x degerleri.es disliler
1690 AO=(DO1+DO2)/2:A=INT(AO+1)
1700 ALF=ALFA*RDY:BET=BETA*RDY
1710 TPA0=TAN(ALF)/COS(BET)
1720 TPA0=ATN(TPA0)
1730 TPA0=TPA0/RDY
1740 CKA=(AO/A)*COS(TPA0*RDY):CKA=CKA^2
1750 SKA=1-CKA:TKA=SKA/CKA:TKA=SQR(TKA):TKA=ATN(TKA)
1760 TKA=TKA/RDY
1770 EVIPO=TAN(TPA0*RDY)-TPA0*RDY
1780 EVIK=TAN(TKA*RDY)-TKA*RDY
1790 XIPK=((Z+Z9)*(EVIK-EVIPO))/(2*TAN(ALFA*RDY))

```

```

1800 XP1=(Z9*XTPK)/(Z+Z9)
1810 XP2=XTPK-XP1
1820 TBG=COS(TPA0*RDY)*TAN(BETA*RDY):TBG=ATN(TBG):TBG=TBG/RDY
1830 ZE=Z/((COS(TBG*RDY))^2*COS(BETA*RDY))
1840 ZE9=Z9/((COS(TBG*RDY))^2*COS(BETA*RDY))
1850 REM Form faktoru
1860 IF ZE>59 THEN KF1=2.2267*XP1^(-.0305)*ZE^(-.0193)
1870 IF ZE9>59 THEN KF2=2.2267*XP2^(-.0305)*ZE9^(-.0193)
1880 IF ZEK 60 THEN KF1=2.8585*XP1^(-.1077)*ZE^(-.1053)
1890 IF ZE9<60 THEN KF2=2.8585*XP2^(-.1077)*ZE9^(-.1053)
1900 IF ZEK 16 THEN KF1=4.3632*XP1^(-.217)*ZE^(-.303)
1910 IF ZE9<16 THEN KF2=4.3632*XP2^(-.217)*ZE9^(-.303)
1920 REM Centik faktoru
1930 IF R1<1.5 THEN Q1=((DK1^.34)*(R1^.135))*168
1940 IF R2<1.5 THEN Q2=((DK2^.34)*(R2^.135))*168
1950 IF R1=>1.5 THEN Q1=((DK1^.2)*(R1^.078))*325
1960 IF R2=>1.5 THEN Q2=((DK2^.2)*(R2^.078))*325
1970 IF M(X)<5 THEN KB=1
1980 KC1=1+(Q1*(KT1-1))
1990 KC2=1+(Q2*(KT2-1))
2000 IF M(X)=>5 THEN KB=.85
2010 QD1=(KY1*KB*KF*KL1*KZ*DD1)/KC1
2020 QD2=(KY2*KB*KR*KL2*KZ*DD2)/KC2
2030 QM1=QD1/ES1:' Emniyetli Mukavemeti Pinyon Icin
2040 QM2=QD2/ES1:' Cark Icin
2050 V=(PI*(DO1/1000)*NN1)/60:'Cevresel Hizlar Esitdir
2060 IF ABCD=3 THEN KV=((V^.56)*.109)+1
2070 Q41=2*MB1*KV*KO*KF1:' PINYON
2080 Q42=2*MB2*KV*KO*KF2:' CARK
2090 Q51=Z*Z*ID
2100 Q52=Z9*Z9*ID
2110 Q61=M(X)*M(X)*M(X)
2120 Q62=M(X)*M(X)*M(X)
2130 Q71=Q51*Q61
2140 Q72=Q52*Q62
2150 QQ1=Q41/Q71
2160 QQ2=Q42/Q72
2170 FT=(2*MB1)/DO1
2180 QD11=(FT/(B1*M(X)))*KF1*KO*KV*KM
2190 QD12=(FT/(B1*M(X)))*KF2*KO*KV*KM
2200 IF (QM1=>QQ1) AND (QM2=>QQ2) AND (QD11<=QM1) THEN 2210 ELSE 2340
2210 IF BETA>20 THEN KAL=1.6725*((XP1+XP2)/(Z9+Z))^(-.0773)*BETA^(-.1381)
2220 IF BETA=0 THEN KAL=1.765:GOTO 2240 ' Sifir Dislisi Icin K-ALFA
2230 IF BETA<21 THEN KAL=1.0428*((XP1+XP2)/(Z9+Z))^(-.1086)*BETA^(-.0188)
2240 KI=SQR(((Z9/Z)+1)/(Z9/Z)):' Cevrim Orani
2250 PHB1=.28*HB1
2260 PHD1=KLO*KR*PHB1
2270 PHB2=.28*HB2
2280 PHD2=KLO*KR*PHB2
2290 PHM1=PHD1/ES2
2300 PHM2=PHD2/ES2
2310 PHX1=KE*KAL*KI*(SQR(FT/(B1*DO1)))*KO*KV*KM
2320 PHX2=KE*KAL*KI*(SQR(FT/(B1*DO2)))*KO*KV*KM
2330 IF (PHX1<=PHM1) AND (PHX2<=PHM2) THEN 2350
2340 NEXT X
2350 CLS
2360 MODUL=M(X):M=M(X)
2370 H1=M(X):H2=M(X)*1.25:H12=H1+H2
2380 REM PINYON DIS USTU CAPI
2390 LOCATE 6,15:DA1=DO1+2*M(X)
2400 REM DISLI DIS USTU CAPI
2410 LOCATE 6,50:DA2=DO2+2*M(X)
2420 REM PINYON GENISLIGI

```

```

2430 B1=CINT(B1):B2=B1
2440 WINDOW (0.0)-(320,220)
2450 RO1=DO1/2:RA1=DA1/2:H1=M(X):H2=1.163*M(X)
2460 RO2=DO2/2:RA2=DA2/2
2470 OL1=(2*DA2)/220
2480 OL2=(2*DA2+DA1)/320
2490 IF OL1<=1 THEN OL=1
2500 IF OL1<=2 AND OL1>1 THEN OL=2
2510 IF OL1<=5 AND OL1>2 THEN OL=5
2520 IF OL1<=10 AND OL1>5 THEN OL=10
2530 IF OL1<=20 AND OL1>10 THEN OL=20
2540 IF OL1<=50 AND OL1>20 THEN OL=50
2550 IF OL1>50 THEN OL=100
2560 CLS
2570 OLC=OL:LOCATE 2,68:PRINT "OLCEK=1/":OLC
2580 CIRCLE (100,150),((DO1/2)/OL),.2
2590 LINE (90-(DO1/2)/OL,150)-(110+(DO1/2)/OL,150),3,,&HFF11
2600 LINE (100,160-(DO1/2)/OL)-(100,140-(DO1/2)/OL),3,,&HFF11
2610 CIRCLE (100+(A/OL),150),((DO2/2)/OL),3
2620 LINE (100+(A/OL)-(DO2/2)/OL,150)-(110+(A/OL)+(DO2/2)/OL,150),3,,&HFF11
2630 LINE (100+(A/OL),160+(DO2/2)/OL)-(100+(A/OL),140-(DO2/2)/OL),3,,&HFF11
2640 REM PINYON
2650 LINE (100-(DA1/2)/OL,130-(DA2/2)/OL)-(100+(DA1/2)/OL,130-(DA2/2)/OL),3
2660 LINE(100-RA1/OL,130-RA2/OL-B1/OL)-(100+RA1/OL,130-RA2/OL-B1/OL),3
2670 LINE (100-RA1/OL,130-RA2/OL)-(100-RA1/OL,130-RA2/OL-B1/OL),3
2680 LINE (100+RA1/OL,130-RA2/OL)-(100+RA1/OL,130-RA2/OL-B1/OL),3
2690 LINE (100-RO1/OL,135-RA2/OL)-(100-RO1/OL,125-RA2/OL-B1/OL),3,,&HFF11
2700 LINE (100,135-RA2/OL)-(100,125-RA2/OL-B1/OL),3,,&HFF11
2710 LINE (100+RO1/OL,135+2.5/OL-RA2/OL)-(100+RO1/OL,125-2.5/OL-RA2/OL-B1/OL),3,
,&HFF11
2720 REM CARK CIZIMI
2730 LINE (100+RO1/OL-H1/OL,130+2.5/OL-RA2/OL)-(100+RO1/OL-H1/OL,130-2.5/OL-RA2/
OL-B1/OL),3
2740 LINE (100+A/OL+RA2/OL,130+2.5/OL-RA2/OL)-(100+A/OL+RA2/OL,130-2.5/OL-RA2/OL
-B1/OL),3
2750 LINE (100+RO1/OL-H1/OL,130+2.5/OL-RA2/OL)-(100+A/OL+RA2/OL,130+2.5/OL-RA2/O
L),3
2760 LINE (100+RO1/OL-H1/OL,130-2.5/OL-RA2/OL-B1/OL)-(100+A/OL+RA2/OL,130-2.5/OL
-RA2/OL-B1/OL),3
2770 LINE (100+A/OL,135-RA2/OL)-(100+A/OL,125-RA2/OL-B1/OL),3,,&HFF11
2780 LINE (100+A/OL+RO2/OL,135-RA2/OL)-(100+A/OL+RO2/OL,125-RA2/OL-B1/OL),3,,&HF
F11
2790 REM OLCELENDIRME YATAY
2800 LINE (100-RA1/OL,130-RA2/OL)-(100-RA1/OL,130-RA2/OL+12),3
2810 LINE (100+A/OL+RA2/OL,130-RA2/OL)-(100+A/OL+RA2/OL,130-RA2/OL+12),3
2820 LINE (100-RA1/OL,130-RA2/OL+10)-(100+A/OL+RA2/OL,130-RA2/OL+10),3
2830 LINE (100-RA1/OL,130-RA2/OL+10)-(100-RA1/OL+5,130-RA2/OL+10+1),3
2840 LINE (100-RA1/OL,130-RA2/OL+10)-(100-RA1/OL+5,130-RA2/OL+10-1),3
2850 LINE (100+A/OL+RA2/OL,130-RA2/OL+10)-(100+A/OL+RA2/OL-5,130-RA2/OL+10+1),3
2860 LINE (100+A/OL+RA2/OL,130-RA2/OL+10)-(100+A/OL+RA2/OL-5,130-RA2/OL+10-1),3
2870 TDA=DO1+DO2+M(X)+M(X)
2880 J22=26+((A/OL)/8+(RA2/OL)/8-(RA1/OL)/8)/2
2890 J11=8.25+(RA2/OL)/8
2900 LOCATE J11,J22:PRINT ;TDA"mm"
2910 REM OLCUI.ENDIRME DUSEY
2920 LINE (100+A/OL+RA2/OL,130-RA2/OL+2.5/OL)-(100+A/OL+RA2/OL+12,130-RA2/OL+2.5
/OL),3
2930 LINE (100+A/OL+RA2/OL,130-RA2/OL-2.5/OL-B1/OL)-(100+A/OL+RA2/OL+12,130-RA2/
OL-2.5/OL-B1/OL),3
2940 LINE (100+A/OL+RA2/OL+10,130-RA2/OL+2.5/OL)-(100+A/OL+RA2/OL+10,130-RA2/OL-
2.5/OL-B1/OL),3
2950 LINE (100+A/OL+RA2/OL+10,130-RA2/OL+2.5/OL)-(100+A/OL+RA2/OL+10+1,130-RA2/O
L+2.5/OL-5),3
2960 LINE (100+A/OL+RA2/OL+10,130-RA2/OL+2.5/OL)-(100+A/OL+RA2/OL+10-1,130-RA2/O

```



```

L+2.5/OL-5).3
2970 LINE (100+A/OL+RA2/OL+10.130-RA2/OL-2.5/OL-B1/OL)-(100+A/OL+RA2/OL+10+1.130
-RA2/OL-2.5/OL-B1/OL+5),3
2980 LINE (100+A/OL+RA2/OL+10.130-RA2/OL-2.5/OL-B1/OL)-(100+A/OL+RA2/OL+10-1.130
-RA2/OL-2.5/OL-B1/OL+5),3
2990 B2=B1+5
3000 I11=8+20/8+(RA2/OL)/8
3010 I22=26+(A/OL)/4+(RA2/OL)/4+12/4
3020 LOCATE I11.I22:PRINT "B2=";B2"mm"
3030 LOCATE 1.30:PRINT "Modul=";M(X) "mm"
3040 LOCATE 2.18:PRINT "Pinyon Malzemesi :";M1$
3050 LOCATE 3.18:PRINT "Cark Malzemesi :";M2$
3060 LOCATE 6.1:PRINT "Dis sayisi"
3070 LOCATE 7.1:PRINT "Z1=";Z
3080 LOCATE 6.65:PRINT "Dis sayisi"
3090 LOCATE 7.65:PRINT "Z2=";Z9
3100 LOCATE 8.1:PRINT "Dis ustü"
3110 LOCATE 9.1:PRINT "capi"
3120 LOCATE 8.65:PRINT "Dis ustü"
3130 LOCATE 9.65:PRINT "capi"
3140 LOCATE 10.1:PRINT "da1";DA1"mm"
3150 LOCATE 10.65:PRINT "da2";DA2"mm"
3160 LOCATE 11.1:PRINT "Bolum dairesi"
3170 LOCATE 11.65:PRINT "Bolum dairesi"
3180 LOCATE 12.1:PRINT "capi"
3190 LOCATE 12.65:PRINT "capi"
3200 LOCATE 13.1:PRINT "do1=";DO1"mm"
3210 LOCATE 13.65:PRINT "do2=";DO2"mm"
3220 PRINT A0
3230 PRINT A
3235 GOSUB 8000
3240 RETURN
3250 CLS
3260 LOCATE 2.20:PRINT "1 KADEMELI REDUKTOR "
3270 LOCATE 4.5:PRINT "MIN. EKSEN ARALIGI":LOCATE 4.40:PRINT "MIN. HACIM"
3280 LOCATE 6.5:PRINT "MODUL=";M11:LOCATE 6.40:PRINT "MODUL=";P11
3290 LOCATE 7.5:PRINT "PINYON Z1=";Z11:LOCATE 7.40:PRINT "PINYON Z1=";D11
3300 LOCATE 8.5:PRINT "CARK Z2=";Z21:LOCATE 8.40:PRINT "CARK Z2=";D21
3301 YANA=((((DO1+DO2+DA1+DA2)/2)+20)*((DA2/2)+10))+((DA1+DA2+10)/2)*((DO1+DO1)
/2))
3302 YANA=((DA1+10)^2+(DA2+10)^2)*(PI/4)+YANA:YANA=2*YANA
3303 CEVA=((DO1+DO2+DA1+(DA2*3))/2)+40+((DA1+DA2+20)*(PI/4))
3304 CEVA=((DA2-DA1)/2)^2+((DO1+DO2)/2)^2^(1/2)+CEVA:CEVA=CEVA*(B1+20)
3305 TOPAA=(YANA+CEVA):TOPA=TOPAA/1000000!
3306 TSIC=((1-.98)*P)/(18*TOPA)+20
3307 PRINT " "
3308 PRINT "SISTEM SICAKLIGI = ":TSIC
3310 W1=(2*PI*N1)/60:M=M11:Z=Z11:Z9=Z21
3320 INPUT ENTE
3330 GOSUB 5290 ' disli boyutlari
3340 FT=(2*MB1)/DO1
3350 FR=FT*(TAN(ALFA*RDY)/COS(BETA*RDY))
3360 FE=FT*TAN(BETA*RDY)
3370 RA=FT/2:ME=RA*(20+B1/2)
3380 MEB=RA*10
3390 RB1=(FR*(20+B1/2)+FE*RO1)/(40+B1)
3400 RB2=(FR*(20+B1/2)+FE*RO2)/(40+B1)
3410 ME1=RB1*(20+B1/2)
3420 ME18=RB1*10
3430 ME2=RB2*(20+B1/2)
3440 ME28=RB2*10
3450 MM1=SQR(ME^2+ME1^2)
3460 M18=SQR(MEB^2+ME18^2)
3470 MM2=SQR(ME^2+ME2^2)

```

```

3480 M28=SQR(ME8^2+ME28^2)
3490 KC=1.6:KB=.75:KY=.85:SM=3
3500 MK1=76:MK2=70:MA1=65:MA2=44:A1$="C 8620":A2$="C 1060"
3510 SEM1=.5*MA1/SM:SEM2=.5*MA2/SM
3520 DEM1=(KY*KB/KC)*(.5*.5*MK1/SM)
3530 DEM2=(KY*KB/KC)*(.5*.5*MK2/SM)
3540 DM=1
3550 DMAX1=(SQR((MB1/SEM1)^2+(MM1/DEM1+(DM*FE)/(8*SEM1))^2)*(16/PI))^(1/3)
3560 IF DMAX1+.15>DM THEN 3570 ELSE 3580
3570 IF DMAX1-.15<DM THEN DMAX1=CINT(DM):GOTO 3590
3580 DM=DMAX1:GOTO 3550
3590 DM=1
3600 DMA18=(SQR((MB1/SEM1)^2+(M18/DEM1+(DM*FE)/(8*SEM1))^2)*(16/PI))^(1/3)
3610 IF DMA18+.15>DM THEN 3620 ELSE 3630
3620 IF DMA18-.15<DM THEN DMA18=CINT(DM):GOTO 3640
3630 DM=DMA18:GOTO 3600
3640 DM=1
3650 DMAX2=(SQR((MB2/SEM2)^2+(MM2/DEM2+(DM*FE)/(8*SEM2))^2)*(16/PI))^(1/3)
3660 IF DMAX2+.15>DM THEN 3670 ELSE 3680
3670 IF DMAX2-.15<DM THEN DMAX2=CINT(DM):GOTO 3690
3680 DM=DMAX2:GOTO 3650
3690 DM=1
3700 DMA28=(SQR((MB2/SEM2)^2+(M28/DEM2+(DM*FE)/(8*SEM2))^2)*(16/PI))^(1/3)
3710 IF DMA28+.15>DM THEN 3720 ELSE 3730
3720 IF DMA28-.15<DM THEN DMA28=CINT(DM):GOTO 3740
3730 DM=DMA28:GOTO 3700
3740 YR1=SQR(RA^2+RB1^2)
3750 CC=1:DD=DMA18
3760 IF BETA=0 THEN CP=1/3
3770 IF BETA>0 THEN CP=3/10
3780 IF FE=0 THEN 3840
3790 GOSUB 5920 ' Konik makarali rulmanlar
3800 YR=.4*YR1+Y(X)*FE
3810 YR=YR*(1.8*N1)^CP:CC=YR/100
3820 IF C(X)>CC THEN GOTO 3880
3830 GOTO 3790
3840 GOSUB 6080 ' Sabit bilyali rulmanlar
3850 YR=YR1*(1.8*N1)^CP:CC=YR/100
3860 IF C(X)>CC THEN GOTO 3880
3870 GOTO 3840
3880 CLS:DMA18=D1(X):M11=D1(X):C11=D2(X):B11=B(X):S11=S(X)
3890 IF DMAX1=DMA18 THEN DMAX1=DMAX1+2
3900 IF DMAX1<DMA18 THEN DMAX1=DMA18+2
3910 CLS
3920 M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1:OD1=DO1:BB1=B
3930 GOSUB 5670 'disli tablosu
3940 WINDOW (0,0)-(640,300)
3950 LINE (300,180)-(640,180),1,,&HFF11
3960 LINE (480,225)-(570,225):LINE-(570,135):LINE-(480,135):LINE-(480,160)
3970 LINE (480,225)-(480,200):LINE (476,222)-(573,222),1,,&HFF11
3980 LINE (476,138)-(573,138),1,,&HFF11
3990 LINE (480,218)-(570,218):LINE (480,143)-(570,143)
4000 LOCATE 8,61:PRINT "////////////////":LOCATE 13,61:PRINT "////////////////"
4010 CIRCLE (484,180),4,3,1,5,4,9
4020 CIRCLE (566,180),4,3,4,9,1,5
4030 LINE (484,184)-(566,184):LINE (484,176)-(566,176)
4040 CIRCLE (320,180),4,3,1,5,4,9
4050 CIRCLE (380,180),4,3,4,9,1,5
4060 LINE (320,184)-(380,184):LINE (320,176)-(380,176)
4070 LINE (570,203)-(594,203):LINE-(594,157):LINE-(570,157)
4080 LINE (594,195)-(634,195):LINE-(634,165):LINE-(594,165)
4090 LINE (570,200)-(456,200):LINE-(456,160):LINE-(570,160)
4100 LINE (456,195)-(416,195):LINE-(416,165):LINE-(456,165)

```

```

4110 LINE (416.192)-(316.192):LINE-(316.168):LINE-(416.168)
4120 PAINT (520.205):PAINT (520.155)
4130 LINE (0.80)-(205.80):LINE-(205.300)
4140 LOCATE 8.32:PRINT "Caplar:":LOCATE 8.45:PRINT (DMA18-5)
4150 LOCATE 8.53:PRINT DMA18:LOCATE 8.65:PRINT DMAX1
4160 LOCATE 8.73:PRINT (DMAX1+3):LOCATE 8.77:PRINT DMA18
4170 LOCATE 13.32:PRINT "Uzunluklar:":LOCATE 13.45:PRINT CINT(B+B11)
4180 LOCATE 13.53:PRINT CINT(1+B11):LOCATE 13.65:PRINT B
4190 LOCATE 13.73:PRINT "8":LOCATE 13.77:PRINT CINT(1+B11)
4200 LOCATE 16.32:PRINT "Mil malzemesi : "
4210 LOCATE 16.46:PRINT A1$
4220 LOCATE 20.20:PRINT "Secilen rulmanlar : "
4230 IF BETA>0 THEN LOCATE 20.45:PRINT "Konik makarali yatak 2 Adet"
4240 IF BETA=0 THEN LOCATE 20.45:PRINT "Sabit bilyali yatak 2 Adet"
4250 IF BETA>0 THEN LOCATE 7.20:PRINT "Sag"
4260 LOCATE 22.20:PRINT "Rulman olculeri :dxDxb=                      Ors-steyr ="
4270 LOCATE 22.44:PRINT M11:"x";C11:"x";B11
4280 LOCATE 22.72:PRINT S11
4290 INPUT ENTE
4300 CLS
4310 WINDOW (0,0)-(640.300)
4320 M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1:OD2=DO2
4330 GOSUB 5670 'disli tablosu
4340 LINE (0.80)-(205.80):LINE-(205.300)
4350 LINE (300.180)-(640.180),1.,.&HFF11
4360 LINE (534.192)-(634.192):LINE-(634.168):LINE-(534.168)
4370 LINE (494.195)-(534.195):LINE-(534.165):LINE-(494.165)
4380 LINE (380.200)-(494.200):LINE-(494.160):LINE-(380.160)
4390 CIRCLE (384.180),4,3,1.5,4,9
4400 CIRCLE (466.180),4,3,4,9,1,5
4410 LINE (384.184)-(466.184):LINE (384.176)-(466.176)
4420 CIRCLE (630.180),4,3,4,9,1,5
4430 CIRCLE (570.180),4,3,1.5,4,9
4440 LINE (570.184)-(630.184):LINE (570.176)-(630.176)
4450 LINE (356.203)-(380.203):LINE-(380.157):LINE-(356.157):LINE-(356.203)
4460 LINE (356.195)-(316.195):LINE-(316.165):LINE-(356.165)
4470 LINE (380.200)-(380.280):LINE-(470.280):LINE-(470.200)
4480 LINE (380.160)-(380.80):LINE-(470.80):LINE-(470.160)
4490 LINE (380.273)-(470.273):LINE (380.87)-(470.87)
4500 LINE (377.277)-(473.277),1.,.&HFF11
4510 LINE (377.83)-(473.83),1.,.&HFF11
4520 LINE (380.215)-(405.215):LINE-(405.258):LINE-(380.258)
4530 LINE (470.215)-(445.215):LINE-(445.258):LINE-(470.258)
4540 LINE (380.145)-(405.145):LINE-(405.102):LINE-(380.102)
4550 LINE (470.145)-(445.145):LINE-(445.102):LINE-(470.102)
4560 PAINT (415.140):PAINT (415.220)
4570 YR1=SQR(RA^2+RB2^2)
4580 CC=1:DD=DMA28
4590 IF FE=0 THEN 4650
4600 GOSUB 5920 ' Konik makarali rulmanlar
4610 YR=.4*YR1+Y(X)*FE
4620 YR=YR*(1.8*N2)^CP:CC=YR/100
4630 IF C(X)>CC THEN GOTO 4690
4640 GOTO 4600
4650 GOSUB 6080 ' Sabit bilyali rulmanlar
4660 YR=YR1*(1.8*N2)^CP:CC=YR/100
4670 IF C(X)>CC THEN GOTO 4690
4680 GOTO 4650
4690 DMA28=D1(X):M22=D1(X):C22=D2(X):B22=B(X):S22=S(X)
4700 IF DMAX2=DMA28 THEN DMAX2=DMAX2+2
4710 IF DMAX2<DMA28 THEN DMAX2=DMA28+2
4720 LOCATE 8.30:PRINT "Caplar:":LOCATE 8.70:PRINT (DMA28-5)
4730 LOCATE 8.64:PRINT DMA28:LOCATE 8.52:PRINT DMAX2
4740 LOCATE 8.44:PRINT (DMAX2+3):LOCATE 8.39:PRINT DMA28

```



```

4750 LOCATE 13.29:PRINT "Uzunluklar:":LOCATE 13,70:PRINT CINT(B+B22)
4760 LOCATE 13.64:PRINT CINT(1+B22):LOCATE 13,52:PRINT B
4770 LOCATE 13.46:PRINT "8":LOCATE 13,41:PRINT CINT(1+B22)
4780 LOCATE 19,28:PRINT "Mil malzemesi:"
4790 LOCATE 19,42:PRINT A2$
4800 LOCATE 21,20:PRINT "Secilen rulmanlar :"
4810 IF BETA>0 THEN LOCATE 21.45:PRINT "Konik makarali yatak 2 Adet"
4820 IF BETA=0 THEN LOCATE 21.45:PRINT "Sabit bilyali yatak 2 Adet"
4830 IF BETA>0 THEN LOCATE 7.20:PRINT "Sol"
4840 LOCATE 22,20:PRINT "Rulman olculeri :dxDxb=                      Ors-steyr ="
4850 LOCATE 22,44:PRINT M22:"x":C22;"x":B22
4860 LOCATE 22,72:PRINT S22
4870 INPUT ENTE
4871 CLS:PRINT " "
4872 PRINT "      DISLI      KLASIK      ISTATISTIK TASARIM "
4873 PRINT "      CARK      TASARIM      EGILME      ASINMA      "
4874 PRINT " "
4875 PRINT "      Z1      ";BK1"      ";BM11"      ";BA11
4876 PRINT "      Z2      ";BK1"      ";BM12"      ";BA12
4877 PRINT " "
4878 PRINT " "
4879 PRINT "      DISLI CIFTI      KLASIK TASARIM      ISTATISTIK TASARIM "
4880 PRINT "                      GENISLIK EMNIYET      GENISLIK EMNIYET "
4881 PRINT " "
4882 PRINT "      Z1 - Z2      ";BK1"      ";ES1"      ";BM11"      ";RS11
4886 INPUT ENTE
4887 COMMON A(),P,I,N1,OD1,OD2,BB1,ALFA,BETA
4890 CHAIN "PM2",10
4900 END
4910 REM      K2
4920 CLS:LOCATE 2,20:PRINT "2 KADEMELI REDUKTOR      "
4930 LOCATE 4,5:PRINT "MIN. EKSEN ARALIGI":LOCATE 4,40:PRINT "MIN. HACIM"
4940 LOCATE 5,5:PRINT "MIN. EKSEN =":A2:LOCATE 5,40:PRINT "MIN. HACIM =":U2
4950 LOCATE 6,25:PRINT "1. KADEME      "
4960 LOCATE 8,5:PRINT "MODUL=":M21:LOCATE 8,40:PRINT "MODUL=":P21
4970 LOCATE 9,5:PRINT "PINYON Z1=":Z12:LOCATE 9,40:PRINT "PINYON Z1=":D12
4980 LOCATE 10,5:PRINT "CARK Z2=":Z22:LOCATE 10,40:PRINT "CARK Z2=":D22
4990 LOCATE 11,5:PRINT "1.EKSEN A1 =":A21
5000 LOCATE 13,25:PRINT "2. KADEME      "
5010 LOCATE 15,5:PRINT "MODUL=":M22:LOCATE 15,40:PRINT "MODUL=":P22
5020 LOCATE 16,5:PRINT "PINYON Z3=":Z32:LOCATE 16,40:PRINT "PINYON Z3=":D32
5030 LOCATE 17,5:PRINT "CARK Z4=":Z42:LOCATE 17,40:PRINT "CARK Z4=":D42
5040 LOCATE 18,5:PRINT "2.EKSEN A2 =":A22
5041 REM
5042 DO1=Z12*M21:DO2=Z22*M21:DO3=Z32*M22:DO4=Z42*M22:A=A21+A22:B=B21+B22+25
5043 RA1=(DO1/2)+M21:RA4=(DO4/2)+M22
5044 YANA=((RA1+RA4+A+20)*(RA4+10))+(((RA1+RA4+20)*A)/2)
5045 YANA=(((RA1+10)^2+(RA4+10)^2)*PI)+YANA:YANA=2*YANA
5046 CEVA=(RA1+RA4+A+20+RA4+RA4)+((PI/2)*(RA1+RA4+20))
5047 CEVA=(((RA4-RA1)^2+A^2)^(1/2))+CEVA:CEVA=CEVA*B
5048 TOPAA=(YANA+CEVA):TOPA=TOPAA/1000000!
5049 TSIC=(((1-.97)*P)/(18*TOPA))+20
5050 PRINT " "
5051 PRINT "SISTEM SICAKLIGI = ":TSIC
5055 INPUT ENTE:M=M21:Z=Z12:Z9=Z22:GOSUB 5290
5060 CLS:M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1
5070 IF BETA>0 THEN LOCATE 7.20:PRINT "Sol"
5080 GOSUB 5690
5090 INPUT ENTE:CLS:M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1
5100 IF BETA>0 THEN LOCATE 7.20:PRINT "Sag"
5110 GOSUB 5690
5120 INPUT ENTE:M=M22:Z=Z32:Z9=Z42:GOSUB 5290
5130 CLS:M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1

```

```

5140 IF BETA>0 THEN LOCATE 7,20:PRINT "Sol"
5150 GOSUB 5690
5160 INPUT ENTE:CLS:M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1
5170 IF BETA>0 THEN LOCATE 7,20:PRINT "Sag"
5172 GOSUB 5690
5173 INFUT ENTE
5175 CLS:PRINT " "
5176 PRINT "    DISLI    KLASIK    ISTATISTIK TASARIM "
5177 PRINT "    CARK      TASARIM    EGILME      ASINMA      "
5178 PRINT " "
5179 PRINT "    Z1      ";BK21"    ";EM21"    ";BA21
5180 PRINT "    Z2      ";BK21"    ";EM22"    ";BA22
5181 PRINT "    Z3      ";BK22"    ";EM23"    ";BA23
5182 PRINT "    Z4      ";BK22"    ";EM24"    ";BA24
5183 PRINT " "
5184 PRINT " "
5185 PRINT "    DISLI CIFTI    KLASIK TASARIM    ISTATISTIK TASARIM "
5186 PRINT "                GENISLIK EMNIYET    GENISLIK EMNIYET "
5187 PRINT " "
5188 PRINT "    Z1 - Z2      ";BK21"    ";ES1"    ";EM21"    ";RS21
5189 PRINT "    Z3 - Z4      ";BK22"    ";ES1"    ";EM23"    ";RS22
5190 INFUT ENTE
5191 COMMON A(),P,N1,M21,M22,BK21,BK22,ALFA,BETA,Z12,Z22,Z32,Z42
5192 CHAIN "PM3".10
5208 END
5210 REM    K3
5220 REM UC KADEMELI REDUKTOR
5230 GOSUB 6240
5240 END
5250 REM    K4
5260 REM DORT KADEMELI REDUKTOR
5270 GOSUB 6530
5280 END
5290 REM                disli boyutlari
5300 MU=.98 'Verim
5310 ID=.831*((Z9/Z)^.221)
5320 MB1=(P/W1)*100:'Burulma Momenti Pinyon Icin
5330 MB2=(Z9/Z)*MU*MB1:'Burulma Momenti Cark Icin
5340 DO1=(M*Z)/COS(BETA*RDY)
5350 DO2=(M*Z9)/COS(BETA*RDY)
5360 B1=ID*DO1
5370 AO=(DO1+DO2)/2:A=INT(AO+1)
5380 ALF=ALFA*RDY:BET=BETA*RDY
5390 TPAO=TAN(ALF)/COS(BET)
5400 TPAO=ATN(TPAO)
5410 TPAO=TPAO/RDY
5420 CKA=(AO/A)*COS(TPAO*RDY):CKA=CKA^2
5430 SKA=1-CKA:TKA=SKA/CKA:TKA=SQR(TKA):TKA=ATN(TKA)
5440 TKA=TKA/RDY
5450 EVIPO=TAN(TPAO*RDY)-TPAO*RDY
5460 EVIK=TAN(TKA*RDY)-TKA*RDY
5470 XIPK=((Z+Z9)*(EVIK-EVIPO))/(2*TAN(ALFA*RDY))
5480 XP1=(Z9*XIPK)/(Z+Z9)
5490 XP2=XIPK-XP1
5500 TBG=COS(TPAO*RDY)*TAN(BETA*RDY):TBG=ATN(TBG):TBG=TBG/RDY
5510 CZ=(COS(TPAO*RDY)*Z)/(Z+2*XP1*COS(BETA*RDY)):CZ=CZ^2
5520 SZ=1-CZ:TZ=SZ/CZ:TZ=SQR(TZ):TZ=ATN(TZ):TZ=TZ/RDY
5530 CZ9=(COS(TPAO*RDY)*Z9)/(Z9+2*XP2*COS(BETA*RDY)):CZ9=CZ9^2
5540 SZ9=1-CZ9:TZ9=SZ9/CZ9:TZ9=SQR(TZ9):TZ9=ATN(TZ9):TZ9=TZ9/RDY
5550 MZ=Z/PI*(TAN(TZ*RDY)/COS(TBG*RDY)^2-2*XP1*TAN(ALFA*RDY)/Z-EVIPO)+.5
5560 MZ9=Z9/PI*(TAN(TZ9*RDY)/COS(TBG*RDY)^2-2*XP2*TAN(ALFA*RDY)/Z9-EVIPO)+.5
5570 MZ=CINT(MZ)
5580 MZ9=CINT(MZ9)
5590 WZ=PI*COS(ALFA*RDY)*((MZ-.5)*PI+Z*EVIPO+2*XP1*TAN(ALFA*RDY))

```

```

5600 WZ9=M* $\cos(\text{ALFA}*\text{RDY})*((\text{MZ9}-.5)*\text{PI}+\text{Z9}*\text{EVTP0}+2*\text{XP2}*\text{TAN}(\text{ALFA}*\text{RDY}))$ 
5610 DA1=DO1+2*M*(1+XP1)
5620 DA2=DO2+2*M*(1+XP2)
5630 B1=CINT(B1):B2=B1
5640 RO1=DO1/2:RO2=DO2/2
5650 MS=M/( $\cos(\text{BETA}*\text{RDY})$ )
5660 RETURN
5670 REM disli tablosu
5680 CLS
5690 D=M*PI*.1/2
5700 LOCATE 1,1:PRINT "Disli Tablosu
5710 LOCATE 3,1:PRINT "Malzeme ";M$
5720 LOCATE 4,1:PRINT "Dis sayisi Z ":Z1
5730 LOCATE 5,1:PRINT "Normal modul Mn":M
5740 LOCATE 6,1:PRINT "Basinc acisi ";ALFA
5750 LOCATE 7,1:PRINT "Helis acisi ";BETA
5760 LOCATE 8,1:PRINT "Alin modulu Ms"
5770 LOCATE 8,16:PRINT USING "##.##";MS
5780 LOCATE 9,1:PRINT "Tak. dairesi Do";DO
5790 LOCATE 10,1:PRINT "Dis ust capi Da";DA
5800 LOCATE 11,1:PRINT "Profil kay. x ";
5810 LOCATE 11,17:PRINT USING "#.###";X
5820 LOCATE 12,1:PRINT "Olcum yap.dis ";OD
5830 LOCATE 13,1:PRINT "Mikrometre olc."
5840 LOCATE 13,17:PRINT USING "###.###";MK
5850 LOCATE 14,1:PRINT "Eksen arasi a ";A
5860 LOCATE 15,1:PRINT "Karsi disli ds ";Z2
5870 LOCATE 16,1:PRINT "Sertlik HRC 56-58"
5880 LOCATE 17,1:PRINT "Sertlik derinl."
5890 LOCATE 17,17:PRINT USING "#.###";D
5900 LOCATE 18,1:PRINT "Dis genisligi ":B
5910 RETURN
5920 REM Konik makarali rulmanlar
5930 OPEN "I",#1,"KMR1"
5940 FOR X=1 TO 10
5950 IF EOF(1) THEN 5990
5960 INPUT #1,C(X),D1(X),D2(X),B(X),S(X),Y(X),E(X)

```

```

5970 IF C(X)=>CC AND D1(X)=>DD THEN 6060
5980 NEXT X
5990 CLOSE #1
6000 OPEN "I",#1,"KMR2"
6010 FOR X=1 TO 10
6020 IF EOF(1) THEN 6060
6030 INPUT #1.C(X).D1(X).D2(X).B(X).S(X).Y(X).E(X)
6040 IF C(X)=>CC AND D1(X)=>DD THEN 6060
6050 NEXT X
6060 CLOSE #1
6070 RETURN
6080 REM Sabit bilyali rulmanlar
6090 OPEN "I",#1,"SBR1"
6100 FOR X=1 TO 10
6110 IF EOF(1) THEN 6150
6120 INPUT #1.C(X).D1(X).D2(X).B(X).S(X)
6130 IF C(X)=>CC AND D1(X)=>DD THEN 6220
6140 NEXT X
6150 CLOSE #1
6160 OPEN "I",#1,"SBR2"
6170 FOR X=1 TO 10
6180 IF EOF(1) THEN 6220
6190 INPUT #1.C(X).D1(X).D2(X).B(X).S(X)
6200 IF C(X)=>CC AND D1(X)=>DD THEN 6220
6210 NEXT X
6220 CLOSE #1
6230 RETURN
6240 CLS:LOCATE 1,20:PRINT "3 KADEMELI REDUKTOR  "
6250 LOCATE 2,5:PRINT "MIN. EKSEN ARALIGI":LOCATE 2,40:PRINT "MIN. HACIM"
6260 LOCATE 3,5:PRINT "MIN. EKSEN =";A3:LOCATE 3,40:PRINT "MIN. HACIM =";U3
6270 LOCATE 4,25:PRINT "1. KADEME  "
6280 LOCATE 5,5:PRINT "MODUL=";M31:LOCATE 5,40:PRINT "MODUL=";P31
6290 LOCATE 6,5:PRINT "PINYON Z1=";Z13:LOCATE 6,40:PRINT "PINYON Z1=";D13
6300 LOCATE 7,5:PRINT "CARK Z2=";Z23:LOCATE 7,40:PRINT "CARK Z2=";D23
6310 LOCATE 8,5:PRINT "1.EKSEN A1 =";A31
6320 LOCATE 9,25:PRINT "2. KADEME  "
6330 LOCATE 10,5:PRINT "MODUL=";M32:LOCATE 10,40:PRINT "MODUL=";P32
6340 LOCATE 11,5:PRINT "PINYON Z3=";Z33:LOCATE 11,40:PRINT "PINYON Z3=";D33
6350 LOCATE 12,5:PRINT "CARK Z4=";Z43:LOCATE 12,40:PRINT "CARK Z4=";D43
6360 LOCATE 13,5:PRINT "2.EKSEN A2 =";A32
6370 LOCATE 14,25:PRINT "3. KADEME  "
6380 LOCATE 15,5:PRINT "MODUL=";M33:LOCATE 15,40:PRINT "MODUL=";P33
6390 LOCATE 16,5:PRINT "PINYON Z5=";Z53:LOCATE 16,40:PRINT "PINYON Z5=";D53
6400 LOCATE 17,5:PRINT "CARK Z6=";Z63:LOCATE 17,40:PRINT "CARK Z6=";D63
6410 LOCATE 18,5:PRINT "3.EKSEN A3 =";A33
6411 REM
6412 A=A3:B=B3
6413 DO1=Z13*M31:DO2=Z23*M31:DO3=Z33*M32:DO4=Z43*M32:DO5=Z53*M33:DO6=Z63*M33
6414 RA1=(DO1/2)+M31:RA6=(DO6/2)+M33
6415 YANA=((RA1+RA6+A+20)*(RA6+10))+(((RA1+RA6+20)*A)/2)
6416 YANA=((RA1+10)^2+(RA6+10)^2)*PI+YANA:YANA=2*YANA
6417 CEVA=(RA1+RA6+A+20+RA6+RA6)+((PI/2)*(RA1+RA6+20))
6418 CEVA=((RA6-RA1)^2+A^2)^(1/2)+CEVA:CEVA=CEVA*B
6419 TOPAA=(YANA+CEVA):TOPA=TOPAA/1000000!
6421 TSIC=((1-.95)*P)/(18*TOPA))+20
6422 PRINT " "
6423 PRINT "SISTEM SICAKLIGI = ":TSIC
6425 INPUT ENTE:M=M31:Z=Z13:Z9=Z23:GOSUB 5290
6430 CLS:M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1:CLS:IF BETA>0 TH
EN LOCATE 7,20:PRINT "Sag":GOSUB 5690
6440 INPUT ENTE:CLS:M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1:CLS
:IF BETA>0 THEN LOCATE 7,20:PRINT "Sol":GOSUB 5690
6450 INPUT ENTE:M=M32:Z=Z33:Z9=Z43:GOSUB 5290

```



```

6460 CLS:M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1:CLS:IF BETA>0 TH
EN LOCATE 7,20:PRINT "Sag":GOSUB 5690
6470 INPUT ENTE:CLS:M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1:CLS
:IF BETA>0 THEN LOCATE 7,20:PRINT "Sol":GOSUB 5690
6475 INPUT ENTE:M=M33:Z=Z53:Z9=Z63:GOSUB 5290
6476 CLS:M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1:CLS:IF BETA>0 TH
EN LOCATE 7,20:PRINT "Sag":GOSUB 5690
6477 INPUT ENTE:CLS:M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1:CLS
:IF BETA>0 THEN LOCATE 7,20:PRINT "Sol":GOSUB 5690
6478 INPUT ENTE
6480 CLS:PRINT " "
6481 PRINT "      DISLI      KLASIK      ISTATISTIK TASARIM "
6482 PRINT "      CARK      TASARIM      EGILME      ASINMA      "
6483 PRINT " "
6484 PRINT "      Z1      ";BK31"      ";BM31"      ";BA31
6485 PRINT "      Z2      ";BK31"      ";BM32"      ";BA32
6486 PRINT "      Z3      ";BK32"      ";BM33"      ";BA33
6487 PRINT "      Z4      ";BK32"      ";BM34"      ";BA34
6488 PRINT "      Z5      ";BK33"      ";BM35"      ";BA35
6489 PRINT "      Z6      ";BK33"      ";BM36"      ";BA36
6490 PRINT " "
6491 PRINT " "
6492 PRINT "      DISLI CIFTI      KLASIK TASARIM      ISTATISTIK TASARIM "
6493 PRINT "      GENISLIK      EMNIYET      GENISLIK      EMNIYET "
6494 PRINT " "
6495 PRINT "      Z1 - Z2      ";BK31"      ";ES1"      ";BM31"      ";RS31
6496 PRINT "      Z3 - Z4      ";BK32"      ";ES1"      ";BM33"      ";RS32
6497 PRINT "      Z5 -- Z6      ";BK33"      ";ES1"      ";BM35"      ";RS33
6498 INPUT ENTE
6500 COMMON A() , P, N1, M31, M32, M33, BK31, BK32, BK33, ALFA, BETA, Z13, Z23, Z33, Z43, Z53, Z6
3
6505 CHAIN "PM4",10
6520 RETURN
6530 REM
6540 CLS:LOCATE 1,20:PRINT "4 KADEMELI REDUKTOR      "
6550 LOCATE 2,5:PRINT "MIN. EKSEN ARALIGI":LOCATE 2,40:PRINT "MIN. HACIM"
6560 LOCATE 3,5:PRINT "MIN. EKSEN =":A4:LOCATE 3,40:PRINT "MIN. HACIM =":U4
6570 LOCATE 4,25:PRINT "1. KADEME      "
6580 LOCATE 5,5:PRINT "MODUL=":M41:LOCATE 5,40:PRINT "MODUL=":P41
6590 LOCATE 6,5:PRINT "PINYON Z1=":Z14:LOCATE 6,40:PRINT "PINYON Z1=":D14
6600 LOCATE 7,5:PRINT "CARK Z2=":Z24:LOCATE 7,40:PRINT "CARK Z2=":D24
6610 LOCATE 8,5:PRINT "1.EKSEN A1 =":A41
6620 LOCATE 9,25:PRINT "2. KADEME      "
6630 LOCATE 10,5:PRINT "MODUL=":M42:LOCATE 10,40:PRINT "MODUL=":P42
6640 LOCATE 11,5:PRINT "PINYON Z3=":Z34:LOCATE 11,40:PRINT "PINYON Z3=":D34
6650 LOCATE 12,5:PRINT "CARK Z4=":Z44:LOCATE 12,40:PRINT "CARK Z4=":D44
6660 LOCATE 13,5:PRINT "2.EKSEN A2 =":A42
6670 LOCATE 14,25:PRINT "3. KADEME      "
6680 LOCATE 15,5:PRINT "MODUL=":M43:LOCATE 15,40:PRINT "MODUL=":P43
6690 LOCATE 16,5:PRINT "PINYON Z5=":Z54:LOCATE 16,40:PRINT "PINYON Z5=":D54
6700 LOCATE 17,5:PRINT "CARK Z6=":Z64:LOCATE 17,40:PRINT "CARK Z6=":D64
6710 LOCATE 18,5:PRINT "3.EKSEN A3 =":A43
6720 LOCATE 19,25:PRINT "4. KADEME      "
6730 LOCATE 20,5:PRINT "MODUL=":M44:LOCATE 20,40:PRINT "MODUL=":P44
6740 LOCATE 21,5:PRINT "PINYON Z7=":Z74:LOCATE 21,40:PRINT "PINYON Z7=":D74
6750 LOCATE 22,5:PRINT "CARK Z8=":Z84:LOCATE 22,40:PRINT "CARK Z8=":D84
6760 LOCATE 23,5:PRINT "4.EKSEN A4 =":A44
6770 INPUT ENTE:M=M41:Z=Z14:Z9=Z24:GOSUB 5290
6780 CLS:M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1:CLS:IF BETA>0 TH
EN LOCATE 7,20:PRINT "Sag":GOSUB 5690
6790 INPUT ENTE:CLS:M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1:CLS
:IF BETA>0 THEN LOCATE 7,20:PRINT "Sol":GOSUB 5690
6800 INPUT ENTE:M=M42:Z=Z34:Z9=Z44:GOSUB 5290

```

```

6810 CLS:M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1:CLS:IF BETA>0 TH
EN LOCATE 7,20:PRINT "Sag":GOSUB 5690
6820 INPUT ENTE:CLS:M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1:CLS
:IF BETA>0 THEN LOCATE 7,20:PRINT "So1":GOSUB 5690
6830 INPUT ENTE:M=M43:Z=Z54:Z9=Z64:GOSUB 5290
6840 CLS:M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1:CLS:IF BETA>0 TH
EN LOCATE 7,20:PRINT "Sag":GOSUB 5690
6850 INPUT ENTE:CLS:M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1:CLS
:IF BETA>0 THEN LOCATE 7,20:PRINT "So1":GOSUB 5690
6860 INPUT ENTE:M=M44:Z=Z74:Z9=Z84:GOSUB 5290
6870 CLS:M$=M1$:Z1=Z:Z2=Z9:DO=DO1:DA=DA1:X=XP1:MK=WZ:OD=MZ:B=B1:CLS:IF BETA>0 TH
EN LOCATE 7,20:PRINT "Sag":GOSUB 5690
6880 INPUT ENTE:CLS:M$=M2$:Z1=Z9:Z2=Z:DO=DO2:DA=DA2:X=XP2:MK=WZ9:OD=MZ9:B=B1:CLS
:IF BETA>0 THEN LOCATE 7,20:PRINT "So1":GOSUB 5690
6890 INPUT ENTE
6900 RETURN
8000 REM
8010 REM guvenilirlik hesabi
8020 CN=.1
8030 CM=((.1^2+CN^2)/(1+CN^2))^(1/2)
8040 CSE=(.01^2+.01^2+CM^2)/(1+.01^2+.01^2)
8050 CSE=SQR(CSE)
8060 CSP=(.01^2+(4*(.01^2))+CM^2)/(1+(4*(.01^2))+CM^2)
8070 CSP=SQR(CSP)
8080 REM
8090 ZR=-2.3
8100 EO1=QM1:ES3=.0189*FO1:PO1=PHD1:PS1=.0089*PO1
8110 EO2=QM2:ES4=.0189*EO2:PO2=PHD2:PS2=.0089*PO2
8120 REM
8130 MK1=(KF1*KO*KV*KM*((Z9/Z)+1))/M
8140 MK2=(KF2*KO*KV*KM*((1/(Z9/Z))+1))/M
8150 AK1=(KE*KAL*KI*((Z9/Z)+1))*((KO*KV*KM)/2)^(1/2)
8160 AK2=(KE*KAL*KI*((1/(Z9/Z))+1))*((KO*KV*KM)/2)^(1/2)
8170 REM
8180 SEE=(EO1^2-((1-ZR^2*CSE^2)*(EO1^2-ZR^2*ES3^2)))^(1/2)
8190 SS=(EO1-SEE)/(1-ZR^2*CSE^2)
8200 RB1=(MB1*MK1)/(A*SS)
8205 RS1=(1+(ZR/SS)*((EO1^2+ES3^2)^.5))*(-1)
8210 REM
8220 PEE=(PO1^2-((1-ZR^2*CSP^2)*(PO1^2-ZR^2*PS1^2)))^(1/2)
8230 PP=(PO1-PEE)/(1-ZR^2*CSP^2)
8240 AB1=((MB1^(1/2))*AK1)/(A*PP)^2
8245 SR1=(1+(ZR/PP)*((PO1^2+PS1^2)^.5))*(-1)
8250 REM
8260 SEE=(EO2^2-((1-ZR^2*CSE^2)*(EO2^2-ZR^2*ES4^2)))^(1/2)
8270 SS=(EO2-SEE)/(1-ZR^2*CSE^2)
8280 RB2=(MB2*MK2)/(A*SS)
8285 RS2=(1+(ZR/SS)*((EO2^2+ES4^2)^.5))*(-1)
8290 REM
8300 PEE=(PO2^2-((1-ZR^2*CSP^2)*(PO2^2-ZR^2*PS2^2)))^(1/2)
8310 PP=(PO2-PEE)/(1-ZR^2*CSP^2)
8320 AB2=((MB2^(1/2))*AK2)/(A*PP)^2
8325 SR2=(1+(ZR/PP)*((PO2^2+PS2^2)^.5))*(-1)
8330 REM
8335 'PRINT RB1,AB1,RE2,AB2
8336 'PRINT A,AO,QD1,QD1,MB1,MB2
8337 INPUT ENTE
8340 RETURN

```



EK-6.4. Mil Tasarımı Bilgisayar Programı Yazılımı

```

10 SCREEN 2
20 CLS
25 DO1=OD1:DO2=OD2:B1=BB1
30 R1=IO1/2
40 B=B1/2
50 R2=DO2/2
60 M$="Fe 70" 'INPUT "BIRINCI MIL MALZEMESI.....";M$
70 KD1=70:'INPUT "MALZEME KOPMA DAYANIMI .....(daN/mm^2)....":KD1
80 AD1=45:'INPUT "MALZEME AKMA DAYANIMI .....(daN/mm^2)....":AD1
90 'INPUT "IKINCI MIL MALZEMESI.....";M2$
100 KD2=70:'INPUT "MALZEME KOPMA DAYANIMI .....(daN/mm^2)....":KD2
110 AD2=45:'INPUT "MALZEME AKMA DAYANIMI .....(daN/mm^2)....":AD2
120 INPUT "EMNIYET FAKTORU .....";S
130 R=.05
140 PI=22/7
150 RDY=PI/180
160 T=8 'Rulmanli yatak genisligi
170 W=(2*PI*N1)/60
180 ME1=(P/W)*100
190 MU=.98
200 MB2=MB1*MU*I
210 FT=(2*MB1)/DO1
220 FR=FT*(TAN(ALFA*RDY)/COS(BETA*RDY))
230 FE=FT*TAN(BETA*RDY)
240 RA=FT/2
250 L=T+6+B
260 ME=RA*L
270 MT=RA*T
280 RB1=(FR*L-FE*R1)/(2*L)
290 RB2=(FR*L+FE*R2)/(2*L)
300 MR1=(FR-RB1)*L
310 MT1=RB1*T
320 MT3=(FR-RB1)*T
330 MR2=RB2*L
340 MT2=RB2*T
350 MT4=(FR-RB2)*T
360 'GOTO 2240
370 '-----birinci mil-----
380 MK1=SQR(ME^2+MR1^2)
390 D=1
400 IF ENTE=1 THEN INPUT "EMNIYET FAKTORU S=":S
410 DD=(D+4)/D
420 RD=R/D
430 KD=KD1:AD=AD1:TB=MB1:MG=MK1
440 GOSUB 3610
450 IF A1+.15>D THEN 460 ELSE 470
460 IF A1-.15<D THEN DTD1=CINT(D):GOTO 500
470 D=A1:GOTO 410
480 REM
490 D=DTD1'Soderberg
500 GOSUB 3850
510 REM .....guvenirlik .....
520 GOSUB 4000
530 LOCATE 22,1:PRINT "EMNIYET FAKTORUNU DEGISTIRMEK ISTERMISINIZ"
540 LOCATE 23,1:INPUT "EVET=1 / HAYIR=2 ";ENTE
541 IZR=2.3
542 SDO=EMG*S:SDS=SDO*.177
543 SKO=KD:SKS=.06*SKO
544 IR=MG/TB:EB=(MG^2+TB^2)^.5
546 GOSUB 7000
548 DGR1=GUD:SGR1=GUS
550 IF ENTE=1 THEN GOTO 400
560 ME1=SQR(MT^2+MT3^2)
570 D=1

```



```

580 DD=DTD1/D
590 RD=R/D
600 KD=KD1:AD=AD1:TB=MB1:MG=ME1
610 GOSUB 3610
620 IF A1+.15>D THEN 630 ELSE 640
630 IF A1-.15<D THEN DTT1=CINT(D):GOTO 650
640 D=A1:GOTO 580
650 D=1
660 ME3=SQR(MT^2+MT1^2)
670 DD=DTD1/D
680 RD=R/D
690 KD=KD1:AD=AD1:TB=0:MG=ME3
700 GOSUB 3610
710 IF A1+.15>D THEN 720 ELSE 730
720 IF A1-.15<D THEN DTT3=CINT(D):GOTO 740
730 D=A1:GOTO 670
740 REM
750 WINDOW (0,0)-(600,300)
760 CLS
770 IF BETA=0 THEN GOTO 1010
780 LINE (180,230)-(230,230):LINE-(230,265):LINE-(180,265):LINE-(180,230)
790 LINE (180,265)-(160,295):LINE-(210,295):LINE-(230,265)
800 LINE (160,295)-(160,260):LINE-(180,230)
810 LINE (210,295)-(210,260).2.,&HFF11
820 LINE (210,260)-(160,260).2.,&HFF11
830 LINE (210,260)-(230,230)
840 LINE (212,260)-(232,230):LINE (211,260)-(231,230)
850 LINE (210,235)-(217,230):LINE (210,228)-(215,230)
860 LINE (235,245)-(232,240):LINE (228,245)-(230,240)
870 LINE (180,231)-(230,231):LINE (180,232)-(230,232)
880 LINE (232,265)-(232,230):LINE (231,265)-(231,230)
890 LINE (160,260)-(230,230),16.,&HFF11
900 LINE (160,295)-(230,230)
910 LOCATE 4,27:PRINT "h":LOCATE 3,23:PRINT "k"
920 LOCATE 6,27:PRINT "E":LOCATE 5,30:PRINT "T":LOCATE 4,32:PRINT "R"
930 CIRCLE (230,230),40,16.2,2.6
940 CIRCLE (230,230),70,16.2,2.6
950 LOCATE 1,36:PRINT"E =":CINT(FE):"daN":LOCATE 1,2:PRINT"E=Eksenel kuvvet"
960 LOCATE 2,36:PRINT"R =":CINT(FR):"daN":LOCATE 2,2:PRINT"R=Radyal kuvvet"
970 LOCATE 3,36:PRINT"T =":CINT(FT):"daN":LOCATE 3,2:PRINT"T=Tegetselsel kuvvet"
980 LOCATE 4,36:PRINT "k =":ALFA:"derece":LOCATE 4,2:PRINT"k=Kavrama acisi"
990 LOCATE 5,36:PRINT "h =":BETA:"derece":LOCATE 5,2:PRINT"h=Helis acisi"
1000 IF BETA>0 THEN GOTO 1130
1010 REM
1020 LINE (160,260)-(230,230):LINE-(230,265):LINE-(160,295)
1030 LINE (160,260)-(160,295):LINE-(230,230)
1040 CIRCLE (230,230),53,16.2,2.6
1050 LOCATE 4,25:PRINT "k":LOCATE 5,32:PRINT "R":LOCATE 6,28:PRINT "T"
1060 LOCATE 2,36:PRINT"R =":CINT(FR):"daN":LOCATE 2,2:PRINT"R=Radyal kuvvet"
1070 LOCATE 3,36:PRINT"T =":CINT(FT):"daN":LOCATE 3,2:PRINT"T=Tegetselsel kuvvet"
1080 LOCATE 4,36:PRINT "k =":ALFA:"derece":LOCATE 4,2:PRINT"k=Kavrama acisi"
1090 LINE (161,261)-(231,231):LINE (162,262)-(232,232)
1100 LINE (231,265)-(231,230):LINE (229,265)-(229,230)
1110 LINE (215,233)-(230,230):LINE-(222,240)
1120 LINE (226,245)-(230,235):LINE-(233,245)
1130 REM mil cizimi ----- 1 -----
1140 LINE (80,200)-(340,200),2.,&HFF11
1150 LINE (280,220)-(160,220):LINE-(160,180):LINE-(280,180)
1160 LINE (280,225)-(280,175):LINE-(300,175):LINE-(300,225):LINE-(280,225)
1170 LINE (300,215)-(340,215):LINE-(340,185):LINE-(300,185)
1180 LINE (160,215)-(80,215):LINE-(80,185):LINE-(160,185)
1190 LOCATE 12,2:PRINT "Caplar      ":LOCATE 13,2:PRINT "Uzunluklar  :"
1200 LOCATE 12,16:PRINT DTT1:LOCATE 13,16:PRINT (2*B+2*T)
1210 LOCATE 12,28:PRINT DTD1:LOCATE 13,28:PRINT (2*B+6)

```

```

1220 LOCATE 12.38:PRINT DTD1^4:LOCATE 13.39:PRINT "6"
1230 LOCATE 12.43:PRINT DTT3:LOCATE 13.43:PRINT (2*T+2)
1240 LOCATE 12.50:PRINT "mm":LOCATE 13.50:PRINT "mm"
1241 REM
1242 DD=DTT1
1243 IF BETA>0 THEN GOSUB 5920:LOCATE 2.60:PRINT "KONIK MAK. RUL.":GOTO 1247
1245 GOSUB 5920:LOCATE 2.60:PRINT "SABIT BIL. RUL.":GOTO 1247
1247 LOCATE 3.60:PRINT D1(X);"X";D2(X);"X";B(X)
1249 LOCATE 4.60:PRINT "ORS - ";S(X)
1251 DD=DTT3
1253 IF BETA>0 THEN GOSUB 5920:LOCATE 6.60:PRINT "KONIK MAK. RUL.":GOTO 1257
1255 GOSUB 5920:LOCATE 6.60:PRINT "SABIT BIL. RUL.":GOTO 1257
1257 LOCATE 7.60:PRINT D1(X);"X";D2(X);"X";B(X)
1259 LOCATE 8.60:PRINT "ORS - ";S(X)
1263 REM
1264 QG=8100:QP=PI*DTD1^4/32:QQ=MB1*L/(QP*QG)
1266 LINE (80,110)-(340,110).2.,&HFF11
1270 LINE (80,110)-(80,135):LINE-(230,135):LINE-(230,110)
1280 LOCATE 15.12:PRINT "Mb max ="
1290 LOCATE 15.19:PRINT CINT(MB1); "daN mm"
1300 LOCATE 15.38:PRINT "Burulma acisi"
1310 LOCATE 16.38:PRINT QQ; "Radyan"
1320 LOCATE 8.25:PRINT "Güvenirlilik"
1330 LOCATE 10.26:PRINT "% ";(GGG*100)
1340 LOCATE 17.13:PRINT "Burulma momenti grafigi"
1350 LINE (80,50)-(340,50).2.,&HFF11
1360 X1=140:Y1=50:Z=L/90
1370 LINE (140,50)-(230,65):LINE-(230,80):LINE-(320,50) moment sifiri
1380 FOR X=1 TO L
1390 CM1=RA*X
1400 CM2=RB1*X
1410 CM=SQR(CM1^2+CM2^2)
1420 X2=140+(X/Z):Y2=50+CM/250
1430 LINE (X1,Y1)-(X2,Y2)
1440 X1=X2:Y1=Y2
1450 NEXT X
1460 X1=230:LL=2*L:Z=L/90:MR1=R1*FE
1470 FOR X=L TO LL
1480 CM1=RA*X-FT*(X-L)
1490 CM2=RB1*X-FR*(X-L)+MR1
1500 CM=SQR(CM1^2+CM2^2)
1510 X2=230+((X-L)/Z):Y2=50+CM/250
1520 LINE (X1,Y1)-(X2,Y2)
1530 X1=X2:Y1=Y2
1540 NEXT X
1550 LOCATE 19.23:PRINT "Me max ="
1560 LOCATE 19.35:PRINT CINT(MK1); "daN mm"
1570 LOCATE 22.21:PRINT "Egilme momenti grafigi"
1580 LOCATE 23.1:INPUT ENTE
1590 CLS
1600 REM ----- EGYM - SEHIM L +++++
1610 WINDOW (0,0)-(600,3)
1620 LINE (80,1.8)-(340,1.8).2.,&HFF11
1630 LINE (80,1.5)-(340,1.5).2.,&HFF11
1640 LINE (140,1.2)-(140,2.2).2.,&HFF11
1650 LINE (320,1.2)-(320,2.2).2.,&HFF11
1660 EI=(DTD1^4/64)*21000
1670 C1=(-FT*L^2)/4:C11=(-MR1*L/4)-(4*RB1*L^2/6)+(FR*L^2/12)
1680 X1=140:Y1=1:Z=L/90:X2=140:Y2=1.5
1690 MLE=0:MLE=0
1700 FOR X=0 TO L

```

```

1710 YE1=(RA*X^2/2)+C1:YE1=YE1/EI
1720 YS1=(RA*X^3/6)+C1*X:YS1=YS1/EI
1730 YE3=(RB1*X^2/2)+C11:YE3=YE3/EI
1740 YS3=(RB1*X^3/6)+C11*X:YS3=YS3/EI
1750 YE=SQR(YE1^2+YE3^2)
1760 YE=ATN(YE)
1770 YS=SQR(YS1^2+YS3^2)
1780 IF MLS<YS THEN MLS=YS:MLL=X
1790 IF MLE<YE THEN MLE=YE:LLL=X
1800 IF Y1=1 THEN Y1=1.8+YE*600
1810 X3=140+X/Z:Y3=1.8+YE*600:X4=140+X/Z:Y4=1.5-YS*40
1820 LINE (X1,Y1)-(X3,Y3):LINE (X2,Y2)-(X4,Y4)
1830 X1=X3:Y1=Y3:X2=X4:Y2=Y4
1840 NEXT X
1850 REM ----- EGIM - SEHIM LL *****
1860 C3=(-FT*L^2)/4:C33=(-MR1*5*L/4)-(4*RB1*L^2/6)+(FR*L^2/12):C4=MR1*L^2/2
1870 X1=230:X2=230:LL=2*L
1880 FOR X=L TO LL
1890 YE2=(RA*X^2/2)-(FT*(X-L)^2/2)+C3:YE2=YE2/EI
1900 YS2=(RA*X^3/6)-(FT*(X-L)^3/6)+C3*X+Y3:YS2=YS2/EI
1910 YE4=(RB1*X^2/2)-(FR*(X-L)^2/2)+MR1*X+C33:YE4=YE4/EI
1920 YS4=(RB1*X^3/6)-(FR*(X-L)^3/6)+MR1*X^2/2+C33*X+C4:YS4=YS4/EI
1930 YE=SQR(YE2^2+YE4^2)
1940 YE=ATN(YE)
1950 YS=SQR(YS2^2+YS4^2)
1960 IF MLS<YS THEN MLS=YS:MLL=X
1970 IF MLE<YE THEN MLE=YE:LLL=X
1980 X3=230+((X-L)/Z):Y3=1.8+YE*600:X4=230+((X-L)/Z):Y4=1.5-YS*40
1990 LINE (X1,Y1)-(X3,Y3):LINE (X2,Y2)-(X4,Y4)
2000 X1=X3:Y1=Y3:X2=X4:Y2=Y4
2010 NEXT X
2020 PRINT "Yataklar arasi uzaklik =":LL "mm"
2030 PRINT "En buyuk sehimi noktasi =":MLL "mma"
2040 PRINT "En buyuk sehimi = -":MLS "mm"
2050 PRINT "En buyuk egim noktasi =":LLL "mm"
2060 PRINT "En buyuk egim ="MLE "radyan"
2070 LOCATE 11,26:PRINT "Egim grafigi"
2080 LOCATE 13,26:PRINT "Sehimi grafigi"
2090 LOCATE 10,18:PRINT "0"
2100 LOCATE 13,18:PRINT "0"
2110 REM ----- BURULMA ACISI *****
2120 LINE (80,100)-(340,100),2,,&HFF11
2130 LOCATE 23,1:INPUT ENTE
2140 CLS
2150 '-----ikinci mil-----
2160 MK2=SQR(ME^2+MR2^2)
2170 D=1
2180 IF ENTE=1 THEN INPUT "EMNIYET FAKTORU S=":S
2190 DD=(D+4)/D
2200 RD=R/D
2210 KD=KD2:AD=AD2:TB=MB2:MG=MK2
2220 GOSUB 3610
2230 IF A1+.15>D THEN 2240 ELSE 2250
2240 IF A1-.15<D THEN DTD2=CINT(D):GOTO 2260
2250 D=A1:GOTO 2190
2260 REM
2270 D=DTD2 'Soderberg
2280 GOSUB 3850
2290 REM .....guvenirlik .....
2300 GOSUB 4000
2310 LOCATE 22,1:PRINT "EMNIYET FAKTORUNU DEGISTIRMEK ISTERMISINIZ"
2320 LOCATE 23,1:INPUT "EVET=1 / HAYIR=2 ":ENTE
2321 SDO=EMG*S:SDG=SDO*.177
2322 SKO=KD:SKS=.06*SKO

```

```

2323 IR=MG/TB:EB=(MG^2+TB^2)^.5
2325 GOSUB 7000
2326 DGR2=GUD:SGR2=GUS
2330 IF ENTE=1 THEN GOTO 2180
2340 ME4=SQR(MT^2+MT4^2)
2350 D=1
2360 DD=DDT2/D
2370 RD=R/D
2380 KD=KD2:AD=AD2:TB=MB2:MG=ME4
2390 GOSUB 3610
2400 IF A1+.15>D THEN 2410 ELSE 2420
2410 IF A1-.15<D THEN DTT4=CINT(D):GOTO 2430
2420 D=A1:GOTO 2360
2430 ME2=SQR(MT^2+MT2^2)
2440 D=1
2450 DD=DDT2/D
2460 RD=R/D
2470 KD=KD2:AD=AD2:TB=0:MG=ME2
2480 GOSUB 3610
2490 IF A1+.15>D THEN 2500 ELSE 2510
2500 IF A1-.15<D THEN DTT2=CINT(D):GOTO 2520
2510 D=A1:GOTO 2450
2520 REM
2530 CLS
2540 WINDOW (0,0)-(600,300)
2550 REM mil cizimi ----- 2 -----
2560 LINE (80,200)-(340,200),2,,&HFF11
2570 LINE (120,215)-(80,215):LINE-(80,185):LINE-(120,185)
2580 LINE (120,225)-(120,175):LINE-(140,175):LINE-(140,225):LINE-(120,225)
2590 LINE (140,220)-(260,220):LINE-(260,180):LINE-(140,180)
2600 LINE (260,215)-(340,215):LINE-(340,185):LINE-(260,185)
2610 LOCATE 12,1:PRINT "Caplar   ":LOCATE 13,1:PRINT "Uzunluklar:"
2620 LOCATE 12,12:PRINT DTT2:LOCATE 13,12:PRINT (2*T+2)
2630 LOCATE 12,17:PRINT DID2+4:LOCATE 13,18:PRINT "6"
2640 LOCATE 12,27:PRINT DTD2:LOCATE 13,27:PRINT (2*B+6)
2650 LOCATE 12,40:PRINT DTT4:LOCATE 13,40:PRINT (2*T+2*B)
2660 LOCATE 12,50:PRINT "mm":LOCATE 13,50:PRINT "mm"
2661 REM
2663 DD=DDT2
2665 IF BETA>0 THEN GOSUB 5920:LOCATE 2,60:PRINT "KONIK MAK. RUL.":GOTO 2669
2667 GOSUB 5920:LOCATE 2,60:PRINT "SABIT BIL. RUL.":GOTO 2669
2669 LOCATE 3,60:PRINT D1(X):"X":D2(X):"X":B(X)
2671 LOCATE 4,60:PRINT "ORS - ";S(X)
2673 DD=DDT4
2675 IF BETA>0 THEN GOSUB 5920:LOCATE 6,60:PRINT "KONIK MAK. RUL.":GOTO 2679
2677 GOSUB 5920:LOCATE 6,60:PRINT "SABIT BIL. RUL.":GOTO 2679
2679 LOCATE 7,60:PRINT D1(X):"X":D2(X):"X":B(X)
2681 LOCATE 8,60:PRINT "ORS - ";S(X)
2682 REM
2684 LINE (80,110)-(340,110),2,,&HFF11
2686 LINE (190,110)-(190,135):LINE-(340,135):LINE-(340,110)
2690 QG=8100:QP=PI*DDT2^4/32:QQ=MB2*L/(QP*QG)
2700 LOCATE 15,27:PRINT "Mb max ="
2710 LOCATE 15,36:PRINT MB2: "daN mm"
2720 LOCATE 15,3:PRINT "Burulma acisi"
2730 LOCATE 16,2:PRINT QQ: "Radyan"
2740 LOCATE 8,22:PRINT "Güvenirlilik"
2750 LOCATE 10,23:PRINT "% ": (GGG*100)
2760 LOCATE 17,21:PRINT "Burulma momenti grafigi"
2770 LINE (80,50)-(340,50),2,,&HFF11
2780 X1=100:Y1=50:Z=L/90
2790 FOR X=0 TO L
2800 CM1=RA*X
2810 CM2=RE2*X

```

```

2820 CM=SQR(CM1^2+CM2^2)
2830 X2=100+(X/Z):Y2=50+CM/250
2840 LINE (X1,Y1)-(X2,Y2)
2850 X1=X2:Y1=Y2
2860 NEXT X
2870 X1=190:LL=2*L:Z=L/90:MR1=R2*FE
2880 FOR X=L TO LL
2890 CM1=RA*X-FT*(X-L)
2900 CM2=RB*X-FR*(X-L)-MR1
2910 CM=SQR(CM1^2+CM2^2)
2920 X2=190+((X-L)/Z):Y2=50+CM/250
2930 LINE (X1,Y1)-(X2,Y2)
2940 X1=X2:Y1=Y2
2950 NEXT X
2960 LOCATE 19,14:PRINT "Me max ="
2970 LOCATE 19,28:PRINT CINT(MK2); "daN mm"
2980 LOCATE 22,21:PRINT "Egilme momenti grafigi"
2990 LOCATE 23,1:INPUT ENTE
3000 CLS
3010 REM ----- ikinci ----- EGIM - SEHIM L ++++++
3020 WINDOW (0,0)-(600,3)
3030 LINE (80,1.8)-(340,1.8),2.,&HFF11
3040 LINE (80,1.5)-(340,1.5),2.,&HFF11
3050 LINE (140,1.2)-(140,2.2),2.,&HFF11
3060 LINE (320,1.2)-(320,2.2),2.,&HFF11
3070 EI=(DID2^4/64)*21000
3080 LL=2*L:MR2=FE*R2:RB=(FR*L+MR2)/LL:RA=FT*L/LL
3090 C1=(FT*L^3/6-RA*LL^3/6)/LL
3100 C3=C1:C44=(MR2*L^2)/2
3110 C11=(MR2*LL^2/2+RB*LL^3/6+FR*L^3/6-C44)/LL
3120 C11=C3-MR2*L
3130 X1=140:Y1=1:Z=L/90:X2=140:Y2=1.5
3140 MLS=0:MLE=0
3150 FOR X=0 TO L
3160 YE1=(RA*X^2/2)+C1:YE1=YE1/EI
3170 YS1=(RA*X^3/6)+C1*X:YS1=YS1/EI
3180 YE3=(RB*X^2/2)+C11:YE3=YE3/EI
3190 YS3=(RB*X^3/6)+C11*X:YS3=YS3/EI
3200 YE=SQR(YE1^2+YE3^2)
3210 YE=ATN(YE)
3220 YS=SQR(YS1^2+YS3^2)
3230 IF MLS<YS THEN MLS=YS:MLL=X
3240 IF MLE<YE THEN MLE=YE:LLL=X
3250 IF Y1=1 THEN Y1=1.8+YE*600
3260 X3=140+X/Z:Y3=1.8+YE*600:X4=140+X/Z:Y4=1.5-YS*40
3270 LINE (X1,Y1)-(X3,Y3):LINE (X2,Y2)-(X4,Y4)
3280 X1=X3:Y1=Y3:X2=X4:Y2=Y4
3290 NEXT X
3300 REM ----- ikinci ----- EGIM - SEHIM LL *****
3310 X1=230:X2=230
3320 FOR X=L TO LL
3330 YE2=(RA*X^2/2)-(FT*(X-L)^2/2)+C3:YE2=YE2/EI
3340 YS2=(RA*X^3/6)-(FT*(X-L)^3/6)+C3*X:YS2=YS2/EI
3350 YE4=(RB*X^2/2)-(FR*(X-L)^2/2)-MR2*X+C33:YE4=YE4/EI
3360 YS4=(RB*X^3/6)-(FR*(X-L)^3/6)-MR2*X^2/2+C33*X+C44:YS4=YS4/EI
3370 YE=SQR(YE2^2+YE4^2)
3380 YE=ATN(YE)
3390 YS=SQR(YS2^2+YS4^2)
3400 IF MLS<YS THEN MLS=YS:MLL=X
3410 IF MLE<YE THEN MLE=YE:LLL=X
3420 X3=230+((X-L)/Z):Y3=1.8+YE*600:X4=230+((X-L)/Z):Y4=1.5-YS*40
3430 LINE (X1,Y1)-(X3,Y3):LINE (X2,Y2)-(X4,Y4)
3440 X1=X3:Y1=Y3:X2=X4:Y2=Y4
3450 NEXT X

```



```

3460 PRINT "Yataklar arasi uzaklik   =";LL "mm"
3470 PRINT "En buyuk sehim noktasi   =";MLL "mm"
3480 PRINT "En buyuk sehim           = -";MLS "mm"
3490 PRINT "En buyuk egim noktasi    =";LLL "mm"
3500 PRINT "En buyuk egim            ="MLE "radyan"
3510 LOCATE 11,26:PRINT "Egim grafigi"
3520 LOCATE 13,26:PRINT "Sehim grafigi"
3530 LOCATE 10,18:PRINT "0"
3540 LOCATE 13,18:PRINT "0"
3550 REM ----- BURULMA ACISI *****
3560 LINE (80,100)-(340,100),2,.&HFF11
3570 LOCATE 23,1:INPUT ENTE
3580 CLS
3590 GOTO 4260
3600 END
3610 REM -----
3620 REM yuzey duzgunlugu faktoru .....F1
3630 F1=1.9965*(KD^(-.2237))
3640 REM yuzey buyuklugu faktoru .....F2
3650 IF D<8 THEN F2=1
3660 IF D>8 THEN F2=1.435*(D^(-.173))
3670 REM guvenirlik faktoru .....F3
3680 F3=.814
3690 REM isi faktoru .....F4
3700 F4=1
3710 REM centik faktoru .....F5
3720 KT=.876*(DD^(.146))*(RD^(-.244))
3730 IF R<1.5 THEN KQ=.168*(KD^(.34))*(R^(.135))
3740 IF R>1.5 THEN KQ=.325*(KD^(.2))*(R^(.078))
3750 F5=1/(1+KQ*(KT-1))
3760 REM emniyetli mukavemet siniri .....F6
3770 F6=(.5*KD)/S
3780 REM emniyetli gerilme
3790 EMG=F1*F2*F3*F4*F5*F6
3800 REM optimum cap
3810 A2=(TB/AD)^2+(((FE*D)/(8*AD))+(MG/EMG))^2
3820 A3=SQR(A2)*((32*S)/PI)
3830 A1=(A3)^(1/3)
3840 RETURN
3850 REM
3860 REM grafik cizimi
3870 CLS
3880 WINDOW (0,0)-(AD+.5*EMG+.5)
3890 LINE (5.5)-(5+AD/1.5,5),3
3900 LINE (5.5)-(5.5+EMG/1.5),3
3910 LINE (5+.5*AD,5)-(5.5+.5*EMG),2
3920 SS=(PI*D^3)/(16*((TB/(.5*AD))^2+(MG/(.5*EMG))^2)^(1/2))
3930 FOR K1=0 TO 45
3940 XX=(16*TB*CO5(2*K1*RDY))/(PI*D^3)
3950 YY=(16*MG*SIN(2*K1*RDY))/(PI*D^3)
3960 PSET (5+XX,5+YY),4
3970 NEXT K1
3980 LINE (5+.5*AD/SS,5)-(5.5+.5*EMG/SS),1
3990 RETURN
4000 REM ..... GUVENIRLIK HESABI .....
4010 ZZG=(32*MG)/(PI*D^3)
4020 GZZ=.05*ZZG
4030 RRR=(2*MG)/(SQR(3)*TB)
4040 ZF1=F1
4050 GF1=.06
4060 ZF2=F2
4070 ZF3=F3
4080 ZF4=F4
4090 ZF5=F5

```

```

4100 GF5=.08
4110 ZF6=.5*KD
4120 GF6=.146
4130 ZZ7=ZF1*ZF2*ZF3*ZF4*ZF5*ZF6
4140 FZZ=ZZF*(SQR(GF1^2+GF5^2+GF6^2))
4150 KDZ=.06*KD
4160 ZZ5=(( (RRR*KD)^2)/(2*ZZF))*(-1+SQR(1+((2*ZZF)/(RRR*KD))^2))
4170 ZZ7=(( ((RRR^2)*(KD+KDZ)^2)/(2*(ZZF+FZZ)))*(-1+SQR(1+((2*(ZZF+FZZ))/(RRR*(KD+KDZ))^2))))-ZZ6
4180 ZZZ=(-1)*((ZZ6-ZZG)/SQR((ZZ7^2)+(GZZ^2)))
4190 PRINT ZZZ
4200 INPUT ZZZ1
4210 GGG=1-ZZZ1
4220 LOCATE 17,1:PRINT " "
4230 PRINT "GAVENIRLIK %";(GGG*100)
4240 PRINT "EMNİYET FAKTORU ";S
4250 RETURN
4260 REM
4270 PRINT "İLETALECEK GUC.....(kW)....=";P/1000
4280 PRINT "İLETALE ORANI.....=";I
4290 PRINT "GIRIS HIZI.....(dev/dak)....=";N1
4300 PRINT "PINYON YUVARLANMA DAİRESİ CAPI....(mm)....=";D01
4310 PRINT "PINYON GENİSLİĞİ .....(mm)....=";EE1
4320 PRINT "KAVRAMA ACISI .....(derece)....=";ALFA
4330 PRINT "HELİS VEYA EGİM ACISI.....(derece)....=";BETA
4340 PRINT "MİL MALZEMESİ .....=";M$
4350 PRINT "MALZEME KOPMA DAYANIMI .....(daN/mm^2)....=";KD1
4360 PRINT "MALZEME AKMA DAYANIMI .....(daN/mm^2)....=";AD1
4370 PRINT "KOSE KAVISLERİ YARICAPI.....(mm)....=";R
4372 PRINT "EMNİYET FAKTORU .....=";S
4373 INPUT ENTE
4380 CLS
4381 PRINT " "
4382 PRINT "   MIL           KLASİK TASARIM           İSTATİSTİK TASARIM "
4383 PRINT "           CAP           EMNİYET           CAP           EMNİYET "
4384 PRINT " "
4386 PRINT " 1.MİL   ";DTD1"           ";S "           " ; DGR1 "           ";SGR1
4387 PRINT " 2.MİL   ";DTD2"           ";S "           " : DGR2 "           ";SGR2
4389 INPUT ENTE
4390 CHAIN "SONT",10
5920 REM Konik makaralı rulmanlar
5930 OPEN "I",#1,"KMR1"
5940 FOR X=1 TO 10
5950 IF EOF(1) THEN 5990
5960 INPUT #1,C(X),D1(X),D2(X),B(X),S(X),Y(X),E(X)
5970 IF D1(X)=>DD THEN 6060
5980 NEXT X
5990 CLOSE #1
6000 OPEN "I",#1,"KMR2"
6010 FOR X=1 TO 10
6020 IF EOF(1) THEN 6060
6030 INPUT #1,C(X),D1(X),D2(X),B(X),S(X),Y(X),E(X)
6040 IF D1(X)=>DD THEN 6060
6050 NEXT X
6060 CLOSE #1
6070 RETURN
6080 REM Sabit bilyalı rulmanlar
6090 OPEN "I",#1,"SBR1"
6100 FOR X=1 TO 10
6110 IF EOF(1) THEN 6150
6120 INPUT #1,C(X),D1(X),D2(X),B(X),S(X)
6130 IF D1(X)=>DD THEN 6220
6140 NEXT X
6150 CLOSE #1

```

```

6160 OPEN "I".#1,"SBR2"
6170 FOR X=1 TO 10
6180 IF EOF(1) THEN 6220
6190 INPUT #1,C(X),D1(X),D2(X),B(X),S(X)
6200 IF D1(X)=>DD THEN 6220
6210 NEXT X
6220 CLOSE #1
6230 RETURN
7000 REM
8000 GED=((IR*SKO)^2/(2*SDO))*(-1+(1+((2*SDO)/(IR*SKO))^2)^.5)
8010 GES=(IR^2*(SKO+SKS)^2)/(2*(SIO+SDS))
8020 GES=(GES*(-1+(1+((2*(SDO+SDS))/(IR*(SKO+SKS))^2)^.5))-GED
8030 GO=GEO*((1+IR^2)/IR^2)^.5
8040 GS=GES*((1+IR^2)/IR^2)^.5
8050 C=.1
8060 CO=(1-(IZR^2*C^2))*(GO^2-(IZR^2*GS^2))
8070 CO=(GO-(GO^2-CO)^.5)/(1-(IZR^2*C^2))
8080 GUD=((32*EB)/(PI*CO))^(1/3)
8090 GUG=1+(IZR/CO)*(GS^2+C^2)^.5
8095 RETURN

```





## ÖZGEÇMİŞ

05 Mayıs 1966 yılında Isparta İli Sütçüler İlçesi Belence Köyü'nde doğan Kerim ÇETİNKAYA, İlköğretimi Belence Köyü'nde ve Orta Öğretimi Ayvalı Pınar Kasabasında tamamladı. 1983 Yılında Isparta Teknik Lise'si Makina Bölümü'nü bitirdi ve aynı yıl G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi'nde Yüksek Öğrenimine başladı. 1987 Yılında mezun olduğu G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümü Tasarım ve Konstrüksiyon Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. 1989 Yılında G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü'nden Yüksek Lisans Derecesi aldı. 1994 Yılında, Dünya Bankası İkinci Endüstriyel Eğitim Projesi Çerçevesinde, İngiltere Huddersfield Üniversitesinde, dokuz ay süreyle CAD (bilgisayar destekli tasarım ve çizim), Robot mekanizmalarının tasarımı ve CIM (bilgisayar entegreli üretim) üzerine çalıştı ve halen G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU**  
**TEKNOLOJİ VE YATIRIM MERKEZİ**