

MARMARA UNIVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU

GÜÇ İLETEN MİL SİSTEMİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM
VE OPTİMİZASYONU

DOKTORA TEZİ
Hazırlayan Mustafa KURT

İSTANBUL
1992

Bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doc. Dr. Osman YAZICIOĞLU

Görevli Sınav Komisyonu (Jüri)

.....
.....
.....
.....
.....

T.C.
Marmara Üniversitesi
Kütüphane ve Dokümantasyon Daire
Başkanlığı

Bu tezin M.Ü.Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım esaslarına uygun olarak yazıldığını onaylarım.

ÖZET

Teknolojik gelişmenin hızla devam ettiği içinde yaşadığımız çağda her yeni bir gelişme başka bir ihtiyacı meydana getirmiş ve bu yüzden enerji tüketimi artmaktadır. Bu artış her sahada tasarrufu ön planda ele almayı zorunlu hale getirmektedir.

Uzun süre ve devamlı bir çalışmayı, güvenilir bir şekilde yerine getirebilecek cihaz,alet ve makinaların tasarlanmasında, güvenilirliği artırmak, performansı iyileştirmek ve maliyeti düşürmek amacıyla çeşitli matematiksel modeller kurulmakta ve optimum çözümler araştırılmaktadır.

Bu tezde, mil mukavemeti yanında yatakların boyuna ve enine konumları da göz önüne alınarak hiperstatik bir milin matematik modeli kuruldu ve optimizasyonu için bilgisayar yazılımı hazırlandı.

Kompleks bir yapıya sahip shaft sisteminde kullanılan bir hiperstatik mil ele alınarak, yatakların yatay ve düşey pozisyonlarının etkileri incelendi. Yatakların yatay ve düşey pozisyonları optimize edildi.

Milin imalat esnasındaki parametreleri gözönünde tutularak bir maliyet fonksiyonu meydana getirilerek minimize edilmeye çalışıldı.

Geliştirilen bilgisayar programı çeşitli gemi shaft sistemlerine uygulandı ve yapılan optimizasyon neticesinde elde edilen sonuçlar, daha önce bulunanlarla karşılaştırıldı.

SUMMARY

The purpose of this thesis is to design a model for determining an optimal longitudinal and vertical positioning of the bearings and to minimize the objective function.

A mathematical model has been developed for designing marine shafting system and to perform optimization studies with respect to shaft strength, longitudinal and vertical positioning of the bearings.

If all bearings supporting shafting system are installed on the ship such that their centers are concentric, then, more often than not, one or more bearings will be either overloaded or underloaded, the shaft stresses may exceed the safety limits, the main gear wheel and associated pinions may experience damage and the shaft slopes through the bearings may be unacceptable.

To avoid the aforementioned and other related problems, an alignment plan must be chosen early in the design stage. In other words (a) the vertical offsets and inclinations of all bearings, and (b) the horizontal offsets and inclinations of all bearings must be considered.

The above task may be termed the selection phase of shaft alignment and must be performed as early as possible to detect problem areas due to insufficient design.

The final goal of the modeling effort is the development of a problem statement in the mathematical programming formulation to minimize $Z(x)$ subject to $h(x) = 0$ and $g(x) \leq 0$. Where the objective function $Z(x)$ is a scalar depending on the vector of design variables $X = (X_1, X_2, \dots, X_n)^T$, $h = (h_1, h_2, \dots, h_m)^T$, and $g = (g_1, g_2, \dots, g_k)^T$ are vector functions of X used to present the equality constraints of the problem.

The classification of design criteria as objectives or constraints is a rather subjective one and depends on the particular design application of the model.

The main variables considered in the model are the following: (a) The diameters of propeller and intermediate shaft, (b) The longitudinal positions of the intermediate shaft bearings, (c) The vertical displaced positions of bearings, and (d) The longitudinal position of the reduction gear with respect to the main engine.

In broad terms, the main design requirement is to achieve minimum cost, which can be broken down to parts cost, and installation cost. In a more technical sense to the following more specific requirements were investigated: (a) Minimum diameter size for each shaft, (b) In-line positioning of stern tube bearings, that is coincidence of their centerlines, (c) The loading for all bearings should be

even, that is equal to the same percentage of their maximum allowable load and (d) The combined fatigue stress at critical shaft cross sections should not exceed the fatigue strength of the material.

Clearly the above subproblems are not independent and the equations should be solved simultaneously.

In addition to this study a computer algorithm which can perform calculations was developed. According to this algorithm a software was written. This programme has been applied to the ships which had specially different cargo types and numerical results were compared with each other.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarımnda teşvik ve yardımlarını esirgemeyen,
değerli hocalarım Doç.Dr. Osman YAZICIOĞLU ve
Prof.Dr. Ruşen GEZİCİ ye, Pendik Tersanesi Teknik Büro
çalışanlarına ve değerli aile fertlerime teşekkür ederim.

Mustafa KURT

Kasım 1992
İstanbul

VII

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖZET	I
SUMMARY	III
TEŞEKKÜR	VI
İÇİNDEKİLER	VII
 1. GİRİŞ	 1
2. OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ	9
2.1. Bir ve Çok Değişkenli Fonksiyonların Opt. ...	10
2.2. Tek Değişkenli Fonksiyonlar İçin Opt.	13
2.2.1. Newton Metodu	13
2.2.2. Ayrıntılı Arama Metodu	15
2.2.3. Dichotomous Arama Metodu	16
2.2.4. Eşit Aralıklı Arama Metodları	18
2.2.5. Altın Oran ile Arama Metodu	19
2.2.6. Fibonacci Arama Metodu	20
2.3. Çok Değişkenli Fonksiyonlar İçin Opt. Metod.	22
2.3.1. Üstel Rastgele Arama Metodu	22
2.3.2. Kafes Arama Metodu	29
2.3.3. Tek Değişkenli Arama	31
2.3.4. Dönen Koordinat Metodu	33
2.3.5. Doğrudan Arama Metodu	35
2.3.6. Nelder ve Mead Metodu	38
2.3.7. Kompleks Metodu	42
2.3.8. Fiacco ve McCormick Metodu(SUMT)	49
2.3.9. Rosenbrock Metodu	51
2.3.9.1. Kısıtlanmamış Fonksiyonlar İçin Rosenbrock Metodu	51
2.3.9.2. Kısıtlanmış Fonksiyonlar İçin Rosenbrock Metodu	53
3. MİL MUKAVEMET DEĞERLERİ	55
3.1. Mil Dizaynında Olabilacak Parametreler	55
3.2. Millerde Meydana Gelen Gerilmeler	56
3.2.1. Statik Yükleme	56
3.2.2. ASME Koduna Göre	58
3.2.3. Soderberg Yaklaşımına Göre	60
3.2.4. Genel Yaklaşımına Göre	65
3.2.5. Deformasyona Göre	65
3.2.6. Burulma Rijitliğine Göre	66
3.2.7. Kritik Hıza Göre Mil Hesabı	67
3.2.8. Şekil Değiştirme Enerjisine Göre	67

VIII

4. PROBLEMİN ORTAYA KONUSU	69
4.1. Probleme Genel Bakış	69
4.2. Sistemin Genel Düzeni	70
4.2.1. Sistem Değişkenleri ve Parametreleri ...	71
4.3. Modelleme	73
4.3.1. Mukavemet Açısından	73
4.3.2. Mil Yataklarının Yatay Pozisyonları	76
4.3.3. Mil Yataklarının Düşey Pozisyonları	78
4.4. Şaft İmalat Parametreleri	81
4.4.1. Talaş Kaldırma Toleransı	81
4.4.2. Uzunluk Toleransı	81
4.4.3. Çekme Payı Toleransı	82
5. UYGULAMALAR	83
6. SONUÇLAR VE İRDELEME	104
EK-1. TABLOLAR	106
EK-2.....	109
PROGRAMIN AKIŞ DİYAGRAMI	110
PROGRAMDAN BAZI PROSEDÜRLER	135
KAYNAKLAR	140
DZGEÇMİŞ	143

1- GİRİŞ

II. Dünya savaşının sonlarına doğru, modern ve hızlı bilgisayarların gelişerek yaygınlaşması ve buna paralel olarak sayısal analiz metodlarının uygulamaya konulmasıyla yeni sayısal optimizasyon tekniklerinin bulunması amacıyla yoğun çalışmalar yapılmıştır. Bütün bu çalışmaların sonunda sayısal optimizasyon teknikleri karar vermede güçlü ve gerçekçi bir araç olarak, yapı sistemlerinin projelendirilmesinden, uzay yolculuğunun planlamasına, büyük deniz araçlarının yapımından en karmaşık telekominikasyon sistemlerinin kuruluşuna kadar bilim ve tekniğin bütün dallarında kullanılmaya başlandı.

Bir çok olumsuz şartlara rağmen gemiler taşımacılık ticaretinde hava taşımacılığından daha çok kullanılmaktadır. Ülkemizde de son yıllarda gemiler taşımacılık amacıyla kullanılmaya başlanmıştır. Dünya gemi yapımı açısından yapılan bir sıralamada Türkiye 31. sırada yer almaktadır. Romanya ve Bulgaristan modern sayılabilecek araştırma birimlerine sahiptirler. Yunanistan da büyük yük gemilerinin yapımı için tersaneler mevcuttur[1].

Ayrıntılı analizlerin ve ekonomik değerlendirmelerin gemilere uygulanması yakın bir zamanda başladı. Gemi tipleri konusundaki gelişmelerin yavaş olduğu uzun yıllar boyunca eski yaklaşım canlı kaldı. Fakat daha sonra rekabetin yüksek olduğu ve gemi tiplerinin önemli ölçüde değiştiği yıllarda bu yaklaşımın yeterli olmadığı ispatlandı. Çünkü dizayncılar

genellikle daha önceki gemileri temel alarak boyutlandırma yapıyorlardı. Ayrıca tek bir dizayn veya herhangi bir alternatif dizayn için ekonomik kıymet takdiri yapılıyordu[3].

Büyük gemilerinde meydana gelen kayıpların büyük bir bölümünün özellikle shaft sistemini meydana getiren dişlilerin millerin, yatakların ve pervanelerin uygun olmayan düzenlemelerinden ve boyutlarındaki yanlış hesaplamalardan dolayı meydana gelen kayıplar olduğu anlaşılmıştır. Fakat halen bu işlemleri deneme-yanılma metodu kullanarak yapan bir çok tersaneler mevcuttur. Hammadde taşıyıcısı 225.000 DWT lik bir yük gemisinin yaklaşık olarak maliyeti \$80.000.000 ve bunun yanında 120.000 m³ lük bir gaz taşıyıcısı bir tankerin yaklaşık maliyeti \$100.000.000 dır. Bu gemiler için bir pervanenin yaklaşık fiyatı \$150.000 dır. Kaliteli mil malzemesi elde edebilmek için masrafların artması ve sistemin bakımı için gerekli harcamalar neticesinde meydana gelen bakım onarım masrafları gemi ömrü süresince devam etmektedir[8, 29].

Teknik analiz ne kadar mükemmel olursa olsun, gerçekçi bir ekonomik analizle birlikte yapılmadıkça yarar sağlamaz. Ana makinelerin maliyetlerinin azaltılması, makina bölümünün hacim ve kütlesinin azaltılması geminin hareket kabiliyetini artırıcı bir faktör olmakla birlikte maliyet üzerine etkisi çok fazladır[2].

II.Dünya savaşı yıllarında şaft sisteminin yataklarının eksenleri aynı doğru üzerinde olacak şekilde düzenlemeler yapılıyordu. Hesaplamalar elde yapıldığı için bir çok hatalar yapıyor ve büyük bir zaman harcanıyordu[14].

İlk çalışmalarda şaft sistemindeki dişli yataklarının pozisyonları ve montajlarının başarılı olabilmesi için çeşitli metodlar tartışıldı[11].

Şaft sisteminde basit hesaplamalar için kullanılabılacak ilk bilgisayar programı Antkowiak tarafından yapıldı. Bu program basit statik hesaplamaları neticesinde yataklara gelen yükleri hesaplamaya yarıyordu[15].

Dişlilerin hatalı yerleştirilmelerinden dolayı meydana gelen şaft sistemi tahribatları incelendi. Daha çok minimum pervane mili yatağı uzunluğu üzerinde çalışmalar yapıldı[16, 29].

Hatalı düzenlemeler neticesinde meydana gelen aşırı yüklemeler neticesinde meydana gelen gerilmelerin etkileri incelendi[13].

Gemi dizaynında gelişimi amaçlayan modern bir yaklaşım gemi sahibiyle yapımcı arasında iyi işbirliği gerektirmektedir. Bu işbirliğinde izlenebilecek metodlar aşağıdaki gibi olmalıdır.

1- Taşımacılık talebi ve onunla ilgili olarak piyasa araştırması

2- Formül olabilecek teknik çözümlerin, gemi tipleri, büyüklükleri ve hızların dizisi

3- Başlangıç teknik dizayn alternatiflerinin sayısı

4- Alternatiflerin maliyet, işletme giderleri ve giderleri tahmini

5- Alternatiflerin ekonomik değeri

6- Matematiksel programlama teknikleri veya tartışarak optimal dizaynı seçme

7- Kabul edilen dizaynın diğer faktörlerle karşılaştırmak

Bir gemi tasarımcısı çalışırken bu aşamaların her biriyle ayrı ayrı ilgilenmelidir[24, 25, 26].

Pervane mili incelenerek, zorlama çeşitlerine göre moment ve burulma için basit modellemeler yapılmıştır[7, 22].

Çeşitli shaft sistemlerindeki tahrip olma sebepleri incelenmiş, kullanılan yatak ve mil malzemeleri karşılaştırmalar yapılarak bir çok millerin kırılmaları rapor edilmiştir[9].

Çalışma esnasında meydana gelen aşırı ısınmalar neticesinde yatak aşınmalarının arttığı, çok sık olarak sızdırmazlık ve yağlama elemanlarında problemlerin meydana geldiği ve bunların nasıl önlenebileceği tartışıldı[12].

Yüksek hızlı makinaların kullanılmaya başlanması sebebiyle şaft sistemi için daha önceden teorik ve pratik bilgilerden faydalanılarak en uygun planın seçilmesinin gerekliliği üzerinde durularak ardı sıra yapılan konferanslar neticesinde daha ciddi çalışmaların yapılmasının zorunlu olduğu karara varıldı[10].

Hesaplamalar ile uygulama neticeleri arasındaki farklılıkların sistemin montajı esnasındaki hatalardan kaynaklandığı görüşleri üzerinde duruldu. Montaj esnasında daha hassas neticeler verebilecek teleskop ve lazer ışınları kullanıldı[17].

Şaft sistemi dişlilerinde meydana gelen tahribatların dış etkileri üzerinde incelemeler yapıldı. Dış etkilerden en büyük tesiri sıcaklık değişimleri olduğu görüşü üzerinde durularak, sıcaklık değişimlerinin yatak reaksiyonlarında meydana getirdiği farklılıklar deneysel ve teorik olarak incelendi[18].

Şaft sistemindeki yatakların yatay doğrultudaki yerlerinin sistem üzerine etkileri incelenmiştir. Yatak reaksiyonlarının geminin yükleme durumlarına ve denizdeki durumuna göre değiştiği belirtilmiştir[28].

Muhtemel yatak aşınmalarının yağ filmi kalınlığının yetersizliğinden kaynaklandığı belirtilerek yağ filmi

kalınlığının hesaplanabilmesi için iteratif metodlar üzerinde çalışılarak, üç gemi üzerinde uygulamalar yapılmıştır[30].

Şaft sisteminin rijitliğine etki eden pervane itme kuvveti, yatakların fileksibilitesi, sıcaklık etkileri ve şaft titreşimleri incelendi. 285.000 DWT bir tankerin yataklarında meydana gelen hidrodinamik basınç ölçümleri yapıldı[19, 31].

Şaft sisteminde fiziksel değişkenlerin gerilmeler, kesme kuvvetleri ve yer değiştirmelerin olabileceği görüşü üzerinde durulmuştur. FEM metodu kullanılarak basit bir makina odası modeli oluşturuldu[27].

Hidrolik kriko ve uzama telleri kullanılarak elde edilen yatak reaksiyonları arasında bir mukayese yaparak, uzama telleri ile ayarlama prosedürü detaylı bir şekilde incelendi. Eğilme momentlerinin ölçülebilmesi için çeşitli uzama telleri pozisyonları tartışıldı. Ölçülen momentlerden yatak reaksiyonlarını hesaplayabilmek için basit metod geliştirildi[20, 21].

Gemi pervane şaftındaki titreşimler incelenmiş titreşim olayları gözönünde bulundurularak burulma modelleri oluşturularak çeşitli gemiler üzerine uygulanmıştır[5, 6].

Pervane mili flanşlarının titreşim üzerine etkileri üzerine çalışmalar neticesinde flanşların etkileri ile birlikte titreşim modeli yapıldı[23].

Ekonomik değerlendirme ve analizlerin gemilere ciddi olarak uygulanmaya başlanması son on yıl içerisinde gerçekleşti. Bu yeniliğe yol açan üç temel sebep gösterilebilir:

1- Gemi tasarımında yanlış kararlar verme açısı gemi boyutlarında ve çeşitlerinde genişlemeler olması sebebiyle çok artmıştır. Şimdiye kadar karar verirken ne inşa etmekten çok, inşa edip etmemek konusu üzerinde durmak gerekiyordu, çünkü aslında her yeni tasarım daha öncekilerin geliştirilmesinden başka bir şey değildi. Şimdi ise, okyanus aşırı giden bir geminin tasarımı bir diğerinden 100 kat kadar büyük olabileceğinden, kötü yatırıma konu olacak açıda aynı oranda katlanmaktadır.

2- Gemi tasarımının iş için gerekenin en iyisi olması tanım olarak zorunludur, fakat minimum direnç gibi teknik kriterler yeterli değildir. Artık ana kriterin teknik faktörlere hesaplarında bütün ağırlık veren ekonomik karakterli kriter olması gerektiği kabul edilmiştir. Optimal tasarım en karlı olan tasarımdır.

3- Geminin temin edilmesine etki eden finans şartlarındaki güçlükler giderek artmaktadır. Geleneksel olarak, savaş öncesindeki sayılar, hemen savaş sonrasındaki sayılarla aşağı yukarı aynı olacaktı[36].

Bu çalışmaların bir çoğunda şaft sistemi elemanlarının çeşitli zorlamalar altındaki mukavemet değerleri bir bütün olarak ele alınıp incelenmemiştir. Geminin ömrü boyunca maliyetini etkileyen şaft sistemi maliyeti incelemelerine rastlanmamıştır.

Bu çalışmada, şaft sistemindeki ortadaki mil bir sürekli kiriş olarak ele alınarak çeşitli zorlamalar altında moment ve gerilme modelleri yapıldı. Teknik faktörler sınır şartları olarak ele alınarak şaft maliyet fonksiyonu minimize edilmeye çalışılmıştır.

2-OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ

Herhangi bir fiziksel sistemin tasarım ve yapımında mühendisler bir çok teknolojik faktörü gözönünde bulundurmak ve değişik aşamalarda karar vermek durumundadırlar. Bu faktörlerin dikkate alınmasında esas amaç ortaya konulacak sistemin maliyetini ve yapılacak çabayı minimumlaştırmak, aynı zamanda sistemden elde edilecek faydayı da maksimumlaştırmaktır. Genel olarak optimizasyon varsa belirli sayıdaki sınırlayıcı şartları sağlayarak, en iyi çözümü bulma tekniğidir.

Optimizasyon, matematiksel bir temele oturduğu 17. yüzyıla kadar, sezgi ve tecrübeye dayandırılarak problemlerin çözümlerine uygulanmıştır. Aynı zamanlarda matematiksel analizin Newton tarafından kurulması, optimizasyon teorisi ile ilgili bilimsel çalışmaların yapılmasına neden olur.

II. Dünya savaşının sonralarına doğru, son derece modern ve hızlı bilgisayarların geliştirilmesi ve yaygınlaşması, optimizasyon problemlerinin sayısal metodlarla çözülebilmesi amacı ile geniş kapsamlı çalışmaların sürdürülmesine yardımcı olmaktadır.

Matematiksel optimizasyon bir çok mühendislik alanında kullanılmış ve geliştirilmiştir. Bunun sonucunda bir çok optimizasyon teknikleri ortaya çıkarılmıştır. Genel olarak optimizasyon tekniklerini aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

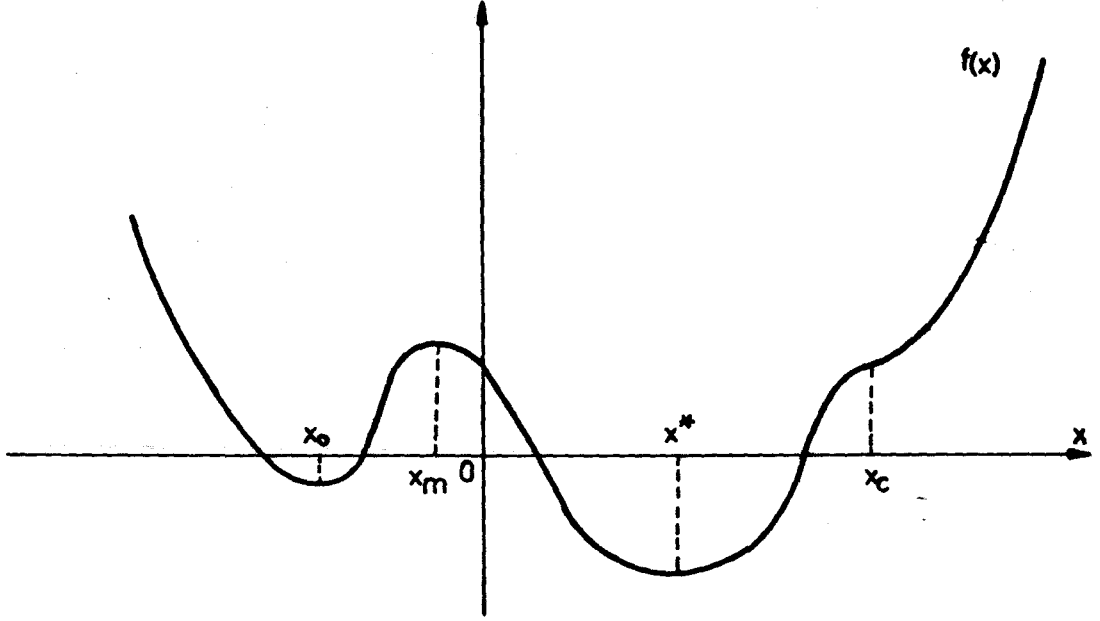
1. Kısıtlanmamış fonksiyonlar için optimizasyon teknikleri.
2. Kısıtlanmış fonksiyonlar için optimizasyon teknikleri.
3. Sistem ya da bilgi akış yapısı kullanan optimizasyon teknikleri.

Kısıtlanmış fonksiyonlar için verilen optimizasyon teknikleri, hiç bir yan şart veya yan kısıt olmaksızın verilen bir $f(x)$ ya da $f(x_1, \dots, x_n)$ fonksiyonunun optimum (minimum ya da maksimum) noktasının bulunmasında kullanılırlar. Kısıtlanmış fonksiyonlar için optimizasyon teknikleri ise, bazı eşitlik ve/veya eşitsizlik kısıtlarına bağlı olarak verilen bir $f(x)$ ya da $f(x_1, \dots, x_n)$ fonksiyonunun optimum noktasını bulmak için kullanılırlar. Sistem ya da bilgi akış yapısı kullanan optimizasyon metodlarına dinamik programlama örnek verilebilir[36].

2.1.BİR VE ÇOK DEĞİŞKENLİ FONKSİYONLARIN OPTİMİZASYONU

KLASİK TEORİ

Şekil 2.1 de görüldüğü gibi x değişkenine bağlı sürekli ve türevi alınabilir bir $f(x)$ fonksiyonunu ele alalım.



Şekil 2.1.1 Mutlak ve bölgesel minimumu olan bir değişkenli fonksiyon.

$f(x)$ fonksiyonunun x_0 noktasında bir bölgesel minimumu olsun. δ yeterince küçük pozitif bir sayı olmak üzere x_0 civarında $|x - x_0| < \delta$ ve $f(x) \geq f(x_0)$ ifadeleri yazılabilir. $f(x)$ fonksiyonunun x^* noktasında bir mutlak minimumu olsun. Böylece verilen tanım bölgesindeki bütün x noktaları için $f(x) \geq f(x^*)$ yazılabilir. Şekil 2.1'den görüldüğü gibi hem fonksiyon sürekli hem de her nokta türevli olmaktadır.

Bilindiği gibi bir noktanın ekstremum olması için gerek şart o noktadaki birinci türevin sıfır olmasıdır. x_0 ve x^* noktaları bu şartı sağlar. Bunun yanında x_m bölgesel maksimum ve x_c dönüm noktası da aynı şartı sağladığından yeterli şarta gerek vardır. Bu tek değişkenli fonksiyonlar için ikinci türevin işareti ile ilgilidir. Şöyleki, $f(x)$ fonksiyonu x_0

civarında Taylor serisine açılırsa :

$$f(x_0 + h) - f(x_0) = h \cdot f'(x_0) + h^2/2 \cdot f''(x_0) + \dots \quad 2.1.1$$

Bu denklemde x_0 bölgesel minimum olduğundan sol taraf daima pozitiftir. $f'(x_0)=0$ olduğundan ve $h > 0$ olduğundan bir noktanın minimum olması için geçerli şart $f''(x_0) > 0$ olmasıdır. Benzer bir şekilde $f'(x_m)=0$ ve $f''(x_m) < 0$ ise x_m noktasının maksimum olduğu söylenir.

Aynı şekilde çok değişkenli bir $f(x_1, \dots, x_n)$ fonksiyonunu düşünelim. Bu fonksiyonunun ekstremumunun olması için gerekli şart fonksiyonun birinci kısmi türevlerinin mevcut olması ve sifıra eşit olmasıdır:

$$\partial f / \partial x_1 = \partial f / \partial x_2 = \dots = \partial f / \partial x_n = 0 \quad 2.1.2$$

Verilen bir noktada fonksiyonun minimum olması için yeter şart bütün ikinci türevlerin mevcut olması ve aşağıda verilen ikinci türevler matrisinin pozitif tanımlı olmasıdır

$$D_1 = \begin{vmatrix} \partial^2 f / \partial x_1^2 & \partial^2 f / \partial x_1 \partial x_2 & \dots & \partial^2 f / \partial x_1 \partial x_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \partial^2 f / \partial x_n \partial x_1 & \dots & \dots & \partial^2 f / \partial x_n^2 \end{vmatrix}$$

2.1.3

$D_1 > 0$, $i=1, \dots, n$ minimum için yeter şart, maksimum için yeter şart ise ikinci türevler matrisinin negatif tanımlı olmasıdır.

Söyleki :

$$D_i < 0 , i=1,3,5,\dots$$

$$D_i > 0 , i=2,4,6,\dots, i=1,\dots,n$$

2.2 TEK DEĞİŞKENLİ FONKSİYONLAR İÇİN OPTİMİZASYON

Bilindiği gibi mühendislik dizaynında karşılaşılan problemlerin önemli bir bölümü birden çok değişkenin etkisi altındadır. Buna rağmen, neden bir değişkenli fonksiyonlar için optimizasyon metodlarının üzerinde durulduğu şu şekilde açıklanabilir: Çok değişkenli optimizasyon metodlarının bir bölümü tek değişkenli arama işlemi yapar. Tek değişkenli arama metodun etkinliği, çok değişkenli metodun etkinliğini doğrudan etkiler.

2.2.1. NEWTON METODU

Tek değişkenli fonksiyonlar için fonksiyonun dönüm noktalarını bulmada klasik yol $f'(x)=0$ denklemini çözmektir. Bu denklemi çözmek her zaman kolay olmayabilir. Bu yüzden denklemin çözümü için sayısal bir algoritma bulmak gerekir. Eğer $y=f'(x)$ fonksiyonu için farklı işarette iki $f'(a)$ ve $f'(b)$ değeri bulunursa $[a,b]$ aralığında $y=f'(x)$ fonksiyonunun (sürekli olması şartıyla) en az bir kökü olduğu sonucuna varılır.

Şekil 2.2.1.1 de görüldüğü gibi K noktası $\emptyset(x)$

fonksiyonunun köküdür. PT , egrinin p noktasındaki tegeti olsun. T ise bu tegetin x eksenini kesiştiği noktadır.

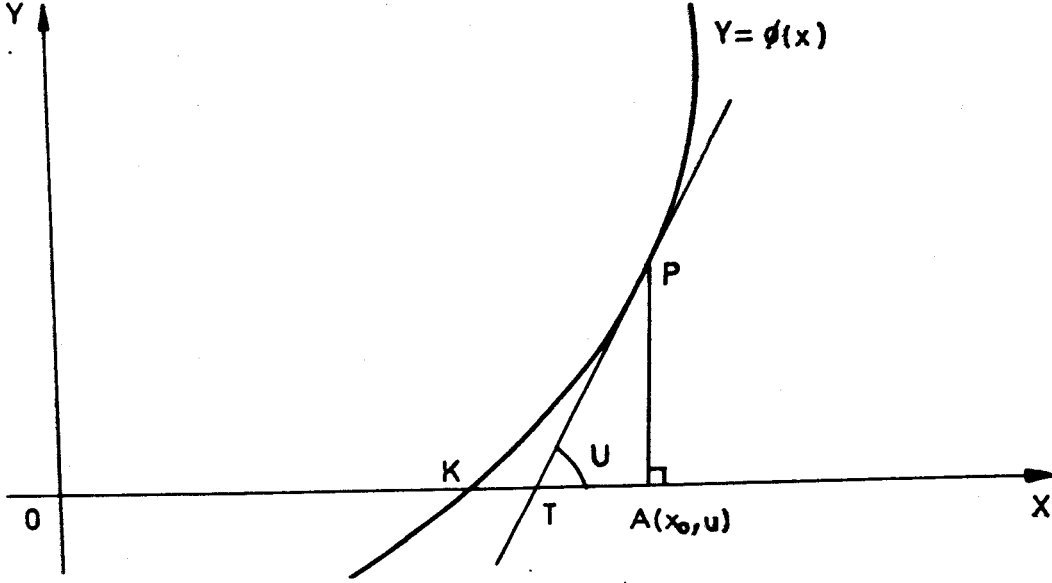
Şekil 2.2 den:

$$PA/TA = \tan u = \phi'(x_0)$$

2.2.1.1

$$TA = PA / \phi'(x_0) = \phi(x_0) / \phi'(x_0)$$

2.2.1.2



Şekil 2.2.1.1 Newton metodu

A noktası x_0 , T noktası x_1 ile gösterilirse :

$$x_0 - x_1 = \phi(x_0) / \phi'(x_0) , x_1 = x_0 - \phi(x_0) / \phi'(x_0)$$

genelleştirilirse ,

$$x_{r+1} = x_r - \phi(x_r) / \phi'(x_r)$$

2.2.1.3

elde edilir. Bir önceki nokta ile bir sonraki nokta eşit oluncaya kadar iterasyona devam edilir. Bulunan iki noktanın aynı olması türev fonksiyonunun kökünün bulunması demektir. Dolayısıyla bu da esas fonksiyonun ekstremum noktasının elde edilmesi demektir. İterasyona başlangıç değeri olan x_0

için farklı değerler elde etmek mümkündür.

Üstelik bulunan noktanın minimum ya da maksimum olduğu bulunan kök değerinin ikinci türevde yerine konulması ile anlaşılır. Ayrıca minimum noktanın mutlak minimum mu yoksa bölgesel minimum mu olduğu ancak değişik başlangıç değerleri ile elde edilen sonuçların karşılaştırılması ile anlaşılır.

Optimizasyon tekniklerinin karşılaştırılması için aşağıdaki varsayımları yapabilir:

a- $A \leq x \leq B$ ya da $A_1 \leq x_1 \leq B_1$ şeklinde verilen arama aralıkları uygun bir şekilde $0 \leq x \leq 1$ ya da $0 \leq x_1 \leq 1$ biçimine dönüştürülmüştür.

b- Verilen arama aralığında fonksiyonun (aksi belirtilmedikçe) mutlak maksimum noktası aranacaktır.

c- Kullanılan α , N ve n parametreleri şu şekilde tanımlanmıştır:

α : en son arama aralığının uzunluğu

N : toplam fonksiyonun hesaplanma sayısı

n : toplam iterasyon sayısı

2.2.2 AYRINTILI ARAMA METODU

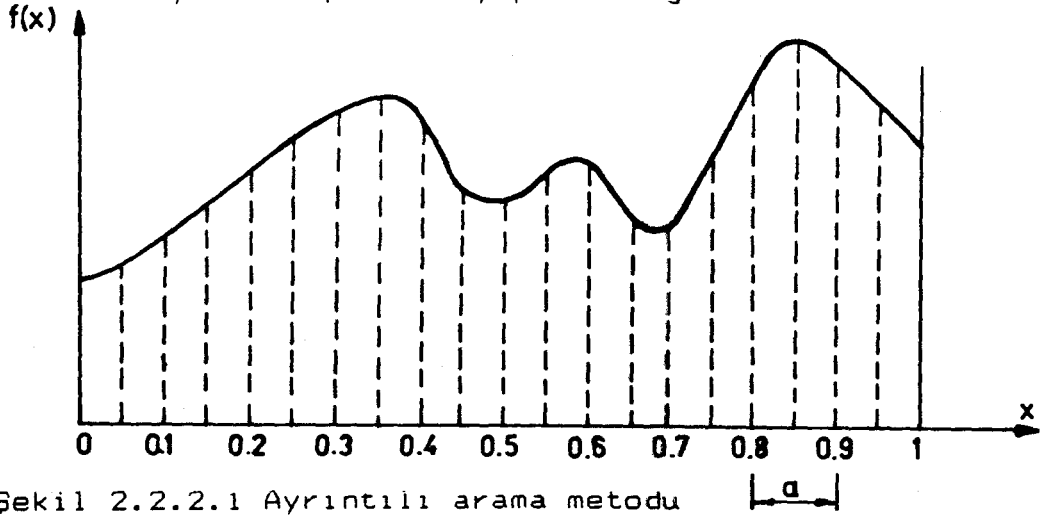
Tek değişkenli arama yöntemleri, eş zamanlı ve sıralı metodlar olarak iki gruba ayrılabilir. Diğer eş zamanlı yöntemlerle olduğu gibi ayrıntılı arama metodunda da fonksiyonun hesaplanacağı noktalar kestirmeli olarak ve eşit aralıklı , $\alpha / 2$, olarak seçilir. Bunun anlamı

verilen tanım bölgesinde alt sınırdan üst sınıra kadar $\alpha / 2$ eşit aralıklı bütün noktalarda fonksiyonun hesaplanacağıdır.

Dolayısıyla toplam hesaplama sayısı:

$$N = 2 / \alpha + 1$$

olacaktır. Görülmektedir ki, küçük x değerleri için bu yaklaşım etkin değildir. Örnek olarak $\alpha = 0.0001$ değeri için $N = 20001$ fonksiyon hesaplaması yapılması gerekecektir.



Şekil 2.2.2.1 Ayrıntılı arama metodu

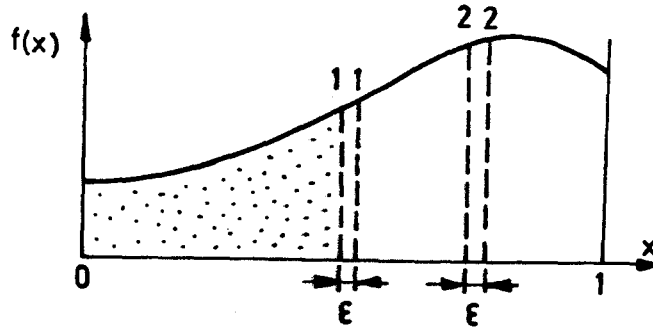
Ayrıntılı arama metodunda, fonksiyonun türevlenebilir olması ve sürekli olması şartı gerekmemektedir.

2.2.3.DICHOTOMOUS ARAMA METODU

Sıralı metodlarda, farklı noktolardaki fonksiyon değerleri karşılaştırılarak verilen arama aralığı giderek küçülür. Bu şekilde verilen bölgede fonksiyonun ekstremum (optimum) noktası bulunur. Sıralı metodlarda fonksiyonun türevlenebilir ya da sürekli olması şartı gerekmez. Bunun yerine unimodal (tek modlu-verilen arama aralığında bir

ekstremum noktası bulunan) karaktere sahip olması istenir.

Dichotomous arama metodunda $[0,1]$ arama aralığının orta noktasında ϵ gibi küçük bir uzaklık alınır. Fonksiyon değerleri orta noktanın $\epsilon/2$ sağında ve solunda hesaplanır (Şekil 2.2.3.1). Yani $f(1/2 + \epsilon/2)$ ve $f(1/2 - \epsilon/2)$ değerleri hesaplanır.



Şekil 2.2.3.1 Dichotomous arama metodu

Şekilde görüldüğü gibi $f(1/2 - \epsilon/2) < f(1/2 + \epsilon/2)$ olduğundan arama aralığı $[0,1]$ den $[1/2 - \epsilon/2, 1]$ aralığına indirgenir. Yeni arama aralığının orta noktasında ϵ uzaklığı alınarak işlem tekrarlanır ve yeni arama aralığı belirlenir. Bu arama işleminde metodun etkinliği ϵ parametresine bağlıdır. Fonksiyon hasaplama sayısı, N , ve en son aralık uzunluğu, α aşağıdaki gibidir:

$$\alpha = 1/2^n + (1 - 1/2^n) \cdot \epsilon$$

$$N = 2 \cdot n = 2 \cdot \frac{\ln((1-\epsilon)/(\alpha-\epsilon))}{\ln 2} \approx 2.89 \ln((1-\epsilon)/(\alpha-\epsilon))$$

Burada n , iterasyon sayısıdır.

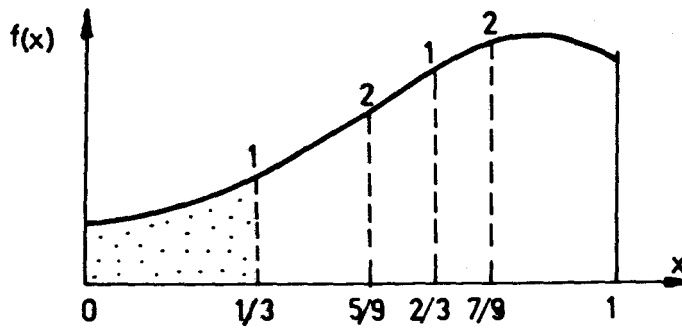
2.2.4.EŞİT ARALIKLI ARAMA METODLARI

Bu metotta arama aralığı ikiden fazla alt aralığa bölünür. Önce iki noktalı eşit aralıklı arama metodu anlatılacaktır (Şekil 2.2.4.1). İlk olarak $[0,1]$ arama aralığı üç eşit aralığa bölünerek $x = 1/3$ ve $x = 2/3$ noktalarında fonksiyonun değerleri $f(1/3)$ ve $f(2/3)$ hesaplanır.

$f(2/3) > f(1/3)$ olduğundan fonksiyonun maksimumunun $[1/3,1]$ aralığında bulunduğu anlaşılır. $[1/3,1]$ aralığı yeniden üç eşit parçaya bölünür. $x = 5/9$ ve $x = 7/9$ noktalarında fonksiyon değerleri hesaplanır. $f(7/9) > f(5/9)$ olduğundan ekstremum $[5/9,1]$ aralığındadır. Bu işlem fonksiyon değerleri arasındaki fark istenen küçük bir değerden daha küçük oluncaya kadar tekrarlanır. Burada α ve N aşağıdaki gibidir:

$$\alpha = (2/3)^n$$

$$N = 2.n \approx -4.95 \ln \alpha$$



Şekil 2.2.4.1 İki noktalı eşit aralıklı arama metodu.

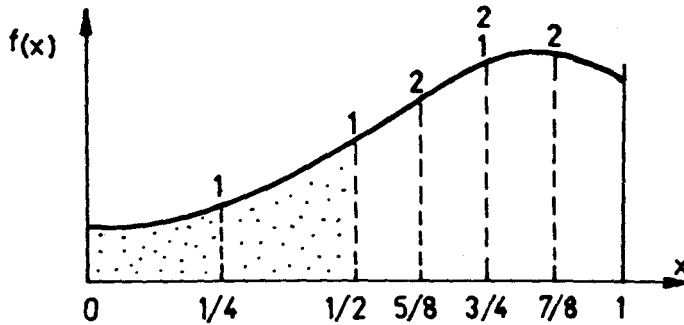
Üç noktalı eşit aralıklı arama metodu da benzer algoritmayı içermektedir. Bu metotta ilk olarak $f(1/4)$, $f(1/2)$ ve $f(3/4)$ fonksiyon değerleri hesaplanır. Fonksiyonun

ekstremum noktası bu üç değerden en büyüğünün civarında olacağı için bu değer saptanır. $f(3/4)$. Arama aralığı böylece $[0,1]$ den $[1/2,1]$ 'e indirgenir. Aralık tekrar dört eşit parçaya bölünür. $f(5/8), f(3/4), f(7/8)$ değerleri hesaplanır ve maksimum $f(7/8)$ olarak belirlenir. Arama aralığı $[3/4,1]$ 'e indirgenir, işlem aynı şekilde fonksiyon değerleri arasındaki fark, istenen tolerans elde edilinceye kadar tekrarlanır. N ve α ifadeleri:

$$\alpha = (1/2)^n$$

$$N = 2.n + 1 \approx 1 - 2.89 \ln \alpha$$

Gösterilebilir ki ,eşit aralıklı metodlar arasında en etkin metod üç noktalı eşit aralıklı arama metodudur.



Şekil 2.2.4.2 Üç noktalı eşit aralıklı arama metodu.

2.2.5.ALTIN ORAN İLE ARAMA METODU

Bu metotta arama aralığının iki ucundan eşit uzaklıktaki iki noktada fonksiyon değerleri hesaplanarak karşılaştırılır. Altın oran ($\tau = 0.618$) yardımı ile arama aralığı küçültülür ve işlemler tekrarlanır (Şekil 2.2.5.1).

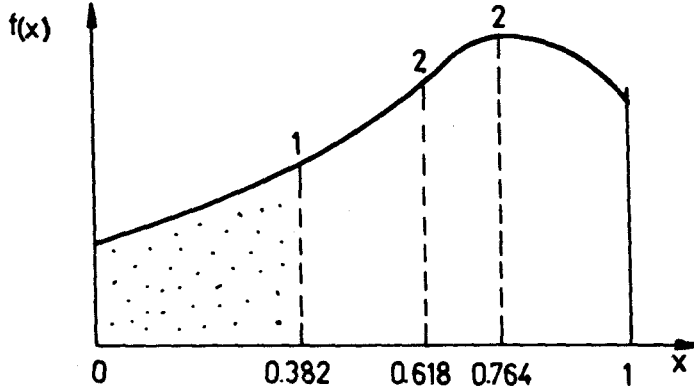
Metod şu şekilde açıklanabilir. $x = 0.382$ ve $x = 0.618$ noktalarında fonksiyon değerleri $f(0.382)$ ve $f(0.618)$ hesaplanır. $f(0.382) < f(0.618)$ olduğundan arama aralığı $[0,1]$ den $[0.382,1]$ 'e indirgenir. İkinci hesaplama noktası $x = 1 - (0.618 - 0.382) = 0.764$ olarak bulunur. $f(0.764)$ ve $f(0.618)$ karşılaştırılır. İşlemler aynı algoritma ile tekrarlanır.

Altın oran ile arama metodunda N ve α :

$$\alpha = (0.618)^n$$

$$N = (n + 1) = 1 - 2.08 \ln \alpha$$

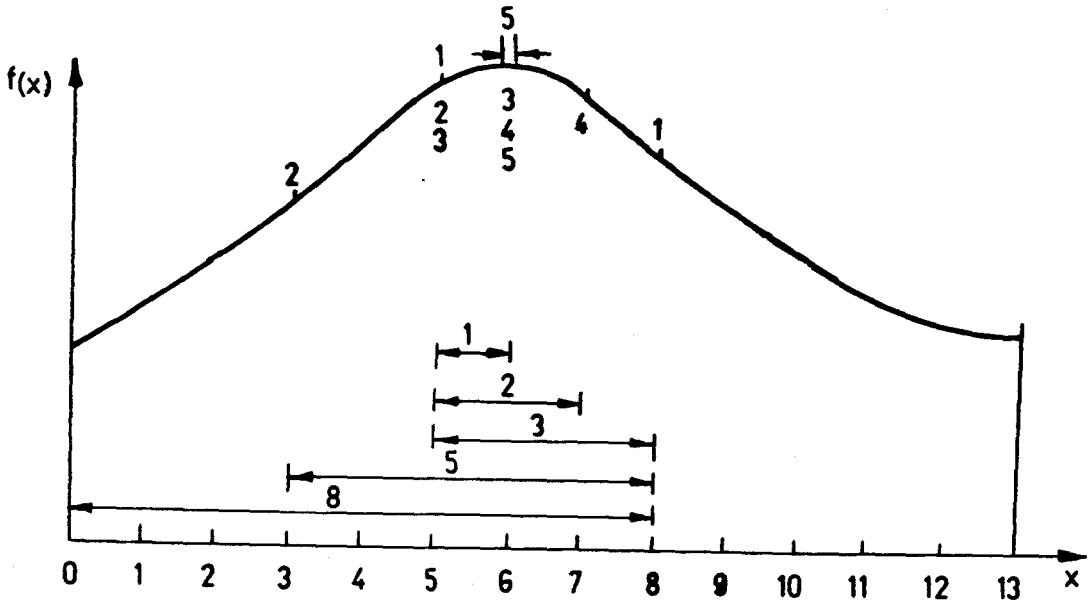
Burada n , iterasyon sayısıdır.



Şekil 2.2.5.1 Altın oran ile arama metodu.

2.2.6.FIBONACCI ARAMA METODU

Fibonacci metodunu ayrıntılı bir şekilde açıklamak için Şekil 2.2.6.1 gözönüne alınsın. F_i sayıları Fibonacci sayılarını gösterebilir. $F_0 = F_1 = 1$, $F_i = F_{i-1} + F_{i-2}$, $i \geq 2$



Şekil 2.2.6.1 Fibonacci arama metodu

Arama aralığı $[0,13]$ tür. Fibonacci sayılarına göre ifade edersek $F_6 = 13$, $F_5 = 8$, $F_4 = 5$, $F_3 = 3$, $F_2 = 2$, $F_1 = F_0 = 1$ olduğundan 6 dan fazla fonksiyon hesaplaması gerekmeyecektir. Öncelikle $x = 5$ ve $x = 8$ de (ya da fibonacci sayılarına göre ve $[0,1]$ aralığında $x = F_4/F_6 = 5/13$ ve $x = F_5/F_6 = 8/13$ de) fonksiyon değerleri hesaplanır. $f(8) < f(5)$ olduğundan arama aralığı $[0,8]$ 'e indirgenir. İkinci aramada $x=3$ ve $x=5$ teki fonksiyon değerleri karşılaştırılır. $f(3) < f(5)$ olduğundan arama aralığı $[3,8]$ olur. Genel olarak i-inci iterasyondaki oranlar F_{N-i-1}/F_{N-i+1} ve F_{N-i}/F_{N-i+1} şeklinde verilir. Bu şekilde iterasyon tekrarlanarak sonuç bulunur. N, α ve n parametrelerinin Fibonacci arama metodundaki ifadesi şu şekildedir.

$$\alpha = 1/F_n$$

$$N = n + 1$$

Tek değişkenli arama metodları, gerekli fonksiyon hesaplaması ve son arama aralık uzunluğuna göre karşılaştırılırsa ek-1 deki çizelge 2.1 den elde edilebilir.

2.3.ÇOK DEĞİŞKENLİ FONKSİYONLAR İÇİN OPTİMİZASYON METODLARI

Matematiksel analiz, çok değişkenli ekstremum problemlerinin çözümünde kullanılan klasik metoddur. Ne yazık ki yüksek mertebeden türevleri hesaplamanın zorlugundan dolayı mühendislik dizaynında kullanım alanı oldukça sınırlıdır. Sayısal kök bulan algoritmalar arasında Newton-Raphson metodu en etkin olanlarından. Yalnız Newton-Raphson algoritması ikinci türevlerin hesabını gerektirdiğinden dizayn aşamasında kullanımı oldukça zordur.

Çok değişkenli fonsiyonlarda eşzamanlı metodlardan ayrıntılı arama çok yüksek sayıda hesaplamayı gerekmektedir. Yalnız bir örnek vermek gerekirse, üç değişkenli bir problemde sonuç arama aralığı $\alpha=0.001$ için hesaplama sayısı $N=8.10^9$ bulunur ki, pratikte kullanılması elverişli olmamaktadır.

Mühendislik dizaynında optimizasyon kriteli, genellikle amprik formüllerle verilmektedir. Bu nedenle mühendislik dizaynında fonksiyon değerlerini kullanan algoritmalar daha çok kullanım alanı bulmaktadır.

2.3.1.USTEL RASTGELE ARAMA METODU

Bir x bağımsız değişkenine bağlı $f(x)$ fonksiyonunun $x_l \leq x \leq x_u$ aralığında minimumu bulunmak istensin. Burada x_l ,

değişkenin alt sınırı, x_u üst sınırıdır. x bağımsız değişkeni

$$x = (x_u - x_l) \cdot \text{fract} + x_l$$

şeklinde yazılsın. $\text{fract} = 0$ için $x = x_l$, $\text{fract} = 1$ için $x = x_u$ olduğu kolayca görülmektedir. Böylece fract parametresi 0 ile 1 arasında değiştikçe, x , x_l alt sınırı ile x_u üst sınırı arasında değişecektir. Fract parametresi rastgele sayı olarak düşünülürse x değişkeni için rastgele arama tekniği uygulanabilir. Çok değişkenli problemler için yukardaki ifadeler şu şekilde yazılabilir:

$$x_i = (x_{u_i} - x_{l_i}) \cdot \text{fract} + x_{l_i}, \quad i=1, \dots, n$$

Burada n toplam değişken sayısı, x_{u_i} ve x_{l_i} değişkenlerin üst ve alt sınırlarıdır. Böylece n dizayn değişkeninin, arama sınırları arasında herhangi bir değeri elde etme ihtimali aynıdır. Bu arama tekniğine rasgele arama (pure random search) adı verilir. Rasgele aramada değişkenlerin başlangıç noktası olarak arama aralıklarının orta noktası seçilir.

$$(x_{\text{başlangıç}})_i = \frac{x_{l_i} + x_{u_i}}{2}$$

Belirli sayıda fonksiyon hesaplaması yapıldığında, o ana kadar elde edilen " en iyi " nokta civarında aralık küçültülerek arama işlemi sürdürülür. Arama işleminin her safhası sonundaki "en iyi" nokta arama merkezi adını alır.

Arama iki parçaya ayrılır ,biri üst sınırla arama merkezi arasında , diğeri de alt sınırla arama merkezi arasında olmak üzere. Arama işlemi her fonksiyon hesaplaması için yalnız bir bölgede sürer :ya A bölgesi, ya da B bölgesi.

A bölgesi $saran_i = x_{l_i} - rac_i$

B bölgesi $saran_i = x_{u_i} - rac_i$

Burada, $saran_i$ i-inci değişken için arama aralığı, rac_i i-inci değişkenin arama merkezidir. A ya da B bölgesinin seçimi rastgele sayı üretici ile hesaplanır. RN , 0 ile 1 arasında bir sayı olmak üzere, herhangi bir fonksiyon hesaplamasında $0 \leq RN \leq 0.5$ ise A bölgesi, $0.5 < RN \leq 1$ ise B bölgesi kullanılır. Arama işleminin bu şekilde ayrılması rac_i arama merkezleri etrafında yakınsaklığı sağlar. Arama merkezi etrafında daha hızlı yakınsamayı sağlamak için rasgele sayı üreticine aşağıdaki gibi bir üst işlemi uygulanır:

$$par_i = saran_i \cdot RN_2^{\exp} + rac_i$$

Burada RN_2 rasgele bir sayıdır, ama yukarıda anlatılan RN sayısından farklıdır. $\exp$ ifadesi 1, 1.7, 2, 3 gibi değişik değerler alabilir. $\exp=1$ için arama işlemi rasgele arama diye tanımlanmıştı. $\exp>1$ için arama işlemine üstel rasgele arama yöntemi adı verilir. Kolayca görülebileceği gibi üstel rasgele arama metodu, rasgele arama metodundan daha etkindir.

A ve B bölgeleri değişik şekillerde seçilebilir. Başlıca iki varyant mevcuttur. Birinci metotta bütün değişkenlerin değerleri aynı anda hesaplanır. Daha sonra fonksiyon değeri hesaplanarak daha önce hesaplanmış "en iyi" fonksiyon değeri ile karşılaştırılır. Yeni değer, daha önce hesaplanan değerden iyi ise eski değişkenlerin yerine yeni değişkenler atanır. Yeni değer, öncekinden iyi değilse, eski değişken değerleri aynen saklanır. Bu çevrim belirli bir hesaplama sayısına kadar devam eder. Her denemede tüm dizayn değişkenleri değişerek yeni bir fonksiyon değeri hesaplanır ve karşılaştırılır.

İkinci metod safhaları içerir, bir safhada n^2 deneme yapılır. Söyle ki ,n dizayn değişkeni n kez hesaplanır. Her denemede n dizayn değişkeninden yalnız bir tanesi göz önüne alınır. Bu işlem n kez tekrarlanır. Bir safha içinde her an "en iyi" fonksiyon değeri saklanır. Böylece her an yalnız bir tek dizayn değişkeni değiştirilerek fonksiyon hesaplanmış olur. Yalnız bir tamamlanmış safhadan sonra tüm değişkenlerin değerleri değişebilir. (ilk yöntemde tüm değişkenler her an farklı değerler alıyordu).

Çok değişkenli problemlerde, fonksiyon bölge içinde bir çok minimuma sahipse ilk metod daha etkindir. Az minimuma sahip fonksiyonlar için ikinci metod tavsiye edilebilir. Ancak her iki metod da rasgele olduğundan, bu iki metodun karşılaştırılması için bir çok test yapmak gerekeceği açıktır

Rastgele aramanın etkinliği arama aralığının büyüklüğüne ve üs sayısı ile üst değerine bağlıdır.

$$par_i = saran_i \cdot RN^{exp_j} + rac_i$$

Burada $saran_i = par_i - rac_i$ ya da $saran_i = par_i - rac_i$

par_i : i-inci dizayn değişkeninin alt sınırı

par_i : i-inci dizayn değişkeninin üst sınırı

RN : Rastgele sayı

exp_j : j-inci üs

rac_i : Son denemeye kadar i-inci değişkenin "en iyi" değeri
(arama merkezi)

Verilen bir problem için yapılacak deneme sayısı her exp_j üssü için $kayt_j$ olarak verilsin. $kayt_j$ deneme sayısı toplamdır. Örnek olarak iki değişkenli bir arama problemini ele alalım.

$x_1 = x$	$, x_2 = y$
$exp_1 = 1$	$, kayt_1 = 100$
$exp_2 = 2$	$, kayt_2 = 50$
$x_{=1} = saran(1)$	$, y_{=1} = saran(2)$
$x_{=c} = rac(1)$	$, y_{=c} = rac(2)$

Burada $x_{=1}$, $y_{=1}$ arama aralıkları, $x_{=c}$, $y_{=c}$ arama merkezleridir.

Arama merkezleri o ana kadar hesaplanmış "en iyi" (minimum) fonksiyon değerini verir. Daha önce açıklandığı gibi arama aralığının seçimi başlangıç rasgele sayısına bağlıdır. Her dizayn değişkeni için arama, ya o anki arama merkeziyle alt sınır arasında ya da o anki arama merkeziyle üst sınır arasında olacaktır. Yeni dizayn değişkenlerinin hesaplandığı her an kayıt değişkeni bir artırılacaktır. İlk denemede kayıt=1 alınır, dizayn değişkenlerinin başlangıç değerleri arama aralıklarının orta noktalarıdır.

$$par_1 = \frac{par_{h1} + par_{l1}}{2} = x_{sc}$$

$$par_2 = \frac{par_{h2} + par_{l2}}{2} = y_{sc}$$

İkinci denemede exp=1 ve kayıt =2 olarak alınır.

$$par_1 = x = x_{s1} \cdot RN^1 + x_{sc}$$

$$par_2 = y = y_{s1} \cdot RN^1 + y_{sc}$$

Burada, x_{sc} , y_{sc} değerleri kayıt =1 deki değerlerdir. Kayıt değerinin her artımında fonksiyon değeri hesaplanır, karşılaştırılır. Kayıt =3 için kayıt =2 deki deneme kayıt=1 deki denemeden daha düşük sonuç vermedikçe değişmez kalacaktır.

Yukarıdaki işlem kayıt=100 olana kadar devam edecektir. x ve y nin en iyi değerleri, ikinci üs ile ilk deneme için arama merkezleri olarak kullanılır. kayıt=101 için ,

$$x = x_{-1} \cdot RN^2 + x_{-c}$$

$$y = y_{-1} \cdot RN^2 + y_{-c}$$

Bu işlem kayt=150 olana kadar tekrarlanır ve böylece en iyi fonksiyon değeri ve dizayn değişkenleri elde edilmiş olur.

Arama aralığı arama merkezi ile alt ya da üst sınır arasındaki bölge olarak tanımlandı. Üst ve alt sınırlar arasındaki bölge ne kadar büyükse arama aralığı da o kadar büyük olacak, dolayısı ile arama işlemi daha uzun sürecektir. Yukarıdaki problemde $parh_2 - parl_2 = parh_1 - parl_1 = 1$ ise arama bölgesi $= 1.1 = 1$ (birim kare), eğer $parh_2 - parl_2 = parh_1 - parl_1 = 2$ ise arama bölgesi $= 2.2 = 4$ (birim kare) olmaktadır. Görülmektedir ki, aynı hassasiyeti elde etmek için ikinci durumda birincisinden 4 kat daha fazla işlem yapmak gerekecektir. Açıktır ki rasgele arama işleminde ($exp=1$) sonuçları daha hassaslaştıran deneme sayısının bir üst sınır değeri vardır. Örneğin $exp=1$ ve $kayt=500$ değerleri için $kayt=200$ den sonra daha iyi dizayn değişkenlerinin bulunması bir çok durumda olanaksızdır. Özel bir problem için bu üst sınır fonksiyonun ve dizayn değişkenlerinin sayısına bağlı olacaktır.

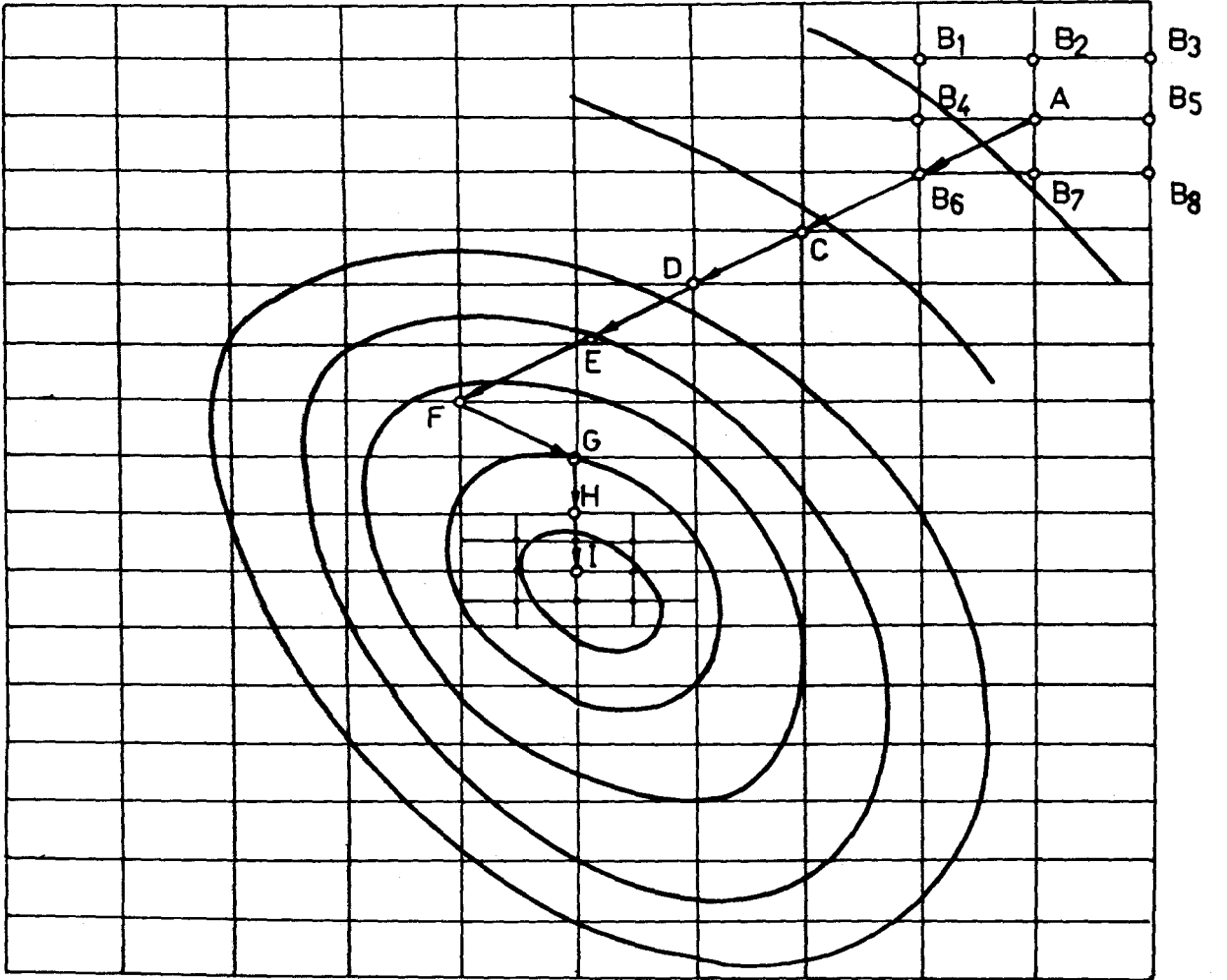
Üstel rasgele arama metodu süreksiz, kompleks ve çok minimuma sahip fonksiyonların (yüzeylerin) minimumunu güvenilir bir şekilde bulmaktadır. Bununla birlikte unimodal

(verilen aralıkta tek ekstremumu olan) fonksiyonların optimizasyonunda diğer metodlara göre çok fazla fonksiyon hesaplaması yapmaktadır. Bu da metodun etkinliğini azaltan bir faktördür. Üstel rastgele arama metodu verilen bölgede bir çok ekstremumu bulunan (multimodal) fonksiyonların optimizasyonunda çok etkin bir metottur.

2.3.2.KAFES ARAMA METODU

Bu metotta ilgilenilen bölge kafes şeklinde dörtgenlere ayrılır. Bir başlangıç noktası seçilerek, başlangıç noktasına komşu 3^n-1 noktada fonksiyon hesaplanır. Bulunan fonksiyon değerleri karşılaştırılarak ekstremum yönünde aramaya devam edilir. Aşağıda iki boyutlu (iki değişkenli) bir örnek verilmiştir (Şekil 2.3.2.1). Şekilden görüldüğü gibi A noktası başlangıç noktası olarak seçilir. A başlangıç noktasına komşu $3^n-1=3^2-1=8$ noktada ($B_1, \dots, B_8$) fonksiyon hesaplanır. Fonksiyon değerleri karşılaştırılarak ekstremum (minimum ya da maksimum) değer B_4 noktasında bulunur. B_4 noktası başlangıç noktası seçilerek aynı işlem tekrarlanır ve C noktası bulunur. Arama işlemine en son bulunan nokta kafesin merkez noktası oluncaya kadar devam edilir. Bu durumda merkez noktada hesaplanan fonksiyon değeri o ana kadar hesaplanan noktadaki değerlerin en optimumudur. Bu noktada tüm değişkenlerin hesaplama aralıkları ikiye bölünür. İşlem hesaplama aralıkları istenen tolerans değerinden küçük oluncaya kadar tekrarlanır.

Beş değişkenli bir problemde her noktada $3^5-1=272$ fonksiyon hesaplaması yapılması gerekecektir. Bu da metodun hızı açısından güçlük yaratmaktadır.



Sekil 2.9 Kafes arama metodu

2.3.3.TEK DEĞİŞKENLİ ARAMA

Bu arama metodunda bir anda tek bir değişkenin değeri değiştirilir. Değişkenler sırayla değiştirilir, böylece fonksiyon kordinatlar yönünde optimize edilmiş olur. Herhangi bir x_0 noktası seçilerek, aşağıda verilen yönlerde lineer optimizasyonla ardaşık ara noktalar $x_1, x_2, \dots, x_n$ bulunur:

$$\bar{p}_0 = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}, \bar{p}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}, \dots, \bar{p}_{n-1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 1 \end{bmatrix}$$

$\bar{x}_{i+1}$ noktası $\bar{x}_i$ noktasından geçen $\bar{p}_i$ yönleri arasında optimum fonksiyon değerini veren noktadır. Böylece

$$\bar{x}_{i+1} = \bar{x}_i + \alpha_i \cdot \bar{p}_i, \quad i=0,1,\dots,n-1$$

Burada $|\alpha_i|$, $\bar{x}_i$ ve $\bar{x}_{i+1}$ arasındaki uzaklıktır. α_i aşağıdaki bağıntıdan elde edilir.

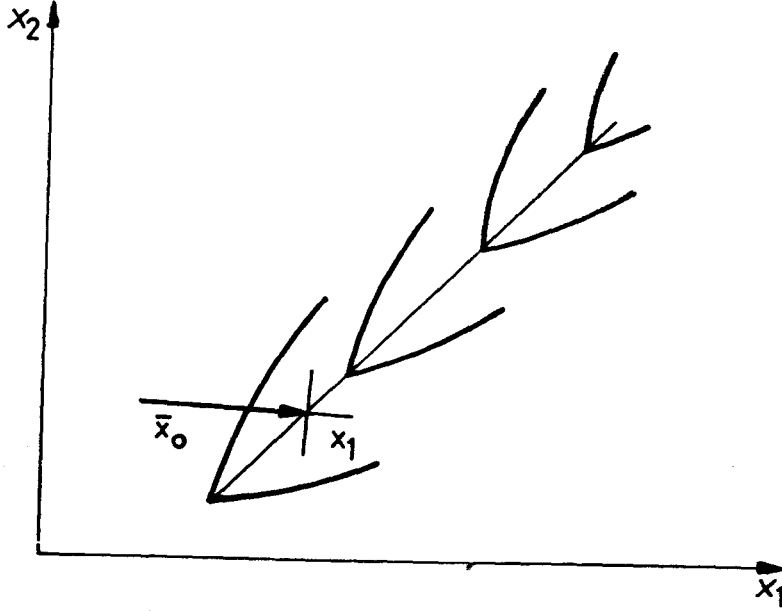
$$\bar{p}_i^T \cdot \bar{g}_{i+1} = 0$$

Burada $\bar{p}_i$ $\bar{x}_{i+1}$ noktasındaki konturun teğetidir, $\bar{g}_{i+1}$ $\bar{x}_{i+1}$ noktasındaki gradyen değeridir.

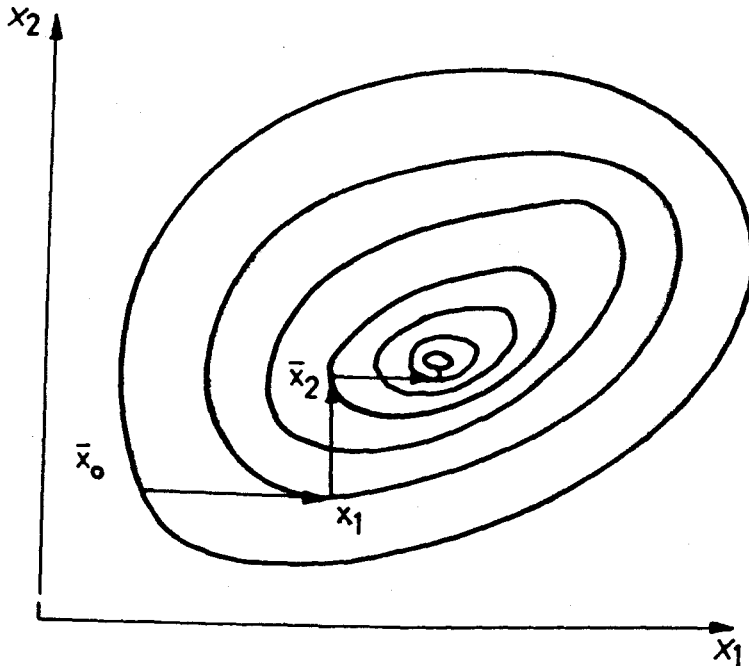
Birinci çevrim bittiginde ikinci çevrime geçilir.

Bütün α_i değerleri istenen ϵ_i toleranslarından küçük olduğunda arama işlemi sona erer.

Metod eger sırtı benzeri fonksiyonlarda (Şekil 2.3.3.1) başarısızlığa uğrayabilir. Bu durumda bütün doğrultu kosinüsleri birbirine eşit olmaktadır. Buna karşılık yüzeyin ana eksenleri kordinat yönlerinde ise az sayıda çevrim ile ekstremum değeri bulmaktadır (Şekil 2.3.3.2).



Şekil 2.3.3.1 Tek değişkenli arama metodu. Aramamın başarısız olduğu durum.



Şekil 2.3.3.2 Tek değişkenli arama metodu

2.3.4 Dönen Koordinat Metodu

Tek değişkenli arama metodunda karşılaşılan güçlüğü (e-
yer sırtı benzeri yapıda başarısızlık) giderilmesi için arama
eksenlerinin dönmesini gerektiren bir yöntem geliştirildi.
Burada metod, tek değişkenli arama ile başlar. $\bar{x}_0$ başlangıç
noktası olmak üzere aşağıdaki hesaplamalar yapılır.

$$\bar{x}_{i+1} = \bar{x}_i + \alpha_i \bar{p}_i \quad , \quad i=0,1,\dots,n-1$$

$$\bar{p}_i^T \cdot \bar{g}_{i+1}$$

Burada:

$$\bar{p}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 1 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad -i. \text{ konumda}$$

Yeni bir arama doğrultusu tanımlanır:

$$\bar{p}_n = \frac{\bar{x}_n - \bar{x}_0}{\| \bar{x}_n - \bar{x}_0 \|}$$

$\bar{p}_{n+1}, \dots, \bar{p}_{2n-1}$ ortogonaldirler. Şöyleki :

$$\bar{p}_i^T \cdot \bar{p}_j = 0 \quad , \quad i \neq j \quad , \quad i, j = n+1, n+2, \dots, 2n-1$$

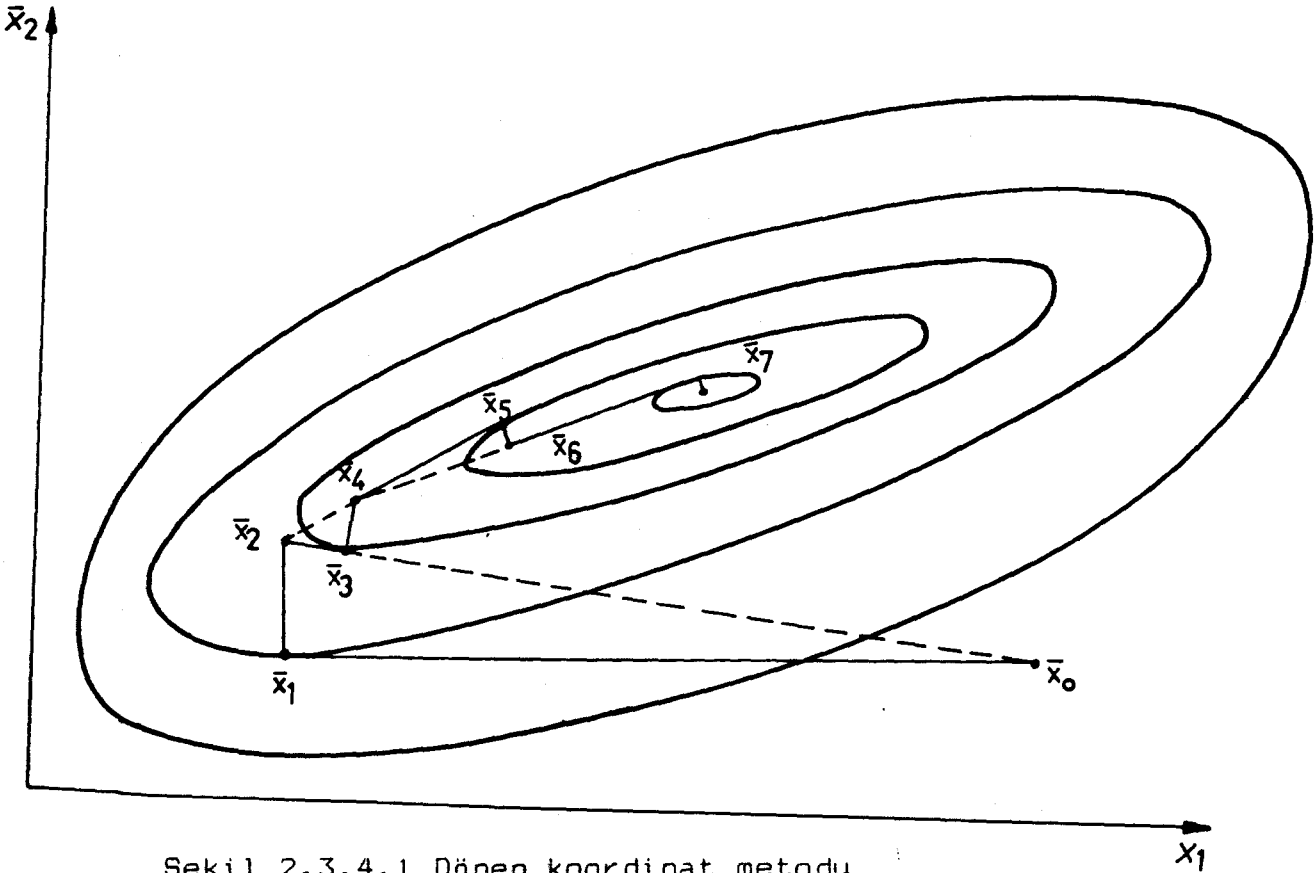
$$\bar{p}_i^T \cdot \bar{g}_{i+1} = 0 \quad , \quad \bar{x}_{i+1} = \bar{x}_i + \alpha_i \bar{p}_i$$

Genel olarak, metodun her çevrimi n ortogonal doğrultuda

n lineer minimizasyonunu içerir. İlk çevrimde kullanılan n doğrultu koordinat doğrultularıdır. İkinci çevrimde, $\bar{x}_0$ ve $\bar{x}_n$ noktalarından geçen bir doğruyla verilen doğrultuda ilk arama gerçekleştirilir. İzleyen n-1 arama karşılıklı ortogonal ve birinci ile ortogonal olarak yapılır. Sonraki çevrimlerde (k+1) inci çevrim için yeni bir ortogonal vektör hesaplanır.

$$\bar{p}_{nk} = \frac{\bar{x}_{nk} - \bar{x}_{n(k-1)}}{\| \bar{x}_{nk} - \bar{x}_{n(k-1)} \|}, \quad k = 1, 2, \dots$$

Metod Şekil 2.3.4.1 de gösterilmektedir. Dönen koordinat metodunda verilen kötü bir başlangıç noktası ile başarısızlığa uğrayabilir.



Şekil 2.3.4.1 Dönen koordinat metodu

2.3.5 Doğrudan Arama Metodu.

Doğrudan arama adı verilen bir çok metod arasında en çok kullanılanı Hooke ve Jeeves tarafından verilen metoddur. Bu metotta her bir lokal arama işlemi global bir örnek adım tarafından izlenecektir. Aşağıda metod algoritmik bir şekilde açıklanmaktadır (Şekil 2.3.5.1) [40].

1. $\bar{b}_1$ temel noktasını seç.

2. $\bar{b}_1$ temel noktasında x_1 değişkenine değeri ekle (çıkar)
Bu noktalarda, $(b_1, b_1 + \bar{\delta}_1, b_1 - \bar{\delta}_1)$ fonksiyon değerini hesapla
fonksiyonun minimum olduğu noktayı $\bar{t}_{1,1}$ geçici nokta değerinde sakla. Şöyleki:

$$\bar{t}_{1,1} = \begin{cases} \bar{b}_1 + \bar{\delta}_1 & \text{eger } f(\bar{b}_1 + \bar{\delta}_1) < f(\bar{b}_1) \\ \bar{b}_1 - \bar{\delta}_1 & \text{eger } f(\bar{b}_1 - \bar{\delta}_1) < f(\bar{b}_1) \\ \bar{b}_1 & \text{eger } f(\bar{b}_1) < \min(f(b_1 + \bar{\delta}_1), f(b_1 - \bar{\delta}_1)) \end{cases}$$

Burada:

$$\bar{\delta}_1 = \begin{vmatrix} \delta_1 \\ 0 \\ . \\ . \\ 0 \end{vmatrix}$$

3. t_{11} noktasında x_2 değişkenine değerini ekle (çıkar).

$$\bar{\delta}_2 = \begin{vmatrix} 0 \\ \delta_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$t_{12} = \begin{cases} \bar{t}_{11} + \bar{\delta}_2 & \text{eger } f(\bar{t}_{11} + \bar{\delta}_2) < f(\bar{t}_{11}) \\ \bar{t}_{11} - \bar{\delta}_2 & \text{eger } f(\bar{t}_{11} - \bar{\delta}_2) < f(\bar{t}_{11}) \\ \bar{t}_{11} & \text{eger } f(\bar{t}_{11}) < \min(f(\bar{t}_{11} + \bar{\delta}_2), f(\bar{t}_{11} - \bar{\delta}_2)) \end{cases}$$

4. n tane değişken için $(x_1, x_2, \dots, x_n)$ bu işlemi tekrarla.

Her işlemde geçici değişken olarak $\bar{t}_{1j}$ yi kullan.

Burada:

$$\bar{t}_{1j} = \begin{cases} \bar{t}_{1,j-1} + \bar{\delta}_j & f(\bar{t}_{1,j-1} + \bar{\delta}_j) < f(\bar{t}_{1,j-1}) \\ \bar{t}_{1,j-1} - \bar{\delta}_j & f(\bar{t}_{1,j-1} - \bar{\delta}_j) < f(\bar{t}_{1,j-1}) \\ \bar{t}_{1,j-1} & f(\bar{t}_{1,j-1}) < \min(f(\bar{t}_{1,j-1} + \bar{\delta}_j), f(\bar{t}_{1,j-1} - \bar{\delta}_j)) \end{cases}$$

$$\bar{\delta}_j = \begin{vmatrix} 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \delta_j \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{vmatrix} \quad - j. \text{ inci konumda}$$

ikinci temel nokta olarak $\bar{t}_{1,n}$ değerini al. $\bar{b}_2 = \bar{t}_{1,n}$

(Başlangıç noktası etrafındaki ilk araştırmanın, en az $n+1$, en çok $2n+1$ fonksiyon hesaplaması gerektireceğine dikkat ediniz.)

5. İlk örnek adımı gerçekleştir. Şöyleki: $\bar{b}_2 - \bar{b}_1$ doğrultusunda $\bar{b}_1$ den $\bar{b}_2$ ye kadar olan uzaklığın iki katı uzaklığa git. Bu noktaya $\bar{t}_{20}$ geçici noktası adını ver.

$$\bar{t}_{20} = \bar{b}_1 + 2 \cdot (\bar{b}_2 - \bar{b}_1) = 2 \cdot \bar{b}_2 - \bar{b}_1$$

6. $\bar{t}_{20}$ noktasında $\bar{b}_1$ noktasında yapılan işlemlerin hepsini gerçekleştir. (2,3 ve 4 işlemleri). Üçüncü temel noktayı al: $\bar{b}_3 = \bar{t}_{20}$

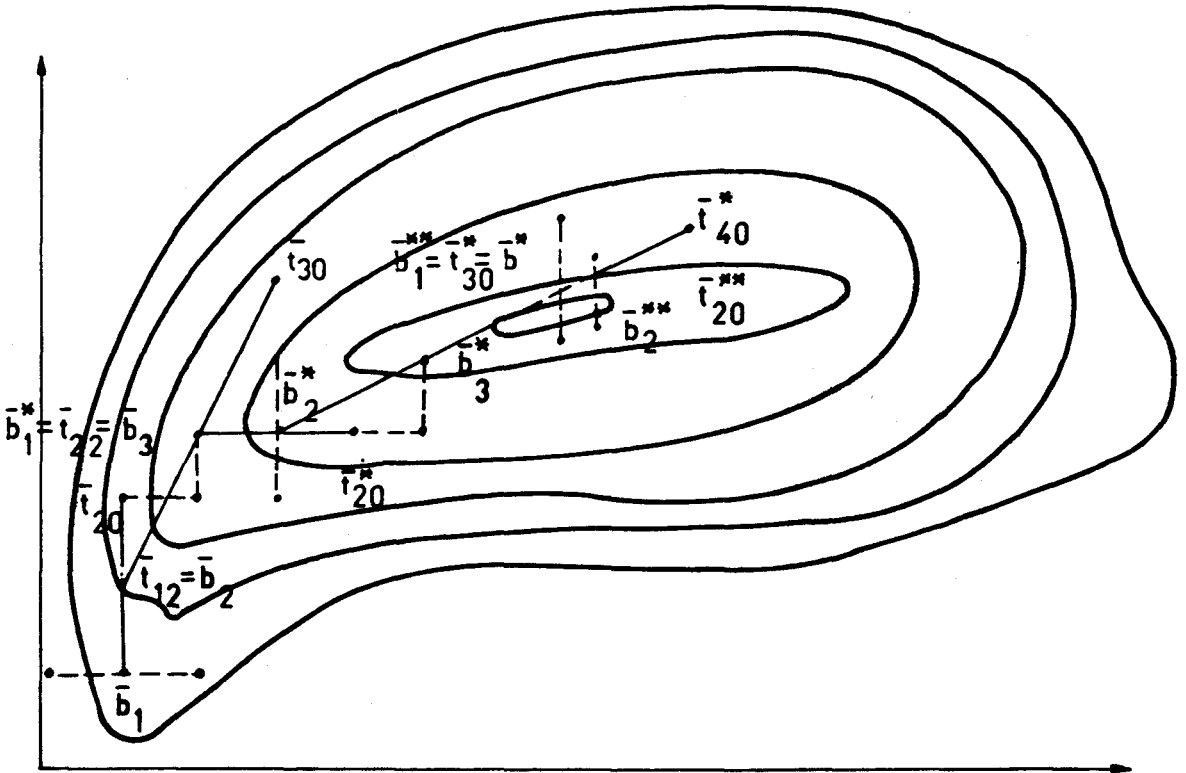
7. İkinci örnek adımı $\bar{b}_3 - \bar{b}_2$ doğrultusunda gerçekleştir.

$$\bar{t}_{30} = \bar{b}_2 + 2 \cdot (\bar{b}_3 - \bar{b}_2) = 2(\bar{b}_3 - \bar{b}_2)$$

8. $\bar{t}_{k0}$ noktaları etrafında lokal arama :

$$\bar{b}_{k+1} = \bar{t}_{k0}$$

$\bar{t}_{(k+1)0}$ noktasına örnek adım işlemi:



Şekil 2.3.5.1 Doğrudan arama metodu

$$\bar{t}_{(k+1),0} = 2 \bar{b}_{k+1} - \bar{b}_k$$

Yukarıdaki işlem $\bar{t}_{k+1}$ noktasındaki fonksiyon değeri $\bar{b}_{k+1}$ deki değerden küçük olduğu sürece devam eder.

9. $f(\bar{t}_{k+1}) > f(\bar{b}_{k+1})$ olduğunda $\bar{b}_k$ temel noktası önemini kaybeder ve yeni bir arama stratejisi belirlenir:

$$\bar{b}_{1*} = \bar{b}_{k+1}$$

ve 2 nolu işleme dönülür.

10. $\bar{b}_{1*}$ yakınlarındaki lokal arama başarısızlığa uğradığında, yani $\bar{b}_{2*} = \bar{b}_{1*}$ olduğunda değişkenlerin arama aralıkları küçültülür. 2 nolu işleme dönülür.

11. δ_j ler yeteri kadar küçük ϵ_j toleranslarından daha küçük olduğunda doğrudan arama sona erer.

Doğrudan arama yöntemi bilhassa eyer sırtı benzeri fonksiyonlarda ve bir çok minimizasyon probleminde çok etkin bir yöntemdir. Bu metotta fonksiyon hesaplama sayısı, değişken sayısı s_1 ile doğru orantılıdır.

Metodun başka bir varyantı, geçici noktaları aşağıdaki gibi hesaplar:

$$\bar{t}_{k+1,0} = 2 \bar{b}_{k+1} - \bar{b}_1$$

Böylece bütün örnek adımlar $\bar{b}_{k+1} - \bar{b}_1$ doğrultusunda hesaplanır.

2.3.6 Nelder ve Mead Metodu

Nelder ve Mead metodu Spendly'nin Simpleks metodunun genelleştirilmiş halidir. N boyutlu uzayda (n-1) tane karşılıklı olarak aynı uzaklıktaki noktalar takımı düzenli

simpleks olarak bilinir. Böylece iki boyutta simpleks simpleks eşkenar üçgendir. Üç boyutta ise düzgün dörtyüzlüdür. Bu metodun esası $(n+1)$ tane noktada fonksiyon değerlerini karşılaştırmak ve böylelikle iteratif metod esnasında optimum noktaya ulaşmaktır. Bu metod üç temel harekete dayanır. Bunlar yansıma (Reflection), genişleme(expansion), büzülme(contraction)dir[41].

Metoddaki adımları şu şekilde inceleyebiliriz:

A- $(n+1)$ tane nokta ile başlanır. $x_1, x_2, x_3, \dots, x_{n+1}$ ve $f_1=f(x_1)$, $f_2=f(x_2)$, $\dots$, $f_{n+1}=f(x_{n+1})$ değerleri bulunur.

B- Fonksiyondaki en yüksek değer f_n , en yüksekten bir önceki değer f_{n-1} , ve en küçük değer f_1 ve buna karşılık x_n, x_{n-1} ve x_1 değerleri bulunur.

C- x_n hariç olmak üzere bütün noktanın ağırlık merkezi bulunur. Bu nokta x_0 olsun. Sonrada $f(x_0)=f_0$ değeri hesaplanır.

$$x_0 = \frac{1}{n+1} \sum_{i=1}^n x_i$$

D- x_n dan uzaklaşmak ilk etapta akla yakın görünmektedir.

$f(x_r)=f_r$ ve x_r yi bulmak için x_0 da x_n in yansımasını ele almak gerekir. Şöyleki: eğer $\alpha > 0$ ise x_r 'i aşağıdaki biçimde bulabiliriz. (α : Yansıma katsayısıdır.)

$$x_r - x_0 = \alpha(x_0 - x_n) \text{ yani}$$

$$x_r = (1 + \alpha)x_0 - \alpha x_n$$

$$\alpha = |x_r - x_0| / |x_0 - x_n|$$

E- Şimdi ise f_r ile f_1 yi karşılaştırabiliriz.

i) Eğer $f_r < f_1$ ise en düşük fonksiyon değerini elde edebiliriz. x_0 dan x_r 'e doğru olan yönde ilerlemek iyi

bir çözüm olabilir. Bu yüzden x_e yi bulmak için bu yön de bir genişleme yapmak gerekir.

$$x_e - x_0 = \sqrt{.}(x_r - x_0)$$

$$x_e = x_r + (1 - \sqrt{.}) . x_0$$

$$\sqrt{.} = | x_e - x_0 | / | x_r - x_0 |$$

$\sqrt{.}$: Genişleme Faktörü.

a- Eger $f_e < f_1$ ise x_n yerine x_e konur ve $(n+1)$ tane noktanın simpleksi tespit edilir.

b- Eger $f_e > f_1$ ise x_e değeri işimize yaramaz. Bu demek tirki gittigimiz yön uygun degildir. x_r yerine x_n konur, yaklaşım için test edilir, eger $f_e < f_1$ değilse B adımına tekrar dönülür.

ii- Eger $f_r > f_1$ fakat $f_r < f_0$ ise x_r simpleksin en kötü iki noktasından iyidir. Bu durumda x_r yerine x_n konur, yaklaşım için test edilir. Eger yukarıdaki önlemlerin tersi geçerliyse D adımına geri dönülür.

iii- Eger $f_r > f_n$ ve $f_r > f_0$ ise F adımına geçilir.

F- Şimdi f_r ile f_n 'ı karşılaştıralım.

i- Eger $f_r > f_n$ ise direkt olarak büzülme (contraction) adımına geçilir. Eger $f_r < f_n$ ise x_r yerine x_n ve f_r yerine f_n konur ve (ii) adımına geçilir.

ii- Bu durumda $f_r > f_n$ dır. Şu açıktırki, x_n x_0 doğrultusunda epeyce uzağa hareket ettik. Bu durumda x_e yi bulmakla bunu düzeltmeye çalışmalıyız. Eger $f_r > f_n$ ise aşağıdaki biçimde bir x_e noktası bulunur.

($0 < \beta < 1$) β : büzölme katsayısıdır.

$$x_0 = \beta x_n + (1 - \beta) x_c$$

eger $f_r < f_n$ ise öncelikle x_r yerine x_n koymalıyız.

Bu durumda:

$$x_c - x_0 = \beta(x_r - x_0)$$

$$x_c = \beta x_r + (1 - \beta) x_0$$

biçiminde olur.

G- Bu adımda f_c ile f_n karşılaştırılır.

i- Eger $f_c < f_n$ ise x_c yerine x_n konur. Değilse (B) adımına geri dönülür.

ii- Eger $f_c > f_n$ ise, f_n dan daha küçük değerler bulma çabamız başarısızlığa uğradı demektir. (H) adımına geçilir.

H- Bu adımda en düşük fonksiyon değerinin elde edildiği noktadan (x_1) simpleksin herbir noktasındaki uzaklığı bilmekle bulunan simpleksin büyüklüğü azaltılır. Bu durumdada, x_1 yerine

$$x_1 + \frac{1}{2}(x_1 - x_1) \text{ konur.}$$

Böylelikle $i=1,2,\dots,(n+1)$ için f_i ler hesaplanır, yaklaşım için kontrol edilir.

I- Yaklaşım kontrolü önceden saptanan küçük bir değerinden daha küçük fonksiyon değerlerinin standart sapması üzerine kurulmuştur.

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^{n+1} (f_i - f)^2 / (n+1)$$

Burada $f = \sum f_i / (n+1)$ dir.

Eger $\sigma < \epsilon$ ise bütün fonksiyon değerleri birbirine çok yakın

dır. Bu metodun akış diagramı Şekil 2.3.6.1 de verilmiştir. Öncelikle α, β, γ değerlerinin $\alpha=1, \beta=0.5, \gamma=2$ olması tavsiye olunur. Bu değerler, uzun denemeler sonucu bulunmuştur.

2.3.7 Kompleks Metodu

Bu metod aslında Nelder ve Mead in simplex metodunun sınırlarını da dikkate alan geliştirilmiş bir durumundan başka birşey değildir. Metod Box M.J. Tarafından geliştirilmiştir.

Problem, $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ şeklinde verilen bir fonksiyonun minimizasyonudur. Ancak

$$l_j < x_j < u_j \quad j=1, 2, \dots, n \quad 2.3.7.1$$

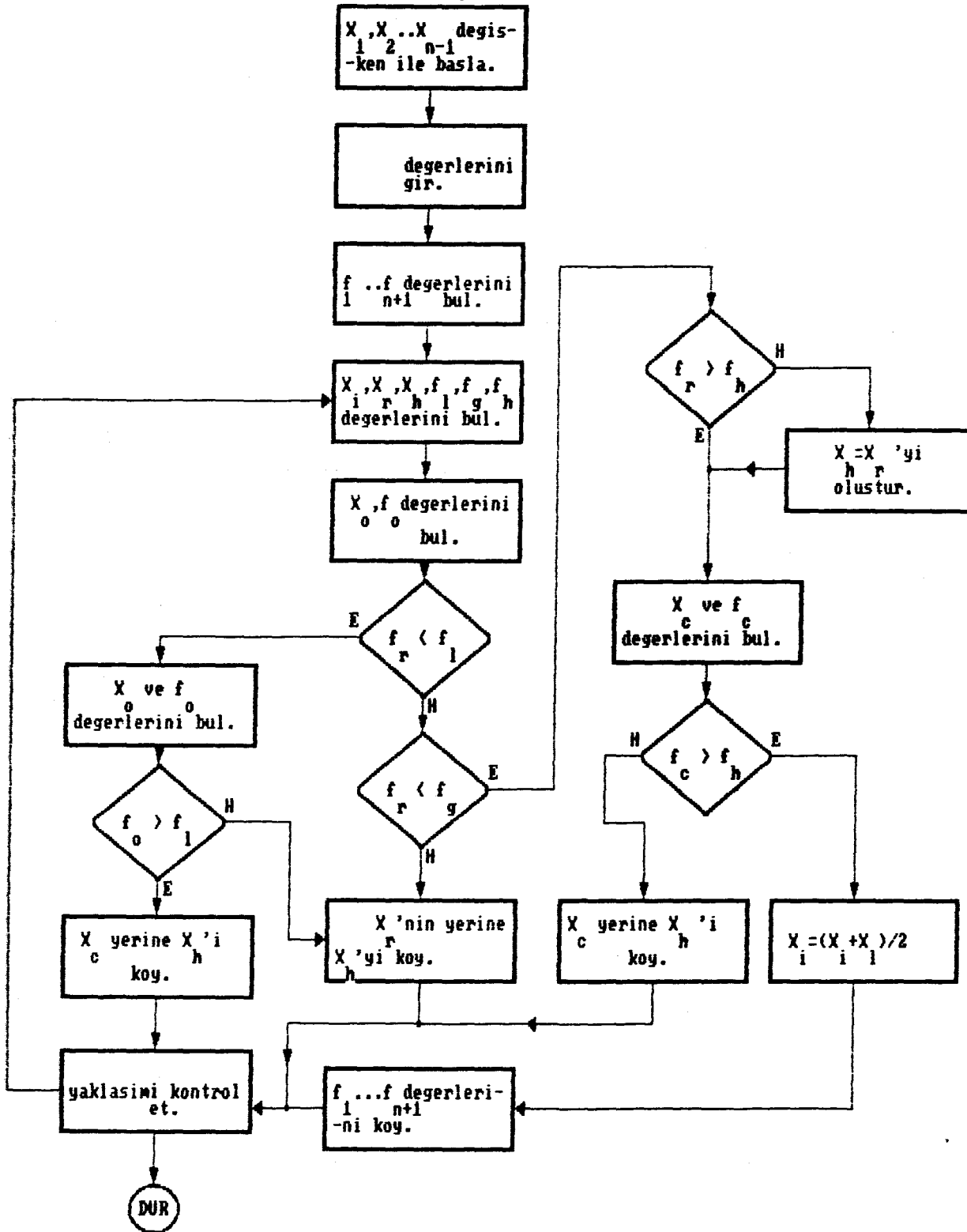
gibi değişkenlerin sınıflandırılmaları ile

$$g_i(x) < b_i \quad i=1, 2, \dots, m \quad 2.3.7.2$$

gibi fonksiyon biçimindeki sınıflandırılmaları da sözkonusudur.

Eğer $f(x)$ fonksiyonu konveks, $g_i(x)$ fonksiyon sınırları da konveks ise problemin yalnızca bir tek çözümü vardır. Burada l_j ve u_j değerleri değişkenler için alt ve üst limitlerdir.

Problemde n, m, l_j ve u_j ile başlangıç noktası x_1 in bilindiği varsayılırsa, önce sınır şartlarını gerçekleyen k tane değer bulmamız gerekir. Daha sonra fonksiyonda bu değerler yerine konur. Bu nokta tanımları kompleks olarak adlandırılır.



Şekil 2.3.6.1 Nelder ve Mead metoduna ilişkin akış
diyagramı.

Başlangıçta verilen x_1 değerinin bütün sınır şartlarını gerçekleştirdiğini düşünelim. (2.3.7.1) denklemini sağlayan başka noktalarda bulabiliriz.

$$x_{1j} = 1_j + r(u_j - 1_j) \quad 2.3.7.3$$

$$j = 1, 2, \dots, n \quad i = 1, 2, \dots, k$$

Burada r değeri $(0,1)$ aralığında üretilen rastgele sayılardır. (2.3.7.3) denklemiyle yukarıda bahsedilen noktalar bulunmaktadır. Bu noktalar, (2.3.7.1) denklemini zaten sağlamaktadır. Eğer aynı zamanda (2.3.7.2) denkleminide sağlıyorlar sa, bunlar başlangıç kompleks değerleri olarak kabul edilirler. Değilse bu kez bu noktaların ağırlık merkezine aşağıdaki eşitlik yardımıyla biraz kayılır. Yani:

$$x_1' = \frac{x_1 + x_c}{2} \quad 2.3.7.4$$

değeri bulunur.

Buradaki x_c değeri:

$$x_c = \frac{1}{i-1} \sum_{e=1}^{i-1} x_e \quad 2.3.7.5$$

dir. (2.3.7.4) eşitliği hala uygun değilse, uygun hale gelinceye kadar bu metod tekrarlanır. Eğer $g_1(x)$ sınır eşitsizlikleri konveks ise, sınır değerleri mutlaka bulunacaktır. Kuşkusuz, x_1 her zaman sınırlandırılmış bölgede olduğundan, alınan

noktaların ağırlık merkezleride burada bulunacaktır. Bu noktaların fonksiyonda yerine koyulmaları ile elde edilen değerleri büyüklüklerine göre sıralamak daha sonraki işlemler açısından uygun olacaktır.

Bu metodla,kabul edilen noktaların başlangıç kompleks değerleri elde edilebilir. Bu noktaları,fonksiyon değerlerinin büyüklüğüne göre sıralamak uygun olacaktır. Buraya kadar anlatılanlar Şekil 2.3.7.1 de akış diagramı olarak verilmiştir.

Böylece kompleks metodun iteratif aşamasına gelmiş olduk Bundan sonraki basamaklar aşağıda görülmektedir.

1- En büyük fonksiyon değerini veren x_n değerini bul.diger (k-1) noktanın x_0 ağırlık merkezini bul.

2- x_n dan uzaklaşmak için, yansıma katsayısını kullanarak x_r değerini bul.

$$x_r = (1 + \alpha) x_0 - \alpha x_n$$

3- x_r değerinin sınır şartlarını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir.

1- Eger uygun değilse,ayrıca l_j bu şartı bozuyorsa,

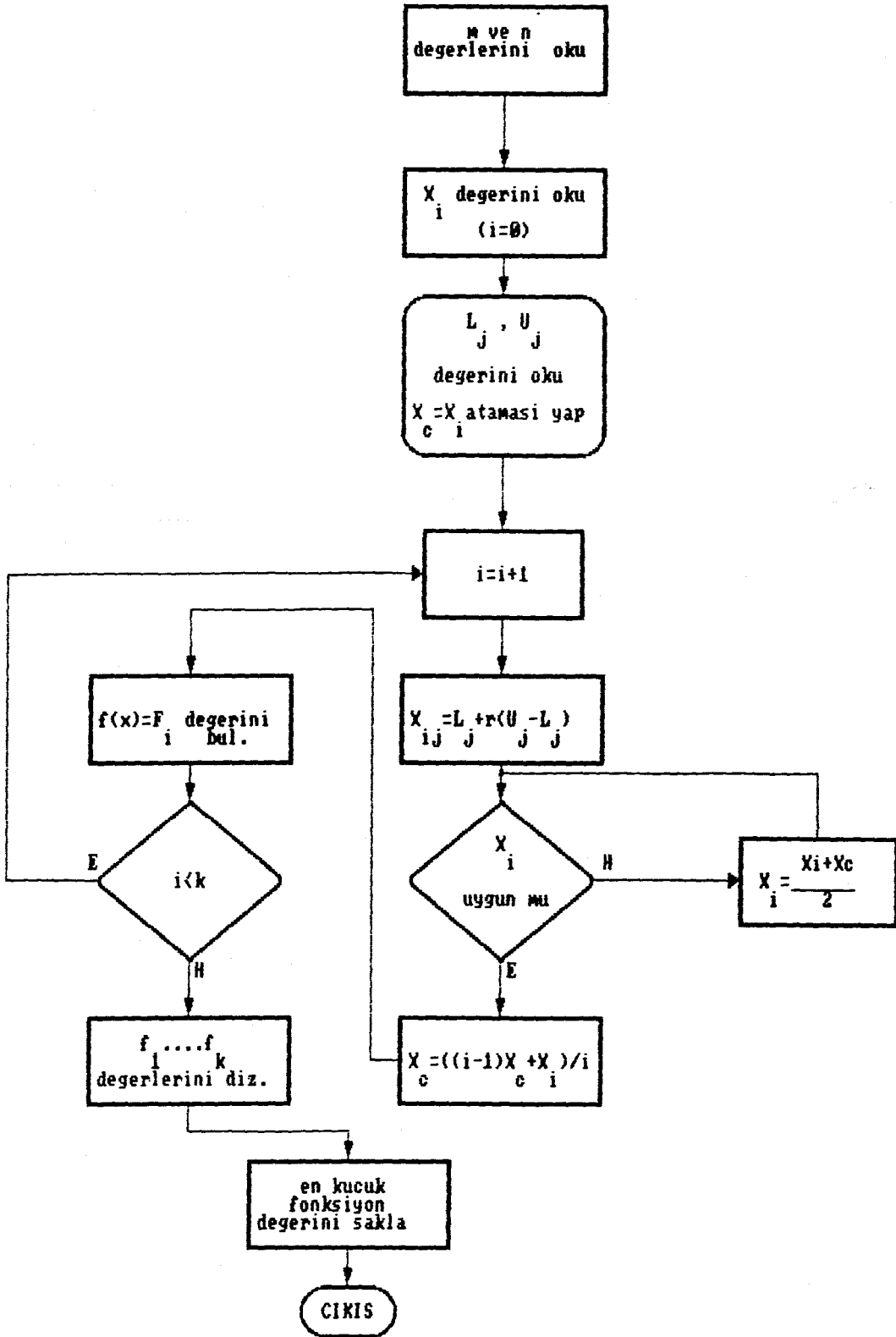
$$x_{r,j} = l_j + 10^{-6} , \text{ eger } u_j \text{ bozuyorsa } x_{r,j} = u_j - 10^{-6} \text{ yapılır.}$$

ii- Eger x_r değeri fonksiyon sınırına uygun değilse, yeni bir x_r değeri bulunur.Bu da:

$$x_r = (x_r + x_0) / 2$$

2.3.7.6

biçimindedir.Bu adımda uygun bir nokta bulunana kadar kalınır.



Şekil 2.3.7.1 Kompleks metoduna başlamadan önceki aşamada sınır değerlerine uyan k tane noktanın bulunması için akış diyagramı

4- Eger x_r uygunsa $f(x_r)$ degeri bulunur.Bu deger $f(x_k)$ ile karşılaştırılır. $f(x_r) > f(x_k)$ ise en kötü fonksiyon degerinden daha kötü bir nokta elde ettik demektir.Bu kez yeni bir x_r degeri bulmaya çalışılır. $x_r = (x_r + x_0)/2$ yapılır ve 3. adıma geri dönölür.

5- $f(x_r) < f(x_k)$ ise x_k yerine x_r konur.Fonksiyon deger ve noktaları yeniden büyükten küçüğe dogru sıralanır.

6) Bu adımda metodun yakınsayıp yakınsamadığını kontrol amacıyla iki deger karşılaştırılır.Bu degerler k tane fonksiyon degerinin standart sapması ile ,kompleksin iki noktası arasındaki (d_m) maksimum degeridir.

$$\sigma = \left(\sum_{e=1}^k [f(x_e) - f]^2 / k \right)^{1/2} \quad 2.3.7.7$$

Burada:

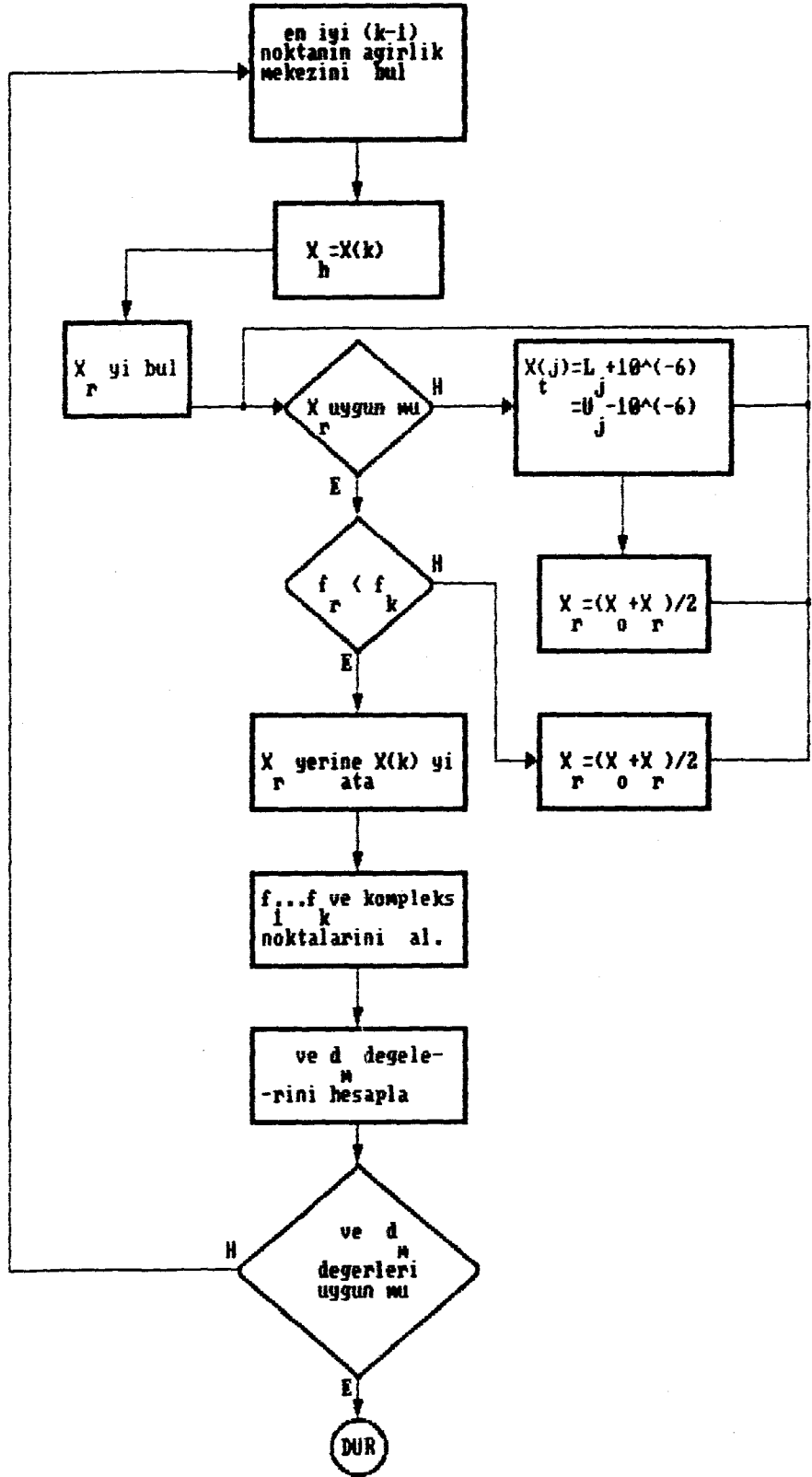
$$f = 1/k \sum_{e=1}^k f(x_e) \quad 2.3.7.8$$

(2.3.7.7) eşitliğindeki standart sapma yerine onun karesi de kullanılabilir.

$$\sigma^2 = \left(\sum_{e=1}^k f(x_e)^2 - \frac{|\sum f(x)|^2}{k} \right) / k \quad 2.3.7.9$$

7- σ^2 ve d_m degerleri kabul edilebilecek düzeyde küçükse ite rasyon tamamlandı demektir.Degilse 1. adıma geri dönölür (şekil 2.3.8.1).

Kompleks metodu fonksiyonun sınır şartlarının konveks olması durumunda çok uygun bir yöntemdir.Eger fonksiyon konkav veya sınır şartı konveks degilse metod başarısızlığa uğrayabilir.



Şekil 2.3.8.1 Kompleks metoduna ait akış diyagramı.

Bu metodun diğer bir dezavantajı ise, bulunan minimumun bölgesel yada mutlak minimum olduğunun bilinmemesidir. Ancak yine de değişik başlangıç değerleriyle elde edilen sonuçların karşılaştırılmasıyla bu zorluk aşılabılır.

2.3.8 Fiacco ve Mc_Cormick Metodu (S.U.M.T. Metodu)

Bu metodu anlamadan önce penaltı fonksiyonlarından bahsetmek yararlı olacaktır. $Z = f(x)$ biçiminde bir fonksiyonun $c_j(x) > 0$ ($j=0,1,2,\dots,m$) biçiminde bir kısıtlama ile optimizasyonu söz konusu ise, bu kısıtlama uygun bir biçimde fonksiyona eklenerek optimizasyon gerçekleştirilir. Yani minimize edilecek fonksiyon $Z = f(x) + p(x)$ biçiminde olacaktır. Burada $p(x)$ 'e penaltı fonksiyonu denmektedir. Penaltı fonksiyonu değişik tiplerde olabilir. Biz burada:

$$p(x) = r \sum_{j=1}^m \frac{1}{c_j(x)} \quad 2.3.8.1$$

biçiminde bir penaltı fonksiyonu göz önüne alacağız. Denklemdeki r , 1 den küçük bir değer olacaktır. Böylece minimize edilecek fonksiyon:

$$Z = \phi(x, r) = f(x) + r \sum_{j=1}^m \frac{1}{c_j(x)} \quad 2.3.8.2$$

biçiminde olacaktır. Bu formdaki bir fonksiyonun minimumu araştırılırken, x bu kez sınır değerlerini bozmayacak değerler

alırken z ise gerçek fonksiyonun aldığı değerlerden daha büyük değerler alacaktır. Ancak bu fark r katsayısının değeri kadar küçük alınarak oldukça azaltılabilir. Yani r ye oldukça küçük değerler verilmekle şu kolaylığı sağlamış oluruz. Öncelikle problemimiz sınır değerleri olmayan bir probleme dönüşmüş oldu. Ayrıca, problemin çözümüyle elde edilecek değer, kesinlikle sınır şartlarının dışında kalmayacaktır.

Penaltı fonksiyonları hakkındaki bu açıklamadan sonra, metoda geçebiliriz. Metod ilk olarak Carrol C.W. tarafından önerilmiş, Fiacco A.V., Mc Cormick G.P. tarafından geliştirilmiştir. Bu metodun en gelişmiş versiyonu nonlineer eşitlik ve eşitsizlik kısıtlarına bağlı çok değişkenli bir fonksiyonun optimum noktasını başarıyla bulur. Metod aşağıda kısaca açıklanmıştır:

$f = f(x_1, \dots, x_n)$: minimize edilecek fonksiyon

$g_k(x_1, \dots, x_n) \geq 0$, $k = 1, \dots, m$: eşitsizlik kısıtları

$h_k(x_1, \dots, x_n) = 0$, $k = m+1, \dots, m+p$: eşitlik kısıtları

1- Düzenlenmiş amaç fonksiyonu penaltı fonksiyonları ile yeniden yazılır.

$$P = f - r \cdot \sum_{k=1}^m \ln g_k + \sum_{k=m+1}^{m+p} h_k^2 / r$$

Burada r pozitif bir sabittir. Algoritma r yi her adımda azaltarak P fonksiyonunu f ye yaklaştırır.

2- Başlangıç noktası ve r nin başlangıç değeri seçilir.

3- Uygun bir teknik ile r değeri için düzenlenmiş amaç fonksiyonu P hesaplanır.

4- Ekstrapolasyon ile optimum nokta tahmin edilir.

5- İstenen hassaslık sağlanıncaya kadar r değeri küçültülerek işleme devam edilir.

2.3.9 Rosenbrock Metodu

Rosenbrock H.H. kısıtlanmış ve kısıtlanmamış fonksiyonlar için benzer tarzda iki metod vermiştir. Aşağıda bunlar anlatılacaktır.

2.3.9.1 Kısıtlanmamış Fonksiyonlar için Rosenbrock Metodu

Varsayımlar: Çok değişkenli fonksiyon $f(x_1, \dots, x_n)$ tek bir optimum noktaya sahiptir. Fonksiyon nonlineerdir. Fonksiyonun bir çok ekstremumunun olduğu biliniyorsa farklı başlangıç değerleriyle deneme yapılmalıdır. Algoritma aşağıdaki gibi verilebilir:

- 1- Başlangıç noktası ve başlangıç aralıkları S_i ($i=1, \dots, n$) seçilerek amaç fonksiyonu hesaplanır.
- 2- x_1 değişkeni S_1 kadar artırılır ve fonksiyon hesaplanır. Fonksiyon değeri azalırsa hareket " başarılı " olarak adlandırılır ve S_1, α katsayısı kadar artırılır. $\alpha \geq 1.0$ Değilse hareket " başarısız " olarak adlandırılır ve S_1 katsayısı kadar azaltılır. $0 < \beta < 1$ ve hareket yönü ters yön olarak seçilir.
- 3- Sonraki değişken, x_1 ,sırayla S_i miktarı kadar artırılır. Bütün değişkenler için bir başarılı bir başarısız hareket

ile karşılaşınca kadar yukarıdaki işlem tekrarlanır.

- 4- Aşağıdaki denklemlere göre eksenler döndürülür. Eksenlerin her dönüşü " Safha " adını alır.

$$M_{i,j}^{(k+1)} = \frac{D_{i,j}^{(k)}}{\left(\sum_{i=1}^n (D_{i,j}^{(k)})^2 \right)^{1/2}}$$

Burada:

$$D_{i,1}^{(k)} = A_{i,1}^{(k)}$$

$$D_{i,j}^{(k)} = A_{i,j}^{(k)} - \sum_{i=1}^{j-1} \left(\sum_{n=1}^j M_{n,1}^{(k+1)} \cdot A_{n,j}^{(k)} \cdot M_{i,1}^{(k+1)} \right), \quad j=2,3,\dots,n$$

$$A_{i,j}^{(k)} = \sum_{i=j}^n d_i \cdot M_{i,j}^{(k)}$$

Burada:

i : Değişken indisi , i= 1,.....,n

j : Doğrultu indisi , j= 1,.....,n

k : Safha indisi

d_i : Eksenlerin son dönüşünden sonra i doğrultusunda hareket edilen uzaklıkların toplamı

$M_{i,j}$: Doğrultu vektör bileşeni.

- 5- Her bir x doğrultusunda yeni koordinat eksenleriyle arama yapılır.

$$x_i^{(k)} = x_i^{(k)} + S_j \cdot M_{i,j}^{(k)}$$

- 6- Metod yeterli hasaslık sağlandığında sona erer.

2.3.9.2 Kısıtlanmış Fonksiyonlar için Rosenbrock Metodu

Aşağıda verilen metod, çokdeğişkenli, nonlinear kısıtlı bir fonksiyonun optimumunu bulur.

$f(x_1, \dots, x_n)$: optimize edilecek fonksiyon

$g_i < x_i < h_i$, $i = 1, \dots, n$

g_i , h_i : Üst ve alt sınırlar

Metod aşağıdaki gibi sınır bölgeleri tanımlar:

Alt Bölge: $g_i < x_i < (g_i + (h_i - g_i) \cdot 10^{-4})$

Üst Bölge: $h_i < x_i < (h_i - (h_i - g_i) \cdot 10^{-4})$

Hesaplamalar, fonksiyon hesapları dışında, kısıtlanmamış metod ile aynıdır.

1- Kısıtların sağlandığı bir nokta için en iyi fonksiyon değeri f^0 ile, kısıtların sağlandığı ve aynı zamanda sınır bölgelerinde bulunmayan bir nokta için en iyi fonksiyon değerini f^* ile gösterelim. f^0 ve f^* başlangıçtaki amaç fonksiyonunun değerine eşit olurlar.

2- Eğer hesaplanan amaç fonksiyonu f , f^0 dan daha kötü ise yada kısıtlar sınır dışına çıkarlarsa deneme başarısız demektir. Kısıtlanmamış yöntem sürdürülür.

3- En son nokta sınır bölgesindeyse amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir:

$$f = f - (f - f^*) \cdot (3\lambda - 4\lambda^2 + 2\lambda^3).$$

Burada:

$$\lambda = \frac{g_i + (h_i - g_i) \cdot 10^{-4} - x_i}{(h_i - g_i) \cdot 10^{-4}} \quad \text{alt bölgede}$$

$$\lambda = \frac{x_1 - (h_1 - (h_1 - g_1) \cdot 10^{-4})}{(h_1 - g_1) \cdot 10^{-4}} \quad \text{üst bölgede}$$

- 4- Amaç fonksiyonunda sınır bölgeleri ve kısıtlar dışında bir iyileşme elde edilirse $f^* = f^0$ yapılarak işlem sürdürülür.
- 5- Yeterli hasaslık elde edildiğinde çalışma tamamlanmış olur.

3- MİL MUKAVEMET DEĞERLERİ

3.1 Mil Dizaynında Olabilecek Parametreler

Güç ileten, üzerinde dişli çark, kasnak, volan, krank, zincir dişlisi ve diğer güç ileten elemanları taşıyan, genellikle kesitleri daire olan, dönen veya duran vaziyette bulunabilen elemanları mil olarak isimlendiririyoruz.

Bu özelliklerinden dolayı miller zorlama şekillerinden burulmaya ve üzerinde taşıdığı elemanların vasıtası ile eğilmeye maruzdur. Aynı zamanda eksenel kuvvetler mevcut ise basmaya veya çekmeye maruz kalabilirler. Genellikle üzerinde tekerlek, kasnak, çark gibi dönel elemanları taşıyan ve bu nedenle eğilmeye maruz kalan elemanlara aks denir.

Miller ya tek parçadan ya da çok parçalı olarak dövme çelikten yapılır. Bazen dökme demirden de yapılmış millere rastlanabilir. Tek parça olarak dövme çelikten yapılmış miller güçlü makinalarda kullanılır.

Yüksek güçlü ağır devirli makinalarda miller genel olarak bir kaç parçadan yapılır ve birbirlerine bağlanırlar. Yüksek güçlü, ağır devirli makinaların mil çapları 400 mm 'den büyük olduklarından tek parçadan yapılmaya ve dövülmeye uygun değildirler. Bu bakımdan ayrı parçalardan flanşları ile birlikte imal edilirler ve dövülürler.

Dövme işlemi yaklaşık olarak istenilen boyutlara kadar yapılır ve sonra tornalama işlemi ile hassas boyutlar elde edilir[34].

Genellikle miller ve akslar için malzeme olarak st 50, st 60, st 70, C 35, C 45, yüksek zorlamalarda ise 40 Mn 4, 34 Cr 4, 41 Cr 4 ve taşıt konstrüksiyonlarında 16 Mn Cr 5, 20 Mn Cr 5, 18 Cr Ni 8 çelikleri kullanılır. Bazı özel hallerde ise örneğin kimya sanayinde miller paslanmaz çelikten yapılabilir.

Soguk çekilmiş çelikler, aynı çeliğin sıcak çekilmiş olanlarından daha iyi fiziksel özelliklere sahiptir. Soguk çekilmiş çelikler, daha büyük akma değerlerine, daha ileri özelliklere ve yüksek mukavemete sahiptirler. Bunlar ile birlikte daha yüksek mukavemet değişimleri soguk çekmenin sebep olduğu fazla yüzey gerilmesi ile eşitlenir.

Millerin yorulmadan önce kırılması (Çekme veya burulma kırılması) bu artık yüzey gerilmesinin daha yüksek yorulma gerilmesini meydana getirmesindendir. Hatta bu sebep ile kama yuvaları, çentikler gibi mili deforme etmeye sebep olan işlenmiş bölgelerin yüzey gerilmeleri giderilir. Böylece bu işlem maliyeti artırır. Çap toleransının düşük olduğu yerlerde tornalama, taşlama ve parlatma ile giderilebilir.

3.2 Millerde Meydana Gelen Gerilmeler

3.2.1 Statik Yükleme

Dişliler, volanlar, kasnaklar, kamlar ve dişli çark mandalları değişik şekil ve yerlerde mil üzerine geçirilmiştir. Mil uzunluğu boyunca tork dağılımı ve eğilme

momentini bilmek için gerekli olan mekanik bilgi ile mil çapı kolayca belirlenir. Dizayncı bu bilgilerden faydalanarak milin değişik kısımları için gerekli olan çapları kesinleştirebilir.

Mil çapı veya bir kısmın mil çapı torsiyon ve eğilme momentine sebep olan, kombine gerilmelere bağlı olacaktır. Bazı durumlarda mil çapının tayini mil üzerindeki maksimum gerilmenin bulunduğu yere göre yapılır. O halde mil üzerindeki maksimum gerilmelerin yerleri net olarak görülmediği için mile ait kesme kuvveti ve moment diyagramları çizilir.

İçi dolu bir milin eğilme ve burulma birleşik mukavemet haline maruz kalması durumunda yüzey üzerindeki gerilmeler aşağıdaki gibi olur.

$$\sigma_x = \frac{32.M_b}{\pi.d^3} \quad \tau_{xy} = \frac{16.M_t}{\pi.d^3} \quad 3.2.1.1$$

Mohr maksimum kayma gerilmesi hipotezine göre;

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad 3.2.1.2$$

$$\sigma_y = 0 \quad \tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad 3.2.1.3$$

bulunur.

Maksimum kayma gerilmesi teorisi statik kırılmanın kayma-akma mukavemeti normal akma mukavemetinin yarısı

oldugunda meydana geleceğini ifade etmektedir. Emniyet katsayısı "S" ile gösterilirse denklem ;

$$\frac{\sigma_{mk}}{2.S} = \frac{16}{\pi.d^3} \sqrt{(M_e^2 + M_b^2)} \quad 3.2.1.4$$

veya

$$d = \left[\frac{32.S}{\pi.\sigma_{mk}} + (M_b^2 + M_e^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad 3.2.1.5$$

elde edilir[32].

3.2.2 ASME Koduna Göre

Sünek malzeme için mil hesabı mukavemet esasına göre, kontrol ise en büyük kayma gerilmesi teorisine göre yapılır. Gevrek malzeme için ise en büyük normal gerilme teorisi kullanılır. İçi boş bir milde kayma gerilmesi ;

$$\tau_{xy} = \frac{16.M_b.d_o}{\pi.(d_o^4 - d_i^4)} \quad 3.2.2.1$$

Eğilme yükleri için içi boş milde eğilme gerilmesi ;

$$\sigma_e = \frac{32.M_e.d_o}{\pi.(d_o^4 - d_i^4)} \quad 3.2.2.2$$

Eksenel yüklerde çekme veya basma gerilmesi ;

$$\sigma_a = \frac{4.F_a}{\pi.(d_o^2 - d_i^2)} \quad \text{şeklindedir.} \quad 3.2.2.3$$

ASME kodunda burulma , eğilme ve eksenel yüke maruz içi baş bir mil için maksimum kayma gerilmesine göre, darbe aşınma ve burkulma etkileri göz önüne alınarak aşağıdaki denklem verilmiştir.

$$d_o^3 = \frac{16}{(\pi \cdot \tau_{em}(1-k^4))} \cdot \sqrt{[K_e \cdot M_e + \frac{\alpha \cdot F_a \cdot d_o(1+k^2)}{8}]^2 + (K_b \cdot M_b)^2}$$

3.2.2.4

Eksenel yükü bulunmayan veya çok küçük olan bir mil için denklem aşağıdaki gibi olur.

$$d^3 = \frac{16}{(\pi \cdot \tau_{em})} \cdot \sqrt{(K_e \cdot M_e)^2 + (K_b \cdot M_b)^2}$$

3.2.2.5

Duran miller için:

	<u>K_e</u>	<u>K_b</u>
Yavaş etkiyen yük	1.0	1.0
Aniden etkiyen yük	1.5 - 2.0	1.5 - 2.0

Dönen miller için:

	<u>K_e</u>	<u>K_b</u>
Yavaş etkiyen yük	1.5	1.0
Aniden etkiyen yük (hafif darbe)	1.5 - 2.0	1.0 - 1.5
Aniden etkiyen yük (ağır darbe)	2.0 - 3.0	1.5 - 3.0

Ticari çelik miller için ASME koduna göre ;

Kama yuvası yoksa ; $\tau_{em} = 55$ MPa

kama yuvası varsa ; $\tau_{em} = 41$ MPa

alınır.

Çelik malzeme için ASME kodunda tanımlamalar;

τ_{em} :Elastik sınırın % 30 'u ,kullanılan çekme mukavemeti-
nin % 18 'nin üzerinde olamaz.

Milde kama varsa bu degerler % 25 azaltılır.

α (Burkulma tesir katsayısı): Burkulma tesir katsa-
yısı çekme yükü için 1 dir.Basma yükü için α şöyle
hesaplanabilir ;

$l/k < 115$ için ;

$$\alpha = \frac{1}{(1-0.0044(L/k))} \quad 3.2.2.6$$

$L/k > 115$ için ;

$$\alpha = \frac{\sigma_b}{\pi^2 \cdot n \cdot E} \cdot (L/k)^2 \quad 3.2.2.7$$

$n = 1$ Uçların asılı olması hali

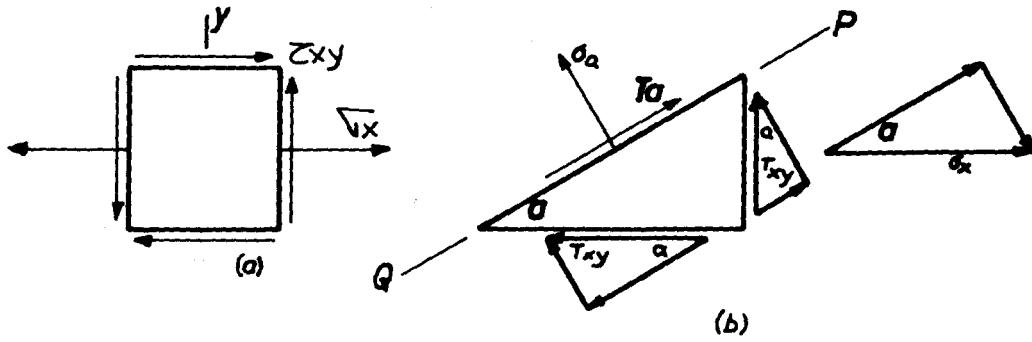
$n = 2.25$ Uçların bağlı olması hali

$n = 1.6$ Uçların yataklanmış olması gibi kısmen ser-
best olması hali

$$k = \text{Jirasyon yarıçapı } k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad 3.2.2.8$$

3.2.3 Soderberg Yaklaşımına Göre

Soderberg diyagramının en basit uygulaması şekil 3.2.3.1
de verilmiştir. Bu diyagram sabit gerilme ve aynı çeşitten
alternatif gerilme taşıyan bir makina parçasının boyutları-
nın belirlenmesi için kullanılmaktadır.



Şekil 3.2.3.1 Soderberg yaklaşımı[4].

Örnek olarak sabit bir burulma momenti ve alternatif eğilmeye çalışan bir milin hesaplanmasını ele alalım.

Soderberg denklemleri grafiklerle açıklanmaktadır.

Şekil 3.2.3.1 de ω açısal hızı ile dönen içi dolu bir milin dış yüzeyindeki bir gerilme alanı gösterilmiştir. Bir P-Q düzleminin eleman üst sağ köşesinden geçtiğini kabul edelim. O zaman P-Q düzleminin alt tarafından kama şeklinde bir eleman Şekil 3.2.3.1'deki gibi ortaya çıkacaktır. Şekildeki α P-Q düzlemi ile yatay düzlem arasındaki açıdır. α 'nın muhtemel bütün değerlerini inceleyerek kırılmanın bu düzlemde olup olmadığına karar vermek mümkündür.

Bu problemde eğilme ve burulma birlikte ortaya çıktığından kırılma teorisine karar vermek gerekmektedir. Değişken gerilmelerin maksimum kayma gerilmesi düzleminde mevcut olması yüzünden maksimum kayma gerilmesi teorisi kullanılabilir. τ^*/σ^* ve τ/σ oranı 0.5'ten çok az büyüktür. Burada σ^* malzemenin sürekli mukavemet değerini, τ^* ise kayma mukavemet değerini ifade etmektedir. τ_x yönündeki bütün kuvvetlerin denge denklemi yazılırsa ;

$$\tau_{\alpha} + \sigma_{\alpha} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha + \tau_{xy} \cdot \sin^2 \alpha - \tau_{xy} \cdot \cos^2 \alpha = 0$$

veya

$$\tau_{\alpha} = \tau_{xy} \cdot (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) - \sigma_{\alpha} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \quad 3.2.3.1$$

olur.

τ_{xy} ve σ_{α} değerleri trigonometrik denkliklerde kullanılarak yukardaki denklemde yerine konursa ;

$$\tau_{\alpha} = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} \cdot \cos 2\alpha - \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} \cdot \sin 2\alpha \cdot \cos \alpha$$

olur.

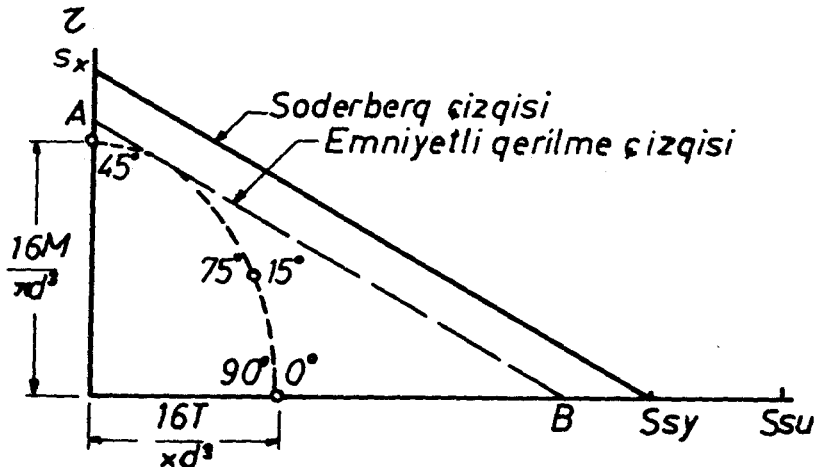
3.2.3.2

Yatayla α açısı yapan herhangi bir düzlmde kayma gerilmesi aşğıdaki ortalama değerdir.

$$\tau_{\alpha m} = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} \cdot \cos 2\alpha \quad 3.2.3.3$$

Altarnatif birleşim genliği ise ;

$$\tau_{\alpha m} = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} \cdot \sin 2\alpha \quad \text{şeklindedir.} \quad 3.2.3.4$$



Şekil 3.2.3.2 Kayma mukavemeti için soderberg diyagramı

Alternatif düşey eksen üzerinde statik veya ortalama gerilmeler ise yatay düzlem üzerinde gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi soderberg doğrusu tam düzeltilmiş kayma sürekli mukavemeti değeri (τ^*) ile kayma akma mukavemet değerinden geçmektedir. Kayma sürekli mukavemeti makina elemanının büyüklük faktörü, yüzey kalitesi güvenilirlik, ömür, gerilme yığılması gibi etkenlerin hesaba katılması ile elde edilmektedir.

Belirli bir düzlemde kırılmanın olup olmadığını tayin etmek için her α değerine bir nokta Şekil 3.2.3.1 'de işaretlenir. Noktanın kordinatları ($T_{\alpha m}$, $T_{\alpha s}$) olarak yukardaki gibi belirlenir. Mesela yatay düzlemde ($\alpha = 0$) noktanın koordinatları

$$\left(\frac{16.M_d}{\pi.d^3}, 0 \right) \text{ olur. Düşey düzlemde } \left(\frac{-16.M_d}{\pi.d^3}, 0 \right)$$

olur. $\alpha = 45^\circ$ için $\left(0, \frac{16.M_d}{\pi.d^3} \right)$ olur. Diğer noktalarda

işaretlenerek Şekil 3.2.3.2 'nin incelenmesi sonucunda emniyet katsayısının kırılma doğrusuna en yakın elips olan bir noktaya karşılık gelecek şekilde alınması gerektiği sonucuna varılır. Problem kırılma doğrusuna paralel ve elipse teget bir doğru çizmektedir. Böyle bir doğru ile emniyet katsayısı (S) grafik yolla tayin edilebilir. Bu şekilde tam grafik bir çözüm kabul edilebilir. Bununla beraber analitik geometriden (S) katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$S = \frac{\pi \cdot d^3}{16 \cdot \sqrt{\left(\frac{M_b}{\tau_{ak}} \right)^2 + \left(\frac{M_{tm}}{\tau^*} \right)^2}} \quad 3.2.3.5$$

Tasarım formülü elde etmek için bu formül şöyle düzenlenebilir ;

$$d = \left\{ \frac{16.S}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M_b}{\tau_{ak}} \right)^2 + \left(\frac{M_{tm}}{\tau^*} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} \quad 3.2.3.6$$

$\tau_{ak} = 0.5 \cdot \sigma_{ak}$ ve $\tau^* = 0.5 \cdot \sigma$ olduğuna göz önüne alınarak denklem

$$d = \left\{ \frac{32.S}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M_b}{\sigma_{ak}} \right)^2 + \left(\frac{M_{tm}}{\sigma^*} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} \quad 3.2.3.7$$

şekline dönüştürülerek daha kullanışlı bir ifade elde edilmiş olur.

Daha genel bir halde eğilme ve burulma gerilmelerinin herbiri hem sabit hem değişken bileşkelere sahip olduğunda yukardaki denklem Westing-house denklemi şeklini alır.

$$d = \left\{ \frac{32.S}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M_{bs}}{\sigma^*} + \frac{M_{bm}}{\sigma_{ak}} \right)^2 + \left(\frac{M_{ts}}{\tau^*} + \frac{M_{tm}}{\sigma_{ak}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} \quad 3.2.3.8$$

Emniyet katsayısı maksimum kayma gerilmesi hipotezine göre aşağıdaki gibi bulunur ;

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot \tau_s}{\tau^*} + \frac{2 \cdot \tau_m}{\sigma_{ak}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_s}{\tau^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ak}} \right)^2}} \quad 3.2.3.9$$

Yukarıdaki incelemede sürekli mukavemet sınırının eğilmede ve burulmada farklı oluşu dikkate alınmamıştır. Gerilme yığılması faktörleri eğilme ve burulmada farklıdır.

3.2.4 Genel Yaklaşım Göre

Bazı araştırmacılar kırılma teorileri için k,m,p sabitleri kullanarak bütün halleri tek deklemede ifade etmişlerdir. Bu denklem ;

$$\left(\frac{\sigma_m}{\sigma^*}\right)^m + \left(\frac{k \cdot \sigma_m}{\sigma_k}\right)^p = 1 \quad 3.2.4.1$$

şeklinde olup Marin denklemleri olarak bilinmektedir.

Soderberg , düzeltilmiş Goodman , Gerber , Eliptik ve Bağcı teorileri için sabitlerin değeri çizelge 3.2.4.1 de verilmiştir.

3.2.5 Deformasyona Göre

Eğilmeden meydana gelen şekil değiştirmeler, çökme ve eğim açılarıdır. Tek veya bir çok kuvvetlere maruz kalan kademeli miller ile düz silindirik millerin şekil değiştirmelerini hesaplamak için grafik veya grafoanalitik metodlar kullanılır. Günümüzde bu bilgisayar yardımı ile yapılmaktadır. Nümerik metodlar kullanılarak istenilen noktadaki eğim açısı ve çökme değeri hesaplanabilir.

$$Q_1 = \left[\left(\frac{M_0}{E \cdot I}\right) + \left(\frac{M_0}{E \cdot I}\right)_1 \right] \left(\frac{x}{2}\right) + Q_0 \quad 3.2.5.1$$

$$\delta_1 = (Q_0 + Q_1) \cdot \left(\frac{x}{2} \right) + \delta_\alpha \quad 3.2.5.2$$

Deformasyon bakımından uygun çalışması şartları elde etmek için $\delta \leq \delta_{em}$ ve $Q \leq Q_{em}$ olmalıdır. δ_{em} için aşağıdaki değerler tavsiye edilir.

Genel makina konstrüksiyonlarında.. $\delta_{em} \leq 0.0005.L$

Takım tezgahı millerinde $\delta_{em} \leq 0.0002.L$

Buradaki L iki yatak arasındaki milin uzunluğudur. Müsaade edilebilecek eğim açısı için genel olarak $\theta_{em} \leq 0.001$ rad tavsiye edilir.

3.2.6 Burulma Rijitliğine Göre

Millerin burulma rijitliğini göre hesaplanması, müsaade edilen burulma (dönme) açısı esasına dayanır. Müsaade edilen edilebilecek burulma açısının (θ_{em}) değeri çalışma şartlarına göre değişir. Genellikle bir metre uzunlukta $\theta \leq 0.005$ radyanlık bir burulma açısına müsaade edilir. Mukavemet esaslarına göre burulma açısı ;

$$\theta = \frac{M_b.L}{G.I_p} \leq \theta_{em} \quad 3.2.6.1$$

şeklinde yazılır. Kutupsal eylemsizlik momentinin değeri yerine konursa ;

$$d \geq \sqrt[4]{\left(\frac{32.M_b.L}{\pi.G.\theta_{em}} \right)} \quad 3.2.6.2$$

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_a^2 + 3.\tau_b^2)} \quad \sigma_v = \sqrt{(\sigma_a^2 + 3.\tau_b^2)} \quad 3.2.8.1$$

$$\sigma_c = \frac{4.F_a}{\pi.d^2} \quad \tau_b = \frac{16.M_b}{\pi.d^3} \quad \sigma_a = \frac{32.M_a}{\pi.d^3}$$

Dizayn edilecek milin şekil değıştirme enerjisine göre emniyetli olması için $\sigma_{va} \leq \sigma_{em}$ şartının gerçekleşmeleri gerekir. Açık olarak yazılırsa ;

$$\sqrt{(\sigma_c^2 + 3.\tau_b^2)} + \sqrt{(\sigma_a^2 + 3.\tau_b^2)} \leq \sigma_{em} \quad 3.2.8.2$$

olmalıdır. Burulma etkisinin genelde statik olduğu göz önüne alınıp, çekme gerilmesi diğer gerilmeler yanında ihmal edersek aşağıdaki gibi yaklaşık bir tasarım formülü elde edebiliriz.

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32.M_a}{\pi.\sigma_{em}} + \frac{16.\sqrt{3}.M_b}{\pi.\sigma_{em}} \right)} \quad 3.2.8.3$$

İlk hesap için $\sigma_{em} = \sigma_D/4$ alınabilir. Daha yakın bir sonuç elde etmek için emniyet katsayısı (S), çap düzeltme katsayısı (b_0), yüzey düzgünlük katsayısı (b_1) ve çentik katsayısı (β_k) da göz önüne alınarak

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_D.b_0.b_1}{S.\beta_k} \quad 3.2.8.4$$

Katsayılar çizelgelerden faydalınarak belirlenebilir.

4- PROBLEMİN ORTAYA KONUSU

4.1 Probleme Genel Bakış

Sayısal optimizasyon teknikleri daha ziyade ardışık işlemleri gerektiren sayısal hesapları ihtiva ederler. Meydana getirilecek amaç fonksiyonlarının sürekli olması ve türevlerinin alınabilmesi gerekir. Ayrıca sınırlayıcı şartlar ile amaç fonksiyonunu tanımlayan değişken sayısına eşit veya daha çok olmamalıdır.

Ele alacağımız gemi shaft sistemlerinin optimum boyutlandırılmasında, bir çok analitik metodlar yetersiz kalmaktadır. Aslında meydana getirilen amaç fonksiyonlarının bağımsız değişkenler cinsinden ifade edilmesi çok güçtür. Bu durumda, fonksiyonun bağımsız değişkenlere göre kısmi türevlerinin alınmasında, özellikle değişken sayısı çoğaldıkça zorluklarla karşılaşılır. Bu hususlar gözönüne alındığında analitik metotların, özellikle çok değişkenli sistemlerin optimizasyonunda kullanılmasının mümkün olmadığı söylenebilir.

Shaft sisteminin modellenmesi yapılırken daha çok teknik dizayn parametrelerinden faydalanma yoluna gidececektir. Durum farklılıklarında farklı parametreler meydana çıkabilir. Bizim için önemli olan bulunan durum içerisindeki sınır şartlarının çok uygun bir şekilde düzenleyebilmektir.

Öncelikle maliyeti de etkilileyecek olan bazı mühendislik düzenlemelerinin yapılması gerekir. Optimum mukavemet değerleri, yatakların yatay ve düşey pozisyonlarda emniyetle çalışabilmesi için yatak yüklerinin uygun dağılımı sağlanmalıdır.

Yapılmak isteneni genel bir matematiksel formda ifade edersek:

$Z(x)$ minimize etmek istediğimiz fonksiyon

$h(x)=0$

$g(x)<0$

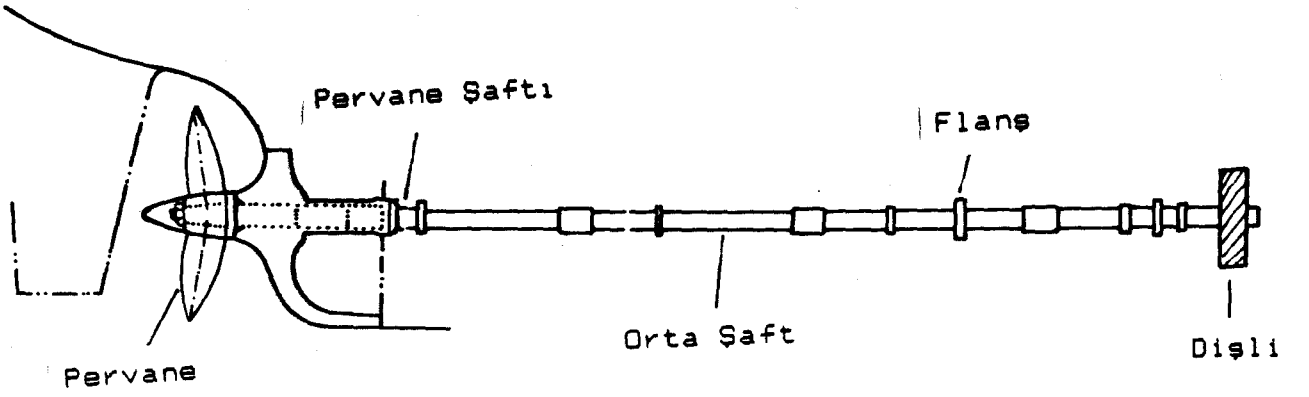
Burada objektif $Z(x)$ fonksiyonu, elde edilecek vektör değişkenlerin güvenilebilir bir neticesidir.

$x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$

$h = (h_1, h_2, \dots, h_m)^T$, $g = (g_1, g_2, \dots, g_k)^T$ problemin eşitlik ve eşitsizlik sınırlarını göstermekte kullanacağımız bir x in vektör fonksiyonlarıdır. Daha sonra pek çok kritere göre Z fonksiyonu uygun bir sayısal kombinasyon şeklinde gösterilebilir. Ayrıca genelde ifade edeceğimiz gerçek değerler ve sınır değerleri bir tercihtir. Problemin bazı özellikleri mümkün olduğu kadar değişkenle çoğaltılabilir.

4.2 Sistemin Genel Düzeni

Sekil 4.2.1 de gösterilen düzen sabit değildir. Fakat gemi şaft sisteminin boyuna düzenini gösterir. Burada boyutları ve pozisyonları itibari ile bizim üzerinde duracağımız kısım orta kısımdaki şafttır.



Şekil 4.1 Gemilere ait bir şaft sisteminin genel düzeni

4.2.1 Sistem Değişkenleri ve Parametreleri

Model içindeki ana değişkenleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

- a- Ortadaki mil ve pervanenin çapı
- b- Ortada bulunan mil yataklarının yatay pozisyonları
- c- Yatakların düşey konumdaki durumları
- d- Ana makinaya (motora) göre yavaşlatma dişlisinin yatay pozisyonu

Uygulama esnasında bilinen ve sabit olan dizayn parametrelerini de aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

- a- Türbin ve dizel gibi bilinen sayıdaki silindirler ve strokları olan ana motor tipi, motorun yatay pozisyonu
- b- Pervane ağırlığı ve çapı
- c- Pervane ve geriye kalan mil sistemi arasındaki güç ve itme verilmekte bununla birlikte şaft devir sayısı sabit olarak kabul edilecektir.

d- Milin malzemesi seçilecektir.

e- Kullanılan yatakların sayısı sabit olarak alınacaktır.

f- Yavaşlatıcı dişli kullanılıp kullanılmayacağına karar verilecektir.

g- Gemi iskeletinin arka tarafındaki en üst bölümün pozisyonu sabit olarak ele alınacaktır.

Burada belirlenmeye çalışılan parametreler haricinde hedefe yaklaşabilmek için bazı bazı küçük değerlerden faydalanılacaktır.

Burada ifade etmek istediğimiz ana harcamayı enaza indirmektir. Bu harcamaları parça bedeli, tesisat bedeli ve işlemsel harcamalar olarak sınıflandırabiliriz. Daha teknik bir düşünce ile bu konu aşağıdaki spesifik ihtiyaçları doğrulamaktadır.

1- Her mil için en küçük çap ölçüsü

2- Yatakların aynı merkezliliği

3- Mil yataklarına gelen yükler aşırı olmamalı

4- Yük mil yataklarının yapısına göre orantılı olarak dağılmalı

5- Milin kritik noktalarına etki eden yük milin mukavetini aşmamalı

6- Yüklerin belirsizliğine ve sınırlı da olsa bazı keyfi değişimlere bağlı olan hataların düzeltilebilmesi için shaft, yeterince esnek olmalı

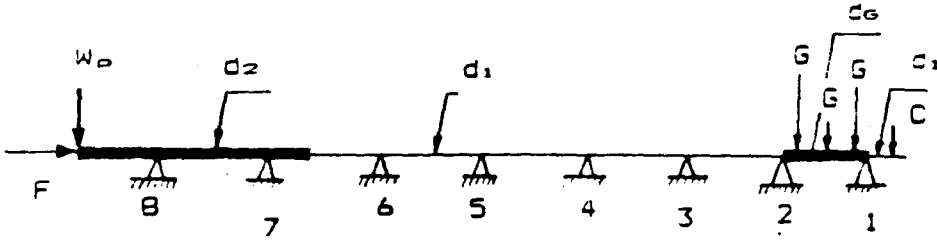
4.3 Modelleme

4.3.1 Mukavemet açısından

Şekil 4.3.1 de görüldüğü gibi pervane, dişli ağırlıkları ve pervanede meydana gelen itme kuvveti nedeniyle sistemde meydana gelen gerilmeyi aşağıdaki ifade edebiliriz.

$$\sigma = M_x \cdot D / 2 \cdot I_y$$

4.3.1



Şekil 4.2 Şaft sistemine etki eden dış kuvvetler

Burulmadan dolayı meydana gelen kayma gerilmesini aşağıdaki yazabiliriz.

$$\sigma = M_b \cdot D / 2 \cdot I_p$$

4.3.2

Bir tam dönüş sırasında, dönen pervane üzerindeki hız alanı değişmekte ve sabit devirler için sabit bir oranda bu periyodik olarak tekrarlamaktadır. O zaman aşağıdaki kosinüs-lü bir ifade elde edilir;

$$M_b = M_{bm} \cdot (1 + \lambda \cdot \cos \sqrt{\cdot} \cdot \theta)$$

4.3.4

$$F = F_m \cdot (1 + \mu \cdot \cos \sqrt{\cdot} \cdot \theta)$$

4.3.5

Mil yüzeyindeki herhangi bir noktadaki eğilme gerilmesi de aşağıdaki gibi olur;

$$\sigma_e = (M_e \cdot D / 2 \cdot I_y) \cdot \cos \theta \quad 4.3.6$$

Maksimum şekil değiştirme enerjisi kriterine göre meydana gelen bileşik gerilmeyi aşağıdaki gibi yazabiliriz;

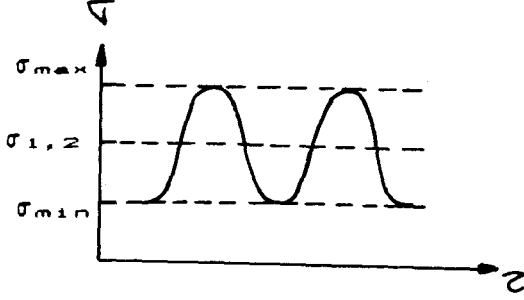
$$\sigma_b = \left\{ \left| \frac{M_e \cdot D \cdot \cos \theta}{2 \cdot I_y} + \frac{F \cdot (1 + \mu \cdot \cos \sqrt[3]{V} \cdot \theta)}{A} \right|^2 + 3 \cdot \left| \frac{D \cdot M_b \cdot (1 + \lambda \cdot \cos \sqrt[3]{V} \cdot \theta)}{2 \cdot I_p} \right|^2 \right\}^{1/2} \quad 4.3.7$$

Maksimum ve minimum gerilmeler $\theta=0$ ve $\theta=\pi$ de meydana gelir ve denklemlerde açının değerini yerine koyarsak gerilmenin ekstremum değerlerini elde ederiz;

$$\sigma_{max} = \left\{ \left| D \cdot M_e / 2 \cdot I_y + F \cdot (1 + \mu) / A \right|^2 + 3 \cdot \left| D \cdot M_b \cdot (1 + \lambda) / 2 \cdot I_p \right|^2 \right\}^{1/2} \quad 4.3.8$$

$$\sigma_{min} = \left\{ \left| D \cdot M_e / 2 \cdot I_y + F \cdot (1 + (-1)^{\sqrt[3]{V}} \cdot \mu) / A \right|^2 + 3 \cdot \left| D \cdot M_b \cdot (1 + (-1)^{\sqrt[3]{V}} \cdot \lambda) / 2 \cdot I_p \right|^2 \right\}^{1/2} \quad 4.3.9$$

Bileşik gerilme ifadesi Şekil 4.3.2 deki gibi bir ortalama değere göre değişmektedir. Bu nedenle her türlü ihtimal gözönünde bulundurularak dinamik mukavemet içinde bir değerlendirme yapmamız gerekebilir. ve μ değerleri ek-1 deki tablo 4.3.1.1 den elde edilebilir.



Şekil 4.3.2 Gerilme değişimi

Gerber Kriterini yaklaşık bir değer olarak kullanabiliriz[33].

$$\sigma_1/\sigma^* + (\sigma_2/\sigma_k)^2 \leq 1 \quad 4.3.10$$

Ayrıca ortalama mukavemet değerleri kullanılarak aşağıdaki sınırlamaları yapabiliriz;

$$\sigma_2 = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 \quad 4.3.11$$

$$\sigma_1 = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 \quad 4.3.12$$

Burada 4.3.10 eşitsizliğine aşağıdaki eşitsizliği de ekleyebiliriz:

$$\sigma_1 + \sigma_2 < \sigma_{ak} \quad 4.3.13$$

Yüklerin büyüklüğünün tam ve kesin değerlendirilmesindeki belirsizliği önleyebilmek için emniyet katsayısı

kullanabiliriz. Geminin yükleme ve diğer bazı durumlarıyla birlikte moment değerleri değişir. Ek-1 deki tablo 4.3.1.2 den faydalanarak emniyet katsayısını tahmin edebiliriz.

$$S. \left| (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2. \sigma_* \right| + \left| (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2. \sigma_{AK} \right|^2 \leq 1 \quad 4.3.14$$

$$S. (\sigma_{\max} / \sigma_{AK}) \leq 1 \quad 4.3.15$$

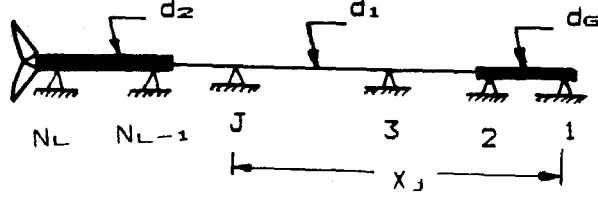
4.3.2 Mil Yataklarının Yatay Pozisyonları

Meydana gelen eğilme momentlerinin uygun dağılımını sağlamak ve mil çapını minimum hale getirebilmek için yatakların yatakların aralarındaki mesafelerin uygun aralıklarda olması gerekir. Burada modellemeyi yapabilmek için aşağıdaki parametreleri gözönüne alabiliriz.

Daha önce belirttiğimiz gibi şaft sistemine etki eden dış yükler pervane ağırlığı, faal hızdaki kuvvetler ve momentler, ağırlık merkezinin yeri, yavaşlatıcı dişlinin ağırlığı ve taşıma kuvvet elemanlarıdır.

Yavaşlatıcı dişli, dizaynı özellikle imalatçı tarafından gerçekleştirilen önemli bir elemandır. Bu nedenle yavaşlatıcı dişli yatakları ile mil çapının birbirine izafi pozisyonları sabittir.

Burada belirliyeceğimiz kriterde önemli olan yatak reaksiyonlarının minimuma indirilmesidir. Bu kriterin tesbit edilebilmesi için şekil 4.3.2.1 i inceleyelim.



Sekil 4.3 Şaft sisteminin basitleştirilmiş düzeni

Mil yataklarının yatay pozisyonları J ile ifade edilmiştir. Eger sistemde yavaşlatıcı dişli yoksa $J=1, \dots, N$ olur. Öncelikle bilinen bir mil yatağı sayısına göre yerleştirme yapılarak, burada meydana gelecek eğilme momentleri olabildiğince küçük yapılmaya çalışılacaktır. Yatakların tepkileri pozitif (yukarı doğru) olmalıdır. Bu yüklemenin genel bir kuralıdır.

Böylece eşitsizlik sınırlamalarını tarifleyebiliriz.

$$2.R_{NL-1} < R_{NL} < 3.R_{NL-1} \quad 4.3.2.1$$

$$R_j > 0 : j= 1, \dots, NL \quad 4.3.2.2$$

Bütün yataklar bir çizgide olduğunda geminin arka kısmında bulunan stern tüp yatağın tepkisi çok büyük olacaktır. Bu durum sakınılması gereken büyüklükte bir eğilme momenti ortaya çıkaracaktır. O halde tepki değerini üst bir sınıra getirmemiz gerekir. Bunun içinde yaklaşık bir ifade olarak pervane ağırlığının iki katını deneyebiliriz.

$$R_{NL} < 2.W_p \quad 4.3.2.3$$

Artık yatakların yatay yerleşim pozisyonlarına ait değişkenleri yazmaya başlayabiliriz.

Eğer yavaşlatıcı dişli varsa;

$$L_6 < X_j < X_{j+1} < X_{NL-1} \quad : \quad j=2, \dots, NL-2 \quad 4.3.2.4$$

Eğer yavaşlatıcı dişli yoksa;

$$0 < X_j < X_{j+1} < X_{NL-1} \quad : \quad j=1, \dots, NL-2 \quad 4.3.2.5$$

4.3.3 Mil Yataklarının Düşey Pozisyonları

Şaft sistemindeki bütün yatakların aynı bir doğru üzerinde yerleştirildiğini düşünürsek;

- Geminin arka kısmındaki son yatak aşırı derecede yüklenecektir.
- Daha sonraki yataklar negatif olarak yüklenecektir.
- Bütün yataklar düzensiz bir şekilde yüklenecektir.
- Şaft meydana gelen eğilme gerilmeleri nedeniyle çok değişik boyutlarda olması gerekecektir.
- Dişli yataklarındaki reaksiyon farklılıkları kabul edilemeyecek değerlerde olabilecektir.

Özellikle büyük yük tankerlerinde bu düzenleme reduksiyon dişlilerine yatırılan paraların çokluğu, kayıplar neticesinde yitirilen gelirler ve yetersiz düzenlemeler neticesinde hayati tehlikeler nedeniyle önem kazanmıştır.

0 halde yatak yüklemelerin uygun bir şekilde olmasına dikkat edilmelidir.

$$q_j = R_j / L_j \cdot D_j \quad : j = 1, \dots, NL \quad 4.3.3.1$$

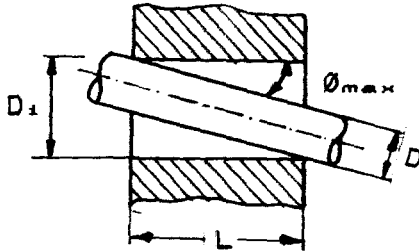
$$q_{jmin} < q_j < q_{jmax} \quad : j = 1, \dots, NL \quad 4.3.3.2$$

Burada sınırlamalar genellikle yağ filminin özelliklerine ve her yatağın L/D oranına bağlıdır. Ayrıca soft elastik eğrisinin şeklinden kaynaklanan bir çok değişkeni meydana gelebilir. Elastik eğrinin eğimi olan belli sınırlar içinde olmalıdır. Bu sınırlamalarda yatağın tipine bağlı olup belirli bir limiti θ_{jmax} ı geçmemelidir.

$$-\theta_{jmax} < \theta_j < \theta_{jmax} \quad : j = 1, \dots, NL \quad 4.3.3.3$$

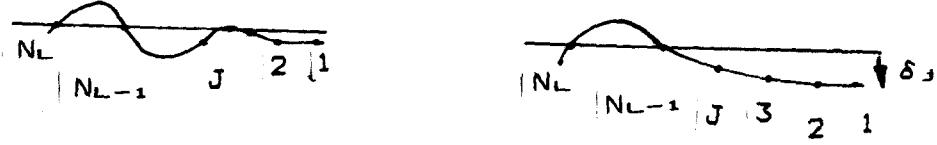
θ_{jmax} değeri imalatçı tarafından belirlenir. Aksi takdirde aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir[16].

$$\theta_{max} = \arccos \left\{ \frac{D \cdot D_1 + (D^2 \cdot D_1^2 + L^2 \cdot D_1^2 + L^4)^{1/2}}{D_1^2 + L^2} \right\} \quad 4.3.3.4$$



Şekil 4.3.3.1 Yatak içerisindeki milin pozisyonu

Bu işlemler esnasında belirli bir düzgünlüğe sahip olan bir elastik eğrinin elde edilmesine çalışılır. Bu durumda özel sınırlamalar getirilmeye çalışılır.



Sekil 4.5 Elastik egri

Ortadaki şaft elastik egrisinin eğimi ana makinayla olan flans bağlantısına doğru azaltılmalı ve orada, şaft sisteminden makineye geçebilecek eğilme momentlerini engellemek için sıfırlanmaya çalışılmalıdır. Sınırlamaları aşağıdaki eşitsizliklerle verebiliriz.

$$0 < \delta_j < \delta_{j-1} \quad : j=2, \dots, NL-1 \quad 4.3.3.5$$

Yavaşlatıcı dişli bütün olarak düşündüğümüzden dişli yataklarının düşey konumları eşit olmalıdır.

$$\delta_1 = \delta_2 \quad 4.3.3.6$$

İki yatak tepkisi de yaklaşık olarak eşit olmalıdır. Böylece çift dişliler arasında işleyen şartlarda iyi bir temas sağlanmış olur.

$$\delta_{NL} = \delta_{NL-1} = 0 \quad 4.3.3.7$$

Ayrıca reaksiyon kuvvetleri arasındaki bağıntıyı da:

$$|Rv_1 - Rv_2| < Rv \quad 4.3.3.8$$

Rv nin değeri dişli imalatçısı tarafından belirlenir. Eger bilinmiyorsa 23000 N dan 68000 N a kadar, yavaşlatıcı dişlisinin ölçüsüne bağlı olan bir değer tavsiye edilebilir[33].

4.4.Şaft İmalat Parametreleri

Şaft sisteminin optimizasyonunda en önemli sonuç sistemin maliyeti minimum yapan eleman boyutlarının tayin edilmesidir.

İncelemesini yaptığımız millerin çapları büyük olduğundan özellikle imalat esnasında kapalı kalıplarda dövme işlemi yapılamaz. Genellikle bu miller açık kalıp preslerinde dövülürler.

Endüstride elde edilen tecrübeler göstermiştir ki dövme işleminden önce düşünülmesi gereken bazı toleranslar vardır.

4.4.1.Talaş Kaldırma Toleransı

Dövme işleminden sonra malzemeden talaş kaldırılacak ise minimum talaş kaldırma toleransı tek taraflı olarak parçanın boyutlarına eklenir. Talaş kaldırma toleransı diğer toleranslardan daha önce eklenecek toleranstır. Bu toleransı kısaca T.K.T olarak gösterelim.

4.4.2.Uzunluk Toleransları

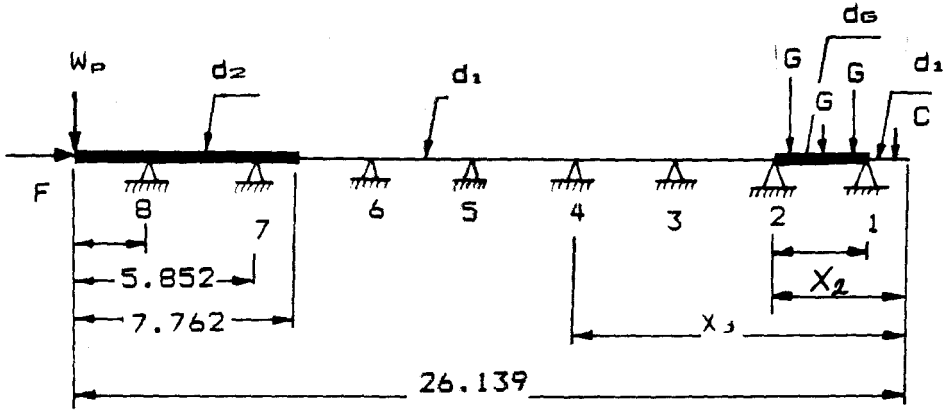
Dövülecek malzemenin uzunluğuna etki eklenen toleranstır. Tablolardan faydalanarak seçilir.

4.4.3.Çekme Payı Toleransı

Dövülebilir bütün malzemeler, kalıplama sıcaklığına kadar ısıtılıp şekillendirildikten sonra sıcaklığın düşmesi sonucu anma ölçülerinde bir miktar azalma meydana gelir. Bu yüzden meydana gelen ölçü farkını gidermek amacıyla çekme payı toleransı eklenmesi gerekir. Tablolardan faydalanarak seçilebilir.

5. UYGULAMALAR

UYGULAMA 1- Aşağıda şematik şekli verilen Kargonun shaft sisteminin düzenlenmesi ve optimizasyonu



W_p : Pervane Ağırlığı

F : Pervane itme Kuvveti

G : Dişli Ağırlıkları

C : Eksenel Yatak Ağırlığı

Bütün uzunluklar m olarak alınmıştır.

YATAK SAYISI..=? 8

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 3.0645
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 6.6003
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 10.1410
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 13.6818
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 17.2259
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 20.7582
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 22.4092

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

YOGUNLUK=? 78335.4
CAP=? 0.533
PERV.MIL CAPI=? 0.5842
DISLI MIL CAPI=? 0.6096
EKSENEL KUVVET=? 1106784
E=? 2.1E11
G=? 8.3E10

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

PERVAVE AGIR.? 223992.21
MESNETE UZAK.? 2.7876

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

SON AGIR.? 9979.2
UZAK.? 0.9420

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

DISLI AGIR.? 81194.4
YATAK BOYU=? 0.400

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

7 .YATAGA GORE UZAKLIKAR

L1=? 0.8250

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

13.20	3.535	0	0	0	0	M(1)	-2507717
3.535	14.15	3.540	0	0	0	M(2)	-387113.6
0	3.540	14.16	3.540	0	0	M(3)	-387934.2
0	0	3.540	14.16	3.544	0	M(4)	-388493.6
0	0	0	3.544	14.15	3.53229	M(5)	-387099.8
0	0	0	0	3.532	10.3666	M(6)	-246627.8

M(0) = 705984.1	R(1) = 480469.5
M(1) = -197980.6	R(2) = -38245.26
M(2) = 29906.86	R(3) = -19858.53
M(3) = -31170.63	R(4) = 83764.1
M(4) = -14786.45	R(5) = 55999.54
M(5) = -19357.13	R(6) = 63743.95
M(6) = -17194.9	R(7) = 89776.81
M(7) = -17155.27	R(8) = 85866.07

$$\Sigma F_y = 801516.1 - 801516.1 = 0$$

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

OPTIMIZASYON VERILERIN GIRISI

MU=? 0.06
LAMDA=? 0.035
GAMA=? 4
SE=? 190000000
SUT=? 421000000
EKS=? 1.75
GUC=? 12000
DEVIR=? 400

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

	1	2	3	4	5	6	7	8
m	1095.1	-506.1	-49.5	190.9	215.3	95.7	40.3	11.6
N	379.91	127.00	0.61	0.89	21.26	79.92	71.22	120.71
m	3.0645	3.5358	3.5407	3.5408	3.5441	3.5323	1.6510	
m	25.4000	19.9000	0.6000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
m	D=0.533	D1=0.584	D2=0.609					
	491.423							
	490.561							
SAFT SISTEMI MALİYETİ % 0.18 AZALTILMISTIR								

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

	1	2	3	4	5	6	7	8
Nm	1199.8	-535.0	-54.6	212.4	260.6	165.0	75.0	28.9
kN	370.45	143.30	0.82	0.09	21.44	63.08	59.91	141.69
m	3.0645	3.5258	3.5407	3.5608	3.5441	3.5223	1.6510	
mm	25.4000	23.4000	1.2000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000	
m	D=0.530	D1=0.581	D2=0.607					
	491.423							
	485.946							
SAFT SISTEMI MALİYETİ % 1.11 AZALTILMISTIR								

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

	1	2	3	4	5	6	7	8
m	1210.4	-517.1	-72.8	206.2	281.7	173.5	79.6	30.7
N	374.97	125.61	9.90	1.74	8.56	62.08	56.11	143.70
m	3.0645	3.4858	3.5407	3.6408	3.5441	3.4823	1.6510	
m	26.1000	23.4000	1.6000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000	
m	D=0.520	D1=0.571	D2=0.597					
	491.4231							
	468.650							
SAFT SISTEMI MALİYETİ % 4.63 AZALTILMISTIR								

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

	1	2	3	4	5	6	7	8
Nm	1214.5	-517.2	-71.9	202.4	287.0	176.2	81.0	31.4
kN	374.90	126.15	7.74	5.57	5.55	62.19	55.59	144.52
m	3.0645	3.4758	3.5407	3.6608	3.5441	3.4723	1.6510	
mm	26.5000	23.4000	1.7000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000	
m	D=0.518	D1=0.569	D2=0.595					
	491.423							
	465.256							
SAFT SISTEMI MALİYETİ % 5.32 AZALTILMISTIR								

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

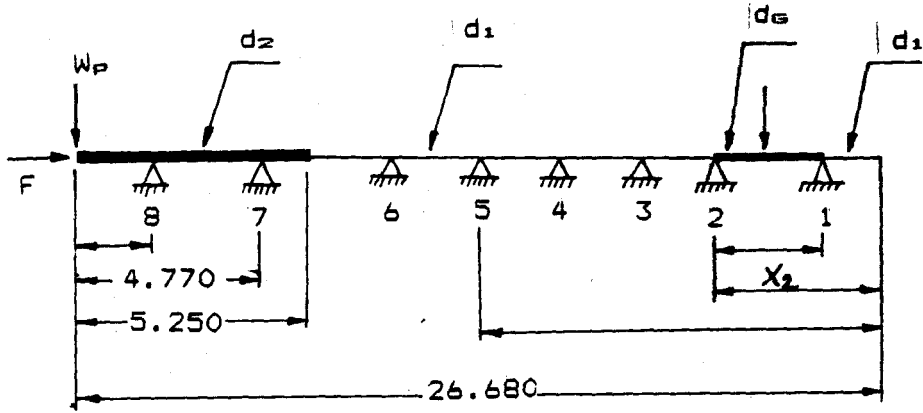
	1	2	3	4	5	6	7	8
m	1240.2	-517.3	-71.9	203.5	298.6	198.4	92.5	36.5
N	373.08	124.68	1.12	4.44	3.91	51.22	48.95	150.48
m	3.0645	3.4058	3.5407	3.8008	3.5441	3.4023	1.6510	
m	29.7000	23.4000	2.5000	0.2000	0.0000	0.0000	0.0000	
m	D=0.502	D1=0.553	D2=0.579					
	491.423							
	437.757							
	SAFT SISTEMI MALİYETİ %10.92 AZALTILMISTIR							

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

	1	2	3	4	5	6	7	8
Nm	1244.8	-518.5	-74.2	203.8	304.6	200.2	93.4	36.8
N	372.16	124.29	0.18	4.06	0.64	50.77	47.78	150.77
m	3.0645	3.3858	3.5407	3.8408	3.5441	3.3823	1.6510	
nm	30.6000	23.4000	2.7000	0.2000	0.0000	0.0000	0.0000	
m	D=0.494	D1=0.546	D2=0.571					
	491.423							
	425.177							
	SAFT SISTEMI MALİYETİ %13.48 AZALTILMISTIR							

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

UYGULAMA 2- Şematik şekli aşağıda verilen SD14 Kargonun
şaft sisteminin düzenlenmesi ve optimizasyonu.



W_p : Pervane Ağırlığı

F : Pervane itme Kuvveti

G : Dişli Ağırlığı

Bütün uzunluklar m olarak verilmiştir.

YATAK SAYISI..=? 8

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (C)

YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 2.440
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 6.557
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 10.673
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 14.739
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 18.905
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 23.022
YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR? 24.147

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (C)

YOGUNLUK=? 78335.4
CAP=? 0.351
PERV.MIL CAPI=? 0.434
DISLI MIL CAPI=? 0.404
EKSENEL KUVVET=? 771120
E=? 2.1E11
G=? 8.3E10

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (C)

PERVAVE AGIR.? 90000.590
MESNETE UZAK.? 2.329

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (C)

SDN AGIR.? 0
UZAK.? 0.203

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

DISLI AGIR.? 71396.64

YATAK BOYU=? 0.336

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

7 .YATAGA GORE UZAKLIKAR

L1=7 0.562

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

13.11	4.117	0	0	0	0	M(1)	-762455.9
4.117	16.46	4.116	0	0	0	M(2)	-264372.6
0	4.116	16.46	4.115	0	0	M(3)	-264276.3
0	0	4.115	16.46	4.116	0	M(4)	-264276.4
0	0	0	4.115	16.46	4.11699	M(5)	-264372.6
0	0	0	0	4.116	10.484	M(6)	-135984.5

M(0)= 241040.8	R(1)= 205803.7
M(1)=-58832.67	R(2)=-30108.94
M(2)= 2203.472	R(3)= 12392.25
M(3)=-14198.47	R(4)= 36296.86
M(4)=-9616.654	R(5)= 29617.83
M(5)=-11541.99	R(6)= 32424.22
M(6)=-8438.206	R(7)= 63589.64
M(7)=-156.1796	R(8)= 35492

$\Sigma F_y = 385507.5 - 385507.5 = 0$

MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)

OPTIMIZASYON VERILERIN GIRISI

MU=? 0.06
LAMDA=? 0.012
GAMA=? 4
SE=? 190000000
SUT=? 421000000
EKS=? 1.75
GUC=? 8940
DEVIR=? 350

1	2	3	4	5	6	7	8
412.6	-228.6	10.2	128.6	128.5	95.8	45.4	26.5
135.80	81.96	0.28	1.45	22.35	25.55	27.95	83.17
2.4400	4.0870	4.1160	4.1760	4.1160	4.0870	1.1250	
15.1000	13.4000	0.2000	-0.2000	-0.5000	0.0000		
D=0.342	D1=0.425	D2=0.395					
224.610							
213.281							
SAFT SISTEMI MALİYETİ % 5.04 AZALTILMISTIR							

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

1	2	3	4	5	6	7	8
411.7	-227.3	9.2	128.3	126.9	94.4	44.8	26.1
136.13	80.55	0.32	0.56	22.23	25.14	27.99	82.51
2.4400	4.0770	4.1160	4.1960	4.1160	4.0770	1.1250	
15.1000	14.4000	0.2000	-0.2000	-0.5000	0.0000		
D=0.338	D1=0.421	D2=0.391					
224.610							
209.532							
SAFT SISTEMI MALİYETİ % 6.71 AZALTILMISTIR							

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

1	2	3	4	5	6	7	8
409.7	-214.7	3.5	118.5	126.2	91.0	43.4	25.0
140.41	69.50	0.21	1.68	17.50	23.43	27.07	80.94
2.4400	4.0070	4.1160	4.3360	4.1160	4.0070	1.1250	
15.1000	23.3000	0.4000	-0.2000	-0.5000	0.0000		
D=0.325	D1=0.408	D2=0.378					
224.610							
194.347							
SAFT SISTEMI MALİYETİ %13.47 AZALTILMISTIR							

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

1	2	3	4	5	6	7	8
408.8	-213.8	3.1	118.1	124.9	89.9	42.9	24.7
140.66	68.57	0.08	1.14	17.48	23.12	27.13	80.45
2.4400	3.9970	4.1160	4.3560	4.1160	3.9970	1.1250	
15.1000	24.8000	0.4000	-0.2000	-0.5000	0.0000		
D=0.321	D1=0.404	D2=0.374					
224.610							
190.003							
SAFT SISTEMI MALİYETİ %15.41 AZALTILMISTIR							

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

1	2	3	4	5	6	7	8
407.1	-211.9	1.9	117.5	122.7	88.0	42.0	24.1
141.20	66.60	0.17	0.03	17.36	22.61	27.25	79.55
2.4400	3.9870	4.1160	4.3760	4.1160	3.9870	1.1250	
15.1000	27.7000	0.4000	-0.2000	-0.5000	0.0000		
D=0.320	D1=0.403	D2=0.373					
224.610							
188.579							
SAFT SISTEMI MALİYETİ %16.04 AZALTILMISTIR							

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

1	2	3	4	5	6	7	8
407.7	-209.0	1.2	114.4	124.6	88.7	42.4	24.3
142.30	64.43	0.12	1.61	15.77	22.55	26.85	79.87
2.4400	3.9770	4.1160	4.3960	4.1160	3.9770	1.1250	
15.1000	29.9000	0.5000	-0.2000	-0.5000	0.0000		
D=0.316	D1=0.399	D2=0.369					
224.610							
184.367							
SAFT SISTEMI MALİYETİ %17.92 AZALTILMISTIR							

MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992

6. SONUÇLAR VE İRDELEME

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar esasen 5. bölümde verilmiştir. Burada çalışmanın irdelemesi yapılacaktır.

Bir analizde gerçekçi neticeler elde etmek için ortamın tamamı incelenmeye alınmalıdır. İnceleme metodu optimizasyon teknikleri olduğuna göre, problem çok iyi gözlenmeli ve yorumu yapılmalıdır. Kısıtlayıcılar itina ile seçilmeli ve birbirini doğrudan etkileyen kısıtlayıcılar, tek bir kısıtlayıcıymış gibi ele alınmalıdır. Kısıtlayıcıların sayısını etkileyen diğer bir faktörde kullanılan bilgisayarın işlem hızı kapasitesi ve işlem hafızası kapasitesidir. Çok amaçlı metodların problemin çözümü için yararlı olmadığı görülerek, daha basit çözüm yolu kullanılmaya çalışılmıştır.

Problemin çözümünde sistemin mukavemet değerleri kısıtlayıcılar olarak ele alınmıştır. Bu kısıtlayıcılar şaft sisteminin imalat parametreleri yardımıyla meydana getirilen objektif fonksiyonu minimize etmek için kullanılmıştır.

Problemin çözümüne uyabilecek optimizasyon metodları denenmiş ve sonunda en verimli olan Kompleks Metodu seçilmiştir.

Bu çalışmada hiç bir paket program kullanılmamıştır. Kullanılan programlar yazılıp çalıştırılmıştır. Bu ise, zamanın büyük bir kısmının program için harcanmasına neden olmuştur. Programlar değişik sistemlere uygulanabilmesi için datalar bilgisayara ayrıca yüklenmiş ve kontrol edilmiştir.

Şaft sistemi iki doğrultuda analize tabi tutulmuştur. Bu analizde yatakların yatay ve düşey pozisyonları da en uygun değerlere getirilmiştir.

Yatak sayısına göre bilinmeyen sayısı değişen sistem denklemlerinin çözümü için CHOLESKY ve GAUSS-SEIDEL metodları kullanılmıştır.

Çalışmada kullanılan bilgisayar 25 MHz işlemci hızında ve 640 Kbyte işlem hafızasında PC dir. Bu şartlarda problemin çözümü özelliğine göre 1-2 saat sürmüştür.

Program 10 dan fazla sayıda gemi şaft sistemi için uygulanmıştır. Loyd kuralları dahilinde yapılan uygulama neticelerinde şaft sistemi maliyeti % 30 degerinde azaltılabilmektedir. Çözüm zihin karıştırıcı problemlere açık olduğundan herbir uygulamada esas olan parametreler gözönünde tutularak bazı düzenlemeler gerekebilir.

Teorik metodlar kullanılarak elde edilip burada takdim edilen sonuçlar, gerçek ortamda yapılacak deney sonuçlarının mukayesesıyla yaklaşım şeklinin tespiti ilerdeki bir çalışmanın konusu olabilir.

Çalışmanın başında belirtildiği gibi, burada yapılan programlar ve çözümler, baz alınarak ülkemizdeki gemi imalat sanayinde, şaft sisteminin incelenmesine bir aksiyon kazandırmak, çalışmadan beklenebilecek bir başka sonuç olacağı düşünülmüştür.

EK - 1

Çizelge 2.1 Bir değişkenli metodların karşılaştırılması.

α	Ayrıntılı arama	Uç noktalı eşit aralıklı	Dichotomous	Altın oran	Fibonacci
0.1	21	8	7	6	6
0.01	201	15	14	11	11
0.001	2001	21	20	16	16
0.0001	20001	28	27	21	20

Tablo 4.3.1.1 Pervane kanadı adedine göre μ ve μ [43]

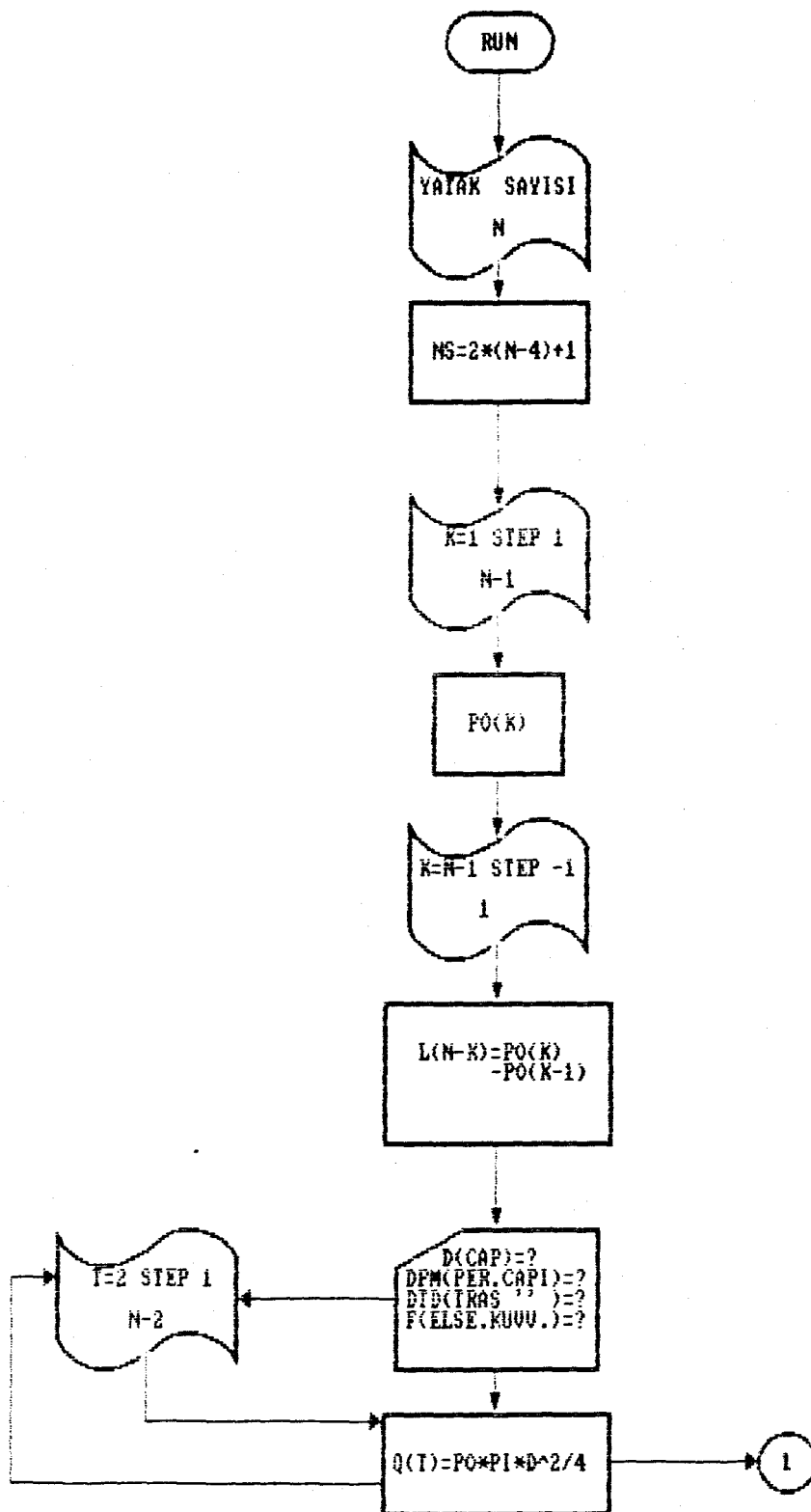
Pervane kanadı adedi	, %	μ , %
3	2 - 5	7 - 3
4	2 - 5	3 - 9
5	2 - 4	3 - 9

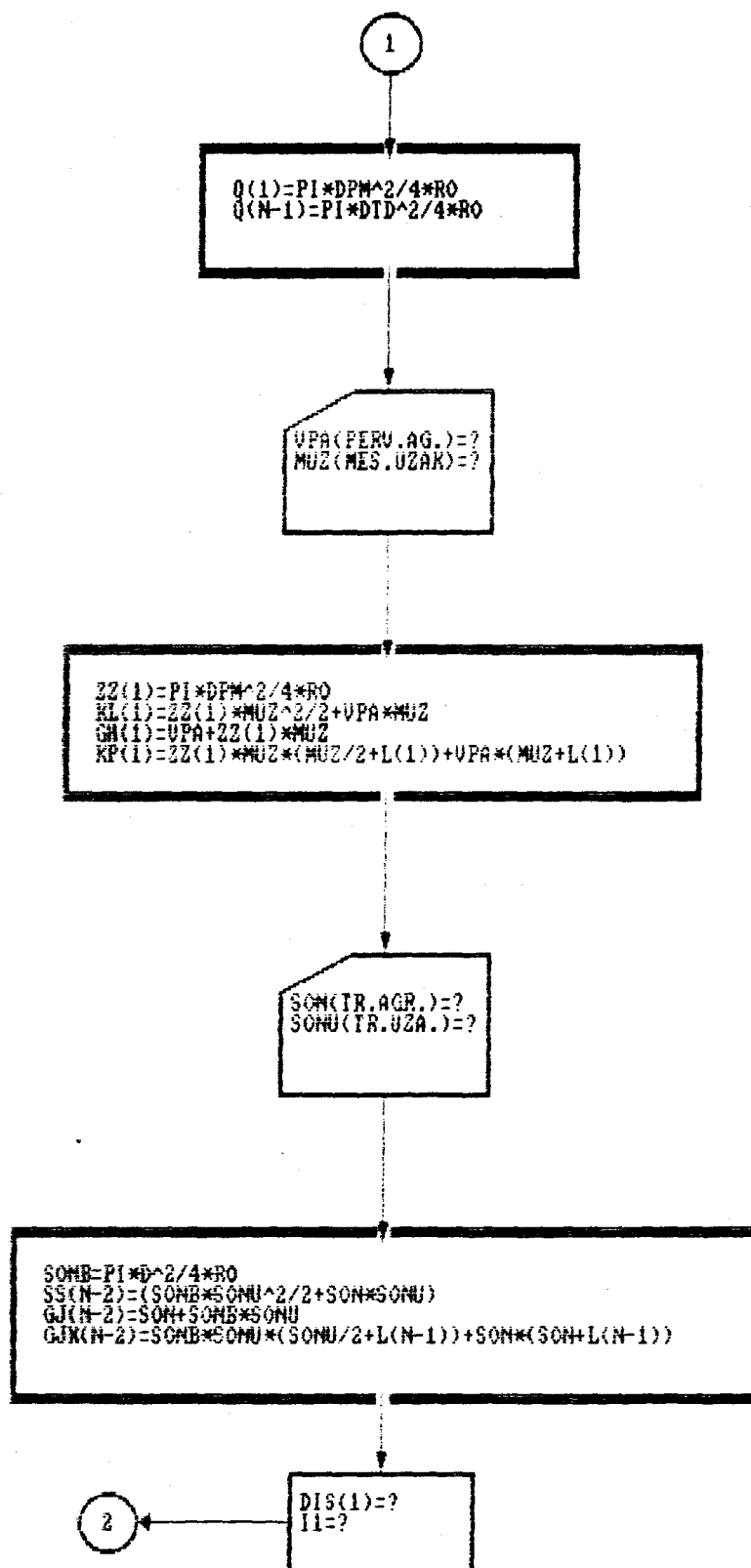
Tablo 4.3.1.2 Emniyet katsayısı tahminleri[38].

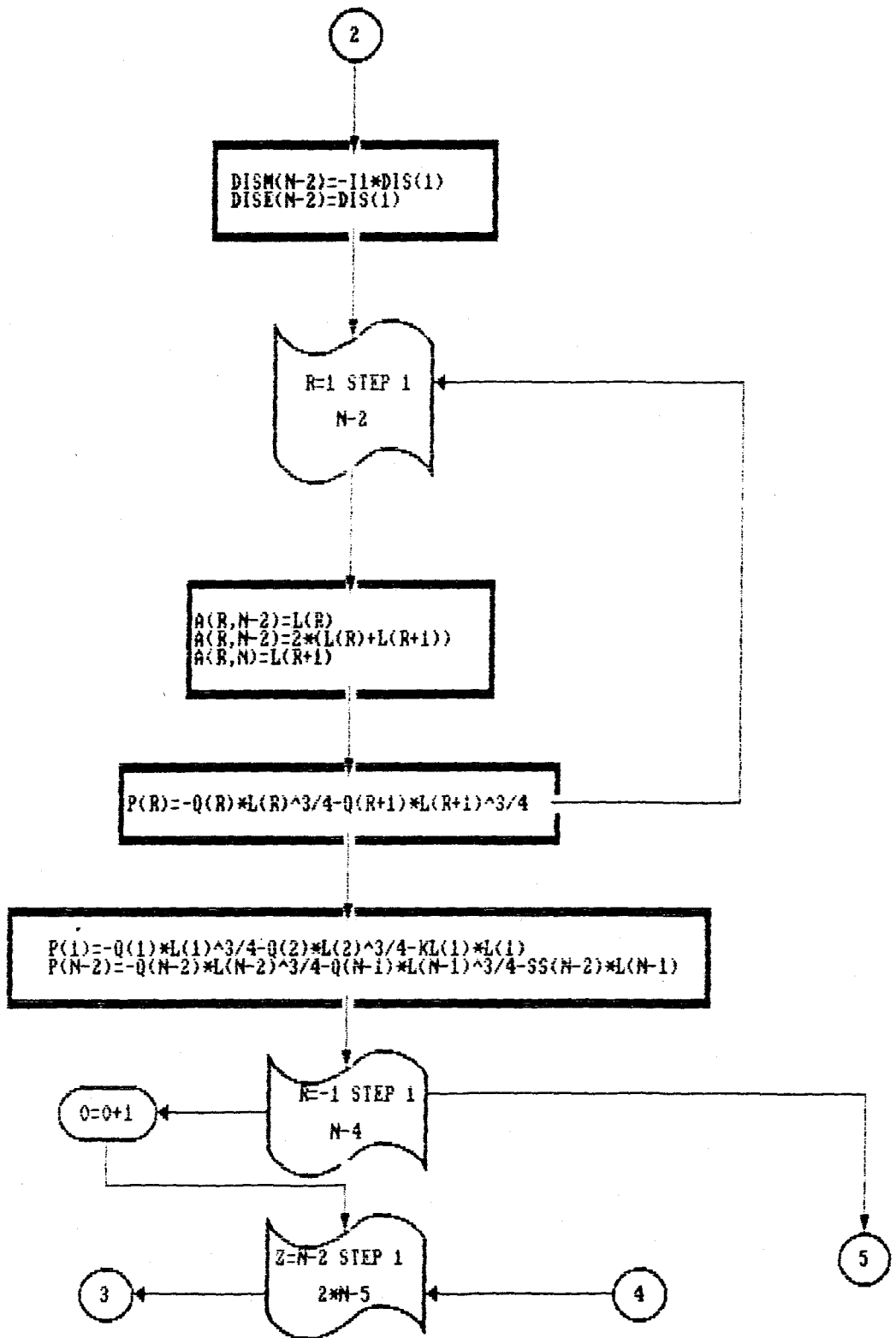
Şaft	Tanker	Buz kırıcı
Pervane Şaftı	2.0	3.5
Ortadaki Şaft	1.75	2.25

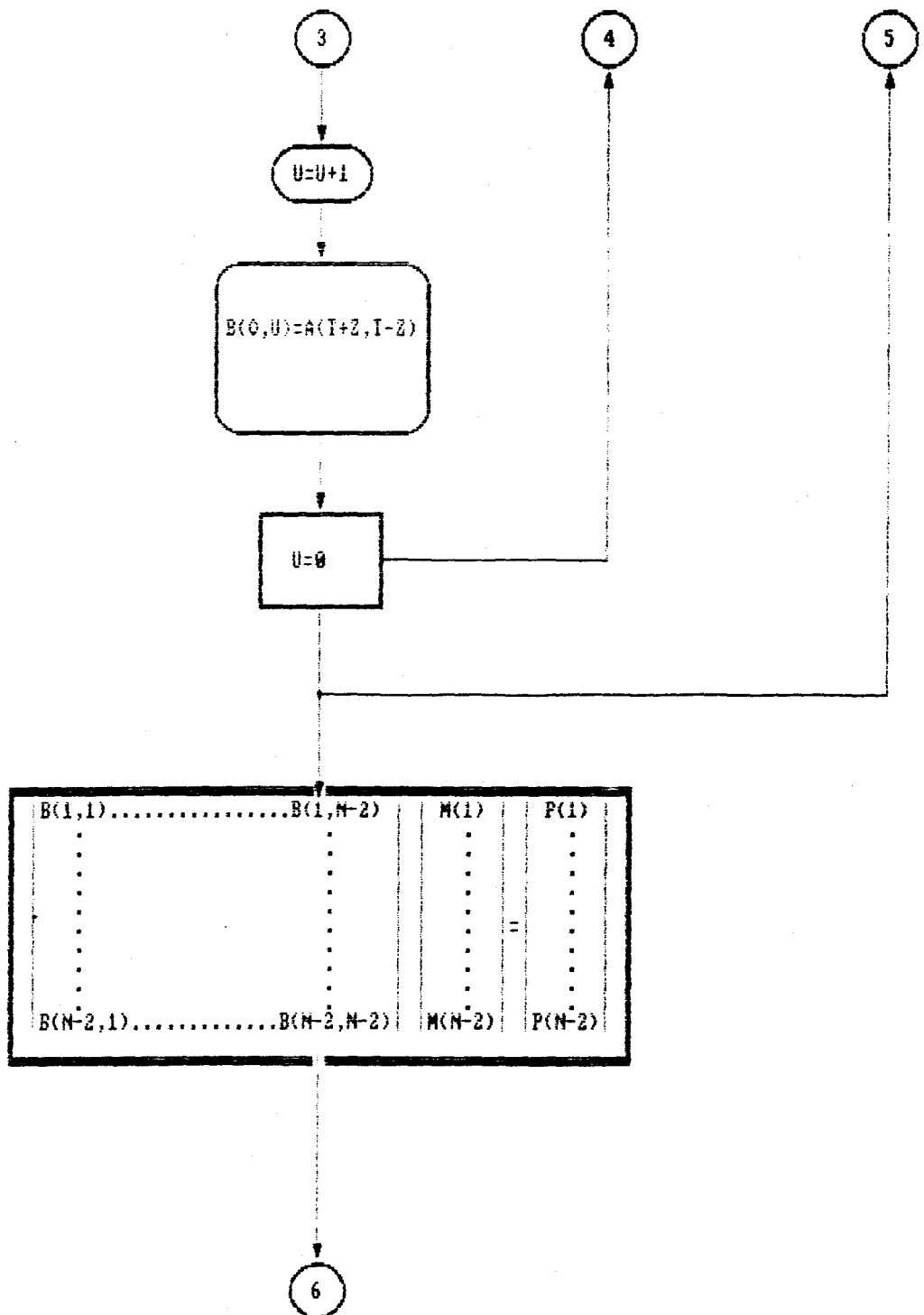
EK-2

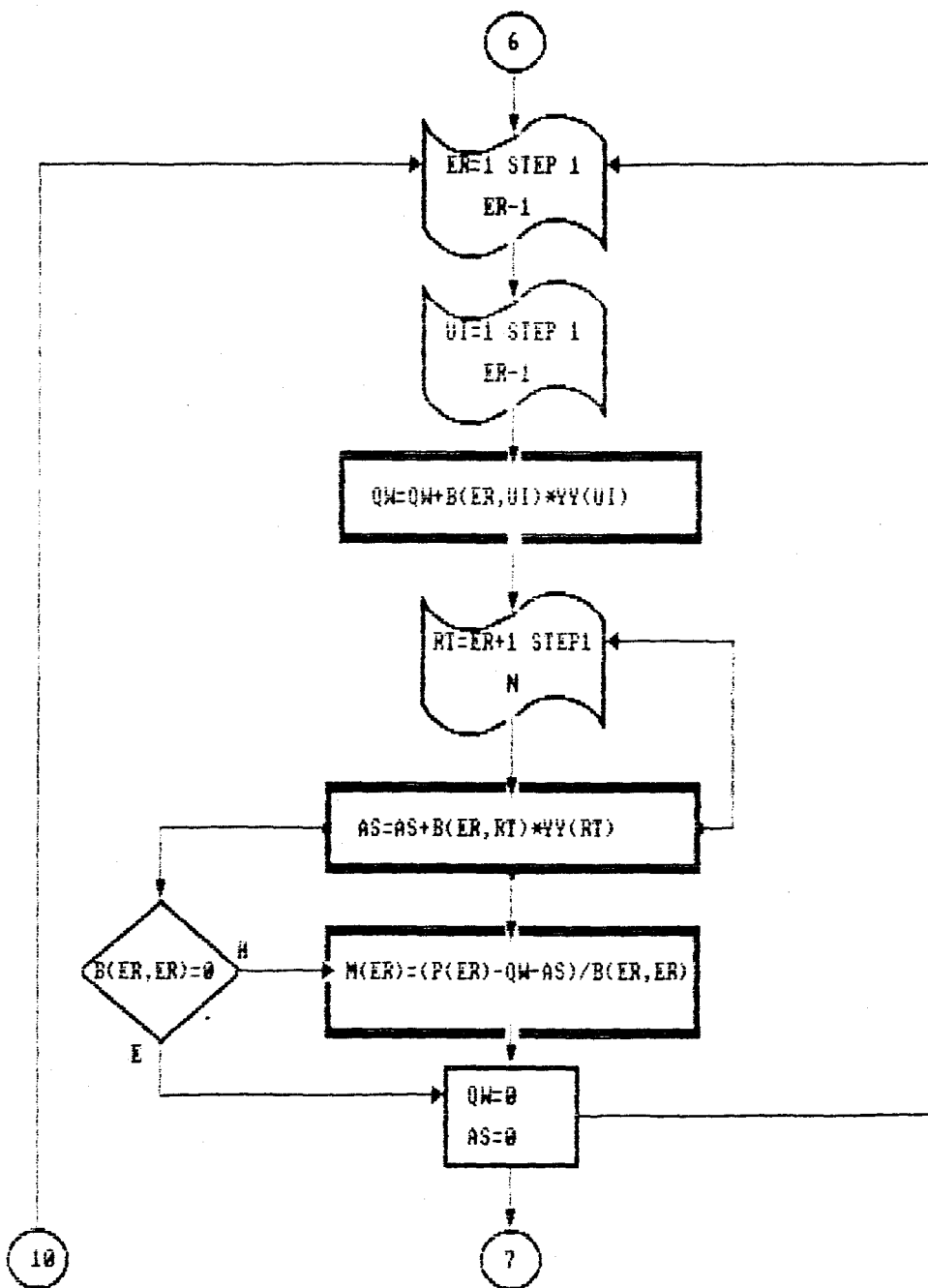
PROGRAMIN AKIS DIYAGRAMI

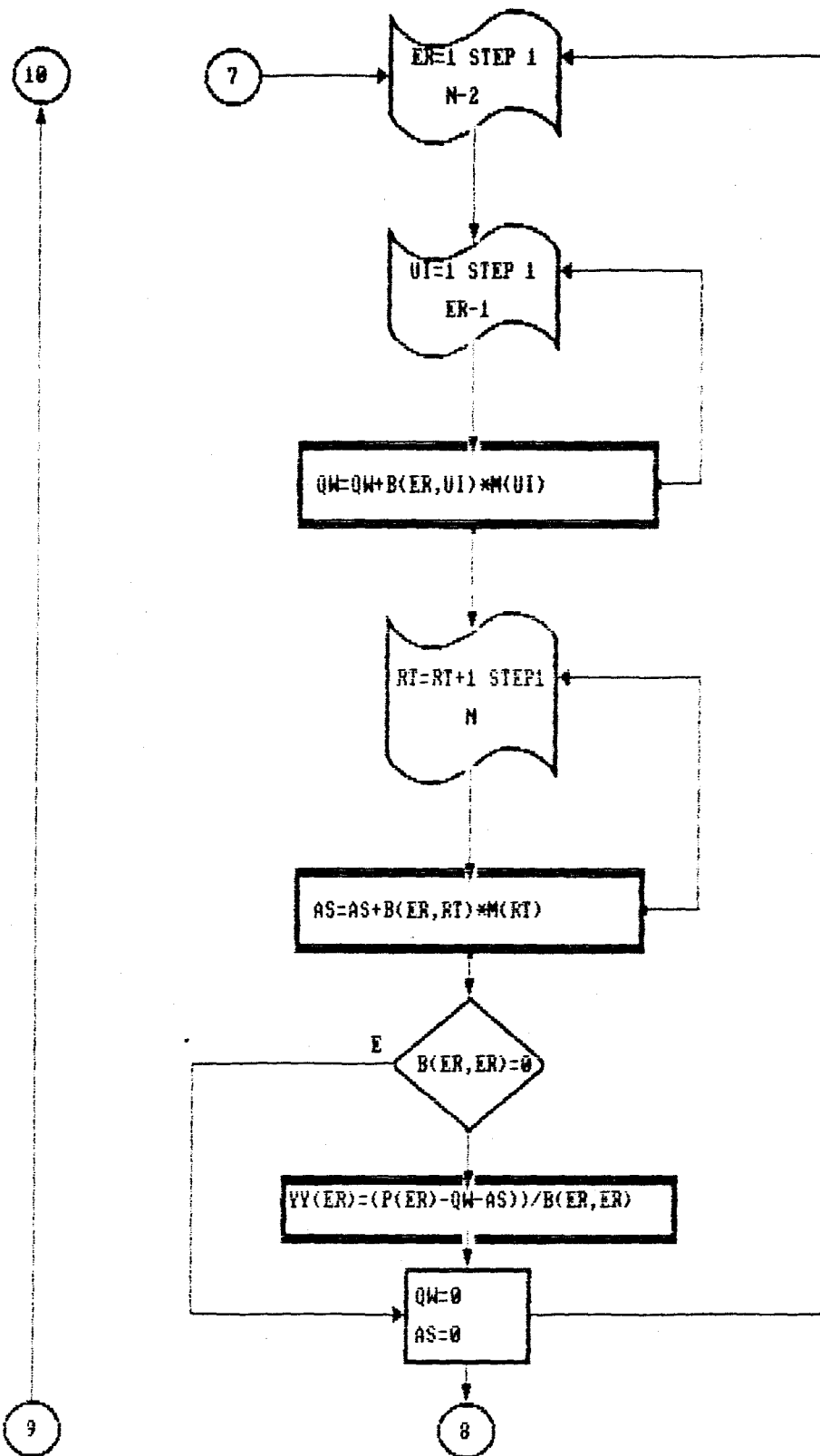


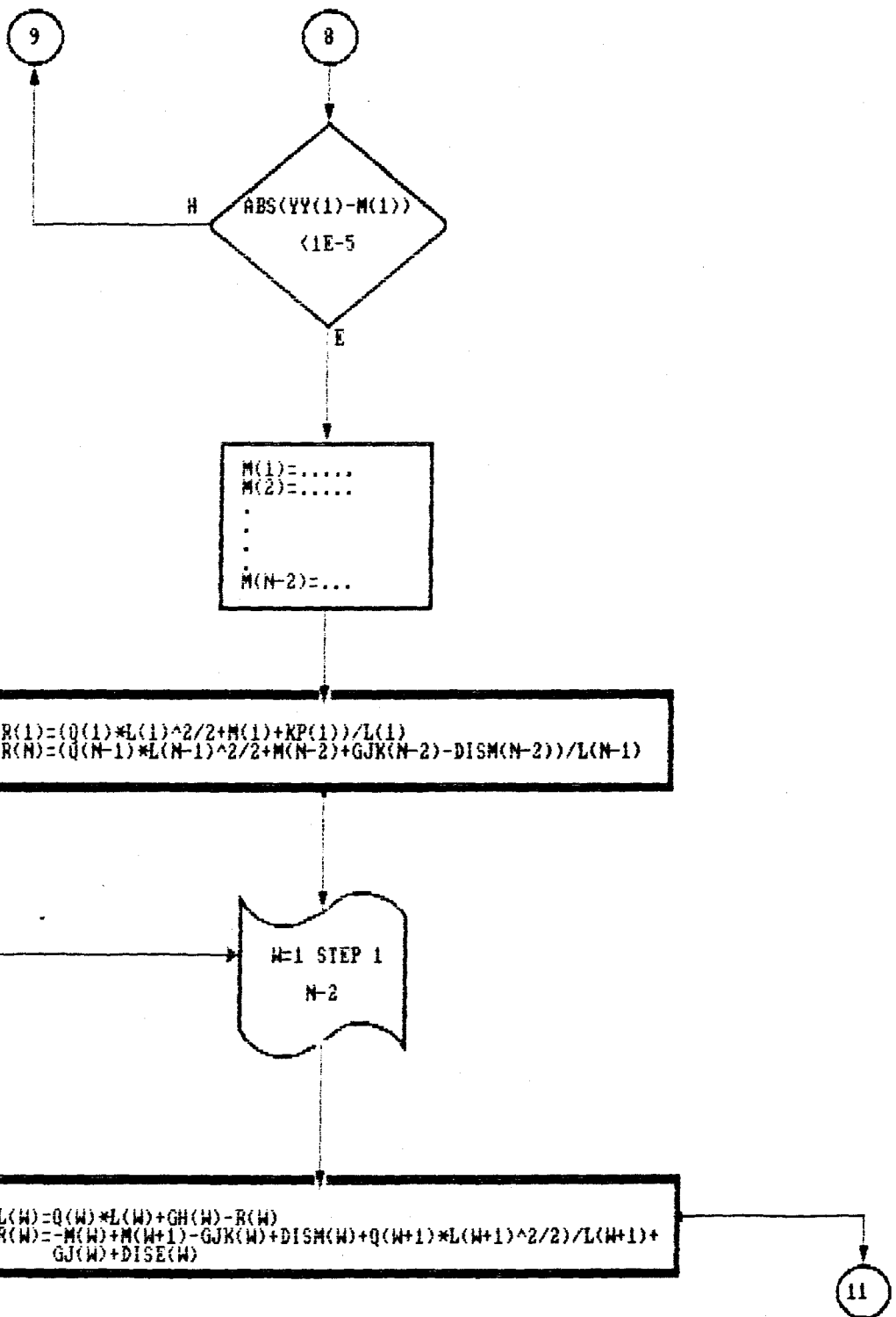


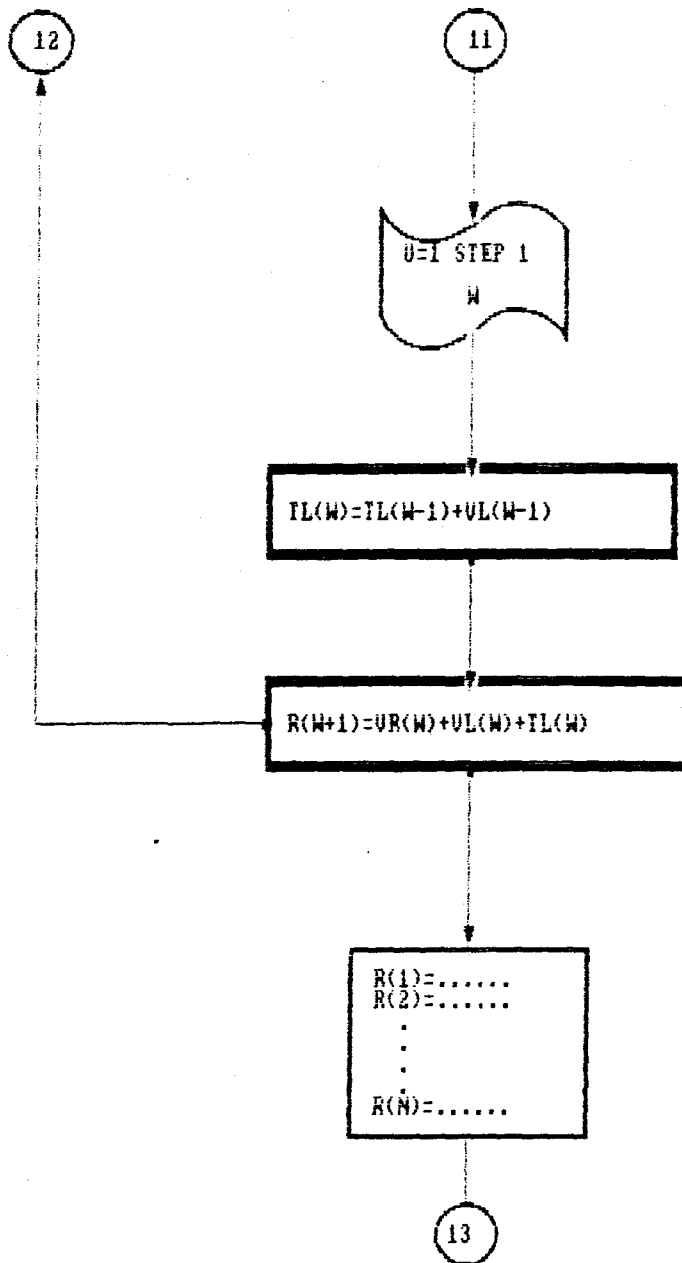


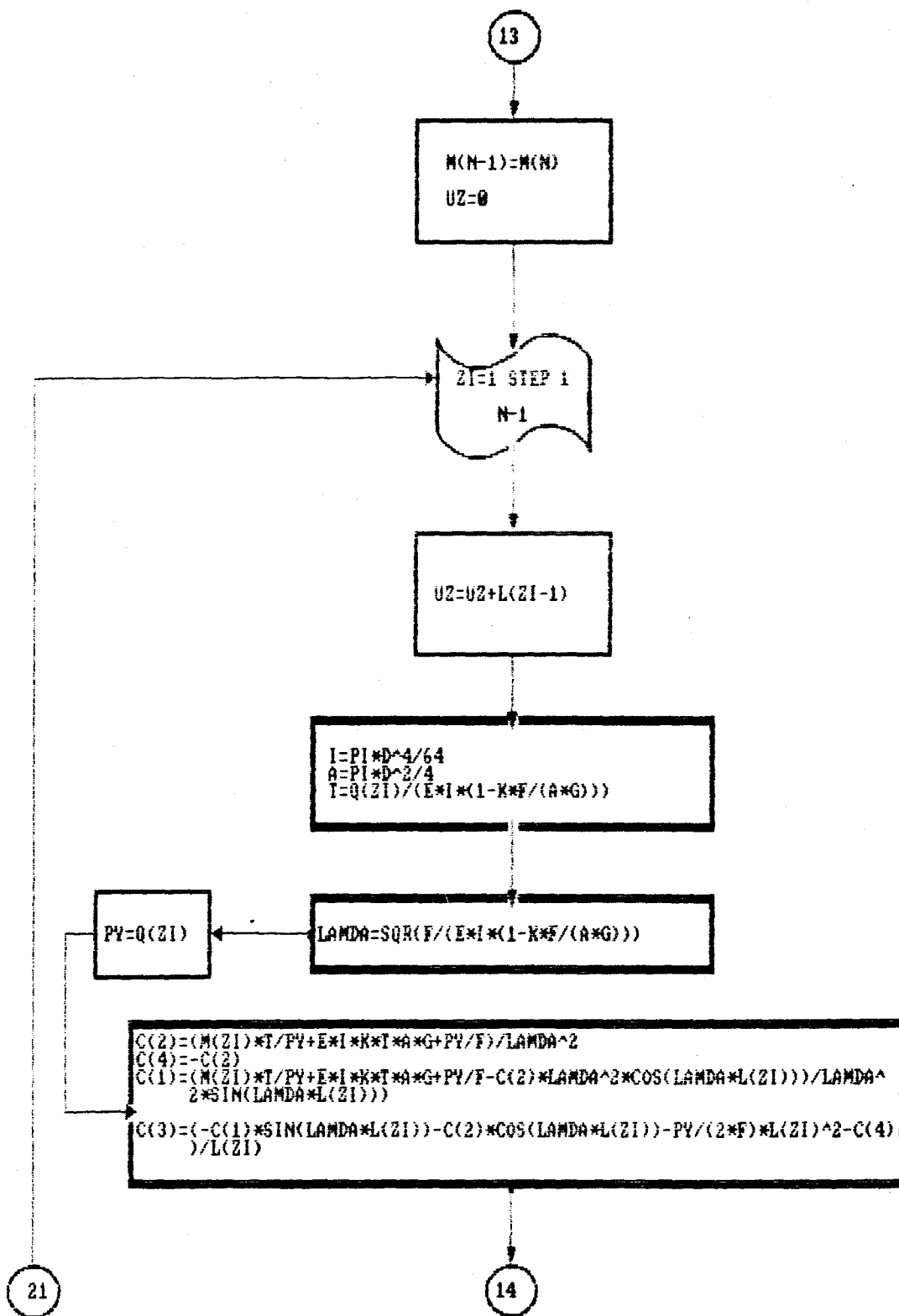


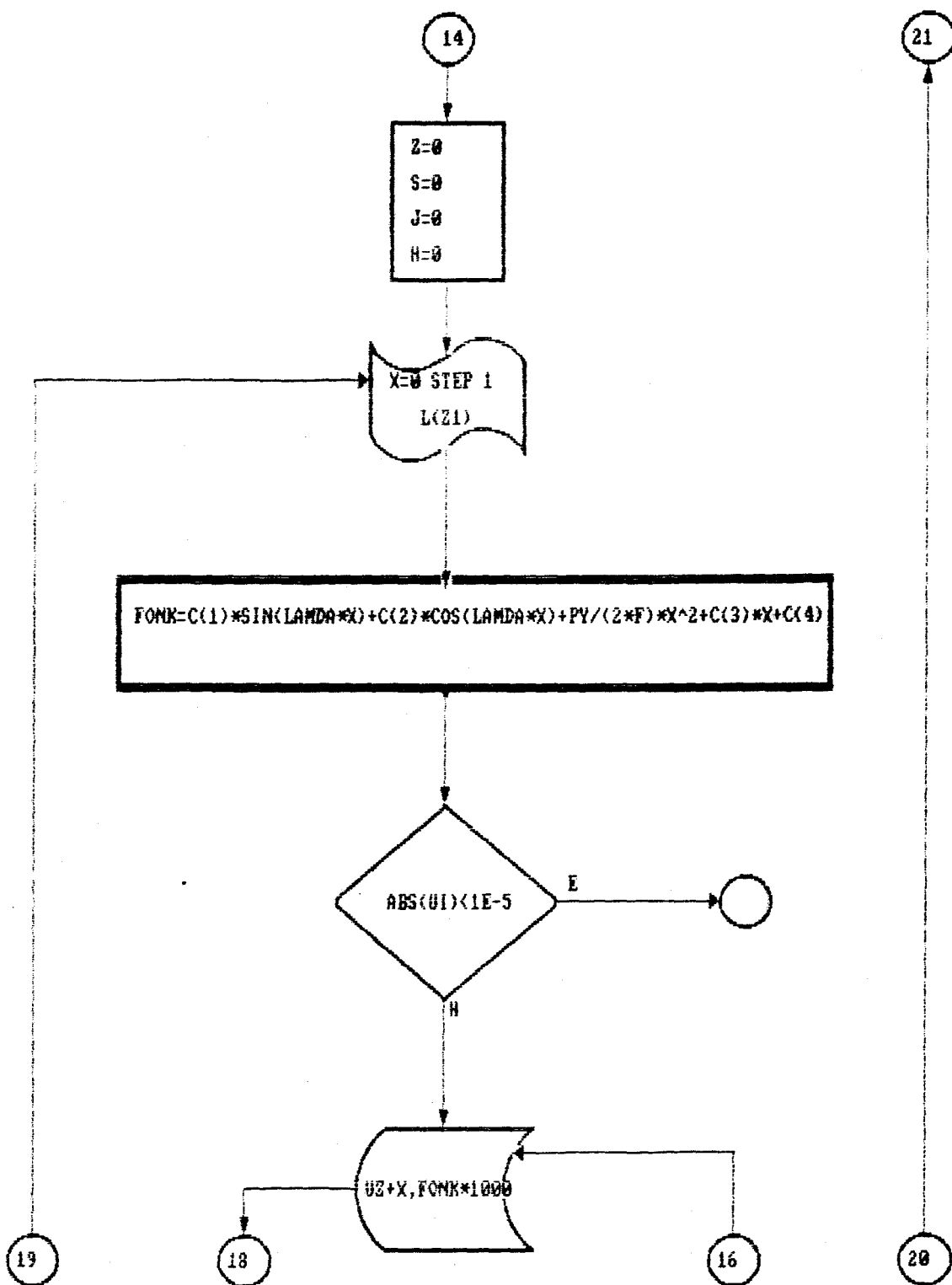


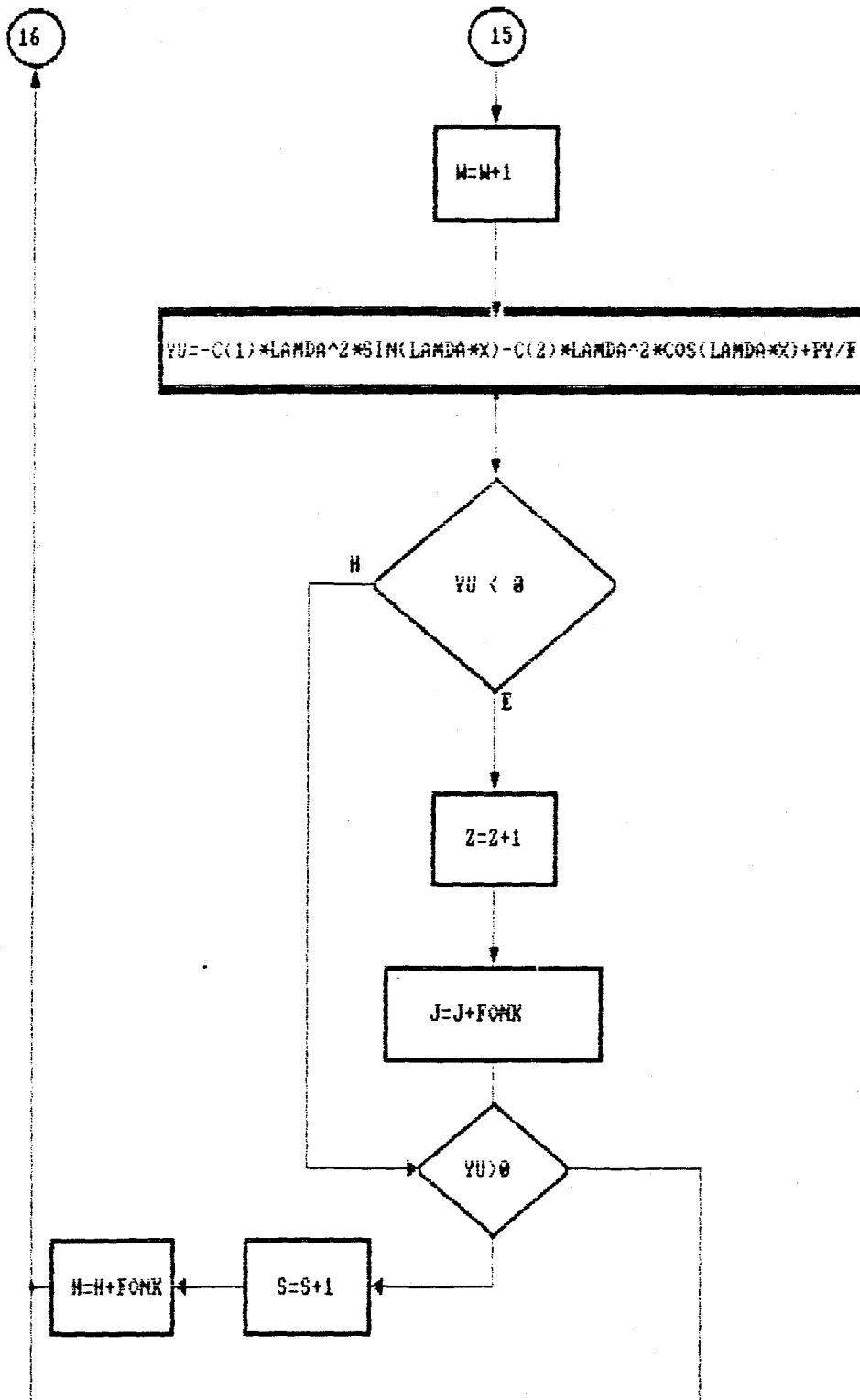












20

18

$$KESME = E * I * (1 - K * F / (A * G)) * C(1) * LAMDA^3 * COS(LAMDA * X) - C(2) * LAMDA^3 * SIN(LAMDA * X) - F * (C(1) * LAMDA * COS(LAMDA * X) - C(2) * LAMDA * SIN(LAMDA * X) + PY / F * X + C(3))$$

$$MOMENT = (C(1) * LAMDA^2 * SIN(LAMDA * X) + C(2) * LAMDA^2 * COS(LAMDA * X) - PY / F - E * I * K * I / (A * G)) * (E * I * (1 - K * F / (A * G)))$$

Z=0

Z=1

S=0

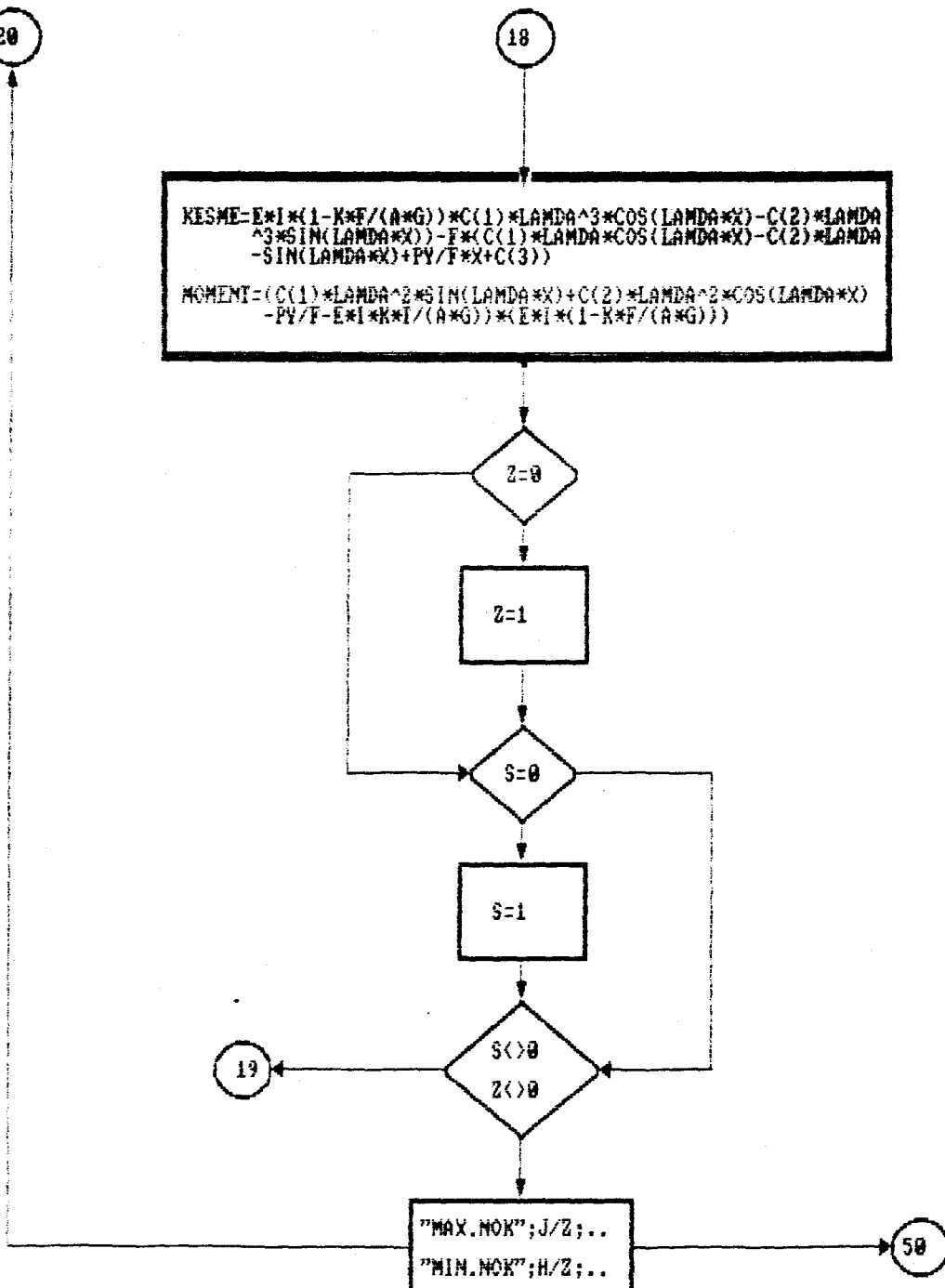
S=1

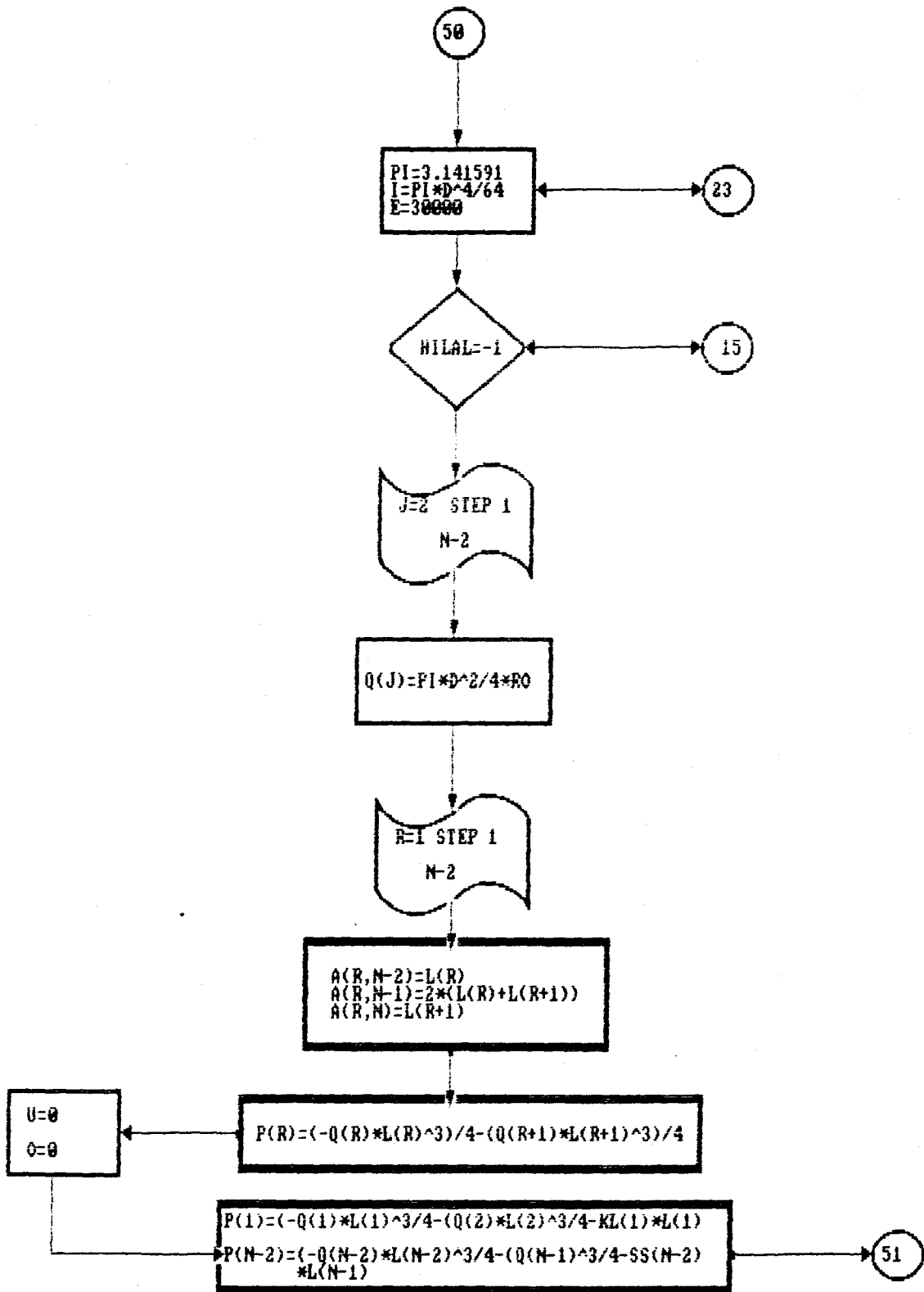
19

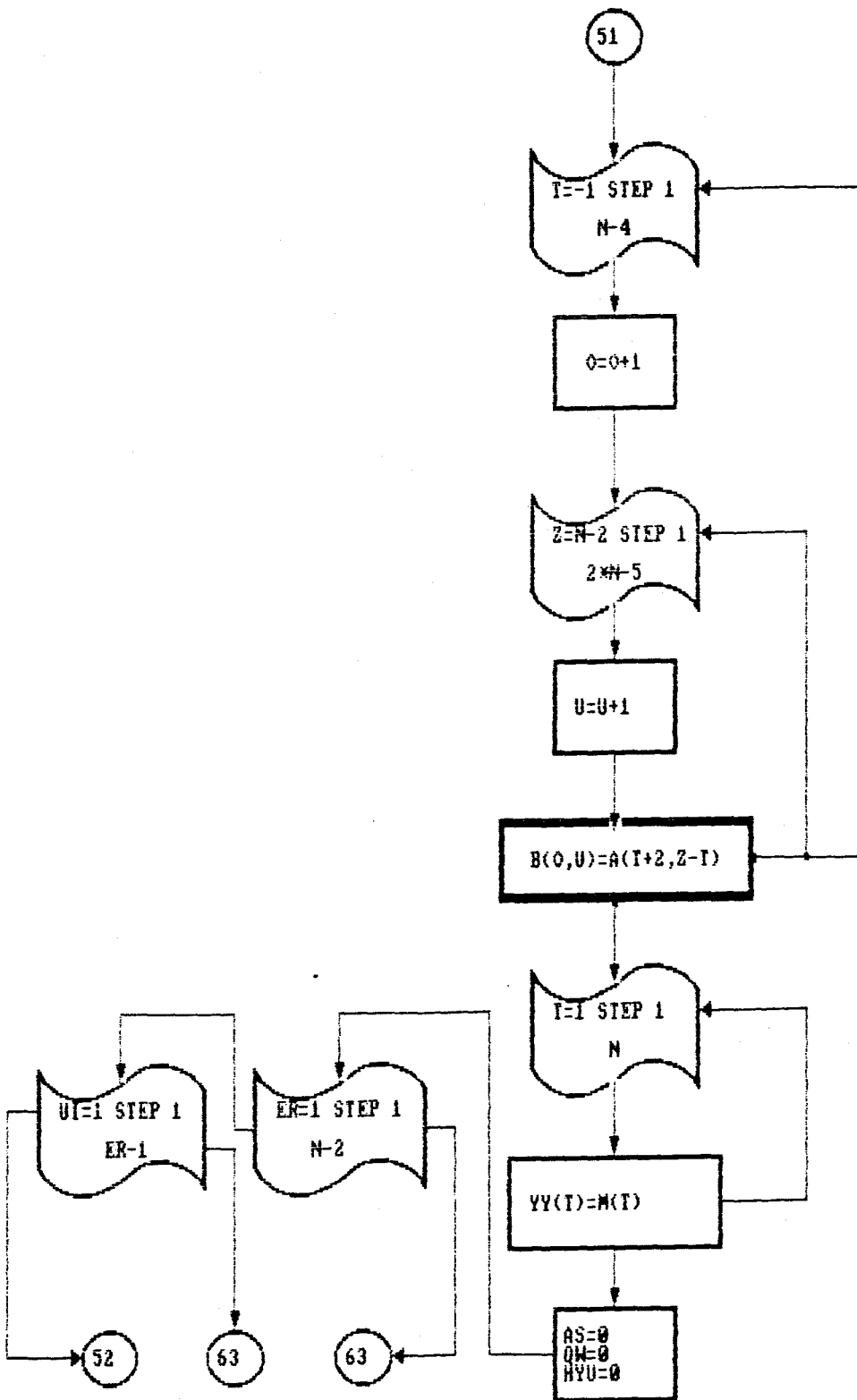
$S > 0$
 $Z < 0$

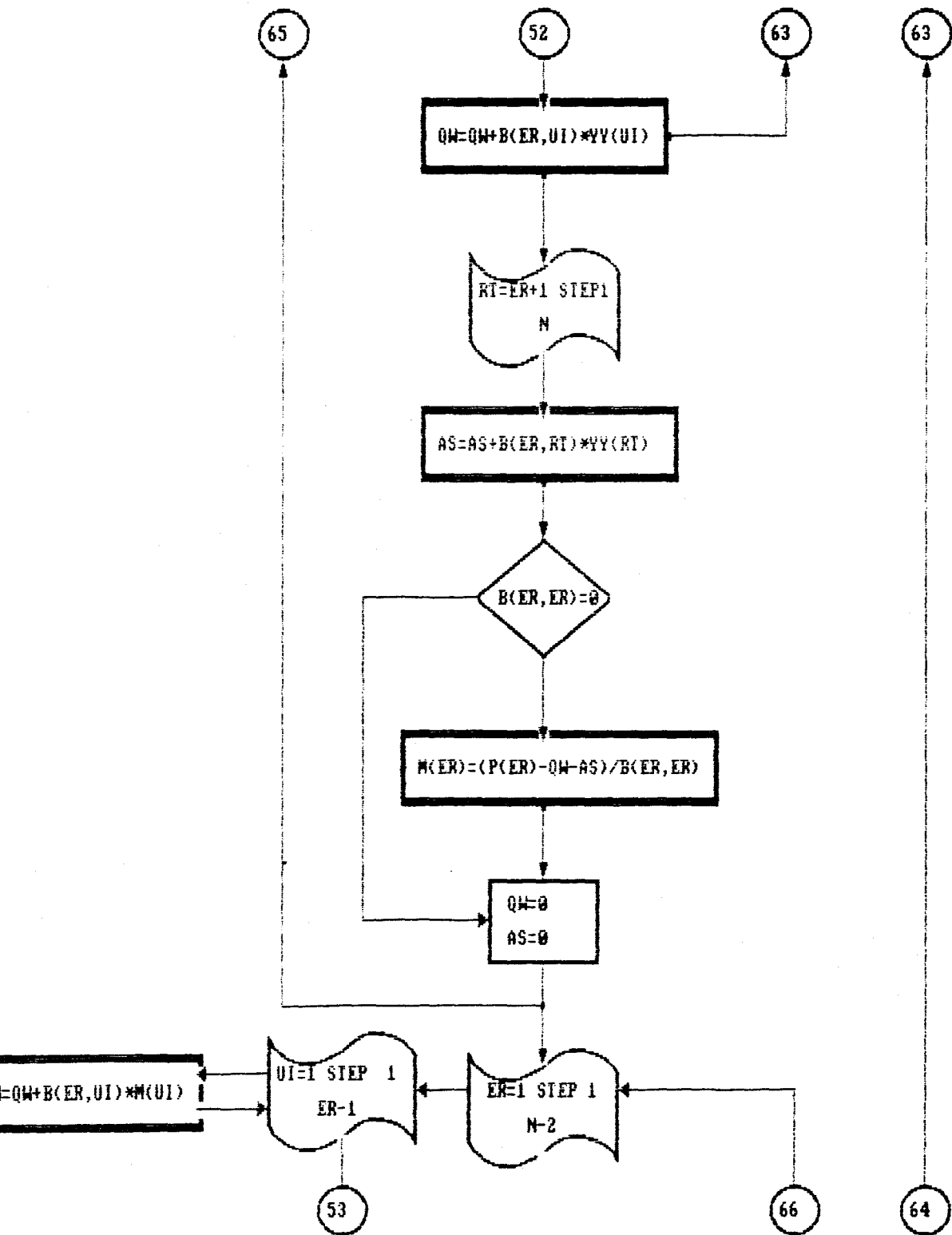
"MAX.NOK"; J/Z;..
 "MIN.NOK"; H/Z;..

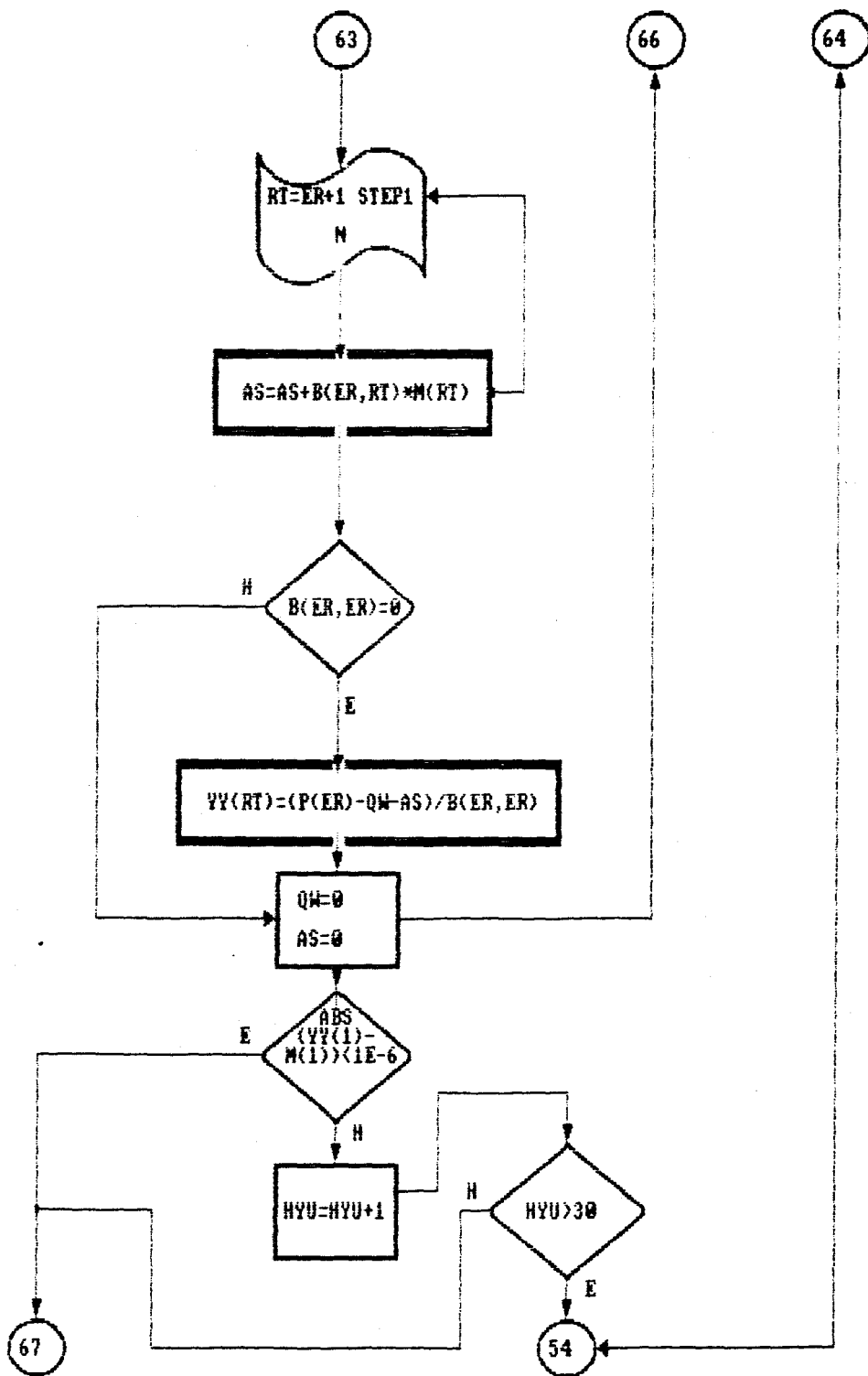
50

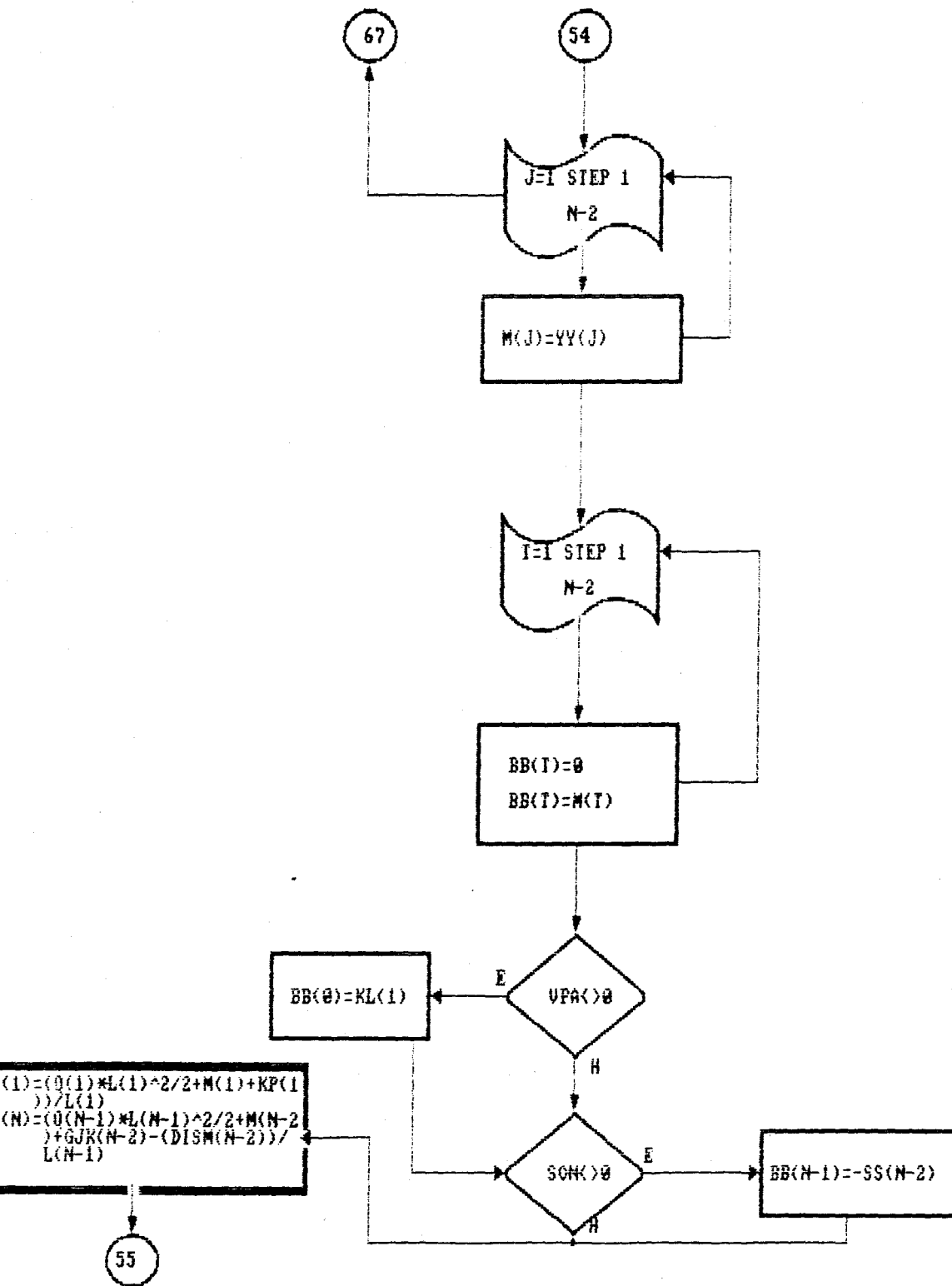


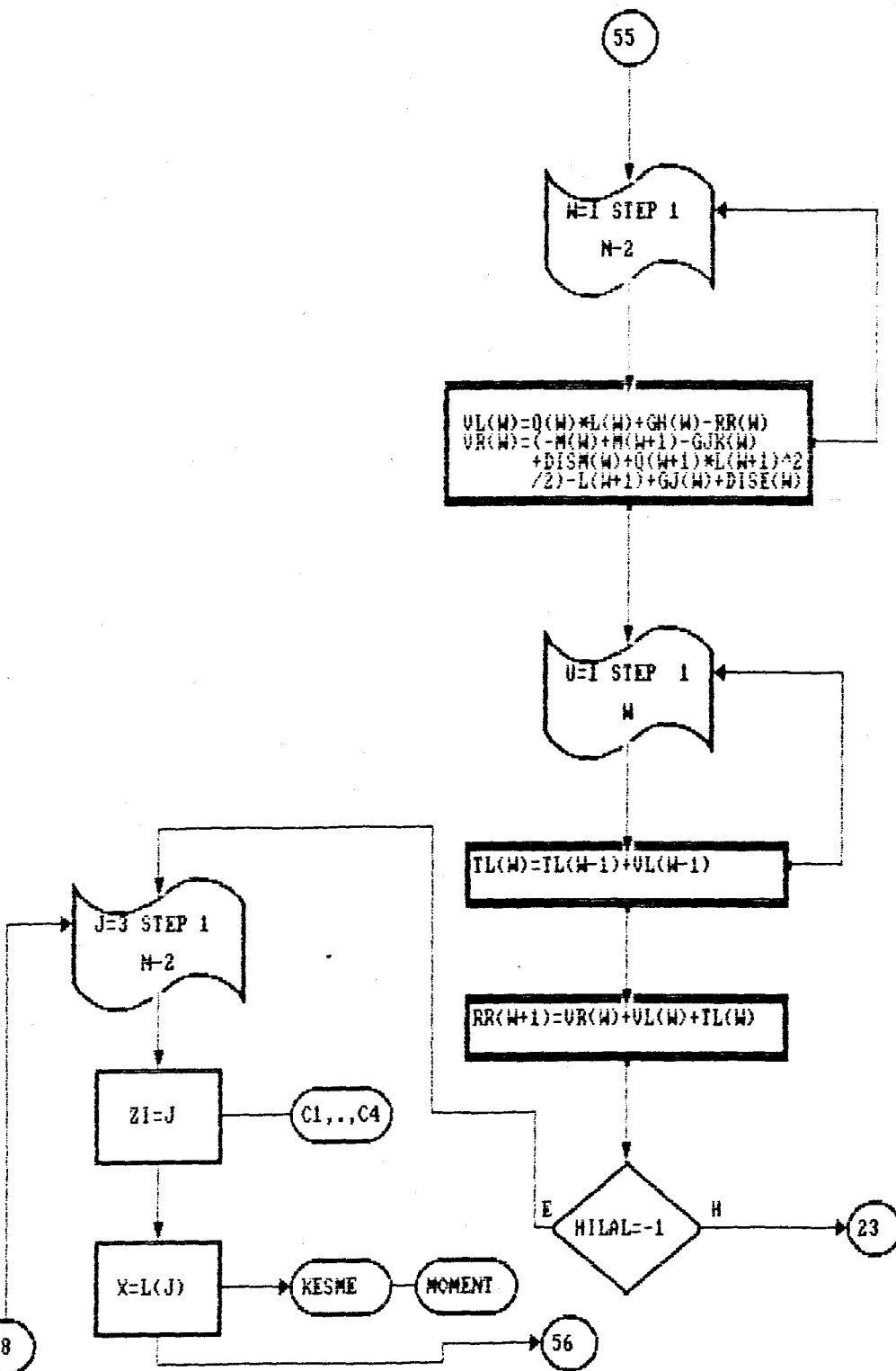


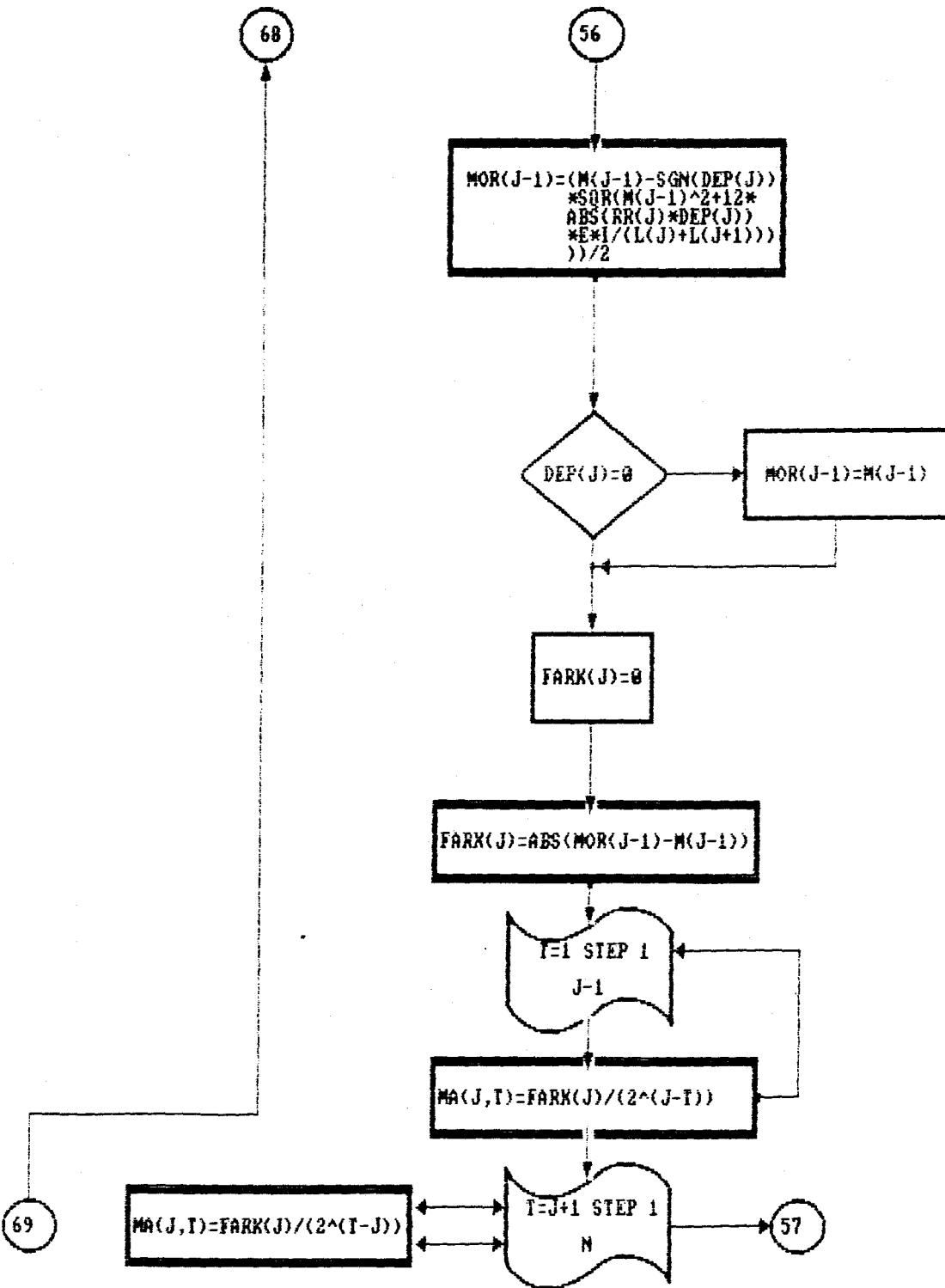


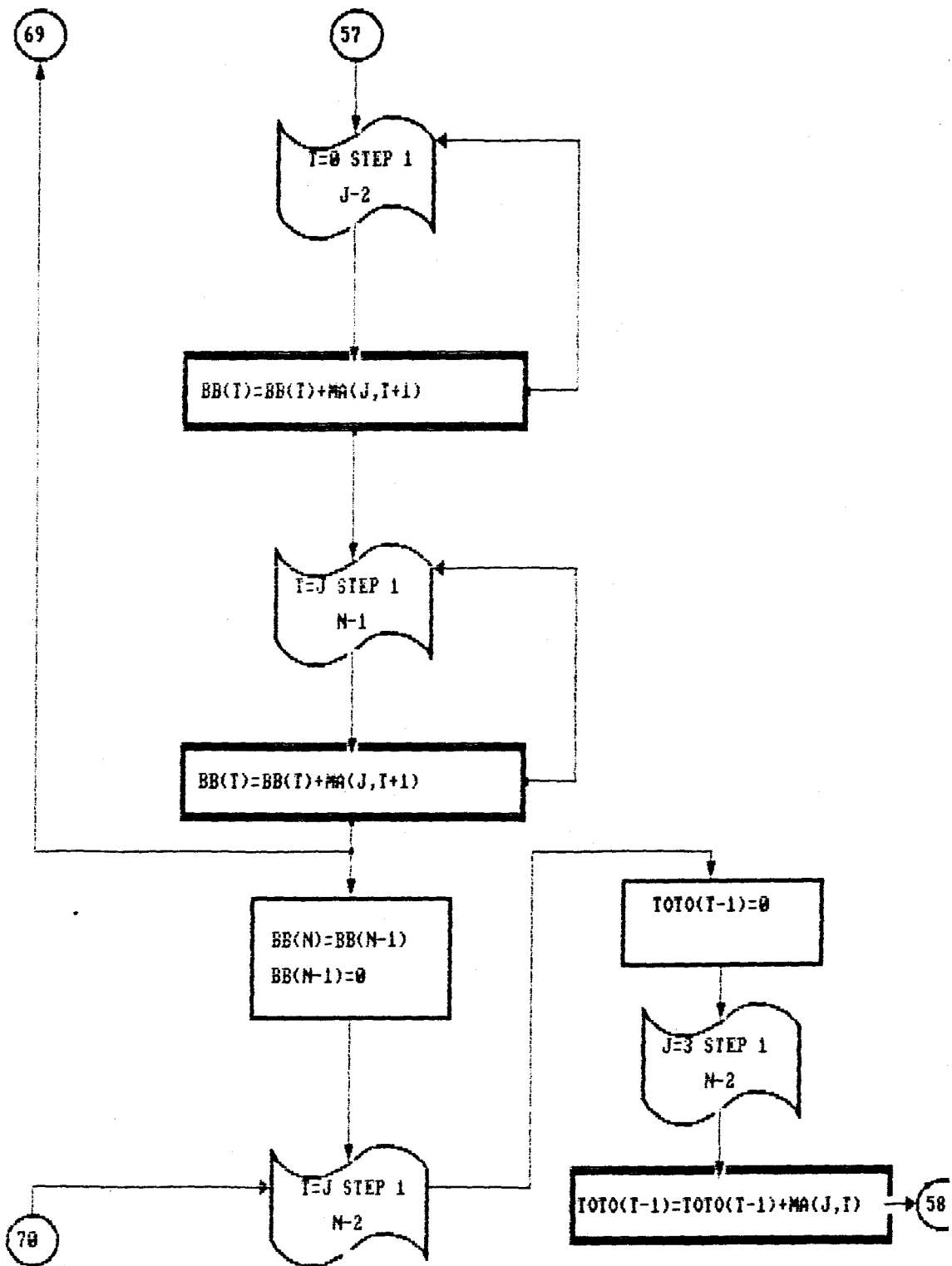


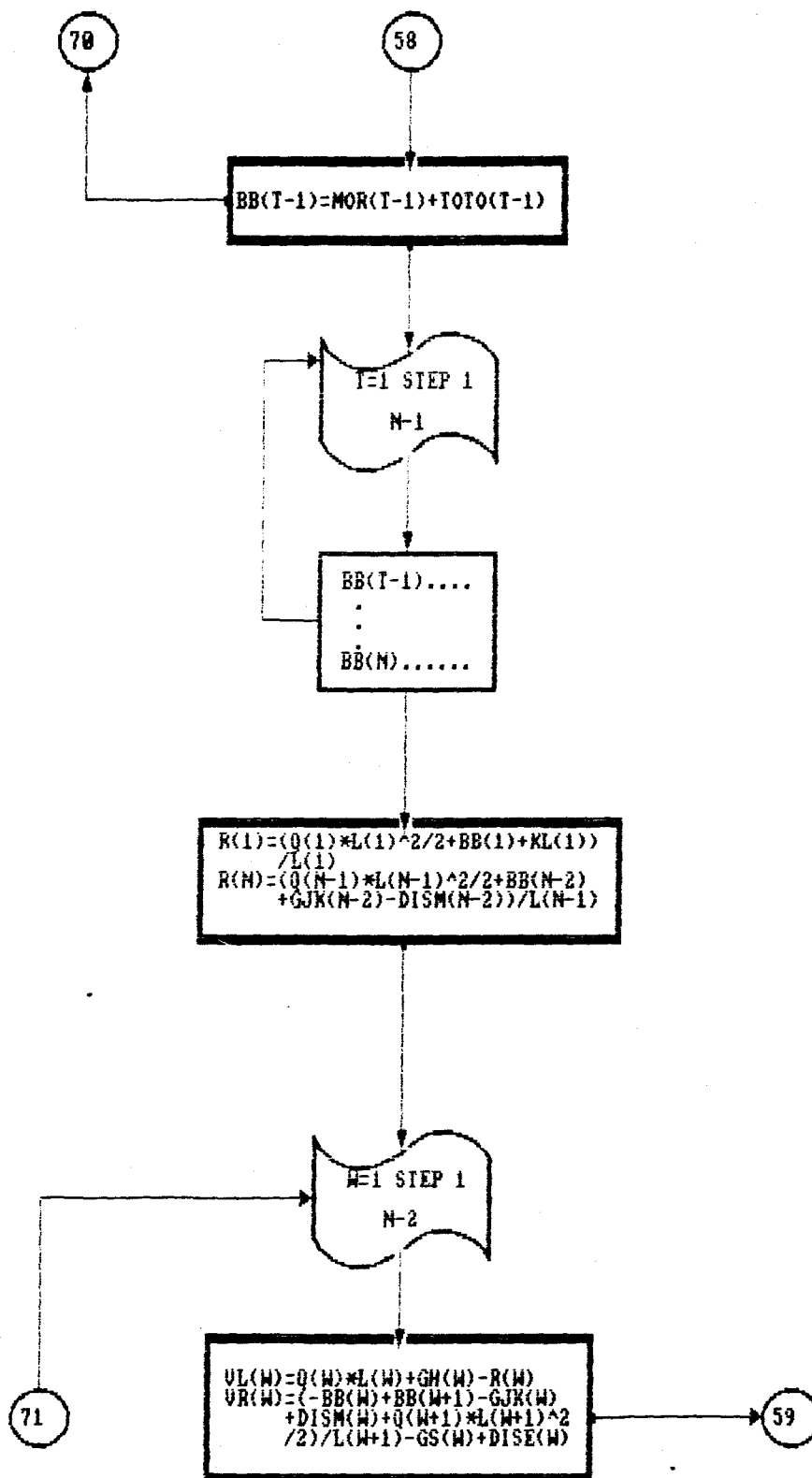


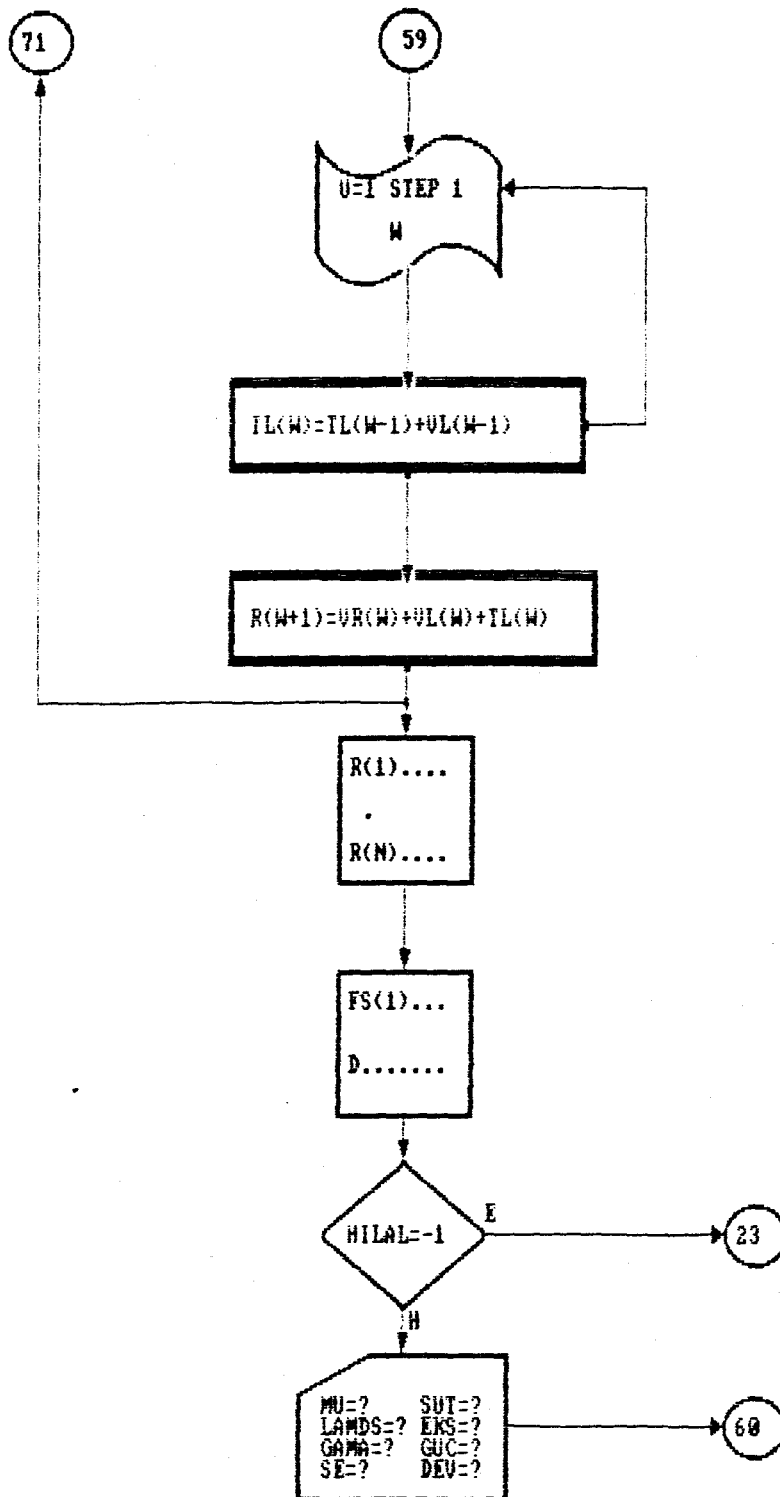


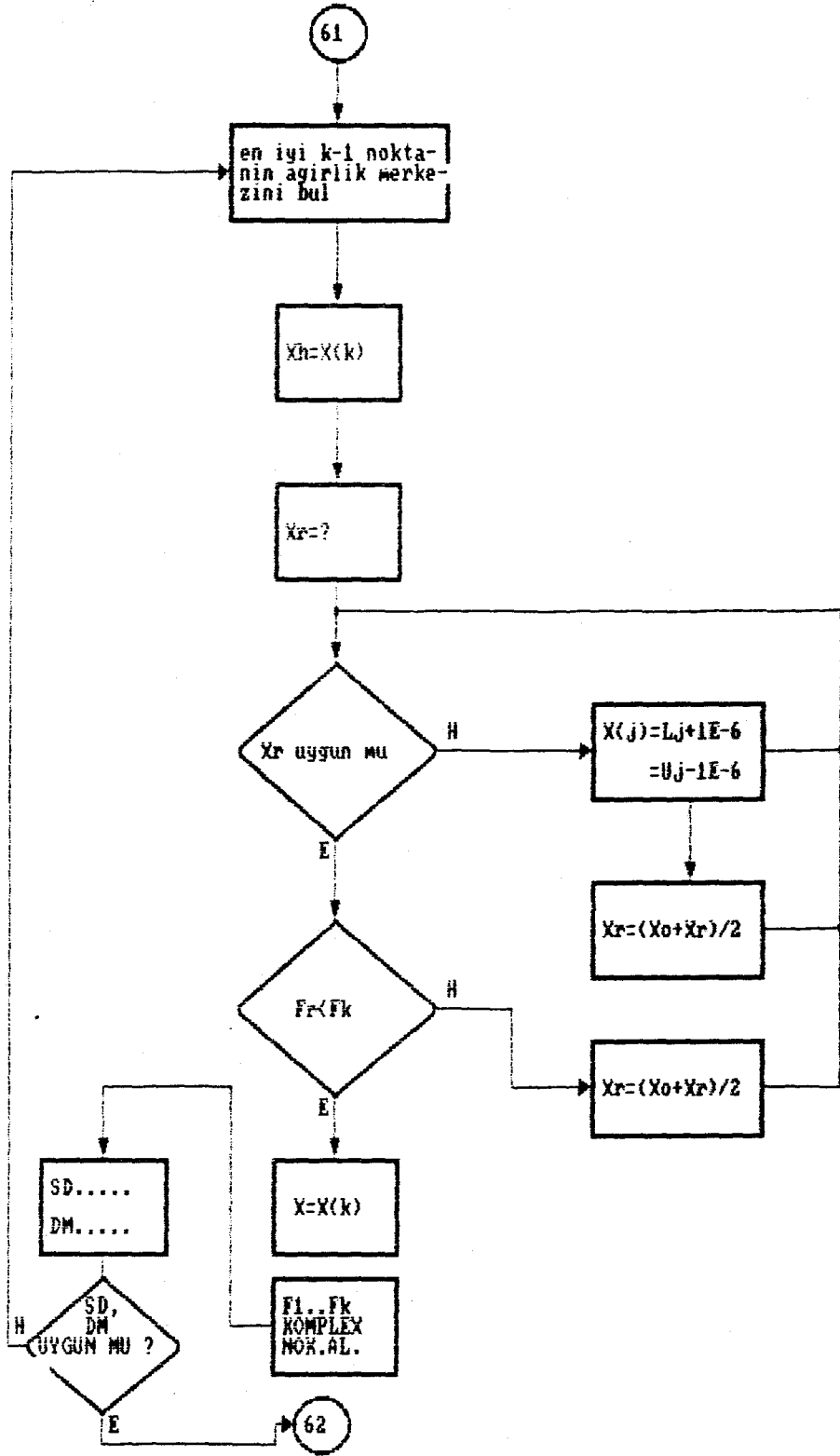


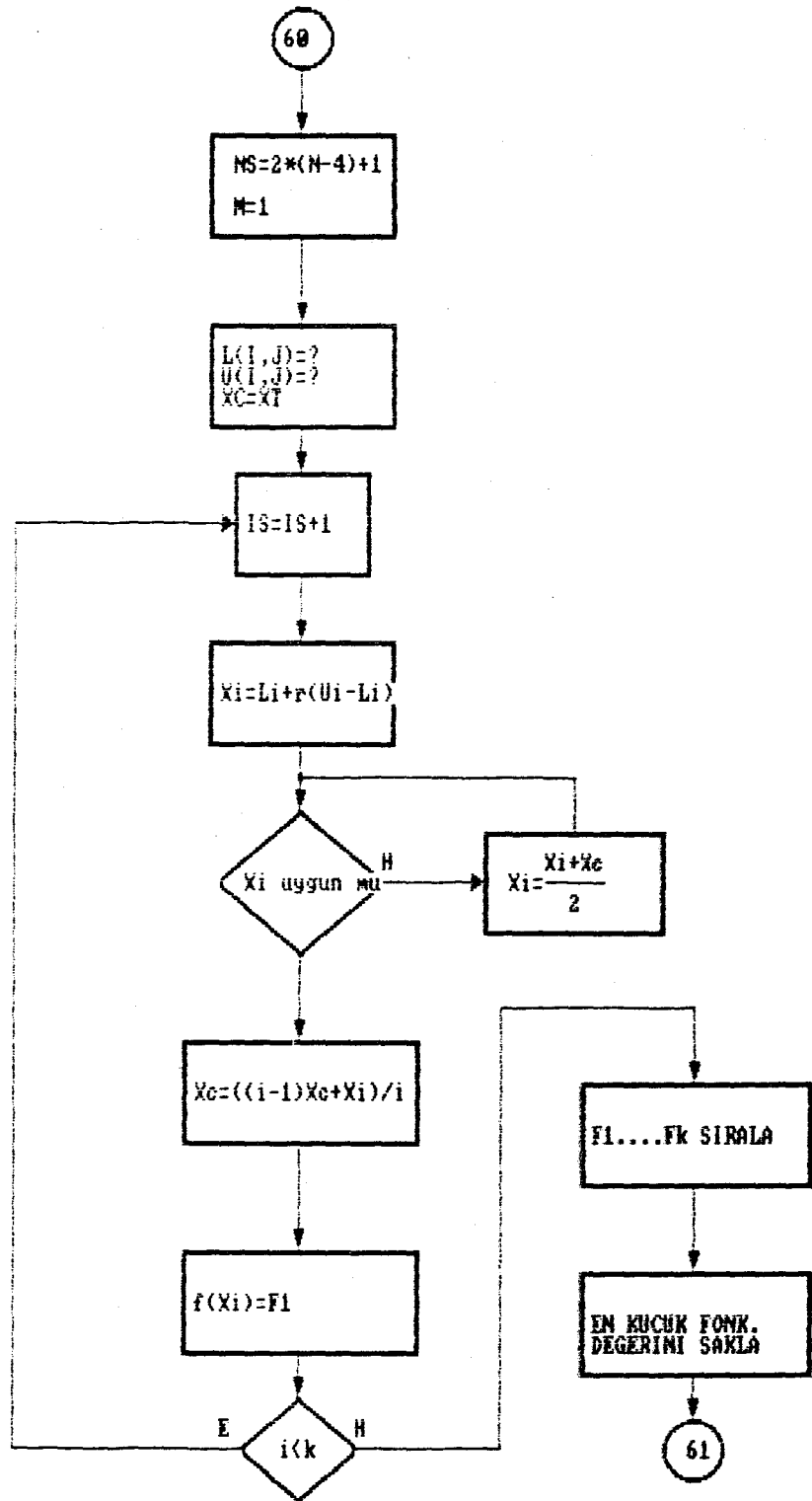












PROGRAMDAN BAZI PROSEDURLER

```

1 KEY OFF
2 DIM A(30,30),P(30),VL(130),PW(30),FONK(30),YU(30),B(30,30),M(100)
3 DIM DEP(20),MA(60,60),KESE(10,10),MOR(300),XS(10),BB(100),VR(90)
5 CLS
6 SCREEN 0
7 GOTO 3410
8 GOSUB 910
9 REM ....TANIMLAMALAR ILE ILGILI VERILERIN GIRISI.....
10 LOCATE 10,25:INPUT "YATAK SAYISI..=";N:LOCATE 10,25:PRINT "
    ":PI=3.141592:IF NK=3 THEN BEEP:GOTO 10
20 LOCATE 10,25:PRINT "
30 PI=3.141592
40 IF NK=3 THEN BEEP:GOTO 10
50 NS=N-2
60 IF NK3 THEN 10
70 FOR K=1 TO N-1
80 LOCATE 4+K,20:INPUT "YATAKLAR ARASI UZUNLUKLAR";PO(K)
90 NEXT K
100 UZAK=PO(N-1)
110 FOR K=1 TO N-1:L(K)=PO(K)-PO(K-1):HIL(K)=L(K)
120 NEXT K
130 GOSUB 960
140 LOCATE 5,20:INPUT "YOGUNLUK=";RO:LOCATE 6,20:INPUT "CAP=";D:LOCATE 7,20:INPUT
    T "PERV.MIL CAPI=";DPM:LOCATE 8,20:INPUT "DISLI MIL CAPI=";DTD:LOCATE 9,20:INPUT
    "EKSENEL KUVVET=";F:FOR T=2 TO N-2:Q(T)=RO*PI*D^2/4:NEXT T:Q(1)=PI*DPM^2/4*RO
150 LOCATE 10,20:INPUT "E=";E:LOCATE 11,20:INPUT "G=";G
160 Q(N-1)=PI*DTD^2/4*RO:GOSUB 960:LOCATE 5,20:INPUT "PERVANE AGIR.";VPA:LOCATE
    6,20:INPUT "MESNETE UZAK.";MUZ:ZZ(1)=PI*DPM^2/4*RO:KL(1)=(ZZ(1)*MUZ^2/2+VPA*MUZ)
    :GH(1)=VPA+ZZ(1)*MUZ:KP(1)=ZZ(1)*MUZ*(MUZ/2+L(1))+VPA*(MUZ+L(1)):GOSUB 960
170 LOCATE 5,20:INPUT "SON AGIR.";SON:LOCATE 6,20:INPUT "UZAK.";SONU:SONB=PI*D^2
    /4*RO:SS(N-2)=(SONB*SONU^2/2+SON*SONU):GJ(N-2)=SON+SONB*SONU:GJK(N-2)=SONB*SONU*
    (SONU/2+L(N-1))+SON*(SONU+L(N-1)):GOSUB 960
180 LOCATE 5,20:INPUT "DISLI AGIR.";DIS(1):LOCATE 6,20:KS=.5:LOCATE 7,20:INPUT "
    YATAK BOYU=";LYZ:GOSUB 960:GOSUB 980:UZAK1=MUZ+L(1):FOR T=2 TO N-2:UZAK2=UZAK2+L
    (T):NEXT T:UZAK3=L(N-1)+SONU
190 DISM(N-2)=-I1*DIS(1):DISE(N-2)=DIS(1)
200 REM ....SISTEM MATRISLERININ OLUSUMU.....
210 FOR T=2 TO N-2:Q(T)=PI*D^2/4*RO:NEXT T
220 Q(1)=PI*DPM^2/4*RO:Q(N-1)=PI*DTD^2/4*RO
230 FOR R=1 TO N-2
240 A(R,N-2)=L(R):A(R,N-1)=2*(L(R)+L(R+1)):A(R,N)=L(R+1)
250 P(R)=(-Q(R)*L(R)^3)/4-(Q(R+1)*L(R+1)^3)/4
260 NEXT R
270 U=0
280 D=0
290 P(1)=(-Q(1)*L(1)^3)/4-(Q(2)*L(2)^3)/4-KL(1)*L(1)
300 P(N-2)=(-Q(N-2)*L(N-2)^3/4-(Q(N-1)*L(N-1)^3/4)-SS(N-2)*L(N-1))
310 FOR T=-1 TO N-4
320 D=D+1
330 FOR Z=N-2 TO 2*N-5
340 U=U+1
350 B(O,U)=A(T+2,Z-T)
360 NEXT Z:U=0:NEXT T
370 FOR T=1 TO N-2:YY(T)=1000
380 NEXT T
390 AS=0
400 QW=0
410 REM .....MATRISIN GORUNTULENMESI.....
420 FOR H=1 TO N-2
430 FOR GSK=1 TO N-2
440 LOCATE 3+H,5+(GSK*6):PRINT B(H,GSK)
450 NEXT GSK
460 NEXT H

```

```

";CHR$(179);P(Y);:NEXT Y:FOR J=1 TO N-2:LOCATE 3+J,9:PRINT CHR$(179):LOCATE
3+J,13+(N-2)*6:PRINT CHR$(179):LOCATE 3+J,40+(N-2)*6:PRINT CHR$(179):NEXT J
480 HYU=0
490 REM .....MATRISIN COZULMESI.....
500 FOR ER=1 TO N-2
510 FOR UI=1 TO ER-1:QW=QW+B(ER,UI)*YY(UI):NEXT UI
520 FOR RT=ER+1 TO N:AS=AS+B(ER,RT)*YY(RT):NEXT RT
530 IF B(ER,ER)=0 THEN 550
540 M(ER)=(P(ER)-QW-AS)/B(ER,ER)
550 QW=0:AS=0:NEXT ER
560 FOR ER=1 TO N-2
570 FOR UI=1 TO ER-1:QW=QW+B(ER,UI)*M(UI):NEXT UI
580 FOR RT=ER+1 TO N:AS=AS+B(ER,RT)*M(RT):NEXT RT
590 IF B(ER,ER)=0 THEN 610
600 YY(ER)=(P(ER)-QW-AS)/(B(ER,ER))
610 QW=0:AS=0:NEXT ER:HYU=HYU+1
620 IF ABS(YY(1)-M(1))<.0000001 THEN 650
630 IF HYU>30 THEN 700
640 GOTO 500
650 IF VPA<>0 THEN BB(0)=KL(1)
660 IF SONUK<>0 THEN BB(N-1)=-SS(N-2)
670 REM .....COZUMUN EKRANA YAZILMASI.....
680 FOR T=1 TO N-2:M(T)=YY(T):NEXT T
690 FOR T=1 TO N-2:BB(T)=0:BB(T)=M(T):NEXT T
700 FOR T=1 TO N-2:LOCATE 11+T,20:PRINT "M(";T;")=";M(T):NEXT T
710 IF VPA<>0 THEN M(0)=KL(1):LOCATE 11,20:PRINT "M( 0 )=";M(0)
720 IF SONUK<>0 THEN M(N)=SS(N-2):LOCATE 11+N-1,20:PRINT "M(";N-1;")=";-M(N)
730 REM .....REAKSIYON KUVVETLERININ OLUSUMU.....
740 R(1)=(Q(1)*L(1)*L(1)/2+M(1)+KP(1))/L(1)
750 R(N)=(Q(N-1)*L(N-1)^2/2+M(N-2)+GJK(N-2)-DISM(N-2))/L(N-1)
760 FOR W=1 TO N-2
770 VL(W)=Q(W)*L(W)+GH(W)-R(W)
780 VR(W)=(-M(W)+M(W+1)-GJK(W)+DISM(W)+Q(W+1)*L(W+1)^2/2)/L(W+1)+GJ(W)+DISE(W)
790 FOR U=1 TO W:TL(W)=TL(W-1)+VL(W-1)
800 NEXT U
810 R(W+1)=VR(W)+VL(W)+TL(W)
820 NEXT W:FOR T=1 TO N:RR(T)=R(T)
830 NEXT T
840 TOP=0:FGH=0:ASD=0
850 FOR Y=1 TO N:LOCATE 10+Y,40:PRINT "R(";Y;")=";R(Y)
860 TOP=TOP+R(Y):NEXT Y
870 FOR T=1 TO N-1:FGH=FGH+Q(T)*L(T):NEXT T
880 ASD=VPA+ZZ(1)*MUZ+FGH+SON+SONB*SONU+DIS(1)+DIS(2)+DIS(3):LOCATE 21,23:PRINT
CHR$(228);"Fy=";ASD;"-";TOP;"=";ASD-TOP
890 QQS=INKEY$:IF QQS="" THEN 890
900 GOTO 1670
910 FOR T=1 TO 79
920 LOCATE 1,T:PRINT CHR$(176):LOCATE 22,80-T:PRINT CHR$(176)
930 NEXT T
940 LOCATE 23,23:PRINT "MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)":LOCATE 5,20
950 RETURN
960 FOR T=1 TO N+5:LOCATE 4+T,20:PRINT "
";:NEXT T
970 RETURN
980 LOCATE 3,25:PRINT N-1;" .YATAGA GORE UZAKLIKLAR"
990 LOCATE 5,20:INPUT "L1=";I1:FOR T=1 TO 3:LOCATE 2+T,20:PRINT "
"
1000 NEXT T
1010 RETURN
1020 FOR T=1 TO N-1:YP(T-1)=M(T-1):M(T-1)=BB(T-1):NEXT T
1030 REM .....DIYAGRAMLARIN HAZIRLANMASI.....
1040 YP(N)=M(N):M(N)=BB(N):LA=BB(0)/1500:SCREEN 1:CLS:GOSUB 1620

```

```

1630 LINE (10,10)-(10,310):LINE (700,10)-(700,310):LINE (10,175)-(700,175)
1640 WINDOW (0,-320)-(PD(N-1)*100+1000,320)
1650 E=2.1E+10:G=8.4E+09:M(N-1)=M(N)
1660 RETURN
1670 FER$=INKEY$:IF FER$="" THEN 1670
1680 CLS:SCREEN 0:PI=3.141591
1690 I=PI*D^4/64:GOTO 2860
1700 FOR T=1 TO 79:LOCATE 1,T:PRINT CHR$(176):LOCATE 22,80-T:PRINT CHR$(176):NEX
T T
1710 LOCATE 3,21:PRINT "YATAY VE DUSEY DEPLASMAN MIKTARLARI"
1720 LOCATE 23,23:PRINT "MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)":LOCATE 5,20
1730 IF HILAL=-1 THEN GOSUB 1750 ELSE GOSUB 2810
1740 REM .....SISTEM DEGISIM MATRISININ OLUSUMU.....
1750 FOR T=2 TO N-2:Q(T)=PI*D^2/4*RO:NEXT T
1760 Q(1)=PI*DPY^2/4*RO:Q(N-1)=PI*DTD^2/4*RO
1770 FOR R=1 TO N-2
1780 A(R,N-2)=L(R):A(R,N-1)=2*(L(R)+L(R+1)):A(R,N)=L(R+1)
1790 P(R)=(-Q(R)*L(R)^3)/4-(Q(R+1)*L(R+1)^3)/4
1800 NEXT R:U=0:O=0
1810 P(1)=(-Q(1)*L(1)^3)/4-(Q(2)*L(2)^3)/4-KL(1)*L(1)
1820 P(N-2)=(-Q(N-2)*L(N-2)^3/4-(Q(N-1)*L(N-1)^3/4)-SS(N-2)*L(N-1))
1830 FOR T=-1 TO N-4:O=O+1
1840 FOR Z=N-2 TO 2*N-5:U=U+1
1850 B(Q,U)=A(T+2,Z-T)
1860 NEXT Z:U=0:NEXT T
1870 FOR T=1 TO N:YY(T)=M(T):NEXT T:AS=0:QW=0
1880 HYU=0
1890 REM .....SISTEM DEGISIM MATRISININ COZUMU.....
1900 FOR ER=1 TO N-2
1910 FOR UI=1 TO ER-1:QW=QW+B(ER,UI)*YY(UI):NEXT UI
1920 FOR RT=ER+1 TO N:AS=AS+B(ER,RT)*YY(RT):NEXT RT
1930 IF B(ER,ER)=0 THEN 1950
1940 M(ER)=(P(ER)-QW-AS)/B(ER,ER)
1950 QW=0:AS=0:NEXT ER
1960 FOR ER=1 TO N-2
1970 FOR UI=1 TO ER-1:QW=QW+B(ER,UI)*M(UI):NEXT UI
1980 FOR RT=ER+1 TO N:AS=AS+B(ER,RT)*M(RT):NEXT RT
1990 IF B(ER,ER)=0 THEN 2010
2000 YY(ER)=(P(ER)-QW-AS)/(B(ER,ER))
2010 QW=0:AS=0:NEXT ER
2020 IF ABS(YY(1)-M(1))<.0000001 THEN 2050
2030 HYU=HYU+1:IF HYU>30 THEN 2050
2040 GOTO 1900
2050 FOR T=1 TO N-2:M(T)=YY(T):NEXT T
2060 FOR T=1 TO N-2:BB(T)=0:BB(T)=M(T):NEXT T
2070 IF VPA<>0 THEN BB(0)=KL(1)
2080 IF SONUK>0 THEN BB(N-1)=-SS(N-2)
2090 REM .....DEGISIM REAKSIYON KUVVETLERININ OLUSUMU.....
2100 RR(1)=0:RR(1)=(Q(1)*L(1)*L(1)/2+M(1)+KP(1))/L(1)
2110 RR(N)=0:RR(N)=(Q(N-1)*L(N-1)^2/2+M(N-2)+GJK(N-2)-DISM(N-2))/L(N-1)
2120 FOR W=1 TO N-2
2130 VL(W)=0:VL(W)=Q(W)*L(W)+GH(W)-RR(W)
2140 VR(W)=0:VR(W)=(-M(W)+M(W+1)-GJK(W)+DISM(W)+Q(W+1)*L(W+1)^2/2)/L(W+1)+GJ(W)+
DISE(W)
2150 FOR U=1 TO W
2160 TL(W)=0:TL(W)=TL(W-1)+VL(W-1)
2170 NEXT U
2180 RR(W+1)=0
2190 RR(W+1)=VR(W)+VL(W)+TL(W)
2200 NEXT W
2210 IF HILAL=-1 THEN 2260 ELSE GOSUB 2780
2220 FOR T=1 TO N-2:BB(T)=0:BB(T)=M(T):NEXT T
2230 IF SONUK>0 THEN BB(N-1)=-SS(N-2)
2240 IF VPA<>0 THEN BB(0)=KL(1)

```

```

2890 LOCATE 23,23:PRINT "MUSTAFA KURT SOFTWARE 1992 (c)":LOCATE 5,20
2900 LOCATE 5,18:INPUT "MU=";MU:LOCATE 6,18:INPUT "LAMDA=";LAM:LOCATE 7,18:INPUT
"GAMA=";GAMA:LOCATE 8,18:INPUT "SE=";SE
2910 LOCATE 9,18:INPUT "SUT=";SUT:LOCATE 10,18:INPUT "EKS=";EKS:LOCATE 11,18:INP
UT "GUC=";GUC:LOCATE 12,18:INPUT "DEVIR=";DEV:MB=974*GUC/DEV:TYU=0
2920 FOR T=1 TO NS:XS(T)=0:DEP(T+1)=XS(T):NEXT T:PLO1=DPM:PLO2=D:PLO3=DTD
2930 HO=.0001:CLS:GOSUB 3180:GOTO 2950
2940 HILAL=-1:FOR T=2 TO N-1:DEP(T)=XS(T-1):NEXT T:GOTO 2220
2950 IF R(2)<0 OR R(2)<R(1)/3 THEN XS(1)=XS(1)+HO:GOTO 2940
2960 IF R(3)<0 THEN XS(2)=XS(2)+HO:GOTO 2940
2970 FOR T=4 TO N-2
2980 IF R(T)<0 THEN XS(T-1)=XS(T-1)+HO:GOTO 2940
2990 IF SON=0 AND R(T)>R(1)/5 THEN XS(T-1)=XS(T-1)-HO:GOTO 2940
3000 NEXT T
3010 IF SON=0 AND R(N-1)<0 THEN XS(N-2)=XS(N-2)+HO:GOTO 2940
3020 IF SON<>0 AND R(N-1)<R(N)/10 THEN XS(N-2)=XS(N-2)+HO:GOTO 2940
3030 BEEP:YAKO=RND/250
3040 REM .....MUKAVEMET KONTROLUNUN OLLUSU MU.....
3050 D=D-YAKO:DPM=DPM-YAKO:DTD=DTD-YAKO:PI=3.141591:A=PI*DPM^2/4:I=PI*DPM^4/64
3060 SIMI=((D*BB(0)/(2*I)+F*(1+MU)/A)^2+3*(D*MB*(1+LAM)/(4*I))^2)^(1/2)
3070 SIMA=((D*BB(0)/(2*I)+F*(1+(-1)^GAMA*MU)/A)^2+3*(D*MB*(1+(-1)^GAMA*LAM)/(4*I
))^2)^(1/2)
3080 SIGALT=(SIMA-SIMI)/2:SIGST=(SIMA+SIMI)/2
3090 DI=D+.1:FII=(D*DI+((D*DI)^2+(LYZ*DI)^2+LYZ^4)^(1/2))/(DI^2+LYZ^2):FIM=PI/2-
3*FII^5/40-FII^3/6-FII
3100 JAS=(EKS*SIGALT/SE+(SIGST/SUT)^2)
3110 Z1=PI/4*RO*(PLO1^2*UZAK1+PLO2^2*UZAK2+PLO3^2*UZAK3)/1000:Z2=PI/4*RO*(DPM^2*
UZAK1+D^2*UZAK2+DTD^2*UZAK3)/1000:LOCATE 15,9:PRINT USING "#####.###";Z1:LOCATE 1
7,9:PRINT USING "#####.###";Z2
3120 IF JAS<.91 THEN BEEP:LOCATE 13,9:PRINT "D=";USING "#.###";D:LOCATE 19,32:PR
INT USING "###.###";(Z1-Z2)*100/Z1:LEP(2)=LEP(2)-.01:LEP(3)=LEP(3)-.01:LEP(4)=LEP(
4)-.01:LEP(6)=LEP(6)+.01:LEP(5)=LEP(5)+.01
3130 LOCATE 13,19:PRINT "D1=";USING "#.###";DPM:LOCATE 13,30:PRINT "D2=";USING "
#.###";DTD:GOSUB 3170:IF XS(2)>=.034 THEN GOTO 3150
3140 GOTO 1750
3150 HHH$=INKEY$:IF HHH$="" THEN 3150 ELSE GOTO 1020
3160 REM .....SONUCLARIN TABLOLANMASI.....
3170 YUK=0:DAG=0:FOR T=2 TO N-2:YUK=YUK+HIL(T):CV(T)=YUK-DAG+LEP(T+1):DAG=DAG+CV
(T):NEXT T:FOR T=2 TO N-2:L(T)=CV(T):NEXT T:RETURN
3180 FOR T=1 TO 2:LOCATE 2*T,9:PRINT "_____
_____":NEXT T
3190 FOR T=18 TO 20 STEP 2:LOCATE T,9:PRINT "_____
_____":NEXT T
3200 NEXT T
3210 FOR T=4 TO 18:LOCATE T,2:PRINT CHR$(179)
3220 NEXT T
3230 FOR T=1 TO 8:LOCATE 2+T*2,3:PRINT "_____
_____":NEXT T
3240 NEXT T
3250 FOR J=3 TO 19:LOCATE J,8:PRINT CHR$(179)
3260 NEXT J
3270 FOR T=2 TO 8:LOCATE 3,T*9-1:PRINT CHR$(179)
3280 NEXT T
3290 FOR J=3 TO 19:LOCATE J,80:PRINT CHR$(179)
3300 NEXT J
3310 LOCATE 23,27:PRINT "MUSTAFA KURT SOFTWARE (C) 1992"
3320 FOR T=1 TO 8:LOCATE 3,9*T+3:PRINT T
3330 NEXT T
3340 LOCATE 5,3:PRINT "M KNm":LOCATE 7,3:PRINT "R KN":LOCATE 9,3:PRINT "L m":
LOCATE 11,3:PRINT "N mm":LOCATE 13,3:PRINT "D m":LOCATE 15,3:PRINT "Z(0)":LOC
ATE 17,3:PRINT "Z(x)"
3350 LOCATE 13,9:PRINT "D=";USING "#.###";D
3360 LOCATE 13,19:PRINT "D1=";USING "#.###";DPM
3370 LOCATE 13,30:PRINT "D2=";USING "#.###";DTD
3380 LOCATE 19,9:PRINT "SAFI SISTEMI MALİYETİ %"

```

KAYNAKLAR

1. Kafalı, K., Gemilerin Dizaynı, İstanbul Teknik Üniversitesi, Sayı:1365, 1988
2. Fisher, K.W., Economic Optimization Procedures in Preliminary Ship Design, TRANS of R.I.N.A., Vol.114, pp.293-317, 1972
3. Lyon, T.D. and Mistree, F., A Computer-Based Method for the Preliminary Design of Ships, Journal of Ship Research, Vol.29, No.4, pp.251-269, 1985
4. Shigley, J.E., Mechanical Engineering Design, First Metric Edition, Mc Graw-Hill Book Co., New York, 1986
5. Parsons, M.G. and Vorus, W.S., Added Mass and Damping Estimates for Vibrating Propellers, Proceedings, 81 Symposium, Virginia Beach, pp.273-302, May 26-27, 1981
6. Michael, G.P., Mode Coupling in Torsional and Longitudinal Shafting Vibrations, Marine Technology, Vol.20, No.3, pp.257-271, July 1983
7. Henryk, W., Algorithm for Statical Calculation of Ships Shaftlines, European Shipbuilding, No.2, 1970
8. Bradshaw, R.T. and Vassilopoulos, L., Super Ocean Carriers, Proceeding, Super Ocean Carriers Conference, New York, 1974
9. Batten, B.K., Marine Machinery Failures, TRANS, IME, Vol.84, pp.271-290, 1972
10. Wilkin, T.A. and Strassheim, W., Some Theoretical and Practical Aspects of Shaft Alignment, International Marine and Shipping Conference, IME, Group 9, Stern Gear and Shafting, Propellers., 1973
11. Andersen, H.C. and Zrodowski, J.J., Co-ordinated Alignment of Line Shaft, Propulsion Gear and Turbines, TRANS, SNAME, Vol.67, pp.449-467, 1959
12. Herbert, C.W. and Hill, A., Sterngear Design for Maximum Reliability-The Glacier Herbert System, TRANS, IME, Vol.84, pp.349-361, 1972
13. Heck, J.W. and Baker, E., Marine Propeller Shaft Casualties, TRANS, SNAME, Vol.71, pp.327-333, 1963

14. Yellowley, G. and Richard, J.E., Marine Shafting Alignment, TRANS, NECIES, Vol.70, pp.258-267, 1954
15. Antkowiak, E.T., Calculation of Ship Propulsion Shafting Bearing Reactions on an IBM 650 computer, Boston Naval Shipyard, Development Report No.R-11, October 1957
16. Andersen, H.C. and Zrodowski, J.J., Co-ordinated Alignment of Line Shaft, Propulsion Gear and Turbines, TRANS, SNAME, Vol.67, pp.440-451, 1959
17. Harrington, R.L., Marine Engineering, SNAME, New York, 1971
18. Guyc, V. and Budd, W.I., Reduction Gear Damages Related to External Influences, Marine Technology, Vol.12, No.4, pp.335-366, 1975
19. Henry, C. and Zrodowski, J.J., Co-ordinated Alignment of Line Shaft, Propulsion Gear and Turbines, TRANS, SNAME, Vol.92, pp.234-242, 1972
20. Robert, B.G., Shaft Alignment Methods with Strain Gages and Load Cells, Marine Technology, Vol.17, No.1, pp.8-15, 1980
21. Albert, W.F. and Richard, F., Shaft Alignment Using Strain Gages, Marine Technology, Vol.18, No.3, pp.276-284, 1981
22. Henryk, W., Algorithm for Statical Calculation of Ships Shaftlines, European Shipbuilding, No.1, 1970
23. Michael, G.P., Mode Coupling in Torsional and Longitudinal Shafting Vibrations, Marine Technology, Vol.20, No.3, pp.257-271, 1983
24. Benford, H., Principles of Engineering Economy in Ship Design, TRANS, SNAME, 1963
25. Alfred, A.M., Discounted Cash Flow and Corporate Planning, Woolwich Economic Papers, No.3, 1964
26. Goss, R.O., Economic Criteria for Optimal Ship Designs, TRANS, ROY. INSTN. NAV., ARCHIT., 107, pp.581-600, 1965
27. Vassilopoulos, L., Constraint Equations for Optimum Shaft Alignment Problems, TRANS I Mar E(c), Vol.91, Conference No.4, Paper C33, 1979
28. Bradshaw, R.T., The Optimum Alignment of Marine Shafting, Marine Technology, Vol.11, Part 3., 1974

29. Voky, G.C., Damage to Main Gearing Related to Shafting Alignment, Int. Marine and Shipping Conf., IME, Sect15, Sterngear Shafting and Propellers, 1969
30. Toyoaki, O., Sadao, A. and Rinichi, W., Calculation Method of Shaft Alignment in Relation to Oil Film Formation on Sterntube Bearings, Mitsubishi Heavy Industries, ltd, Technical Review, 1975
31. Larson, O.G., Some Considerations on Marine Shafting Design, TRANS I Mar E(c), Vol.91, Conference No.4, Paper C30, 1979
32. Akkurt, M. ve Kent, M., Makina Elemanları, C.I, 2.Baskı, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1982
33. Rules for Building and Classing Steel Vessls, American Bureau of Shipping, New Jersey, 1989
34. Küçükşahin, F., İçten Yanmalı Makinalar, Milli Eğitim Basımevi, İstanbul, 1980
35. Johnson, R.S., Computer-Aided Ship Design, No.98, University of Michigan, 1970
36. Dayde, M., Parallel Algorithms for Nonlinear Programming Problems, Journal of Optimization Theory and Applications, Vol.61, No.1, pp.23-46, 1989
37. Lyon, T.D. and Mistree, F., A Computer-Based Method for the Preliminary Design of Ships, Journal of Ship Research, Vol.29, No.4, pp.251-269, 1985
38. Kupras, L.K., Design Charts for Determining Main Dimensions, Main Engine Power and Building Cost of Bulk Carriers, I.S.P., Vol.28, pp.136-150, 1981
39. Harold, I., Structural Analysis, Mc Graw-Hill Book Co., 1988
40. Croucher, S.J., Operations Research A First Course, Pergamon Press, New York, 1980
41. Bunday, B.D., Basic Optimization Methods, Edward Arnold Pty.Ltd., 1984
42. Forging Design Handbook, American Socceity for Metals, Metals Park, Ohio, 1972
43. Harrington, R.L., Marine Engineering, Ed., SNAME, 1971

DZGEÇMİŞ

1964 yılında Samsun'un Bafra Kazasında doğdu. İlk ve orta öğrenimini Bursa'da bitirdi. 1986 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümünden mezun oldu.

1988-1991 yılları arasında Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı ve aynı zamanda M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Eğitimi Ana Bilim Dalında yüksek lisansını tamamladı.

Şubat 1991 - Aralık 1991 tarihleri arasında YÖK/DB Endüstriyel Eğitim Projesi II vasıtasıyla İngiltere'de bulundu. Burada Üretim metodları, Bilgisayar destekli tasarım, Sayısal kontrollü bilgisayarlarla Üretim(CNC) ve Eğitim konularında kurslar aldı.

Şubat 1992 tarihinde M.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümünde öğretim görevlisi olarak çalışmaya başladı. Bilgisayar Programlama, Mukavemet ve Statik derslerine girdi. Halen bu görevine devam etmektedir.

100