

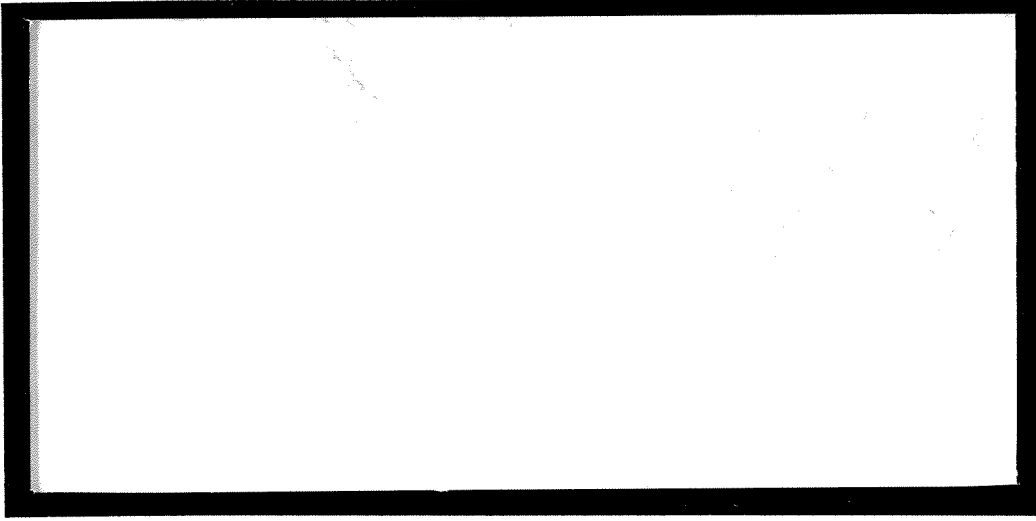
1999-69

DUP



TÜRKİYE BİLİMSEL VE  
TEKNİK ARAŞTIRMA KURUMU

THE SCIENTIFIC AND TECHNICAL  
RESEARCH COUNCIL OF TURKEY



**Makina, Kimyasal Teknolojiler, Malzeme ve İmalat Sistemleri  
Araştırma Grubu**

**Mechanical Engineering, Chemical Technologies, Material  
Sciences and Manufacturing Systems Research Grant  
Committee**

621.431.7 : 681.3.06

B 357 b

# BİLGİSAYAR DESTEKLİ MOTOR TASARIMI

PROJE NO: MODİSA 10

TEKNIK BİLİMLER  
TEKNİK ANA BİLİM  
MÜHÜRÜ KUTUPHANESİ

Prof.Dr. Demir Bayka

TEMMUZ 1994  
ANKARA

68587

## ÖNSÖZ

Tübitak tarafından desteklenen araştırma projelerinin teknoloji alanlarında toplanması ile Modisa olarak bir araya gelen araştırma gurubunda toplam olarak 11 değişik proje yapılmaktadır. Bunların içinde bilgisayar destekli tasarım olarak, imalat ağırlıklı olmayan bu proje otomotiv endüstrisine yöneliktir. Bu tür yazılımların, özellikle otomotiv fabrikaları ile yan sanayi kuruluşları arasında, motor parçası tasarımı ve imalatında sağlıklı bir diyalog kurulmasına yardımcı olması temenni edilmektedir.

Bu projede, otomotiv sanayimize faydalı olabilecek bir bilgisayar yazılımı hazırlandı. Motor performansı ve tasarımı ile ilgili iki ayrı yazılım ve sonlu eleman metodu ile yapısal ve termik analiz yapan genel amaçlı bir paket program entegre edildi. Tübitak'tan sağlanan destek ile ancak yazılımlar için bilgisayar alt yapısı oluşturuldu. Ansys sonlu eleman paket programının iki yıllık kirası ve AutoCad 12 gibi genel amaçlı çizim programları ODTÜ tarafından temin edildi.

Konu olarak kapsamlı olan projenin , bu alanda yapılması öngörülen bir dizi, modüler çalışmanın ilki olarak görülmesi gerekir. Bu prooje, metod oluşturulması ve motor performansının motor parçalarının ölçülerine bağlı analizi ve sonlu eleman paket programının kullanabileceği formatta veri üretilmesi sağlanmıştır.

## İçindekiler

<u>Kısım</u>		<u>Sayfa No:</u>
	Önsöz	2
	İçindekiler	3
	Öz	6
	Abstract	6
	Giriş	7
1		7
1.1	Projenin Konusu	7
1.2	Projenin Amacı	8
1.3	Projenin Kapsamı	8
1.4	Projenin Metodu	8
2	Gelişme	9
2.1	Dieser Motor Çevrim Analizi	9
2.1.1	Sıkıştırma Süreci	10
2.1.2	Isı Transferi	12
2.1.3	Gaz Özelliklerinin Hesaplanması	16
2.1.4	Dieser Motorda Yanma Sürecinin Modellenmesi	18
2.1.5	Damlacık Boyutlarının Matematiksel Modeli	18
2.1.6	Sauter Ortalama Çapı	20
2.1.7	Bir Damlacığın Buharlaşması	21
2.1.8	Yanma Isısı	28
2.1.9	Neticeler	33
2.2	Bujili Motor Çevrim Analizi	34
2.2.1	Yanma Modeli	35
2.2.2	Disk Tavanlı Yanma Odası	36
2.2.3	V-tipi Eğik Yanma Odası	39
2.2.4	Yanmanın Kimyasal Termodinamiği	43
2.2.5	Yanma Sırasında Alev İlerlemesinin Modellenmesi	44
2.2.6	Yanma Isısı	46
2.2.7	Neticeler	47
2.3	Entegre Çevrim Programı	49
2.3.1	Benzinli Motor Çevrim Programı	49
2.3.2	Motor Parçalarının Boyutlandırılması	56
2.4	Sonlu Elemanlarla Kuvvet Analizi	59
2.4.1	ASKA Programı İle Yapılan Kuvvet Analizi	60
2.4.2	ANSYS 5.0 İle Yapılan Analizler	66
2.4.3	ANSYS 5.0 İle Katı Modelleme	66
2.4.4	ANSYS 5.0 İle Kuvvet Analizi	66
3	Sonuç	85
	Yararlanılan kaynaklar	86
	Bibliografik Bilgi Formu	87

## Tablolar

	<u>Sayfa No:</u>	
Tablo 1	Çalışma takvimi	9
Tablo 2	Başlıca Sonlu Eleman Programları	59

SekillerSayfa No:

Şekil 1.	Damlacık Boyut Dağılımı	19
Şekil 2	Buharlaştırma Damlacık Modeli	21
Şekil 3	Püskürtülen Yakıtın Damlacıklara Ayrışması	28
Şekil 4	Yanabilir karışım oluşum hızı ile ısının serbest kalma ilişkisi	31
Şekil 5	Püskürtülürken giriş çapı 18.83 micron olan bir damlacığın buharlaşırken sıcaklığının ve çapının değişmesi	33
Şekil 6	DeneySEL ve teorik gaz basınçlarının karşılaştırılması (Ali, 1980)	33
Şekil 7	DeneySEL ve Teorik Gaz Sıcaklıkları (Ali, 1980)	34
Şekil 8	Disk Tavanlı Yanma Odası	36
Şekil 9a	$d < r < (d^2 - H^2)^{1/2}$ olduğu durumdaki alev ilerlemesi	38
Şekil 9 b	$r > (2R - d)$ olduğu durumdaki alev ilerlemesi	39
Şekil 10	V-tipi Eğik Tavanlı Yanma Odası	40
Şekil 11	İki bölgeyi yanma modeli	45
Şekil 12	Ortalama Gaz Sıcaklığının Değişimi (Etiz, 1994)	47
Şekil 13	Teorik ve DeneySEL Basınçların Karşılaştırılması (Etiz, 1994)	47
Şekil 14	Ateşleme Avansının Gaz Basıncına Etkisi (Etiz, 1994)	48
Şekil 15	Sıkıştırma Oranının Efektif Basınca ve İndike Verime Etkisi (Etiz, 1994)	48
Şekil 16	Programın açılış sayfası	49
Şekil 17	Motor parametrelerinin seçimi	50
Şekil 18	Yanma odası seçimi	50
Şekil 19	Disk Tipi Yanma Odası	51
Şekil 20	Tepe Açılı Yanma Odası	51
Şekil 21	Süpoz Tiplerinin ve Açılarının Seçimi	52
Şekil 22	Isı Transfer Model Seçimi	52
Şekil 23	Termodinamik çevrim	53
Şekil 24	Basınç - Krank Açısı	53
Şekil 25	Sıcaklık - Krank Açısı	54
Şekil 26	Basınç - Silindir Hacmi	54
Şekil 27	Sıcaklık - Silindir Hacmi	55
Şekil 28	Emme ve Egzos Süpozlarının Açılımı	55
Şekil 29	Yanan Gazın Kütle Yüzdesi	56
Şekil 30	Yanan Gazın Hacim Yüzdesi	56
Şekil 31	Genel Performans Göstergesi	57
Şekil 32	Motor parçalarının seçimi	57
Şekil 33	Silindir Gömleği Hesabı	58
Şekil 34	Piston Verilerinin Tanımlanması	58
Şekil 35	Motorun hareket eden aksamına gelen toplam kuvvetler	60
Şekil 36	Modüler olarak kısımlara bölünmüş krank mili	61
Şekil 37	Bir silindir altındaki komple krank mili bölümü	62
Şekil 38	Bir silindir altındaki basitleştirilmiş krank mili bölümü	62
Şekil 39	Yağ deliğinin bulunduğu bölgedeki elemanlar	63
Şekil 40	Denge ağırlıklarının benzetimi	63
Şekil 41	Denge ağırlıksız olarak krank milinin yüklenmesi	64
Şekil 42	Krank milinin birinci ve ikinci 90 derece dönüş ilişkisi	64
Şekil 43	Krank milinde yükleme sonucu meydana gelen deplasmanlar	65
Şekil 44	y eksenine dik normal gerilimler	65
Şekil 45	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Ön Çizimi	67

Sekiller (devam)

Sayfa No:

Şekil 46	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Sınır Çizimi	68
Şekil 47	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Sınır Çizimi	69
Şekil 48	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Katı Modeli	70
Şekil 49	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülü	71
Şekil 50	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri	72
Şekil 51	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri	73
Şekil 52	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri	74
Şekil 53	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri	75
Şekil 54	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri	76
Şekil 55	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston İz Düşümü	77
Şekil 56	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Yarım Piston	78
Şekil 57	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Sonlu Elemanlar	79
Şekil 58	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Sonlu Elemanlar	80
Şekil 59	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Normal Gerilim Dağılımı	81
Şekil 60	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - y eksenine dik normal gerilimler	82
Şekil 61	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - x eksenine dik normal gerilimler	83
Şekil 62	ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - xy eksenine dik normal gerilimler	84

## Öz

Bu projede bilgisayar destekli motor tasarımı için gerekli modüler paket yazılımların geliştirilmesi için iki aşamalı bir çalışma yapıldı. Birinci aşamada Diesel ve benzinli motorların termodinamik çevrimlerinin simülasyonu için yazılımlar geliştirilmiştir. İkinci aşamada da, motor parçalarının tasarımı için, birinci aşamadaki programlarla entegre olarak çalışan ve sonlu elemanlar tekniğini kullanan bir yazılım hazırlandı. Termodinamik çevrimlerin simülasyonu için hazırlanmış olan programların içindeki yanma ile ilgili modüllere yeni modeller eklenerek, öncelikle Türkiye'de imal edilen motorların yanma odaları simüle edilmiştir. Silindir kafalarındaki süpob sayısı, yanma odası şekli ve buji konumu parametrik olarak incelenebilmektedir. Projede üç ayrı özgün yazılım ve ANSYS hazır yazılımı kullanılmıştır. Yardımcı yazılım olarak AUTOCAD 12 kullanılmıştır. Özgün yazılımlardan ikisi termodinamik çevrim simülasyonu ve üçüncüsü de motor performans ve tasarım yazılımıdır. Üçüncü yazılımdan elde edilen motor parça boyutlarının kontrolü, termodinamik çevrim verileri ile birlikte, ANSYS programı tarafından yapıldı.

## Abstract

In this project, a two stage study was undertaken for preparing modular software packages, for the computer aided design of internal combustion engine. In the first stage, software packages were developed, for the simulation of the thermodynamic cycles of Diesel and spark ignition engines. In the second stage, a software package, which was integrated to the programs in the first stage and which uses finite element techniques, was prepared and developed, for designing the components of engines. The modules written by the investigator and concerning the combustion phase of the simulation of the thermodynamic cycles were enhanced with new combustion models, such that particularly the combustion chambers of the engines manufactured in Türkiye were simulated. The computer aided design and dynamic strength check of the crankshaft of a 6 cylinder Ford Taunus engine was realized. A complete, computer aided design software package was developed by integrating the software modules and procedures that are used in this study.

# 1 Giris

## 1.1 Projenin Konusu

Motor tasarımı bilgi birikimine dayanarak yapılan bir çalışmadır. Bu bakımdan literatürde kolayca ulaşılabilecek konumda değildir. Her motor üreten fabrika zaman içinde ürettiği prototip motorları deneyerek geliştirmiş ve uygun bulduklarını araçlara monte etmiştir. Birçok kere, motorlardaki arızalar araç üzerinde çalışırken ortaya çıkmıştır. Bu arızalardan dolayı satılan araçların geri çağrıldığı ve arızalı parçaların değiştirildiği durumlarla karşılaşmıştır. Satılan bir aracın geri çağrılmasının birçok yönden zararları olacağı göz önünde tutularak günümüzde fabrikalarda, motor deneme odaları oluşturulmuş olup bütün yeni tasarımlara (motor veya parça bazında) ömür deneyleri uygulanmaktadır. Bu deneyler haftalarca sürebilmekte ve motor sürekli olarak, değişik şartlarda çalıştırılmaktadır. Belli aralıklarla motorun parçaları incelenmekte ve ömür deneyinin etkileri ölçülmektedir. Bu tür bir çalışma, çok kapsamlı ve uzun sürelidir. Sonuçların değerlendirilmesi en önemli aşamadır ve tecrübeli elemanlara gereksinim vardır. Otomotiv sanayinde robot teknolojisinin uygulanması ile imalat kalitesi artmış ve motorun performansı giderek tasarımcının becerisine bağımlı olmaya başlamıştır. Tasarımcı ise kendi kabiliyeti, bilgisi ve tecrübesi ile sınırlıdır. İşte bu aşamada tasarımcıya, ek bilgi sunmak ve başkalarının tecrübelerinden faydalanmayı sağlamak amacı ile bilgisayar desteği gereklidir.

Bilgisayardan tasarımcı çeşitli şekillerde faydalanabilir. İlk akla gelen kolaylıkla teknik çizim yapabilme, çizimler üzerinde değişiklik yapabilme ve çizimleri arşivleme imkanındır. Bu amaca hizmet etmek için AutoCad ve CadKey gibi yazılımlar vardır. Bu programlarla katı modelleme ve hatta animasyon yapabilme imkanı vardır fakat programların tasarımcıya akıl verme gibi bir özelliği yoktur. İş istasyonlarında çalışan, bilgisayar destekli tasarım (CAD) programları ile tasarlanan nesnelere çeşitli yönlerden görünüşü ve birbirine uyan modüller halinde çizilebilmesi gibi kolaylıklar sunan programlar da vardır.

Tasarımcı bilgisayardan veri elde etmek için de faydalanabilir. Kolaylıkla tasarımında kullanacağı malzemenin özelliklerini elde edebileceği gibi, tasarımı için uygun olabilecek çeşitli malzemelerin listesini elde edebilir. Bu malzemelerin nasıl işlenebileceği hakkında bilgi toplayabilir. Hangi şartlarda hangi malzemenin daha üstün olduğunu öğrenebilir. Malzemenin toplam olarak maliyeti üzerinde bir fikir edinebilir. Bütün bu bilgiler tasarımcıyı yönlendirmekte kullanılabilir.

Bilgisayar vasıtasıyla bir motorun termodinamik çevrimi simüle edilebilmektedir. Bu sayede tasarlanan bir motorun prototipini imal etmeden önce onun performansı hakkında fikir edinmek mümkün olmaktadır. Yanma odasının şeklinde yapılan bir değişikliğin motorun performansını nasıl etkileyeceği görülebilmektedir. Programın yapısına göre motorun geometrik özelliklerini içeren programlar olduğu gibi sadece parametrik verilere göre çalışan programlar da vardır. Bu programlarda ısı transferinin, gaz alışverişinin ve yanmanın modellenmesi neticeye etki eden en önemli faktörler arasındadır.

Bu tür programlar geniş kapsamlı ve çok kere tekrarlanan hesaplamalar kullandıkları için çok hızlı bilgisayarlara gereksinim duyarlar. İlk uygulamalar 1970'li yıllarda 'Main Frame' olarak adlandırılan IBM 360, CDC 7600 ve Cray gibi bilgisayarlarda yapıldı. Programların kullanımı çok pahalıydı ve programın istediği verilerin hazırlanması için önemli ölçüde teorik ve deneysel hazırlık gerekiyordu. Elde edilen neticenin güvenilirliği programa sunulan çeşitli



empirik katsayıların doğruluk derecesine bağlıydı ve bu yüzden de 80'li yıllara kadar geniş bir kullanım alanı olmadı. Bilgisayarların küçülmesi ile iş istasyonlarında bu tür programlar kullanılmaya başlandı. Bu arada çeşitli üniversitelerde yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen veriler çoğaldı ve programların doğruluk derecesi arttı. Bu tür programlar halen çoğunlukla Fortran programlama kodunu kullanmaktadırlar. Yeni olarak ta Pascal veya C kodu kullanan yazılımlar vardır. Günümüzde bu tür programlar 80486 mikroişlemci kullanan kişisel bilgisayarlarda da çalışabilmektedirler.

Motorda kullanılan parçaların termik ve yapısal olarak incelenebilmesi, sonlu elemanlar metodunu kullanan yazılımlarla mümkündür. Ansys, Patran, Nastran, Aska ve Flowers gibi genel amaçlı programlar kullanılabilir. Katı modelleme ile ilgili veriler programa doğrudan verilebilir. Bu ayrı bir yazılımla veya programın içinden yapılabilir. Bu programlara geometrik modeller AutoCad gibi genel amaçlı çizim yazılımları veya ProEngineer gibi genel amaçlı bilgisayar destekli tasarım yazılımları ile girilebilir. Mesela Ansys yazılımı doğrudan ProEngineer yazılımına uyarlıdır.

## 1.2 Projenin Amacı

Bu projenin amacı bilgisayar destekli motor tasarımı için modüler yazılımlar hazırlamaktır. Bilgisayar destekli motor tasarımı için gerekli modüler yazılımların geliştirilmesi otomotiv sanayimiz için bir gereksinimdir. Bu sayede otomotiv sanayimizde motor tasarımı ile ilgili çalışmalar hızlandırılmış olacak, koordinasyon artmış olacak ve veri tabanlı, tarihesi olan, planlı bir çalışma düzenine geçilmiş olacaktır. Bu türden yazılımlar, yıldan yıla değişik ekipler tarafından geliştirilebilen, paket programlar halinde olmalıdırlar. Bu bakımdan tasarım için gerekli olan gaz kuvvetlerinin analizi, atalet kuvvetlerinin analizi, malzeme ile ilgili bilgilerin derlenmesi, değerlendirilmesi, bunlara bağlı olarak seçilen parça boyutları ve çizimleri ve sonlu elemanlar tekniği ile statik ve dinamik kuvvet analizi gibi konular hem birbirlerine tamamen entegre olabilecek şekilde işlenmeli hem de birbirlerinden tamamen bağımsız bir şekilde geliştirilebilmelidirler.

## 1.3 Projenin Kapsamı

Bu projede kapsamında iki aşamalı bir çalışma yapılması planlanmıştır. Birinci aşamada Diesel ve benzinli motorların termodinamik çevrimlerinin simülasyonu için yazılımların geliştirilmesi planlanmıştır. Hem Diesel hem de benzinli motorlar için bu tür programlar geliştirilmiştir. Her iki program da Fortran dili ile yazılmıştır ve ilk olarak üniversitenin ana bilgisayarında kullanılmaları planlanmıştır. Kişisel bilgisayarların mikro işlemcilerinde meydana gelen büyük gelişmeler, programların bu bilgisayarlara uyarlanması gerektirmiştir. Fortran dilinde uyarlanması kolaylıkla yapılan programların, kişisel bilgisayarların ve iş istasyonlarının çeşitli grafiksel imkanlarından faydalanabilmeleri için Pascal diline uyarlanması gerektirmiştir. Bu uyarlama benzinli motorlar için olan yazılım için tamamlanmıştır fakat Diesel motorlar için olan yazılım halen Fortran dilinde çalışmaktadır.

## 1.4 Projenin Metodu

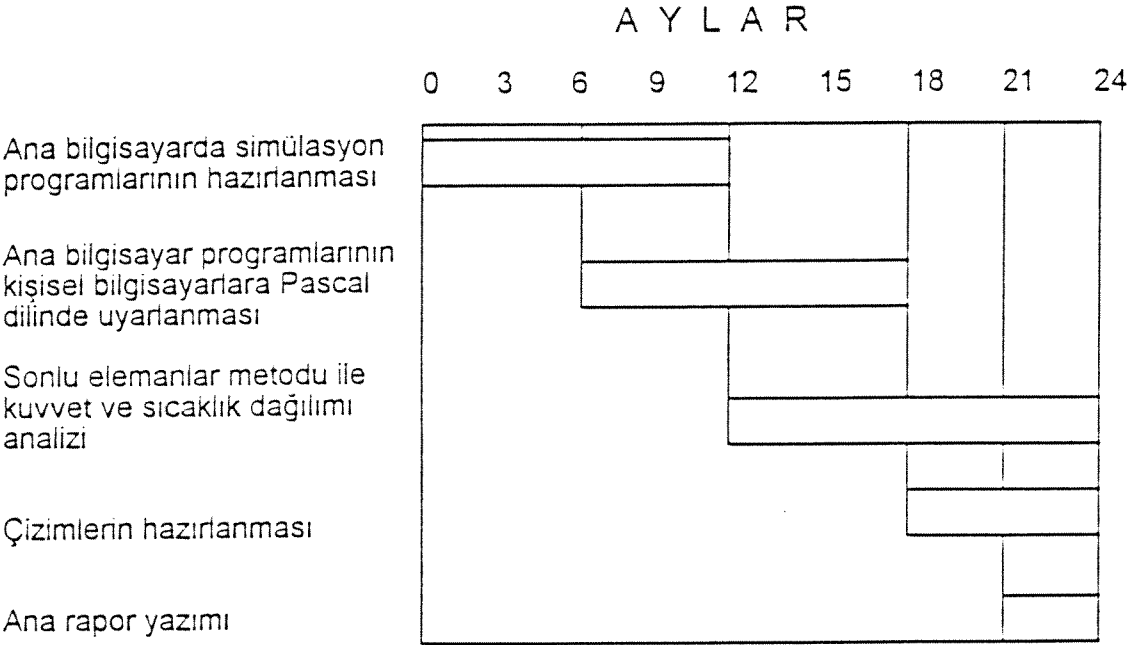
Kişisel bilgisayar kullanarak motor parçalarının boyutlandırılması ve teknik resimleri gerçekleştirildi. Bu maksatla iki adet termodinamik çevrim programının neticeleri kişisel bilgisayara veri olarak uygulandı. Bu verileri kullanarak elde edilen gaz kuvvetleri ve buna ilave edilecek atalet kuvvetlerinin krank açılarına göre dağılımları çıkartılacak ve motor parçalarının

malzeme seçimi ile boyutlandırılmaları interaktif (Pascal dilinde yazılmış) bir program vasıtasıyla gerçekleştirildi. Fortran dili ile yazılmış termodinamik çevrim programları Pascal dili ile yazılmış modüllere ayrıldı. Isı transferi ile ilgili nümerik formülasyonlar programların kullanımı sırasında interaktif olarak belirlendi.

Sonlu elemanlar metodunu kullanan ANSYS paket programının istediği formatta veri üretildi ve bu sayede statik statik ve dinamik kuvvet analizleri ve sonlu eleman paket programına göre, sıcaklık dağılımı analizleri yapıldı.

## 2. Gelisme

Projenin toplam süresi 2 yıl olarak saptandı. Çalışma takvimine (Tablo 1) genel olarak uyuldu. Ana bilgisayar programlarının kişisel bilgisayarlara uyarlanması projenin 18. ayını aştıysa da bu tür çalışmanın zaten sürekli olarak gelişmeye açık olması gerekir.



Tablo 1 Çalışma takvimi

### 2.1 Diesel Motor Çevrim Analizi

Doğrudan püskürtmeli Diesel motorların termodinamik çevrimlerini simüle etmek için yazılan bu programda gaz alışverişi doldurma-boşaltma metodu ile simüle edildi. Yanma işlemi yakıtın püskürtülmeye başlanmasından, artık yanmanın tamamlanmasına kadar sürdü. Yanmış gaz kompozisyonunun 13 ayrı gazdan meydana geldiği varsayıldı. Böylece diğer gazlarla birlikte nitrik oksitlerin de hesaplanması mümkün oldu.

Çevrim analizi, emme süpübunun kapanması ile başladı. Bu noktada, silindirin içindeki gazın basıncı ve sıcaklığı tahmin edildi. Çevrim sonunda aynı parametreler hesaplandı ve tahmin edilenle hesaplanan arasındaki fark, belirli bir düzeyin altına düşene kadar çevrim, hesaplanan değerlerle tekrarlandı.

### 2.1.1 Sıkıştırma süreci

Sıkıştırılan gaz, egzoz süreci sonunda yanma odası içinde kalan artık gazların emilen hava ile karışması sonucunda oluştu. Bu gazın kompozisyonu aşağıda belirtilmiştir :

$$x_i = x_{pi} x_{res} + x_{hava} x_{ai} \quad (1)$$

- $x_i$  = i nolu. özgenin mol oranı  
 $x_{pi}$  = artık gazın içindeki i nolu özgenin mol oranı  
 $x_{res}$  = silindirin içindeki artık gazın mol oranı  
 $x_{ai}$  = havanın içindeki i nolu özgenin mol oranı  
 $x_{hava}$  = silindirin içindeki havanın mol oranı

Sıkıştırma sırasında silindirin içindeki gaz için termodinamiğin birinci kanunu yazarsak ;

$$\delta Q_w = dE + \delta W \quad (2)$$

- $Q_w$  = Silindir duvarlarından geçen ısı transferi, (kJ)  
 $E$  = Silindirin içindeki gazların eneji, (kJ)  
 $W$  = Silindirin içindeki gazlar tarafından yapılan iş, (kJ)

Silindirin içindeki gazların enejisinin sadece iç enerjilerine eşit olduğunu varsayarsak, zamana bağlı olarak 2 nolu denklem aşağıdaki gibi yazılabilir ;

$$\frac{dQ_w}{dt} = \frac{dU}{dt} + P \frac{dV}{dt} \quad (3)$$

İç enerji aşağıdaki şekilde ifade edilirse ;

$$dU = m \cdot C_v \cdot dT \quad (4)$$

- $U$  = Silindirin içindeki gazın iç enerjisi, (kJ)  
 $m$  = Silindirin içindeki gazın mol miktarı, (kmol)  
 $C_v$  = Sabit hacimdeki özgül ısı, (kJ/kmol-K)  
 $T$  = Silindirin içindeki gazın sıcaklığı, (K)

Motor devrine göre zamandaki değişimi krank açısındaki değişim olarak ifade edersek;

$$dt = \frac{d\alpha}{6N} \quad (5)$$

t = zaman, (s)  
α = krank açısı, (derece)  
N = motor devri, (devir/dakika)

Böylece ;

$$\frac{dQ_w}{d\alpha} = m \cdot C_v \cdot \frac{dT}{d\alpha} + P \cdot \frac{dV}{d\alpha} \quad (6)$$

ve  $PV = mR_o T$  (7)

$$R_o = 8.314 \text{ kJ/kmol-K}$$

7 nolu denklemin krank açısına göre difransiyalını alırsak:

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{1}{mR_o} \left( V \frac{dP}{d\alpha} + P \frac{dV}{d\alpha} \right) \quad (8)$$

elde edilir ve 8 nolu denklemi de 6 nolu denklemin içine yerleştirirsek :

$$\frac{dP}{d\alpha} = \left[ -\left(1 + \frac{R_o}{C_v}\right) P \frac{dV}{d\alpha} + \frac{R_o}{C_v} \frac{dQ_w}{d\alpha} \right] \frac{1}{V} \quad (9)$$

Yukarıdaki denklem birinci dereceden bir difransiyel denklem olup 4. derece Runge-Kutta metodu ile nümerik olarak çözülebilmektedir. Herhangi bir krank açısındaki gaz sıcaklığı, o andaki bilinen gaz basıncına bağlı olarak hesaplanabilmektedir ;

$$T(\alpha + \Delta\alpha) = \frac{P(\alpha + \Delta\alpha) \cdot V(\alpha + \Delta\alpha)}{m \cdot R_o} \quad (10)$$

9 nolu denklem silindir hacmine, silindir duvarlarından geçen ısı transferine ve ani gaz özelliklerine bağlıdır. Silindir hacmi aşağıdaki denklemle hesaplanmaktadır :

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} (s - x_p) \quad (15)$$

$$\begin{aligned} V_c &= \text{yanma odası hacmi, (m}^3\text{)} \\ D &= \text{silindir çapı, (m)} \\ s &= \text{piston stroku, (m)} \end{aligned}$$

Alt ölü noktadan başlayarak pistonun kat ettiği mesafe,  $x_p$ , aşağıdaki denklemle bulunmaktadır:

$$x_p = L + \frac{s}{2} (1 - \cos \alpha) - \left( L^2 - \frac{s^2}{4} \sin^2 \alpha \right)^{1/2} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} L &= \text{biyel kolunun uzunluğu, (m)} \\ \alpha &= \text{alt ölü noktadan başlayarak, krank açısı, (radyan)} \end{aligned}$$

Böylece, krank açısına bağlı olarak, silindir hacminin değişmesi :

$$\frac{dV}{d\alpha} = -\frac{\pi D^2}{4} \left[ \frac{s}{2} \sin \alpha + \frac{s^2}{4} \sin \alpha \cos \alpha \left( L^2 - \frac{s^2}{4} \sin^2 \alpha \right)^{-1/2} \right] \quad (17)$$

### 2.1.2 Isı Transferi

İçten yanmalı motorlardaki ısı transferi, sürekli olarak çeşitli yönlerde hareket eden gazların etkisindedir. Gazın hareketinin kompleks olmasından dolayı konvektif ısı transferini analitik olarak formüle etmek çok zordur ve bu yöndeki bir girişim, oldukça realist olmayan varsayımlara dayanacaktır. Sıkıştırma sırasında gazlarla silindir yüzeyleri arasındaki ısı transferi konveksiyonla olmaktadır. Buna karşılık yanma ve genleşme süreçlerinde radyasyon (özellikle Diesel motorlarda) ve konveksiyon önemli olmaktadır ve her ikisi de ayrı yöntemlerle analiz edilmelidir. Yanma sırasında lokal ısı transferinin hesaplanması önem kazanmaktadır. Sonlu elemanlar metodunu kullanan analizler lokal ısı transferini daha başarılı olarak hesaplayabilmektedirler. Bunun sonucunda yanma odasının geometrisine bağlı olarak meydana gelebilecek lokal sıcak bölgeler belirlenebilmekte ve vurutuyu azaltacak önlemler alınabilmektedir. Bu tür analizler gaz ve silindir yüzeyi arasındaki bir sınıra bağımlı olmadıkları için, motor bloğu veya silindir kafası içindeki sıcaklık dağılımlarının belirlenmesinde kullanılmaktadırlar. Bu analiz yöntemini kullanan programlar, yüksek bellekli ve hızlı bilgisayarlarda çalışabilmektedirler.

Bu çalışmadaki ana gayenin termodinamik çevrimin simülasyonu olması dolayısıyla, geometrik olarak ortalama ısı transferinin hesaplanması yeterli görüldü. Gazın ortalama sıcaklığına bağlı konvektif ısı transfer katsayısının, yüksek sıcaklık farklarında sınır tabakasının

ısı kapasitesinde önemli ölçüde etkilenmeyeceği varsayılarak ve gaz sıcaklığının çevrimsel olarak değiştiğini göz önüne alarak, konvektif ısı transferi için aşağıdaki ilişki kullanıldı ;

$$\left(\frac{Q_w}{A}\right)_c = h \cdot (T_g - T_w) \quad (18)$$

- $(Q_w)_c$  = silindir duvarlarından geçen konvektif ısı transferi, (kW)  
 $A$  = silindir duvarlarının yüzey alanı, (m<sup>2</sup>)  
 $h$  = gazlar ve silindir duvarları arasındaki konvektif ısı transfer katsayısı (kW/m<sup>2</sup>-K)  
 $T_g$  = gaz sıcaklığı, (K)  
 $T_w$  = silindir duvar sıcaklığı, (K)

Gaz hareketinin piston hızına bağlı olduğunu varsayarak konvektif ısı transfer katsayısını, boyutsal analiz sonucu elde edilen Nusselt ve Reynolds sayıları arasındaki ilişkiyi (Annand, 1963) bulabiliriz:

$$Nu = a \cdot Re^b \quad (19)$$

- $Nu$  = Nusselt sayısı  
 $Re$  = Reynolds sayısı  
 $a, b$  = empirik katsayılar

Nusselt ve Reynold sayıları açılınca :

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k_g} \quad (20)$$

- $D$  = silindir çapı, (m)  
 $k_g$  = gazın ısı geçirgenlik katsayısı, (kW/m-K)  
 $h$  = konvektif ısı transfer katsayısı, (kW/m<sup>2</sup>-K)

$$Re = \frac{\rho_g \cdot V_{pm} \cdot D}{\mu_g} \quad (21)$$

- $\rho_g$  = gazın yoğunluğu, (kg/m<sup>3</sup>)  
 $V_{pm}$  = pistonun ortalama hızı, (m/s)  
 $\mu_g$  = gazın viskozitesi, (kg/m-s)

Isı transfer katsayısı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir ;

$$h = \frac{k_g}{D} \cdot a \cdot \left( \frac{\rho_g V_{pm} D}{\mu_g} \right)^b \quad (22)$$

Pistonun ortalama hızı, motor devrine ve boyutlarına bağlı olarak ;

$$V_{pm} = \frac{2sN}{60} \quad (23)$$

hesaplanır ve 18 nolu denklem de yerlerine konunca ;

$$\left( \frac{Q_w}{A} \right)_c = a \cdot \left( \frac{\rho_g V_{pm} D}{\mu_g} \right)^b \cdot \frac{k_g}{D} (T_g - T_w) \quad (24)$$

Diesel motorlar için radyasyon ısı transferi de ilave etmek gerekmektedir ;

$$\left( \frac{Q_w}{A} \right)_R = c \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (25)$$

$$\begin{aligned} (Q_w)_R &= \text{radyasyon ısı transferi, (kW)} \\ c &= \text{empirik katsayı} \end{aligned}$$

Böylece toplam ısı transferi ;

$$\frac{Q_w}{A} = a \cdot \left( \frac{\rho_g V_{pm} D}{\mu_g} \right)^b \cdot \frac{k_g}{D} (T_g - T_w) + c \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (26)$$

$$\begin{aligned} a &= 0.35 - 0.8 && \text{(gaz hareketinin yoğunluğuna bağlı olarak artar)} \\ &0.49 && \text{(ortalama değer)} \\ b &= 0.7 \\ c &= 3.268 \times 10^{-11} \text{ kW/m}^2\text{-K}^4 && \text{(Diesel motorların yanma ve genişleme süreçleri için)} \\ &0 && \text{(Benzinli motorların bütün ve Diesel motorların diğer süreçleri için)} \end{aligned}$$

olarak ifade edilebilir. Ani ısı transferinin bu şekilde ifade edilmesi, gaz ve silindir duvarları arasında çok küçük sıcaklık farkı olduğunda sınır tabakasının ısı kapasitesinin etkisi ile hatalı sonuç verebilir, fakat bu durumda ısı transferinin mutlak değeri de çok düşük olacağı için, termodinamik çevrime tesiri ihmal edilebilir.

Motorlardaki ısı transferini hesaplamak için konvektif ısı transfer katsayısının empirik formülasyonuna dayalı diğer başlıca çalışmaların (Nusselt, 1923, Eichelberg, 1931, Woshini, neticeleri de bu projede kullanıcıya sunulmuştur. Kullanıcı ısı transfer katsayısı menüsünden bu formülasyonlardan istediğini seçebilir ;

Nusselt'in empirik ilişkisi ;

$$h(t) = 5.41 \times 10^{-7} (1 + 1.24 V_p) \left[ P(t)^2 T_g(t) \right]^{1/3} + 4.22 \times 10^{-12} \frac{T_g(t)^4 - T_w(t)^4}{T_g(t) - T_w(t)} \quad (27)$$

- $h(t)$  = Konvektif ısı transfer katsayısı ( $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$ )  
 $P$  = Ani gaz basıncı, (kPa)  
 $T_g$  = Ani gaz sıcaklığı, (K)  
 $T_w$  = Ani yüzey sıcaklığı (K)  
 $V_p$  = Piston ortalama hızı (m/s)

Woshni'nin empirik ilişkisi :

$$h(t) = 0.82 D^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.53} \left[ C_1 V_p + \frac{C_2 V_i T_i}{P_1 V_1} (P - P_0) \right]^{0.8} \quad (28)$$

- $C_1 = 6.18$  ,  $C_2 = 0$  Gaz alış-verişi  
 $C_1 = 2.28$  ,  $C_2 = 0$  Sıkıştırma  
 $C_1 = 2.28$  ,  $C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$  Yanma ve Genleşme  
 $V_s$  = Süpürme hacmi

Dent ve Suliaman'ın Diesel motorlardaki dönüşlü gaz hareketını kapsayan empirik ilişkisi :

$$h = a \cdot \frac{k_t}{r} (\rho \cdot \omega \cdot r^2 / \mu)^{0.8} \quad (29)$$

- $r$  = Dönüş yarı çapı  
 $\omega$  = Radyal gaz hızı

Davis ve Borgnakke'nin empirik ilişkisi :

$$h = a \cdot \frac{k_t}{L} (\rho k_t^{0.5} L / \mu)^{0.7} \quad (30)$$

- $k_t$  = Türbülanslı kinetik enerji  
 $L$  = Türbülans uzunluk skalası



Isı transferi denklem 18 ve 25 kullanılarak bulunduktan sonra piston tepesi, silindir kafasının iç yüzeyi ve silindir yüzeyleri için ayrı ayrı hesaplanıp toplamı çevrimde kullanıldı ;

$$\left( \dot{Q}_w \right)_{\text{TOPLAM}} = \left( \dot{Q}_w \right)_{\text{piston}} + \left( \dot{Q}_w \right)_{\text{silindir kafası}} + \left( \dot{Q}_w \right)_{\text{silindir}} \quad (31)$$

Piston tepesinin ve silindir kafasının yüzey alanları veri olarak programa girilebilir veya silindir çapına göre hesaplanan dairenin alanının çarpıldığı katsayı, veri olarak programa girilebilir. Silindir yüzeyi ise denklem 16 ile hesaplanan, piston hareketine ( $x_p$ ) göre hesaplanır ;

$$A_L = \pi D \left[ (s - x_p) + x_c \right] \quad (32)$$

$$x_c = \frac{4V_c}{\pi D^2} \quad (33)$$

$$V_c = \frac{1}{r-1} \frac{\pi}{4} D^2 s \quad (34)$$

$r$  = sıkıştırma oranı

### 2.1.3 Gaz Özelliklerinin Hesaplanması

Silindirin içindeki gazın özellikleri sıcaklığa ve kompozisyona bağlı olarak, çevrim sırasında önemli ölçüde değişmektedir. Sıcaklığa bağlı olarak karışımdaki gazların iç enerjisi,  $u_i$ , aşağıdaki empirik ilişki ile hesaplandı ;

$$u_i = R_o \left( a_{1i} T + a_{2i} T^2 + a_{3i} T^3 + a_{4i} T^4 + a_{5i} T^5 \right) - R_o T \quad (35)$$

$u_i$  = özgül molar iç enerji, kJ/kmol

$a_{ji}$  = empirik katsayılar (Heywood, 1985)

ve sabit hacimde özgül molar ısı kapasite  $C_{v,i}$  denklem 35 den elde edildi ;

$$C_{v,i} = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = R_o \left( a_{1i} + 2a_{2i} T + 3a_{3i} T^2 + 4a_{4i} T^3 + 5a_{5i} T^4 \right) - R_o \quad (36)$$

Karışımın iç enerjisi kompozisyona bağlı olarak hesaplandı ;

$$u = \sum_{i=1}^N x_i u_i \quad (37)$$

- $u$  = karışımın özgül molar iç enerjisi, kJ/kmol  
 $x_i$  = karışımın içindeki gazların mol oranları  
 $u_i$  = karışımın içindeki gazların özgül molar iç enerjisi, kJ/kmol  
 $N$  = karışımın içindeki gazların sayısı

Denklem 37 nin içine denklem 35 konarak aşağıdaki algoritma elde edildi :

$$u = R_o \sum_{i=1}^N x_i \left[ \left( \sum_{j=1}^5 a_{ij} T^j \right) - T \right] \quad (38)$$

ve benzer bir işlemle karışımın sabit hacimdeki molar özgül ısı kapasitesi hesaplandı .

$$C_v = R_o \sum_{i=1}^N x_i \left[ \left( \sum_{j=1}^5 j a_{ij} T^{j-1} \right) - 1 \right] \quad (39)$$

ve sabit basınçtaki molar özgül ısı kapasitesi,  $C_p$ , hesaplandı :

$$C_p = C_v + R_o \quad (40)$$

gazın vizkositesi aşağıdaki empirik ilişkilerle hesaplandı :

$$\mu = \mu_o T^{0.645} \quad (41)$$

$$\mu_o = \frac{\sum_{i=1}^N x_i \mu_{oi} (M_i)^{1/2}}{\sum_{i=1}^N x_i (M_i)^{1/2}} \quad (42)$$

$M_i$  = Gazların molekül ağırlıkları, (kg/kmol)

$\mu_{oi}$  = Gazların referans sıcaklığındaki vizkosite katsayısı (Weast, 1975)

Herhangi bir sıcaklıkta, bir gazın vizkositesi de ;

$$\mu_i = \mu_{oi} T^{0.645} \quad (43)$$

Gaz karışımının ısıl geçirgenliği,  $k_g$ , Prandlt sayısının,  $Pr$ , bu gazlar için, 0.7 olan değerinin hemen hemen sabit olması göz önüne alınarak ;

$$k_g = \frac{C_p \mu}{Pr} \quad (44)$$

olarak hesaplandı.

#### 2.1.4 Diesel Motorda Yanma Sürecinin Modellenmesi

Sıkıştırmanın sonunda, en çok sıkıştırma oranına bağlı olarak, bir miktar artık gaz ile karışık havanın sıcaklığı yaklaşık olarak 900 K veya daha yüksek bir seviyeye ve basıncı da 40 atmosfer veya daha yüksek bir seviyeye çıkar. Sıkıştırmanın sonuna doğru sıvı yakıt yanma odasına püskürtülür. Sıvı yakıtın yüksek hızı ve havanın yakıtın hareket yönü ile paralel olmayan ve göreceği olarak daha düşük hızının etkisi ile yakıt küçük damlacıklara ayrılmaktadır. Bu damlacıklar, onları çevreleyen gaz içinde giderek azalan bir hızla hareket ederler ve buharlaşırlar. Buharlaşma sürecinin Diesel motorlarındaki yanmaya önemli etkisi olmaktadır. Yanmanın modellenmesinde yakıt damlacıklarının buharlaşma hızı önemli bir parametre olarak kullanılmıştır. Bunun için öncelikle püskürtülen damlacıkların ortalama çapını ve boyut dağılımını tahmin etmek gerekmektedir.

#### 2.1.5 Damlacık Boyutlarının Matematiksel Modeli

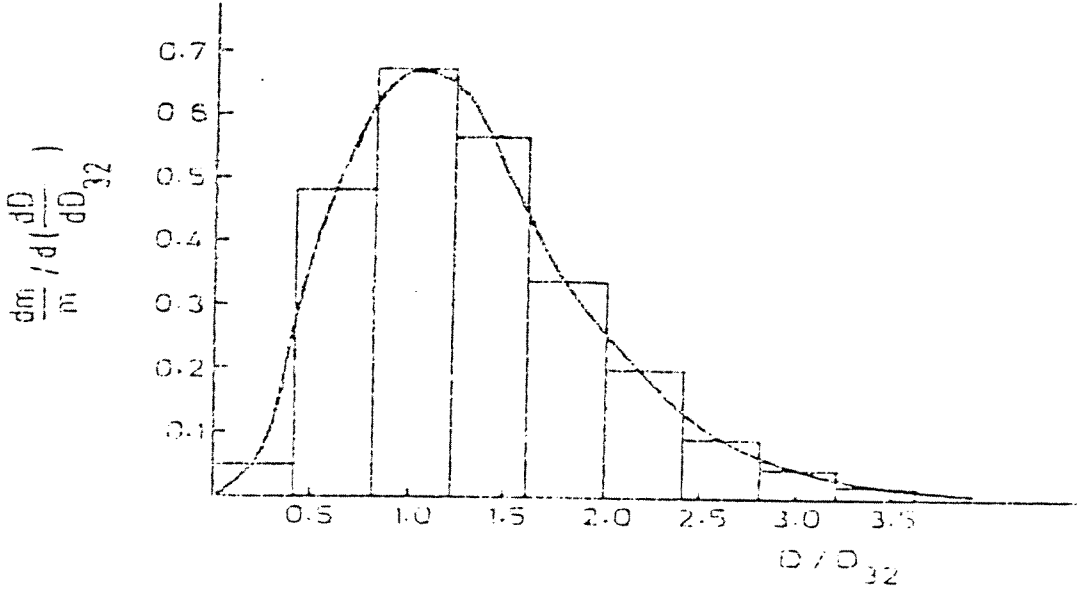
Püskürtmenin amacı sıvı yakıtı birçok küçük damlacığa bölmektir. Böylece yakıtın toplam yüzey alanı artacak ve kolay buharlaşacaktır. Damlacıkların ortalama boyutlarını tahmin etmek için birkaç matematiksel ifade geliştirilmiştir. Herhangi bir atomizörden çıkan damlacıkları teorik olarak damlacık oluşumuyla bağdaştırmak mümkün değildir. Damlacık dağılımları tamamen empirik formülasyonlarla (Rosin-Rammier, 1933), (Nukiyama-Tanasawa, 1940), (Mugele-Evans, 1961) ifade edilmektedir. Bu çalışmada Ksi-kare dağılımı (Hiroyasu-Kadota, 1974) kullanıldı.

$$\frac{dm}{m} = 13.5 \left( \frac{D}{D_{32}} \right)^3 \exp \left( -3 \left( \frac{D}{D_{32}} \right) \right) d \left( \frac{D}{D_{32}} \right) \quad (45)$$

- $m$  = Püskürtülen damlacıkların toplam kütlesi, (kg)  
 $dm$  =  $D$  ile  $D + dD$  arasında boyutu olan damlacıkların kütlesi, (kg)  
 $D$  = Damlacıkların çapı, (m)

$D_{32}$  = Püskürtülen damlacıkların Sauter ortalama çapı, (m)

Bu ifade çalışma koşullarından ve kullanılan püskürtme memesinden bağımsızdır. Yakıtın püskürtme hızı krank açısına bağlı bir polinom fonksiyon ile ifade edilmiştir. Herhangi bir krank açısı aralığında püskürtülmüş olan yakıtın miktarı, bu püskürtme hızı fonksiyonunun entegre edilmesi ile bulunmaktadır. Bu püskürtülen yakıt elemanının damlacıklarının boyut dağılımı, denklem 45 ile belirtilen boyut dağılımı eğrisinin belirli aralıklarla ayrı bölgelerde toplanarak ifade edilmesi ile bulunmaktadır. Yedi ayrı boyut bölgesi tanımlanmıştır (Şekil 1). Bir bölgedeki damlacıkların hepsinin aynı ortalama bölge boyutunda olduğu varsayılmıştır.



Şekil 1. Damlacık Boyut Dağılımı

Değişik boyuttaki damlacıkların farklı buharlaşma hızı olacağı için, her bölgedeki damlacıkların buharlaşma hızı ayrı ayrı hesaplandı. Şekil 1 de, j bölgesindeki damlacıkların toplam püskürtülen damlacıklar içindeki kütle oranı, 45 nolu denklemin yardımı ile aşağıdaki şekilde bulunmuştur ;

$$x_j = 13.5 \left( \frac{D_j}{D_{32}} \right)^3 \exp \left( -3 \left( \frac{D_j}{D_{32}} \right) \right) \Delta b \quad (46)$$

$x_j$  = j bölgesindeki damlacıkların kütle oranı

$D_j$  = j bölgesindeki damlacıkların çapı, (m)

$\Delta b$  = bölge uzunluğu, (m)

Böylece j bölgesindeki toplam damlacık sayısı ;

$$N_j = \frac{6 x_j \Delta M}{\pi \rho D_j^3} \quad (47)$$

$N_j$  = j bölgesindeki damlacık sayısı

$\rho$  = Yakıtın yoğunluğu, ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$\Delta M$  = krank açısı aralığında püskürtülen yakıtın kütlesi, (kg)

### 2.1.6 Sauter Ortalama Çapı

Püskürtülen yakıt damlacıklarının Sauter ortalama çapı atomizasyonun kalitesini tarif etmek ve basınç ile sıcaklık gibi diğer parametrelerle ilişki kurmak için kullanılır. Damlacıkların yüzey alanları ve hacimleri buharlaşma için çok önemlidirler. Sauter ortalama çapı aşağıdaki şekilde tarif edilmiştir ;

$$D_{32} = \frac{\sum_{i=1}^{\infty} n_i D_i^3}{\sum_{i=1}^{\infty} n_i D_i^2} \quad (48)$$

$D_i$  = Damlacık çapı, (m)

$n_i$  =  $D_i$  çapındaki damlacık sayısı

Böylece Sauter ortalama çapındaki bir damlacığı yüzey alanının hacmine oranı, bütün püskürtülen damlacıkların toplam yüzey alanlarının, toplam hacimlerine oranına eşittir.

Deneysel bir çalışma sonucu (Hiroyasu-Kadota, 1974), efektif püskürtme basıncını, silindirin içindeki havanın yoğunluğunu, ve püskürtülen toplam yakıt miktarını kaale alan empirik bir ilişki elde edildi ;

$$D_{32} = A (\Delta P)^{-0.135} (\rho_s)^{0.121} (Q)^{0.131} \quad (49)$$

$D_{32}$  = Sauter ortalama çap, (m)

$\Delta P$  = Enjektör memesindeki ortalama basınç farkı, (MPa)

$\rho_s$  = Silindir içi gaz yoğunluğu, ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$Q$  = Püskürtülen yakıt miktarı, ( $\text{mm}^3/\text{strok}$ )

$A$  = 25.1, 23.9, 22.4(meme tipine bağlı olarak)

Enjektör memesindeki basınç farkı, orifis için sıvı akışkan denklemi kullanılarak bulundu ;

$$\Delta P = \frac{\rho V^2}{2C^2} \quad (50)$$

$\rho$  = yakıtın yoğunluğu, ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$C$  = Enjektör memesinin akış katsayısı

$V$  = Yakıtın ortalama enjektör çıkış hızı, (m/s)

Enjektör memesinin akış katsayısı değişik tipte enjektör memeleri üzerinde yapılan deneysel bir çalışmadan (Scullen-Hames, 1978) alındı. Yakıtın ortalama enjektör çıkış hızı kütleli ortalama enjeksiyon hızından hesaplandı ;

$$V = \frac{4}{\pi \rho d_n^2} \frac{dM_m}{dt} \quad (51)$$

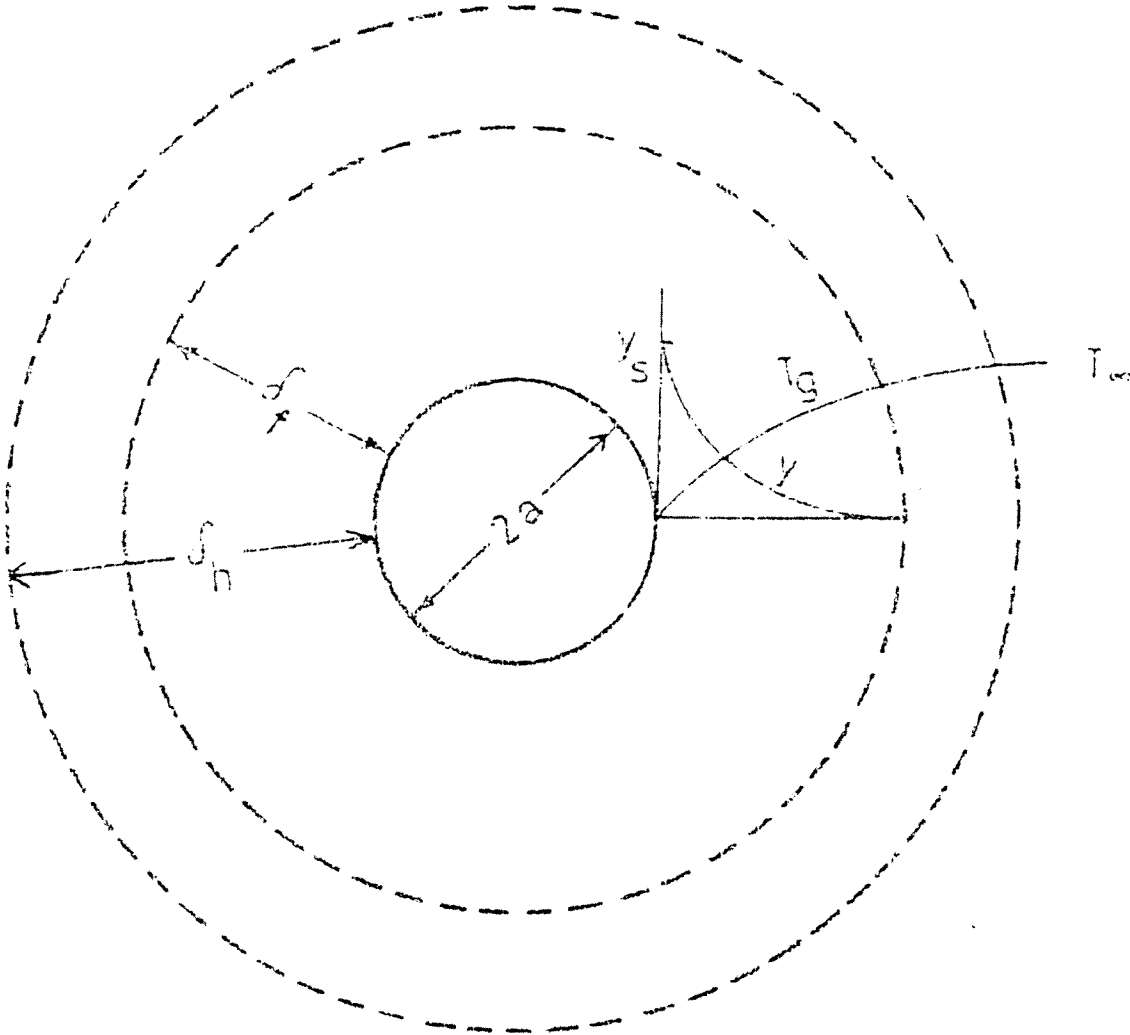
$d_n$  = enjektör memesinin delik çapı, (m)

ve kütleli ortalama enjeksiyon hızı da toplam püskürtülen yakıtın kütlesi,  $M_T$  ve toplam püskürtme zamanı,  $t_{enj}$  kullanılarak hesaplandı ;

$$\frac{dM_m}{dt} = \frac{M_T}{t_{enj}} \quad (52)$$

### 2.1.7 Bir Damlacığın Buharlaşması

Damlacığa çevreleyen sıcak gazlardan ısı akışı olurken, damlacığın sıcaklığı artar ve dış yüzeyinden buharlaşır. Buharlaşan yakıt radyal yönde difüzyonla hareket ederek damlacığı çevreleyen bir sınır tabakası oluşturur (Şekil 2). Bu tabakaya bir yönde buharlaşan yakıt  $m_A$ , ve diğer yönde ise çevreleyen gaz  $m_B$ , sıcaklık ve konsantrasyon farkına bağlı olarak, kütle transfer prensiplerine uygun olarak girmektedirler. Damlacığın merkezinden herhangi bir mesafede, birim zamanda geçen kütleler arasındaki ilişki ;



Şekil 2 Buharlaşan Damlacık Modeli

$$\dot{m}_A = y_A (\dot{m}_A + \dot{m}_B) - 4\pi r^2 \rho_g D_r \frac{dy_A}{dr} \quad (53)$$

- $y_A$  = yakıtın sınır tabakasındaki kütle oranı  
 $r$  = damlacığın merkezinden olan radyal mesafe, (m)  
 $D_r$  = Kütle difüzyon katsayısı, (m<sup>2</sup>/s)  
 $\rho_g$  = Gaz fazının yoğunluğu, (kg/m<sup>3</sup>)

Denklem 53 de eşitliğin sağ tarafındaki birinci terim sıvının toplu hareketinden dolayı olan kütle akısını ve ikinci terim de toplu akımın üzerine bindirilmiş difüzyonu belirtmektedir. Gazların sıvı yakıt içinde eriyebilirlikleri çok az olduğu yani  $m_B=0$  olacağı için bu denklemi buharlaşan sıvı yakıt için tekrar düzenleyebiliriz :

$$\dot{m} = - \frac{4\pi r^2 \rho_g D_r}{1-y} \frac{dy}{dr} \quad (54)$$

- $\dot{m}$  = Yakıtın buharlaşma hızı, (kg/s)  
 $y$  = Çevreleyen gazın içindeki yakıt buharının kütle oranı

Yakıt buharının kütle oranının damlacık çevresindeki dağılımını bulmak için damlacığın etrafındaki küresel bir tabaka üzerinde kütle balansını uygularsak :

$$\frac{d}{dr} \left( \dot{m} \right) = 0 \quad \text{ve} \quad (a \leq r \leq \delta_r) \quad (55)$$

- $\delta_r$  = Damlacığın etrafındaki buhar tabakasının kalınlığı, (m)

Buhar tabakası içinde ( $\rho_g D_r$ ) teriminin, yakıt buhar miktarındaki değişmeye göre pozisyona pek bağlı olmadığı göz önüne alınırsa, denklem 54 de ifade edilen  $\dot{m}$  değerinin denklem 55'in içine konarak sınır şartları ile birlikte aşağıdaki boyutsuz ifade elde edildi :

$$\frac{d}{dx} \left( x^2 \frac{dy}{dx} \right) = \frac{\dot{m}}{4\pi a \rho_g D_r} \frac{dy}{dx} \quad \text{ve} \quad 1 \leq x \leq \frac{a+\delta_r}{a} \quad (56)$$

$$\text{Sınır şartları} \quad ; \quad y(1) = y_1 \quad \text{ve} \quad y\left(\frac{a+\delta_r}{a}\right) = 0 \quad (57)$$

Denklem 56'nın analitik çözümü ;

$$y(x) = y_s \left[ \frac{\exp\left(-\theta_r / x_1\right) - \exp(-\theta_r / x)}{\exp\left(-\theta_r / x_1\right) - \exp(-\theta_r)} \right] \quad (58)$$

Bu denklemde boyutsuz buharlaşma hızı,  $\theta_r$  ve boyutsuz gaz fazındaki pozisyon,  $x_1$  aşağıdaki şekilde tarif edildiler ;

$$\theta_r = \frac{\dot{m}}{4\pi a \rho_g D_r} \quad \text{ve} \quad x_1 = \frac{a + \delta_r}{a} \quad (59)$$

Böylece denklem 54 damlacığın yüzeyinde ifade edilince ;

$$\dot{m} = - \frac{4\pi r^2 \rho_g D_r}{1 - y_s} \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x_1} \quad (60)$$

Denklem 58'in türevini alıp denklem 60'ın içine yerleştirince bir damlacığın buharlaşma hızı elde edilmektedir ;

$$\dot{m} = 4\pi a \rho_g D_r \frac{x_1}{x_1 - 1} \text{Ln}(1 - y_s) \quad (61)$$

Kütle transfer katsayısı,  $k$  kullanılarak ;

$$\dot{m} = 4\pi a^2 k \text{Ln}(1 - y_s) \quad (62)$$

Kütle transfer sayısı Sherwood sayısına bağlı olarak (Ranz-Marshall, 1952) ifade edilebilir ;

$$k = \frac{\rho D_r}{2a} \text{Sh} \quad (63)$$

Denklem 61, 62 ve 63 birleştirilerek damlacık etrafındaki buhar tabakasının kalınlığı,  $\delta_r$  hesaplanabilir ;

$$\delta_r = \frac{2a}{\text{Sh} - 2} \quad (64)$$



Burada Sherwood sayısı aşağıdaki empirik denklemden (Ranz-Marshall, 1952) bulunabilir ;

$$Sh = 2 + 0.6 Re^{1/2} Sc^{1/3} \quad (65)$$

Denklem 65 deki Reynolds ve Schmidt sayıları aşağıdaki şekilde tarif edilmişlerdir ;

$$Re = \frac{2a\rho_g V}{\mu_g} \quad \text{ve} \quad Sc = \frac{\mu_g}{\rho_g D_r} \quad (66)$$

$V$  = damlacık ve gaz arasındaki göreceli hız farkı, (m/s)

$\mu_g$  = gaz fazının vizkositesi, (kg-m/s)

Damlacığın yüzeyindeki doymuş yakıt buharının kütle oranı,  $y_s$ , sıcaklığa bağlı olarak ifade edilebilir (denklem 67) ve böylece görülmektedir ki denklem 61 damlacığın hızı ile beraber damlacığın sıcaklığına da bağlıdır.

$$y_s = \frac{x_s M_r}{x_s M_r + (1 - x_s) M_T} \quad (67)$$

$M_r$  = Yakıtın molekül ağırlığı, (kg/kmol)

$M_T$  = Karışımın molekül ağırlığı, (kg/kmol)

$x_s$  = Damlacık yüzeyindeki yakıt buharının mol oranı

$$x_s = \frac{P_v}{P} \quad (68)$$

$P_v$  = Yakıtın buhar basıncı, (kPa).

Bu çalışmada  $C_{12}H_{26}$  olarak kabul edildi ve A, B, C empirik katsayıları (Dreisbach, 1959) sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edildi ;

$$\log P_v = A - \frac{B}{T + C} \quad (69)$$

Damlacığın etrafındaki ısıl sınır tabakasındaki sıcaklık profilinin bulunabilmesi için damlacığın etrafındaki bir küresel tabakaya enerjinin korunumu kanunu uygulandı ;

$$\frac{d}{dr} \left( 4\pi r^2 k_z \frac{dT_z}{dr} + C_{p_r} m T_z \right) = 0 \quad \text{ve} \quad a \leq r \leq a + \delta_n \quad (70)$$

- $\delta_h$  = Damlacığın etrafındaki ısı tabakanın kalınlığı, (m)  
 $T_g$  = Isıl tabakanın içindeki gazın sıcaklığı, (K)  
 $k_g$  = Gaz fazının ısıl geçirgenliği, (kW/m-K)  
 $C_{pg}$  = Gaz fazının sabit basınçtaki özgül ısı, (J/kg-K)

Denklem 70 aşağıdaki sını şartlarıyla birlikte boyutsuz olarak ifade edildi ;

$$\frac{d}{dx} \left( x^2 \frac{dT_g}{dx} \right) = \frac{m}{4\pi a \rho_g \alpha_g} \frac{dT_g}{dx} \quad \text{ve} \quad 1 \leq x \leq \frac{a + \delta_h}{a} \quad (71)$$

$$T_g(1) = T_1 \quad \text{ve} \quad T_g \left( \frac{a + \delta_h}{a} \right) = T_\infty \quad (72)$$

- $T_1$  = Sıvı yakıt damlacığının sıcaklığı, (K)  
 $T_\infty$  = Ortalama gaz sıcaklığı, (K)

ve gaz fazının ısıl difüzyivitesi,  $\alpha_g = \frac{k_g}{\rho_g C_{pg}}$  ile beraber  $\rho_g \alpha_g$  teriminin mesafe ile değişmediği varsayılarak damlacık etrafındaki sıcaklık profili hesaplandı;

$$T_g(x) = T_\infty \frac{\exp\left(\frac{-\theta_g}{x}\right) - \exp(-\theta_g)}{\exp\left(\frac{-\theta_g}{x_2}\right) - \exp(-\theta_g)} + T_1 \frac{\exp\left(\frac{-\theta_g}{x_2}\right) - \exp\left(\frac{-\theta_g}{x}\right)}{\exp\left(\frac{-\theta_g}{x_2}\right) - \exp(-\theta_g)} \quad (73)$$

ve buradan da damlacık yüzeyinde, gazın sıcaklık profili aşağıdaki şekilde elde edildi ;

$$\left. \frac{dT_g}{dx} \right|_{x=1} = \frac{\theta_g (T_1 - T_\infty)}{1 - \exp[\theta_g (x_2 - 1) / x_2]} \quad (74)$$

ve gazdan damlacığa olan ısı transferi de ;

$$q_g = -k_g \left. \frac{dT_g}{dx} \right|_{x=1} \cdot \frac{1}{a} \quad (75)$$

veya denklem 73 den sıcaklık profilini yerine koyarak ;

$$q_g = -k_g \left( \frac{x_2}{\delta_h} \right) (T_1 - T_\infty) \beta \quad \beta = \frac{\theta_g (x_2 - 1) / x_2}{\exp[-\theta_g (x_2 - 1) / x_2] - 1} \quad (76)$$

Damlacığın buharlaşması sırasında kütle transferinden dolayı damlacığa olan ısı transferi azalacağı için,  $\beta$  değeri birden küçük olmaktadır. Damlacık için toplam enerji balansı gizli buharlaşma ısısı ile beraber ifade edilirse ;

$$\dot{Q}_d = -\dot{m} h_{fg} + \dot{m} C_{pl} \frac{dT_1}{dt} = 4\pi a^2 (q_g + q_r) \quad (77)$$

$$\text{ve } q_r = \sigma \varepsilon (T_\infty^4 - T_1^4) \quad (78)$$

$$\begin{aligned} q_r &= \text{gazdan damlacığa radyasyon ısı transferi. (kW)} \\ \sigma &= 5.67 \times 10^{-8} \text{ J/s-m}^2\text{-K}^4 \\ \varepsilon &= 0.49 \end{aligned}$$

Denklem 77 yeniden düzenlenerek bir damlacığın sıcaklığının zaman içinde nasıl değiştiğini ifade edecek şekilde sokulabilir ;

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{1}{m C_{pl}} \left( h_{fg} \frac{dm}{dt} + 4\pi a^2 (q_g + q_r) \right) \quad (79)$$

Damlacık çapının zamana göre değişimi ise hacminin zamana göre değişimi ile hesaplandı ;

$$\frac{dD_1}{dt} = \frac{2}{\pi D_1^2 \rho_1} \dot{m} \quad (80)$$

Denklem 79 ve 80 Runge-Kutta metodu ile nümerik olarak simültane çözüldüler. Bu denklemleri çözümü için ani damlacık hızını ve damlacıkların etrafındaki buhar tabakasının ani kalınlığını da hesaplamış olmak gerekiyordu.

Damlacıkların etrafındaki buhar tabakasının ani kalınlığını da hesaplamak için kütle ve konvektif ısı transfer katsayıları ile hesaplanan toplam enerji transferini denklem 76 da yerine koyarak (Sherwood-Pigford, 1952) aşağıdaki ilişki elde edildi ;

$$\delta_h = \frac{2a}{Nu - 2} \quad (81)$$

$$Nu = \frac{2ah_c}{k_g} \quad (82)$$

Nusselt sayısı için empirik bir formülasyon kullanıldı (Ranz-Marshall, 1952) ;

$$Nu = 2 + 0.6 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (83)$$

Damlacık hızlarının, kritik Weber sayısı ve damlacık çapına bağlı olarak sınırlı olduğu varsayıldı. Buna göre bir damlacığın silindirin içine giriş hızı,  $V_o$ , iki türlü hesaplanabiliyordu ;

$$V_o = V_i \implies V_i \leq V_c$$

$$V_o = V_c \implies V_i \geq V_c$$

$$V_i = \frac{4}{\pi \rho_l d_n^2} \frac{dM_i}{dt} \quad (84)$$

$$V_c = \left( \frac{2\sigma W_c}{\rho_g D_l} \right)^{1/2} \quad (85)$$

$V_i$  = Yakıtın puskürme hızı, (m/s)

$V_c$  = Damlacığın kritik hızı, (m/s)

$W_c$  = Kritik Weber sayısı.

Bu çalışmada 10 olarak alındı (Kamimoto-Matsuoka, 1978)

$\frac{dM_i}{dt}$  = Püskürtülen yakıt kütle hızı, (kg/s)

Yer çekim kuvvetini ihmal ederek, bir damlacığın hareket denklemini ifade edersek ;

$$m \frac{dV}{dt} + F = 0 \quad (86)$$

$m$  = Damlacığın kütlesi, (kg)

$V$  = Damlacığın gaza göreceli hızı, (m/s)

$$F = C_d \left( \frac{\rho V^2}{2} \right) A \quad (87)$$

- F = Gazın damlacığın hareketine direnci, (N)  
 C<sub>d</sub> = Sürünme katsayısı (Ingebo, 1957)  
 A = Damlacığın gazı göğüsleyen yüzey alanı, (m<sup>2</sup>)

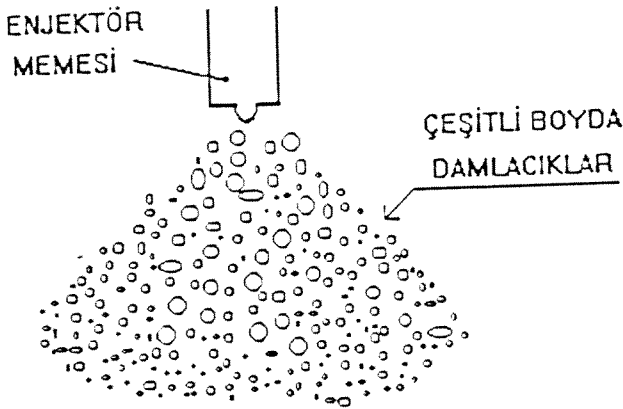
Denklemin 86'nın içine denklem 87'yi koyarak ;

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{3 C_d \rho_g}{4 D_i \rho_l} V^2 \quad (88)$$

### 2.1.8 Yanma Isısı

Diesel motorlarda sıkıştırmanın sonuna doğru silindirin içine püskürtülen yakıt çeşitli çapta damlacıklara ayrışır (Şekil 3) ve buharlaştıkça her damlacığın etrafında buharlaşmış yakıt ve gaz karışımı bir tabaka oluşur. Bu sırada silindirin içindeki gaz da hareket halinde olduğu için zamanla bu tabakaların meydana getirdiği yanabilir karışımlar oluşur. Yanabilir karışım içinde stoikiyometrik veya ona yakın oranda buharlaşmış yakıt ve oksijen ve diğer gazların bileşimi olarak tarif edilmiştir. Yanabilir karışımlar silindirin yanma odası içerisinde değişik bölgelerde ve farklı zaman ve miktarlarda oluşurlar. Bu bölgeler tabii ki püskürtülen yakıtın ve özellikle de konik bir şekli olan damlacık kümesinin uç ve dış yüzeylerinde olacaktır.

#### DIESEL MOTORLAR İÇİN YANMA MODELİ



#### YANMANIN BAŞLAMASI :

- (1) YANABİLİR CEPLERİN OLUŞMASI → DAMLACIKLAR ÇEŞİTLİ HIZLARDA BUHARLAŞIR
- (2) CEPLERDE ALEV ÖNCESİ REAKSİYONLAR
- (3) ZİNCİR TAŞIYICILARIN KONSANTRASYONLARININ KRİTİK SEVİYEYE VARMASI
- (4) REAKSİYON HIZININ ANİDEN ARTMASI
- (5) YANABİLİR CEPLERİN OLUŞMA HIZINA BAĞLI YANMA

Şekil 3 Püskürtülen Yakıtın Damlacıklara Ayrışması

Herhangi bir bölgede yanabilir bir karışım oluştuktan sonra hemen tutuşma olmaz. Yanabilir bir karışımın sıcaklığı yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığından yüksekse yanma reaksiyonu yavaş bir şekilde başlar. Büyük bir yakıt molekülünün parçalanması ve kademeler halinde ufalarak sonunda bünyesinde bulunan karbon ve hidrojen atomlarının oksijenle yeni bileşikler oluşturması, zincirleme reaksiyonlarla olmaktadır. Bu zincirleme reaksiyonların sayısı arttıkça genel yanma hızı da artmaktadır. Zincirleme reaksiyonların sayılarının çoğalması ise her zincirleme reaksiyonun tekrarlanışında katlanarak artan, zincir taşıyıcı, yani yeni bir zincirleme reaksiyona sebep olabilecek element veya bileşiklerin üretilmesi ile olmaktadır. Genel olarak hidrokarbon yakıtlarda zincir taşıyıcıların sayısı belli bir kritik düzeye ulaşınca yanma hızında çok yüksek bir artış olduğu gözlenmiştir. Bu kritik sayı her yakıt için farklıdır. Çeşitli hidrokarbon yakıtlar üzerinde yapılan deneysel çalışmalar sonunda yanabilir bir karışımın kendi kendine tutuşma sıcaklığına eriştikten sonra hızlı yanmanın başladığı ana kadar geçen süreler parametrik olarak incelenmiş ve aşağıdaki empirik ilişki elde edilmiştir :

$$\sigma = AP^B \phi^C \exp\left(\frac{D}{T}\right) \quad (89)$$

- |          |   |   |
|----------|---|---|
| $\sigma$ | = | Sabit basınç, sıcaklık ve hava-yakıt oranı olan yanabilir karışımın tutuşma gecikme zamanı. (s) |
| P        | = | Karışımın basıncı. (MPa)  |
| T        | = | Karışımın sıcaklığı, (K)  |
| $\phi$   | = | Yakıt/Hava göreceli oranı   |
| A,B,C,D  | = | Empirik katsayılar (Hiroyasu-Kadota, 1976)  |

Bujili motorlardan farklı olarak, Diesel motorlardaki yanma sırasında, karışım oldukça heterojendir. Yakıtın, etrafındaki hava ile karışması aynı zamanda, heterojen olarak yüksek derecede türbülanslı bir ortamda oluşan kimyasal reaksiyonları da içerir. Dönerek hareket eden havanın içine püskürtülen bir yakıt jetinin analitik olarak tarif edilmesi, iki akış sahasının birbirini ile olan keşişmesinden dolayı çok komplikedir. Karışım oluşumu, dönerek hareket eden hava tarafından jet içinden yakıtın taşınmasını, jetin yön değiştirmesini, yakıt jetini yanma odası duvarlarına çarpmasını ve yakıtın momentumu havanınkinden daha yüksek olduğu için de eddy'lerin oluşumunu içerir. Ateşleme bir veya çok noktada olabilir ve bir alevin yayılmasından ziyade parçalar halinde bütün alanlar aniden yanabilir. Yanma sırasında yerel olarak yüksek sıcaklıklar ve yüksek yakıt hava oranları oluşmaktadır.

Bu çalışmada kullanılan modelleme açısından, yukarıdaki zorlukların üstesinden gelebilmek için, bazı basitleştirici varsayımlarda bulunulmuştur. İlk olarak sıcaklık ve kompozisyon olarak, yerel farklılıkların olmadığı varsayılmıştır. Karışım oluşumunun hızı, buharlaşma hızı ile belirlenmektedir. Bir zaman aralığında oluşan karışım elemanının, bilinen basınç, sıcaklık ve oksijen konsantrasyon tarihçeleri ile kimyasal reaksiyona girdiği varsayılmıştır. Yanabilir bir karışım elemanının oluştuğu andan ateşlenmesine kadar geçen süre ateşlenme gecikmesi olarak tanımlanmıştır. Basınç, sıcaklık ve oksijen konsantrasyonlarına bağlı olarak farklı zamanlarda oluşmuş yanabilir karışım elemanlarının farklı ateşlenme gecikmeleri olacaktır. Mesela basınç ve sıcaklık artarken ardarda oluşan yanabilir karışım elemanlarının azalan ateşlenme gecikmeleri olacaktır. Böylece hızı patlamaya doğru artan bir ısı serbest kalışı olmaktadır.

Ateşlenme gecikmesi süresince basınç, sıcaklık ve oksijen konsantrasyonunun değişmesinde dolayı zincir taşıyıcılarının kritik konsantrasyon seviyesine çıkması denklem 89 ile belirlenememektedir. Zincir taşıyıcılarının ani konsantrasyonunun ( $x$ ) sabit şartlardaki zincir taşıyıcı konsantrasyonuna ( $x_c$ ) oranı ( $x/x_c$ ), değişken ateşlenme gecikmesinin sabit şartlardaki ateşlenme gecikmesine oranına bağlı olduğu varsayıldı ;

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{x}{x_c} \right) = f \left( \frac{t}{\sigma} \right) \quad (90)$$

$\frac{x}{x_c} = 1$  olduğu zaman ateşlenme olacaktır. Yukarıdaki denklemi entegre edince :

$$\frac{x}{x_c} = \int_0^{\tau} f \left( \frac{t}{\sigma} \right) dt = 1 \quad (91)$$

$\tau$  = Ateşlenme öncesi toplam reaksiyon zamanı veya ateşlenme gecikmesi (s)

Eğer sabit haldeki bir oluşum sırasında reaksiyon hızının zamanla değişmediği varsayılırsa denklem 90'da ( $t=\sigma$  iken  $x=x_c$ ) :

$$f \left( \frac{t}{\sigma} \right) = \frac{1}{\sigma} \quad (92)$$

ilişkisi elde edilir ve bunu da denklem 91'in içine yerleştirince ;

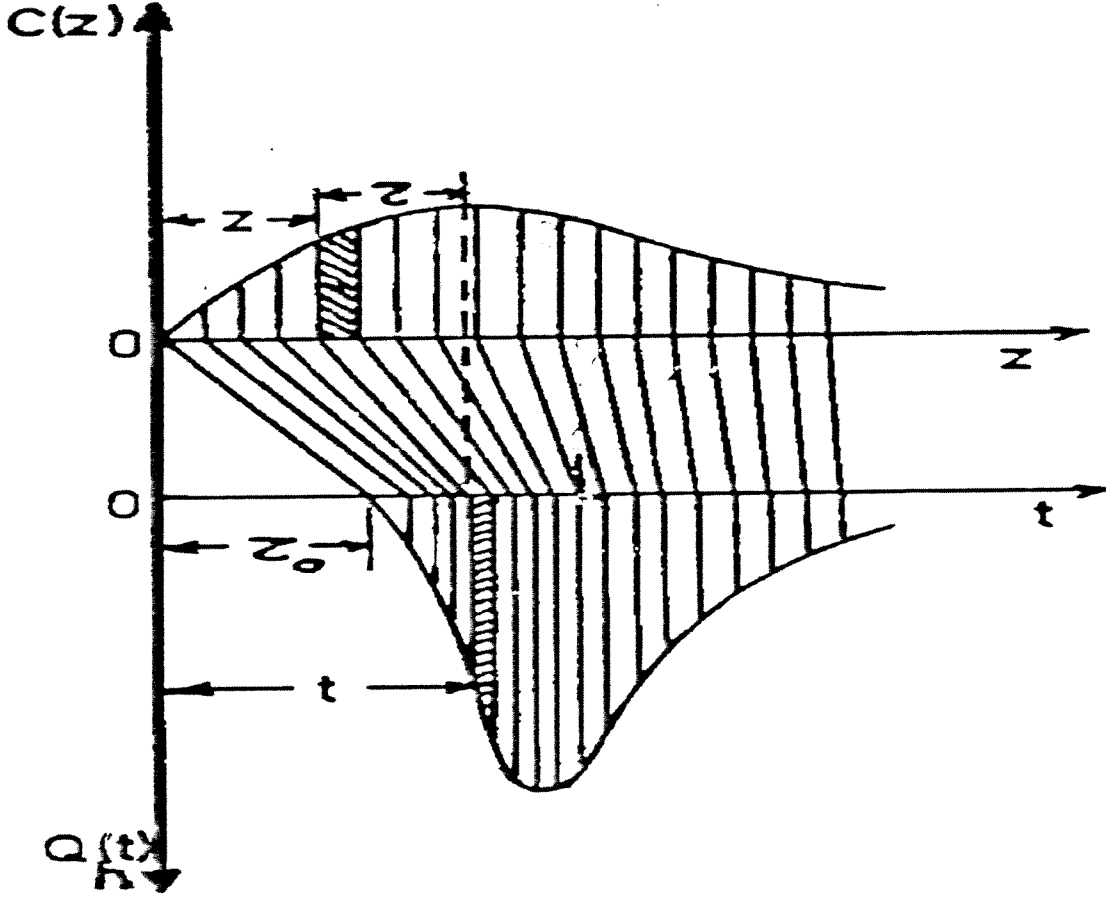
$$\int_0^{\tau} \frac{dt}{\sigma} = 1 \quad (93)$$

elde edilir. Böylece hal tarihçesi bilinen ve değişen şartlara maruz kalan, bir yakıt/hava karışımının ateşlenme gecikmesi hesaplanabilmektedir.

Yukarıda oluşumu açıklandığı şekilde, her krank açısı aralığında, miktarı hesaplanan bir yanabilir karışım elemanı meydana gelir. Tarihçeleri bilinen basınç, sıcaklık ve hava/yakıt oranı ile kimyasal reaksiyonlara maruz kalan,  $t_1$  zamanında meydana gelen yanabilir karışım elemanı denklem 94'e göre  $\tau$  ateşlenme gecikmesi sonunda yanar ;

$$\int_{t_1}^{t_1+\tau} \frac{dt}{\sigma(t)} = 1 \quad (94)$$

burada  $\sigma(t)$  denklem 89 tarafından belirtilen ve ani hal parametrelerine bağı olan ateşlenme gecikme fonksiyonudur. Böylece  $1/\sigma(t)$  fonksiyonunu zaman üzerinden entegre edince, nümerik olarak değeri bire yaklaştıracak süre hesaplanmaktadır. Bu sürede karışımın herhangi bir miktar ısıyı serbest bırakmadığı ve ateşlenince de bütün ısını o anda serbest bıraktığı varsayılmıştır (Şekil 4)



Şekil 4 Yanabilir karışım oluşum hızı ile ısının serbest kalma ilişkisi

Yakıt yanarken özgül olarak serbest kalan ısı denklem 95 ile hesaplanabilir ;

$$C(z)\Delta z = \dot{Q}_h(t)\Delta t \quad (97)$$

$$\dot{Q}_h(t) = C(z) \frac{dz}{dt} = \text{Isı serbest kalma hızı (kJ/s)}$$

Difransiyel olarak ifade edilirse ;



$$\dot{Q}_h(t) = C(z) \frac{dz}{dt} \quad (98)$$

Yanabilir karışım oluşum hızını ifade etmekte kullanılan  $z$  zamanı ile ısının serbest kalma hızını ifade etmekte kullanılan  $t$  zamanı arasındaki bağlantı denklem 99 ile verilmektedir (Ali, 1980) ;

$$\frac{dz}{dt} = \frac{\sigma(z)}{\sigma(t)} \quad (99)$$

Böylece

$$\dot{Q}_h(t) = C(z) \frac{\sigma(z)}{\sigma(t)} \quad (100)$$

Tabii bu denklemler  $t > \tau_0$  (ilk yanabilir karışım elemanın ateşlenme gecikmesi) için geçerlidir ve  $\sigma(z)$ 'nin hesaplanması  $\sigma(t)$ 'nin tarihçesinden enterpolasyon ile bulunmaktadır.

Yanma sırasındaki anı gaz halini (basınç ve sıcaklık) hesaplamak için enerji denklemi kullanıldı ;

$$\frac{dQ_T}{dt} = \frac{dU}{dt} + \frac{dW}{dt} \quad (101)$$

ve

$$\frac{dQ_T}{dt} = \frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_c}{dt} + \frac{dQ_h}{dt} \quad (102)$$

$$\frac{dQ_w}{dt} = \text{Silindir duvarlarından geçen ısı transferi (kJ/s)}$$

$$\frac{dQ_c}{dt} = \text{Buharlaşan damlacıkların absorbe ettiği ısı (kJ/s)}$$

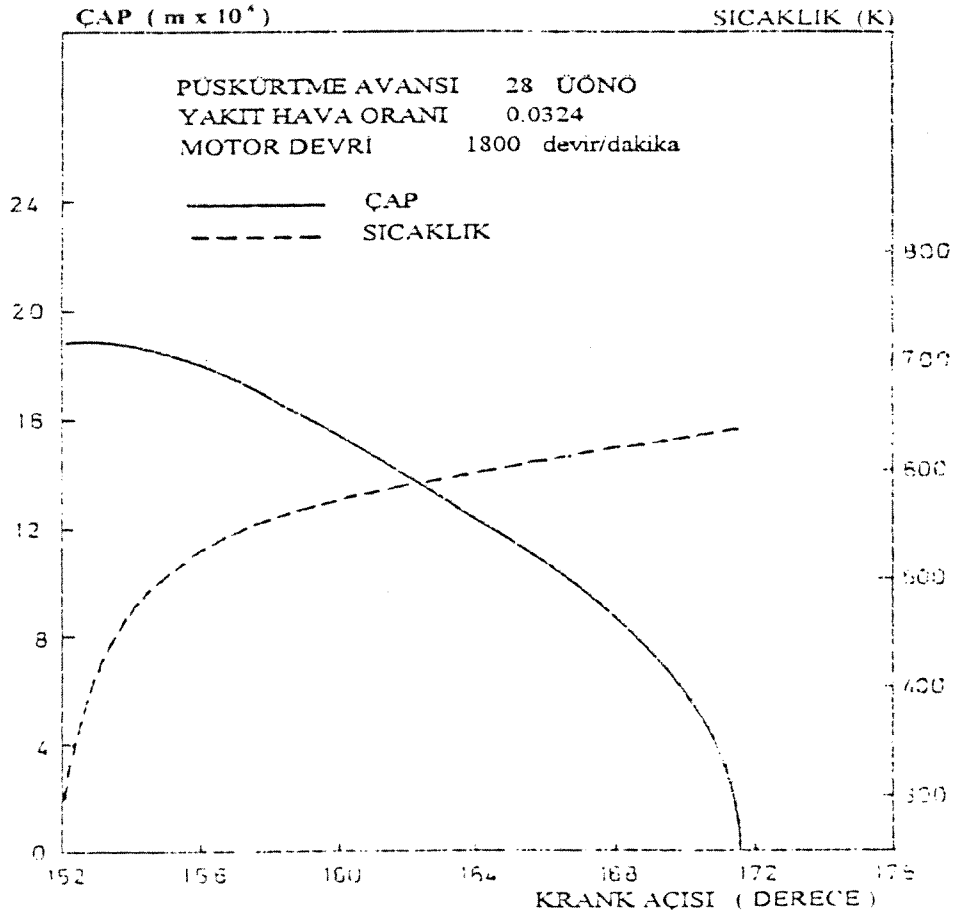
$$\frac{dQ_h}{dt} = \text{Yanan yakıtın serbest bıraktığı ısı (kJ/s)}$$

ve sonuç olarak ;

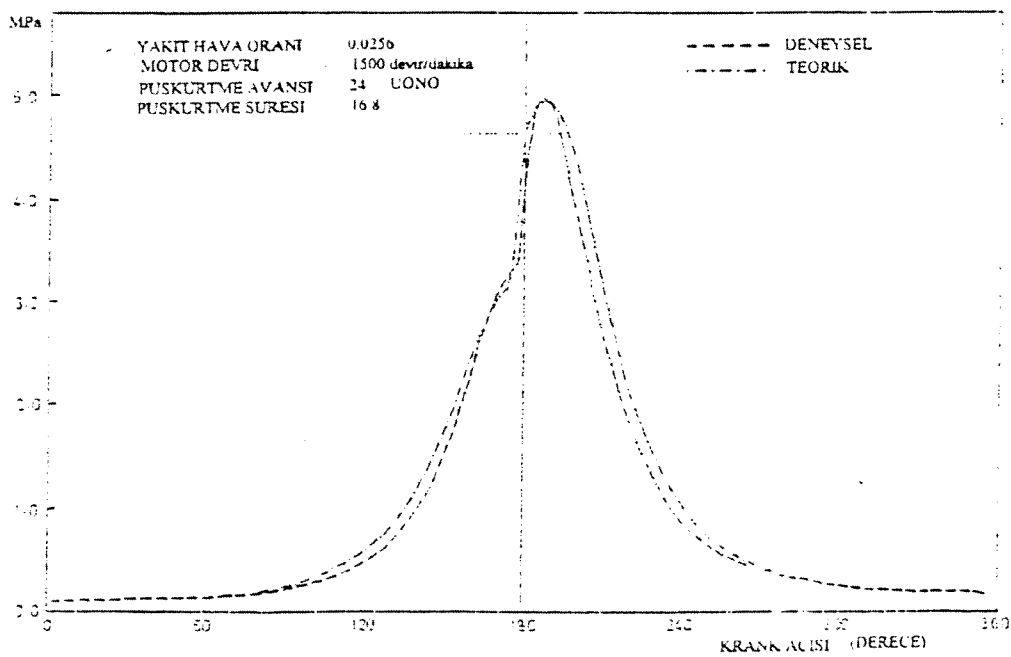
$$\frac{dP}{dt} = \left[ - \left( 1 + \frac{R}{c_v} \right) P \frac{dV}{dt} + \frac{R}{c_v} \frac{dQ_T}{dt} \right] \frac{1}{V} \quad (103)$$

olarak basıncın değişim hızı hesaplandı ve yine dördüncü derece Runge-Kutta metodu ile her krant açısındaki gaz basıncı ve dolayısıyla da sıcaklığı hesaplandı.

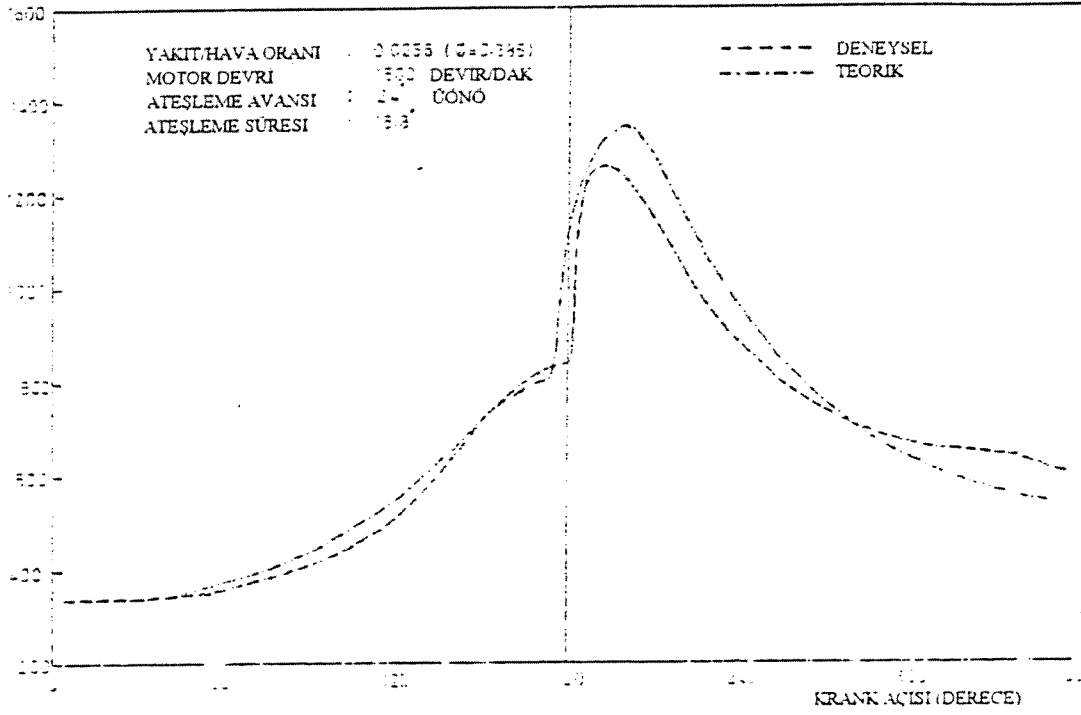
## 2.1.9 Neticeler



Şekil 5 Püskürtülürken giriş çapı 18.83 micron olan bir damlacığın buharlaşırken sıcaklığının ve çapının değişmesi



Şekil 6 Deneysel ve teorik gaz basınçlarının karşılaştırılması (Ali, 1980)



Şekil 7 Deneysel ve Teorik Gaz Sıcaklıkları (Ali, 1980)

## 2.2 Bujili Motor Çevrim Analizi

Bujili bir motorun çalışma çevriminin benzetimi, termodinamik prosesler için gerçekçi modellerin oluşturulabilmesine bağlıdır. Özellikle yanma ve ısı transferi modelleri üzerinde karar verebilmek zordur ve benzetimin amacına yönelik karar vermek gerekmektedir. Model oluşturulmasında kompleks bir durumun, belli bir miktar belirsizlik içeren sayısal hesaplamalarla tarif edilmesi gerekmektedir ve heme yeterli ölçüde belirleyici hemde yeterli ölçüde hassas neticelerin elde edilebilmesi için ne kadar detaylandırma gerekeceği sorusu karşımıza çıkmaktadır. Detaylandırma arttıkça hesaplama masrafları da artmaktadır ve bir noktada uzlaşmak gerekmektedir.

Geçmişte yapılan benzetimler, özellikle silindir içi akışkan hareketinin ve motor ısı transferinin sürücü güçlerinin iyi bilinmemesinden olumsuz etkilendiler. Günümüzde, bu iki alanda yapılan deneysel çalışmaların sayısı ve kalitesinin artması ile önemli gelişmeler kaydedilmiştir ve yeni deneysel çalışma neticeleri de sürekli yayınlanmaktadır. Bu neticelere bağlı olarak ta benzetim modelleri sürekli gelişmektedir.

Motor çevrim simülasyonları ile ilgili yayınlar incelendiğinde, modelleme için iki ana yöntem görülmektedir. Birinci yöntem, termodinamiğin birinci kanununun açık bir sisteme uygulanması üzerine inşa edilmiş, matematiksel analize dayanmaktadır. Bu tip modellemenin karakteristik özelliği, sadece zaman boyutlu olmasıdır.

Buna karşılık, ikinci ana yöntem kütle, kimyasal özellerin, momentumun ve enerjinin korunumunun hesaplanmasına yönelik gelişmiş nümerik metodların uygulanmasını kapsamaktadır. Bu çok boyutlu modellerin, lokal olarak akış dinamiği ve kimyasal anı oluşumları tarif edebilme yetenekleri vardır. Bilgisayar kapasitesinin sınırlı olması ve türbülans hareketi ile hidrokarbon

yakıt oksidasyon kinetiği ile ilgili belirsizliklerden dolayı, bu modeller de birinci yöntemdeki gibi alt modellere ihtiyaç duyarlar.

Enerjinin serbest kalma hızını hesaplarırken, boyutsuz modellerin empirik ilişkilere veya deneysel verilere ihtiyaçları vardır. Buna karşılık çok boyutlu modellerin de mesela, türbülanslı alev yayılma oluşumunu tanımlarken karşılaştıkları belirsizlikler vardır.

Bu çalışmada ise, türbülanslı yanma modellemesi için, boyutsuz modelin globalliği ile çok boyutlu modelin özdeliği arasında olan üçüncü bir modelleme yöntemi geliştirilmiştir. Bu yöntemle boyutsuz modelin basitliği ve verimliliği korunurken türbülanslı yanmanın benzetimi fiziksel parametrelere dayandırılmıştır.

Isı transferinin doğru modellenmesi de motor simulasyon programları için çok önemlidir. Isı transferi hem motor parçalarının dayanıklılıklarına tesir etmektedir hem de termodinamik çevrime ve dolayısıyla motor performansına tesir etmektedir. Özellikle yanma sırasındaki ısı transferi motorun termodinamik verimini doğrudan etkilemektedir. Ayrıca vurutmaya önemli etkisi vardır. Eksoz gaz emisyonlarına önemli etkisi vardır. Isı transferinin hem global hem de lokal etkileri önemlidir. Bu bakımdan boyutsuz modellerde kullanılan ısı transfer modelleri, çok boyutlu modellerde doğrudan kullanılamamaktadır. Motordaki ısı transferi oldukça yüksek frekanslıdır. Buna karşılık, özellikle türbülanslı akışın etkisi ile birbirini takip eden periodlarda farklı oluşum sergilemektedir. Yine lokal olarak, sınır tabakasına bağlı olarak, önemli farklılıklar göstermektedir. Isı transferi modellenmesinde kullanılan en iyi yöntem sonlu elemanlar metodu ile çözümdür. Gerçi bu metod da sınır tabakasının modellenmesi ve ya türbülanslı akışın modellenmesinden etkilenmektedir ama gaz fazından doğrudan metal fazına geçişi sağlayabildiği için, özellikle termik gerilmelerin incelenmesinde faydalı olmaktadır. Buna karşılık, genellikle çevrim programının içinden çalıştırılmamaktadır. Sonlu eleman paket programlarının verilerinin çevrim programına adapte edilmesi gerekmektedir ve dolayısıyla yazılım uyusumundan önemli ölçüde etkilenmektedir.

Isı transferi ile ilgili ilk çalışmalardan sonra (Nusselt 1923, Eichelberg 1939) 1960'lı yıllarda güvenilir deneysel verilere dayalı empirik formülasyonlar kullanılmaya başlandı (Annand 1963, Woshini, 1967). Bu modellerde akışkanın silindir içindeki hareket şekli ve hızının, ortalama piston hızına bağlı olduğu varsayılmıştır. Ortalama piston hızı yerine gazın ortalama kinetik enerjisini kullanan modeller öne sürülmüş, (Knight, 1965) ve daha sonra da ölçme tekniklerinin gelişmesine paralel olarak, silindir içindeki gazın dönüş hızını formülasyona katan modeller geliştirilmiştir (Dent ve Suliaman, 1977). Bu tip modelleme, özellikle Diesel motorlar için geliştirilmiş ve lokal türbülans etkilerine dayanan formülasyonlar yapılmıştır (Poulos ve Heywood, 1983). Bu çalışmada kullanılan modüler program, kullanıcının tercih ettiği ısı transfer modelini uygulayacak şekilde geliştirilmiştir. Isı transferi ile ilgili modeller birbirlerinden bağımsız üniteler halinde kodlanmıştır ve yeni formülasyonlar da kolaylıkla ilave edilebilmektedir.

## 2.1 Yanma Modeli

Bujili motorlarda genellikle küresel yüzeyli alev ilerlemesi varsayılır. Alevin kapladığı hacim ve yanmış gazların yanma odası duvarlarına temas yüzey alanını hesaplamak için teorik ilişkiler gerekmektedir. Bu çalışmada disk ve v-tipi eğik tavanı olan yanma odaları incelenmiştir (Etiz 1994).

## 2.2.2 Disk Tavanlı Yanma Odası

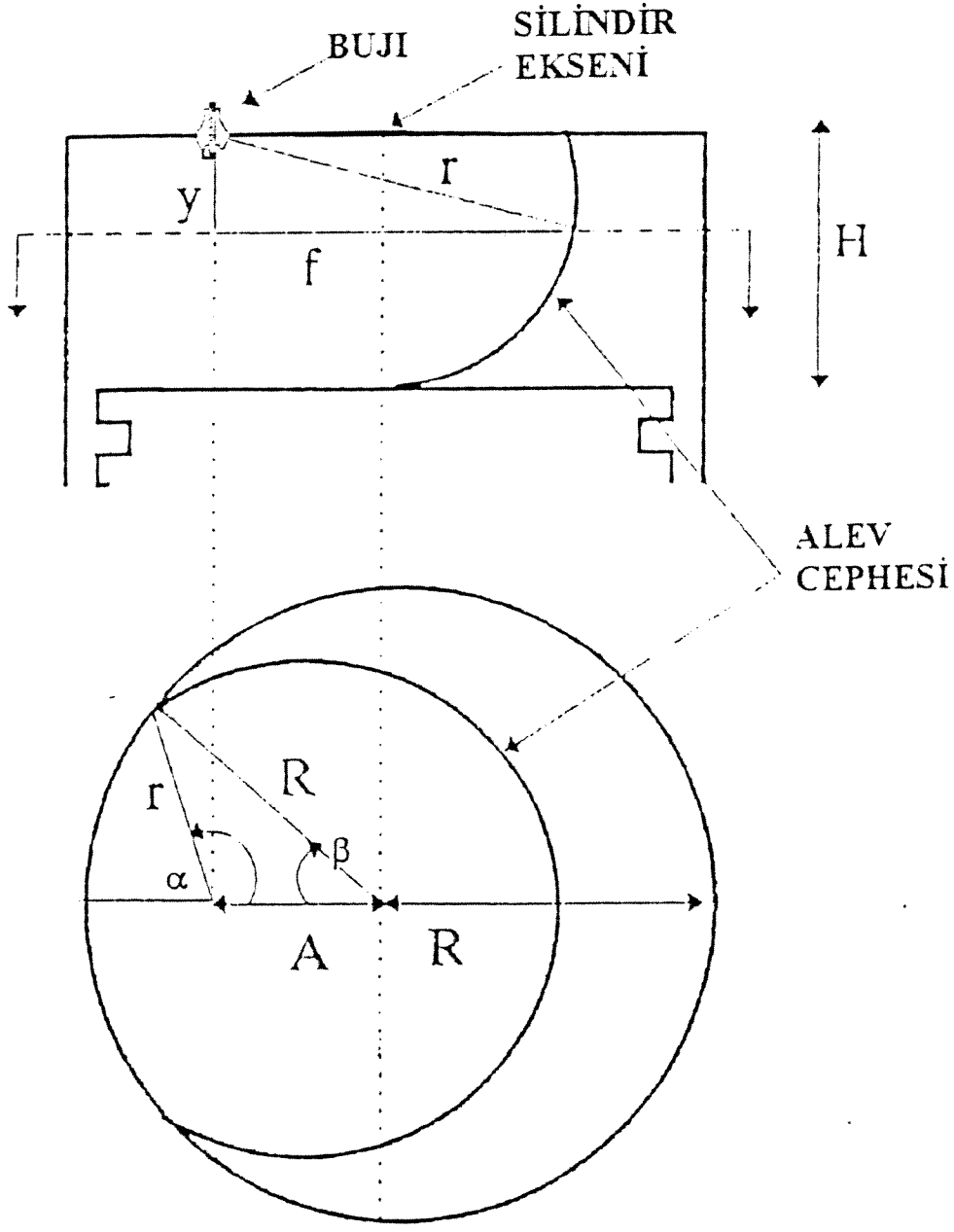
Yanma odası silindirik olup, bujinin yerleşme konumu merkeze göre, silindir iç çapının bir oranı olarak seçilebilmektedir (Şekil 8). Silindirin yarı çapı  $R$  ve ani yüksekliği de  $H$  olarak ifade edildikten sonraki alevin ani yarı çapı  $r$  olarak yanma odasının tavanında, silindirin ekseninden  $A$  mesafedeki bir noktadan ölçülmektedir. Hesaplanması gereken parametreler, alevin yüze alanı,  $A_f$ , alevi katettiği hacim,  $V_f$  ve yanmış gazlarla temas eden silindir yüzey alanı,  $A_p$ , ve pistonun üstü ile temas alanı  $A_p$  dir. Bunun için iki parametre tarif edilmiştir;

$$X = r \dots\dots\dots r \leq H$$

$$X = H \dots\dots\dots r > H$$

ve

$$d = R - A$$



Şekil 8 Disk Tavanlı Yanma Odası

$r \leq d$  için bütün parametreler aşağıdaki şekillerde ifade edilebilirler ;

$$V_r = \pi \cdot X \cdot (r^2 - X^2) \quad (104)$$

$$A_r = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot X \quad (105)$$

$$A_h = \pi \cdot r^2 \quad (106)$$

$$A_l = 0 \quad (107)$$

$$A_p = \pi \cdot (r^2 - X^2) \quad (108)$$

$r > d$  için ise yanma odası üst yüzeyinden  $y$  mesafede alev tarafından kapsanan **B** alanı kullanılarak alev hacmi ;

$$V_r = B \cdot X \quad (109)$$

olarak bulunur ve  $y$  düzeyinde alevin yarıçapı  $f$  olarak hesaplanır ;

$$f = (r^2 - y^2)^{1/2} \quad (110)$$

P, alevin  $y$  düzlemindeki alanının çevresini ve Q da  $y$  düzleminde alevin temas alanının çevresi olarak kabul edilirse ;

i)  $f \leq d$  için

$$B = \pi \cdot f^2 \quad (111)$$

$$P = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (112)$$

$$Q = 0 \quad (113)$$

ii)  $f \geq 2R - d$  için

$$B = \pi \cdot R^2 \quad (114)$$

$$P = 0 \quad (115)$$

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot R \quad (116)$$

iii)  $d < f < 2R - d$

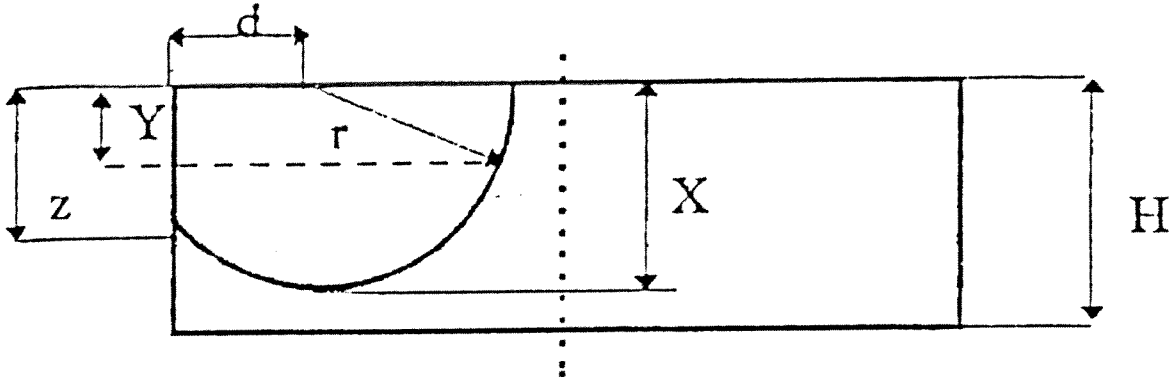
$$B = [\pi - \alpha + 0.5 \sin(2\alpha)]f^2 + [2\beta - \sin(2\alpha)]R^2/2 \quad (117)$$

$$P = 2(\pi - 2R)f \quad (118)$$

$$Q = 2 \cdot R \cdot \beta \quad (119)$$

$$\cos(\alpha) = (A^2 + f^2 - R^2) / (2 \cdot A \cdot f) \quad (120)$$

$$\cos(\alpha) = (A^2 + R^2 - f^2) / (2 \cdot A \cdot R) \quad (121)$$



Şekil 9a  $d < r < (d^2 - H^2)^{1/2}$  olduğu durumdaki alev ilerlemesi

Yukarıdaki şekilde iken alev ilerlemesi, yanmış bölümü  $y$  düzeyine göre ikiye ayırmak gerekmektedir. Böylece ;

$$z = (r^2 - d^2)^{1/2} \quad (122)$$

ve üst bölme için,  $y=0.58z$  olacak şekilde, belirleyici bir düzlem tanımlarsak ;

$$V_r = B \cdot z + \pi(X - z) \left[ r^2 - (X^2 + z \cdot X + z^2) / 3 \right] \quad (123)$$

$$A_r = r \cdot P \cdot z \cdot f + 2 \cdot \pi \cdot r(X - z) \quad (124)$$

$$A_r = r \cdot P \cdot X \cdot f \quad (125)$$

$(d^2 + H^2) \leq r \leq (2R - d)$  olduğu durumda  $y = 0.58 X$  ilişkisi uygundur.  $V_r$  değerini hesaplamak için denklem 109 kullanılabilir. Bu ilişki, diğerleri ile birlikte ifade edilince ;

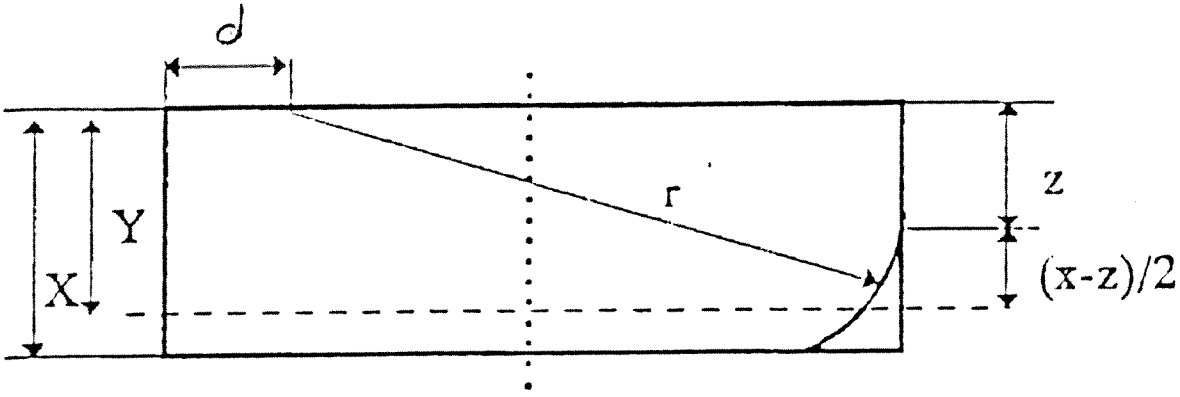
$$A_r = r \cdot P \cdot X / f \quad (126)$$

$$A_i = Q \cdot X \quad (127)$$

$r > (2R - d)$  olduğu durumda şekil 9 de görüldüğü gibi,  $z$  ile alev in uç noktada silindir yüzeyine değdiği mesafeyi ifade edersek ;

$$z = \left[ r^2 - (2R - d)^2 \right]^{1/2} \quad (128)$$

$Y = z + (X - z)/2$  de parametreler aşağıdaki şekilde ifade edilebilirler ;



Şekil 9 b  $r > (2R - d)$  olduğu durumdaki alev ilerlemesi

$$V_r = B(X - z) + \pi \cdot R^2 \cdot z \quad (129)$$

$$A_r = r(X - z)P / F \quad (130)$$

$$A_1 = Q(X - z) + \pi \cdot 2R \cdot z \quad (131)$$

$$A_h = \pi \cdot R^2 \quad (132)$$

$r > d$  olduğu durumda pistonun üstünde alevle temas eden yüzey,  $A_p$ ,

$f = (r^2 - H^2)^{1/2}$  için hesaplandı ve silindir kafası ile temas alanı,  $A_h$  ise  $f = r$  ve 120,121,117 numaralı denklemlerle hesaplandı.

### 2.2.3 V-tipi Eğik Tavanlı Yanma Odası

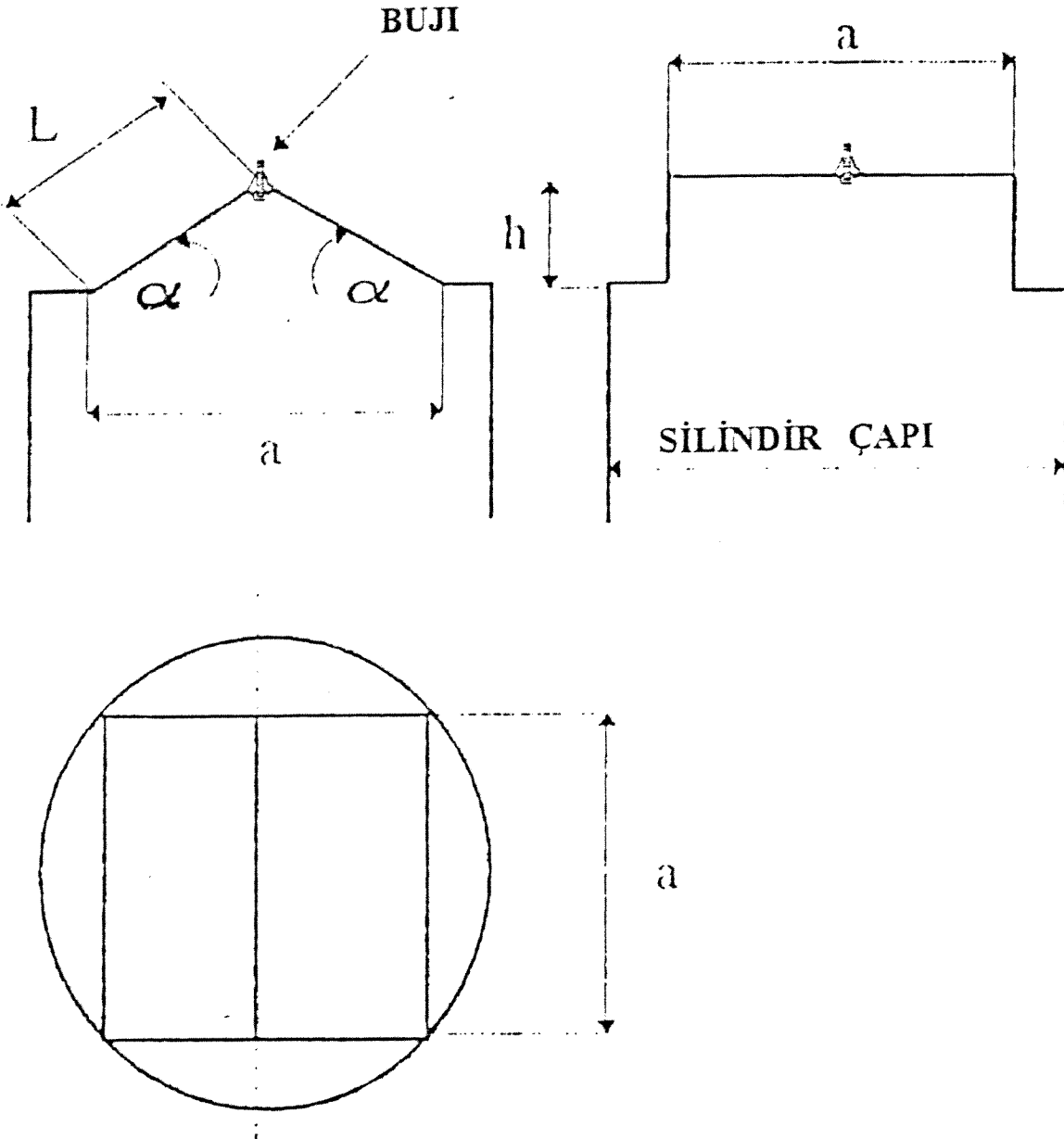
Bu tip yanma odası için şekil 10 de görülen model tanımlandı. Buna göre, silindir yarıçapının  $R$ , yanı sıra, modeli belirleyen parametreler, eğim açısı,  $\alpha$  ve kare tabanın kenar uzunluğu  $a$  olmaktadır. Bu jini pozisyonu tavanın merkezinde seçilmiştir. Tavanın karşılıklı eğim açıları, birbirine kabul edilmiştir. Bu parametrelere bağımlı olarak tavanın merkez noktasının yüksekliği  $h$ , ve eğik yüzeylerin genişliği  $L$ , alev ilerlemesine etki eden önemli parametrelerdir. Silindir yarıçapı ve eğim açısı seçildikten sonra, diğer boyutlar aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır ;

$$a = 1.4142 \cdot R \quad (133)$$

$$h = a \cdot \tan(\alpha) / 2 \quad (134)$$

$$L = \left[ (a / 2)^2 + h^2 \right]^{1/2} \quad (135)$$





Şekil 10 V-tipi Eğik Tavanlı Yanma Odası

Alevin kapsadığı hacmin  $V_f$ , alev yüzey alanının  $A_f$ , silindir kafası temas alanı  $A_h$ , silindir temas alanı  $A_l$  ve piston tepesi temas alanının  $A_p$  hesaplanabilmesi için, alevin yarıçapının ve tepe noktasından olan ani piston mesafesinin  $H$ , bilinmesi gerekmektedir;

$$H = [V_{\text{silindir}} - V_{\text{piston}}] / (\pi \cdot R^2) \quad (136)$$

$$V_{\text{piston}} = a^2 \cdot h / 2 \quad (137)$$

Bu aşamada X değişkeni aşağıdaki şekilde tarif edildi ;

$$X = 0 \dots\dots\dots r \leq (h + H)$$

$$X = r - (h+H) \dots\dots\dots r > (h + H)$$

$r \leq a/2$  ve  $r \leq L$  durumu için alev yayılma parametreleri aşağıdaki şekilde hesaplandı ;

$$V_r = \pi \cdot \psi \cdot r^3 / 270 - \pi \cdot X^2 (r - x / 3) \quad (138)$$

$$A_r = 2 \cdot \pi \cdot r (\psi \cdot r / 180 - X) \quad (139)$$

$$A_l = 0 \quad (140)$$

$$A_h = \pi \cdot r^2 \quad (141)$$

$$A_p = \pi \cdot n^2 \quad (142)$$

ve

$$\psi = 180 - 2\alpha \quad (143)$$

$$n^2 = r^2 - (h + H)^2 \quad r > (h+H) \text{ için} \quad (144)$$

$$n^2 = 0 \quad r \leq (h+H) \text{ için} \quad (145)$$

$r \leq L$  ve  $r \leq a/2$  durumu için alev yayılma parametreleri aşağıdaki şekilde hesaplandı ;

$$V_r = \frac{\pi \cdot \psi}{540} [2 \cdot r^3 - 3 \cdot b^2 \cdot r + b^3] - \pi \cdot X^2 [r - X/3] \quad (146)$$

$$A_r = 2 \cdot \pi \cdot r [\psi (r - 2b) / 180 - X] \quad (147)$$

$$A_l = 0 \quad (148)$$

$$A_h = 2 \cdot r \cdot z \cdot a + \frac{s}{3 \cdot a} [3 \cdot s^2 + 4 \cdot a^2] + rz^2 \cdot \pi \cdot \psi / 180 \quad (149)$$

$$A_p = \pi \cdot n^2 \quad (150)$$

$$b = r - a/2 \quad (151)$$

$$rz = \left[ r^2 - (a/2)^2 \right]^{1/2} \quad (152)$$

$$s = r - rz \quad (152)$$

$r > L$  ve  $(r^2 - h^2)^{1/2} \leq R$  durumu için alev yayılma parametreleri aşağıdaki şekilde hesaplandı ;

$$V_f = V_{\text{piston}} + V_{\text{sp}} \quad (153)$$

$$V_{\text{sp}} = \pi \cdot rs^2 \cdot (r - rs/3) - \pi \cdot X^2 \cdot (r - X/3) \quad (154)$$

$$A_r = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot rs \quad \text{eğer } r \leq (h+H) \quad (155)$$

$$A_r = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot H \quad \text{eğer } r > (h+H) \quad (156)$$

$$A_l = 0 \quad (157)$$

$$A_p = \pi \cdot n^2 \quad (158)$$

$$A_h = 2 \cdot rz \cdot a + \frac{s}{a} (s^2 + 4 \cdot a^2 / 3) - \frac{L_p}{6 \cdot ra} (3L_p^2 + 16 \cdot ra^2) \\ + \frac{rz^2 \cdot \pi \cdot \psi}{180} - \frac{L_z}{6 \cdot L_s} (3 \cdot L_z^2 + 16 \cdot L_s^2) + \frac{L_r}{3 \cdot ff} (3 \cdot L_r^2 + 16 \cdot ff^2) \quad (159)$$

ve

$$rs = r - h \quad (160)$$

$$L_p = r - L \quad (161)$$

$$L_s = (rz^2 - h^2)^{1/2} \quad (162)$$

$$ra = (r^2 - L^2)^{1/2} \quad (163)$$

$$L_z = rz - h \quad (164)$$

$$L_r = (r^2 - h^2)^{1/2} - a/2 \quad (165)$$

$$ff = (r^2 - h^2) - (a/2)^2 \quad (166)$$

$r > L$  ve  $(r^2 - h^2)^{1/2} > R$  durumu için alev yayılma parametreleri aşağıdaki şekilde hesaplandı :

$$V_r = V_{\text{piston}} + V_{\text{silindir}} + V_{\text{sp}} \quad (167)$$

$$V_{\text{silindir}} = \pi \cdot R^2 \cdot z \quad (168)$$

$$V_{\text{sp}} = \pi \cdot r s^2 \cdot (r - rs/3) - \pi \cdot X^2 \cdot (r - X/3) \quad (169)$$

$$A_r = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot rs \quad \text{eğer } r \leq h + H \quad (170)$$

$$A_r = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot (H - z) \quad \text{eğer } r > h - H \quad (171)$$

$$A_h = a \cdot (2 \cdot L + h - a) + \pi \cdot R^2 \quad (172)$$

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot z \quad (173)$$

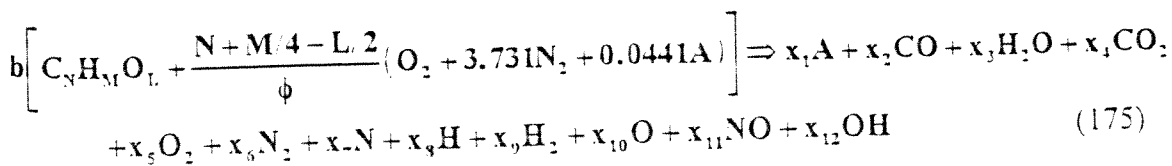
$$A_p = \pi \cdot n^2$$

ve

$$z = (r^2 - R^2)^{1/2} - h \quad (174)$$

#### 2.2.4 Yanmanın Kimyasal Termodinamiği

Yanma sırasında ve sonrasında silindir içindeki gazın ortalama özelliklerinin hesaplanabilmesi için, yanma sonucunda meydana gelen gazların kompozisyonunun bilinmesi gerekmektedir. Öncelikle, bunların hangi gazlar olduklarının saptanması gerekmektedir. Bu çalışmada, yanma sonucunda Argon (A), Karbon Monoksit (CO), Su buharı (H<sub>2</sub>O), Karbon Dioksit (CO<sub>2</sub>), Oksijen (O<sub>2</sub>), Nitrojen (N<sub>2</sub>), Atomik Nitrojen (N), Atomik Hidrojen (H), Hidrojen (H<sub>2</sub>), Atomik Oksijen (O), Nitrik Oksit (NO) ve Hidroksil (OH) gazlarının oluştuğu varsayılmıştır. Yakıt genel olarak (C<sub>N</sub>H<sub>M</sub>O<sub>L</sub>) ve hava olarak (O<sub>2</sub>+3.731N<sub>2</sub>+0.0441A) alınmıştır. Buna göre ;



Yukarıdaki denklemdeki 13 bilinmiyen için 5 kütle balansı ve 7 kimyasal denge ilişkisi ile;

$$\sum_1^{12} x_i = 1 \quad (176)$$

kullanıldı ve 13 simültane denklem Newton-Ralphson metodu ile nümerik olarak çözüldü. Kimyasal denge sabitini hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanıldı (Benson, 1977) ;

$$\ln K_p = \left[ \sum \left( \frac{v_g(T)}{R_o T} \right)_R - \sum \left( \frac{v_g(T)}{R_o T} \right)_P \right] - \frac{\Delta H_o}{R_o T} \quad (177)$$

$$\frac{\Delta H_o}{R_o T} = \sum \left( \frac{v h_o}{R_o T} \right)_R - \sum \left( \frac{v h_o}{R_o T} \right)_P$$

ve

$$\frac{g(T)}{R_o T} = a_1 (1 - \ln T) - \left( a_2 T + \frac{a_3 T^2}{2} + \frac{a_4 T^3}{3} + \frac{a_5 T^4}{4} \right) - a_6 \quad (178)$$

$v$  = Stoikiometrik katsayılar

$a_1..a_6$  = Tablo A.1 (Benson, 1977)

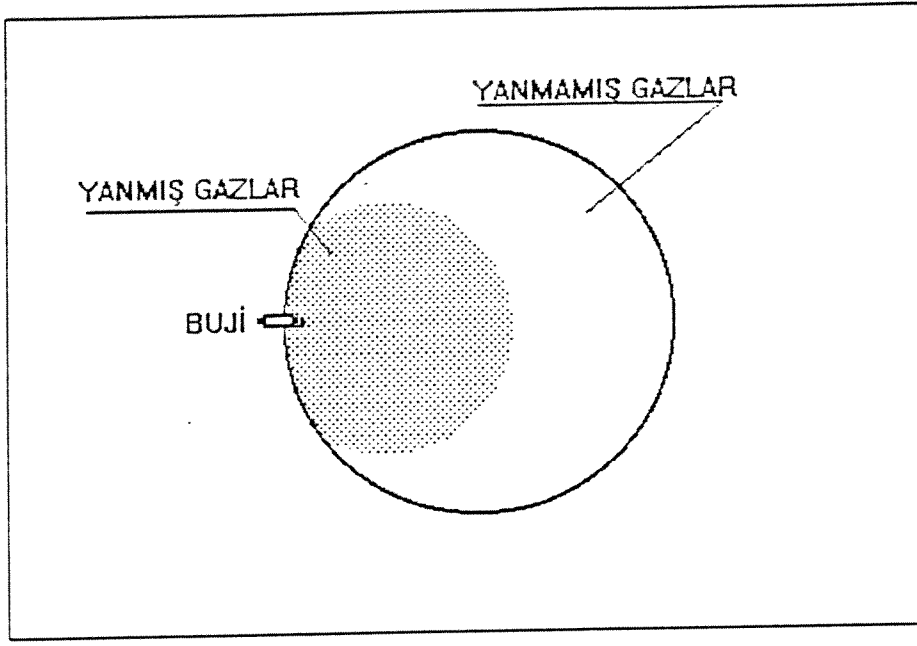
$h_o$  = 0 K daki formasyon entalpileri (J/kmol)

$( )_R$  = Reaksiyona girenler

$( )_P$  = Reaksiyondan çıkanlar

### 2.2.5 Yanma Sırasındaki Alev İlerlemesinin Modellenmesi

Bujili motorlarda, bir noktada oluşan bir nüveden başlayan alev ilerlemesine bağlı çeşitli yanma modelleri oluşturulmuştur. Bunlardan en basiti iki bölgeli ve küresel yüzeyli alev ilerlemesi modelidir (Şekil 11). Bu modelde alev yüzeyinin kalınlığı ihmal edilir ve alev yüzeyinin ilerleme hızına bağlı olarak, ani yanmış ve yanmamış gaz hacimleri hesaplanır. Her iki hacim için enerji balansı uygulanır ve her iki hacmin toplamı da ani silindir hacmine eşitlenir. Bu şekilde elde edilen 3 simültane difransiyel denklem (179,180,181) Runge-Kutta nümerik metodu ile çözümlenerek yanmış ve yanmamış ani gaz sıcaklıkları ile silindirin içindeki toplam gazın basıncı hesaplanır;



Şekil 11 İki bölgeyi yanma modeli

$$-\frac{dP}{d\alpha} \left( \frac{c_{v,m}}{c_{p,m}} V_m - \frac{c_{v,p} R_m}{c_{p,m} R_p} V_m + \frac{c_{v,p}}{R_p} V \right) = \left( 1 + \frac{c_{v,p}}{R_p} \right) P \frac{dV}{d\alpha}$$

$$+ \left[ (u_p - u_m) - c_{v,p} \left( T_p - \frac{R_m}{R_p} T_m \right) \right] \frac{dm_p}{d\alpha} + \left( \frac{c_{v,m}}{c_{p,m}} - \frac{c_{v,p} R_m}{c_{p,m} R_p} \right) \frac{dQ_m}{d\alpha} - \frac{dQ}{d\alpha} \quad (179)$$

$$\frac{dT_p}{d\alpha} = \frac{P}{m_p R_p} \left[ \frac{dV}{d\alpha} - \left( \frac{R_p T_p}{P} - \frac{R_m T_m}{P} \right) \frac{dm_p}{d\alpha} - \frac{R_m V_m}{c_{p,m} P} \frac{dP}{d\alpha} - \frac{R_m}{c_{p,m} P} \frac{dQ}{d\alpha} + \frac{V}{P} \frac{dP}{d\alpha} \right] \quad (180)$$

$$\frac{dT_m}{d\alpha} = \frac{V_m}{m_m c_{p,m}} \frac{dP}{d\alpha} + \frac{1}{m_m c_{p,m}} \frac{dQ_m}{d\alpha} \quad (181)$$

Bu modelde her iki hacimdeki gazların homojen özellikleri olduğu varsayılmıştır. Bu varsayım, özellikle yanmış gazlar için bazı yerel hesaplamalarda yeterli değildir. Fakat ortalama gaz sıcaklıklarını ve basıncını hesaplamakta yeterli olmaktadır.

Alevin ilerleme hızına gelince, bunun için çok basit uyarlamalar olduğu gibi mikro seviyede türbülans etkilerini içeren uyarlamalar da vardır. En basit uyarlama alevin laminar akımdaki hızını hesaplamak ve bunu empirik bir katsayı ile çarpmaktır. Bu durumda empirik katsayının belirlenmesi için izlenecek yol önemlidir. Bazı araştırmacılar deneysel sonuçlara uyum sağlayacak empirik sabitler kullanmışlardır (Benson, Annand ve Baruah, 1975).

Bu çalışmada, laminer alev hızı için Van Tiggelen tarafından geliştirilen ilişki kullanıldı (Cuiston, 1977) ;

$$V_{a1} = K \cdot C_m \left[ Y_F^a Y_{O_2}^b \text{Exp} \left( -\frac{E}{RT_m} \right) \right]^{1/2} \quad (182)$$

- $C_m$  =  $(8RT_m/\pi M_R)^{1/2}$  ortalama moleküler ağırlıkları  $M_R$  olan zincir taşıyıcılarının ortalama moleküler hızları  
 $Y_F$  = Yanmamış gazların içindeki mol oranları  
 $Y_{O_2}$  = Yanmamış karışımdaki oksijen mol oranı  
 $a$  = Yakıtta göre reaksiyon seviyesi  
 $b$  = Oksijene göre reaksiyon seviyesi  
 $E$  = Aktivasyon enerjisi (kcal/mol)  
 $T_m$  =  $T_u + 0.74(T_s^o - T_u)$  reaksiyon bölgesinin ortalama sıcaklığı (K)  
 $T_u$  = Yanmamış gaz sıcaklığı (K) ve  $T_b^o = 2365$  K

Türbülanslı alev ilerlemesi için yukarıdaki formül ile bulunan alev hızı türbülans karakteristiklerine göre uyarlanmıştır (Blizard ve Keck, 1974)

### 2.2.6 Yanma Isısı

Yanma sonunda silindirin içindeki gaz sıcaklığını hesaplamak için enerji balansı uygulandı;

$$\frac{\delta Q}{d\alpha} + \frac{dU_R}{d\alpha} = \frac{dU_P}{d\alpha} + \frac{\delta W}{d\alpha} \quad (183)$$

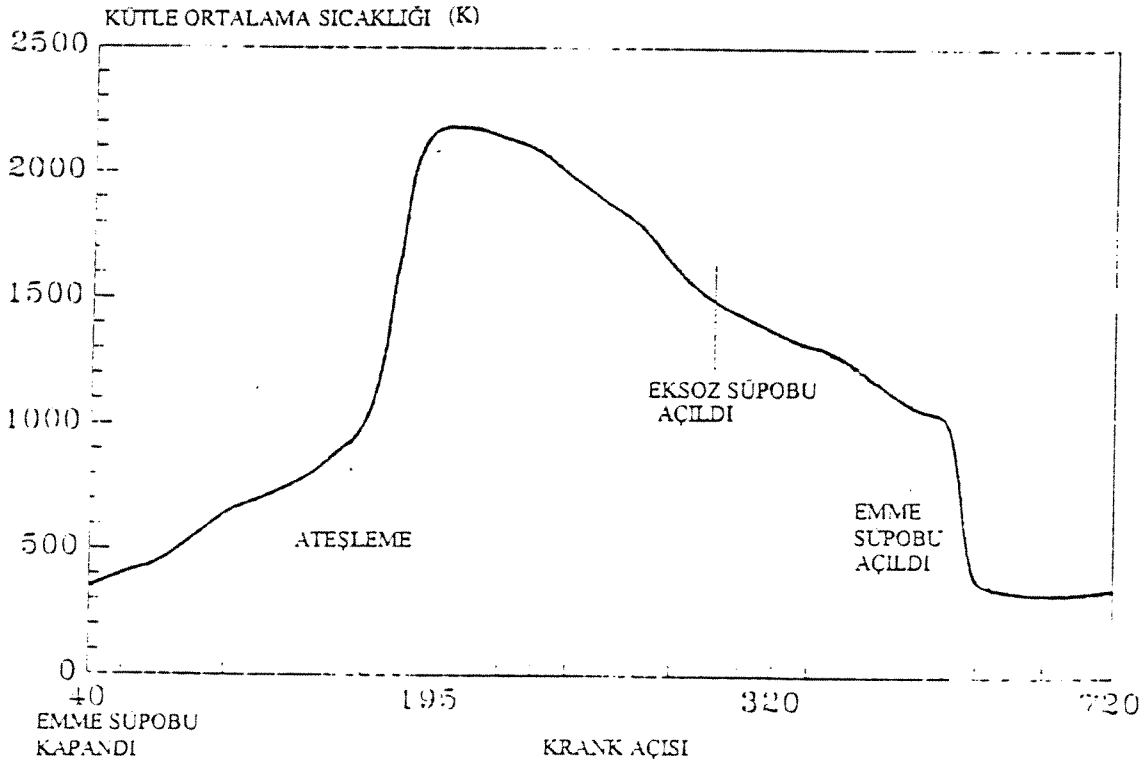
bu formülasyonun pratik uygulamasında yakıtın kimyasal formülü belli olmadığı için empirik olarak bulunmuş olan ısıl değerinden faydalanmak gerekmektedir.

Alev sıcaklığının hesaplanmasında adiabatik koşullar varsayılmıştır. Alev herhangi bir yerde, önemli sayılabilecek ısı transferi olacak kadar, kalmadığı için bu varsayım geçerlidir. Alev hızının hesaplanmasında kullanılan bu sıcaklık hesap edildikten sonra belli bir krank açısı için yanan gaz miktarı ve hacmi hesap edilip 179, 180 ve 181 numaralı denklemler kullanılarak ilerleyen krank açısı sonundaki sıcaklıklar ve basınç hesap edilmektedir.

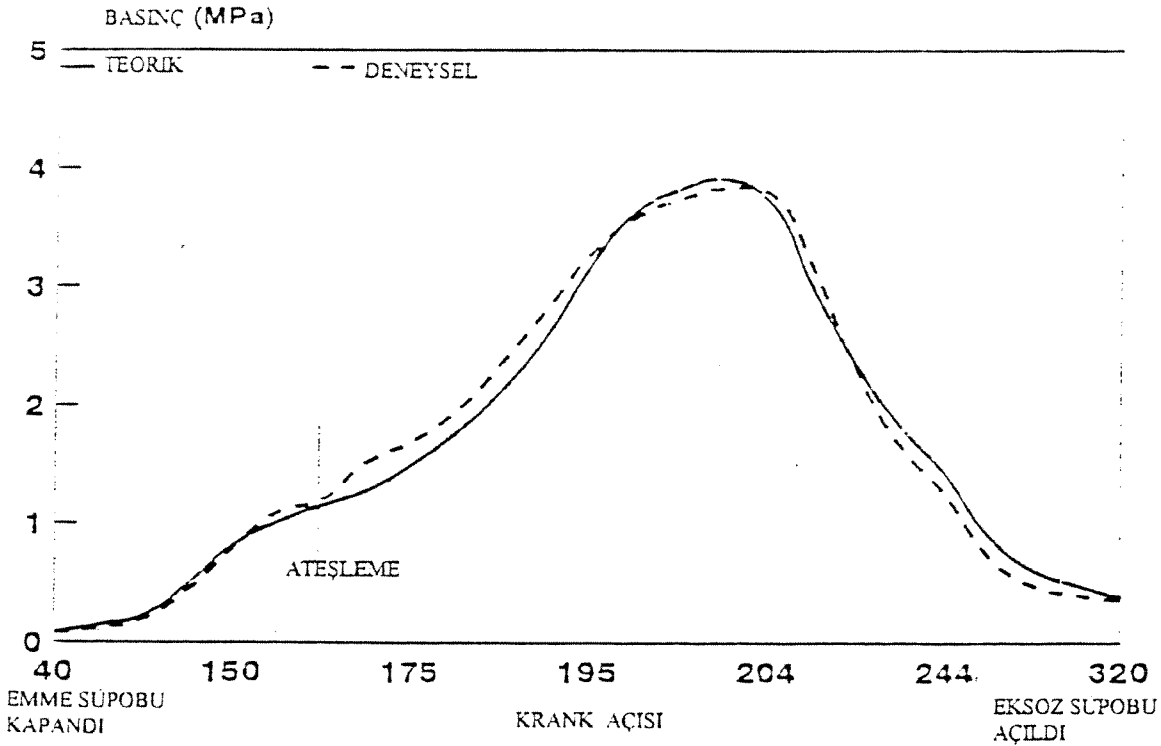
Yanma işleminin durması için yanmamış gaz miktarı üzerinde bir sınır konmuştur. Bu sınıra ulaşıncaya alevin ilerlemesinin durduğu varsayılmıştır.

Genleşme sırasında Nitrik Oksitler hariç, gazların kimyasal dengede oldukları varsayılmıştır. Eksoz gazında bulunan Nitrik Oksit düzeyi deneysel verilere yakındır.

## 2.2.7 Neticeler

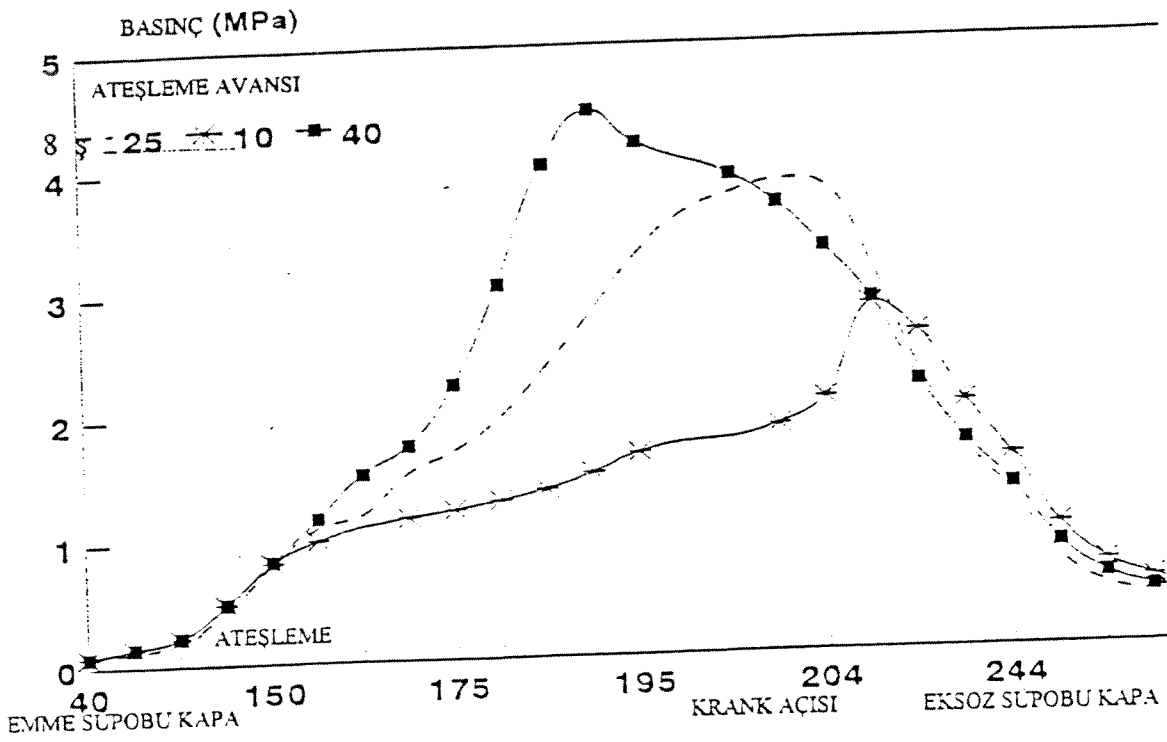


Şekil 12 Ortalama Gaz Sıcaklığının Değişimi (Etiz, 1994)

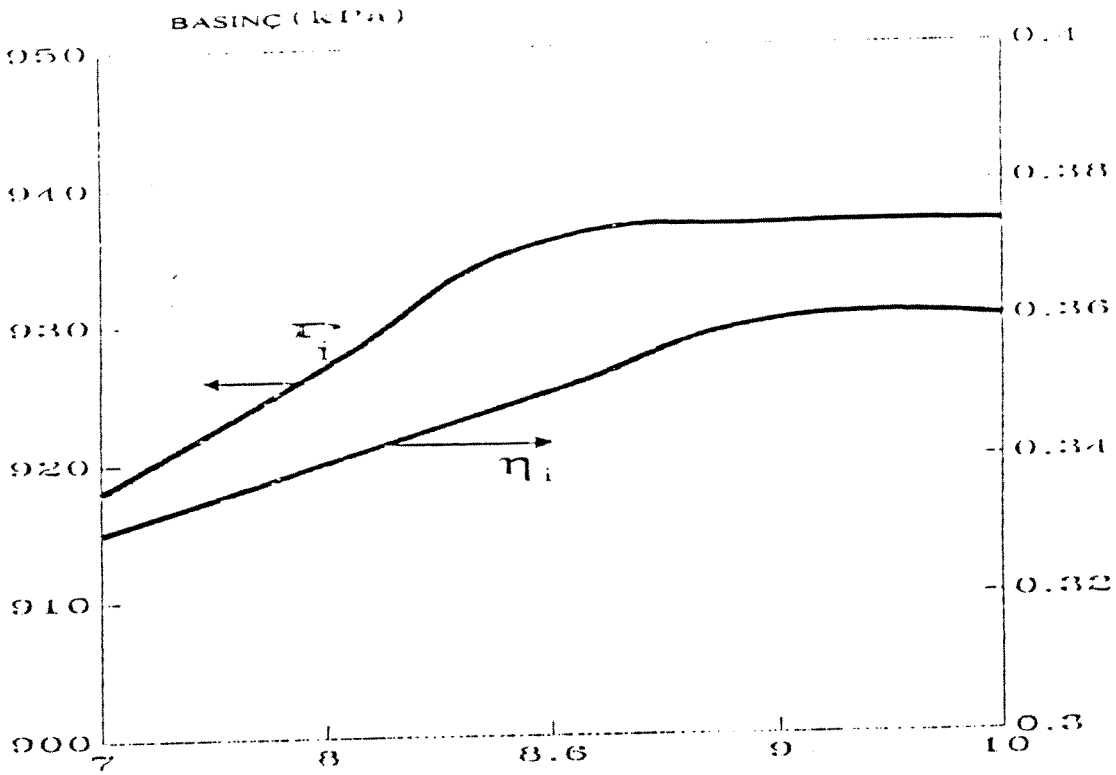


Şekil 13 Teorik ve Deneysel Basınçların Karşılaştırılması (Etiz, 1994)





Şekil 14 Ateşleme Avansının Gaz Basıncına Etkisi (Etiz, 1994)



Şekil 15 Sıkıştırma Oranının Efektif Basınca ve İndike Verime Etkisi (Etiz, 1994)

## 2.3. Entegre Çevrim Programı

### 2.3.1 Benzinli Motor Çevrim Programı

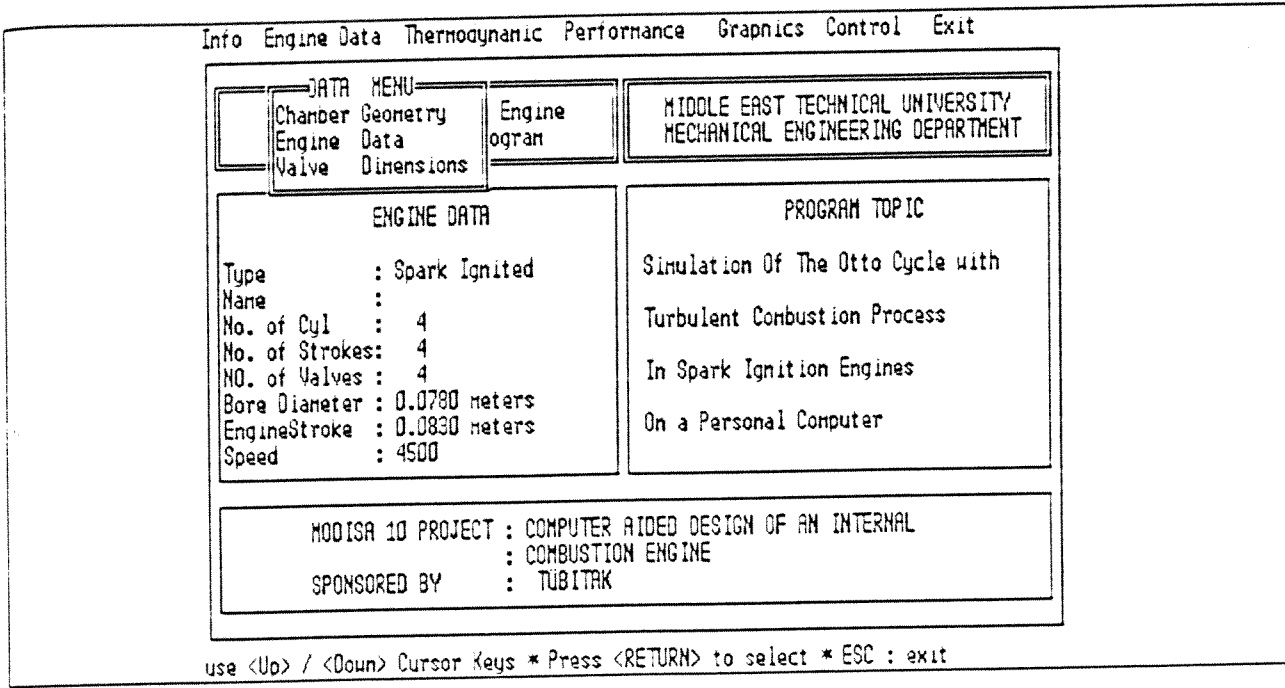
Ana bilgisayarda çalışan iki adet programdan Otto çevrimi için olanı, kişisel bilgisayarda çalışacak şekilde yeniden modüler bir yapıda yazıldı. Turbo Pascal 7.0 derleyicisi kullanılarak hazırlanan bu program ile Otto çevrimi ile çalışan motorların silindirleri içindeki gaz basıncı ve sıcaklığı, hacim veya krank açısına karşılık belirlendi.

Program menü sistemi ile çalışmaktadır (şekil 16).

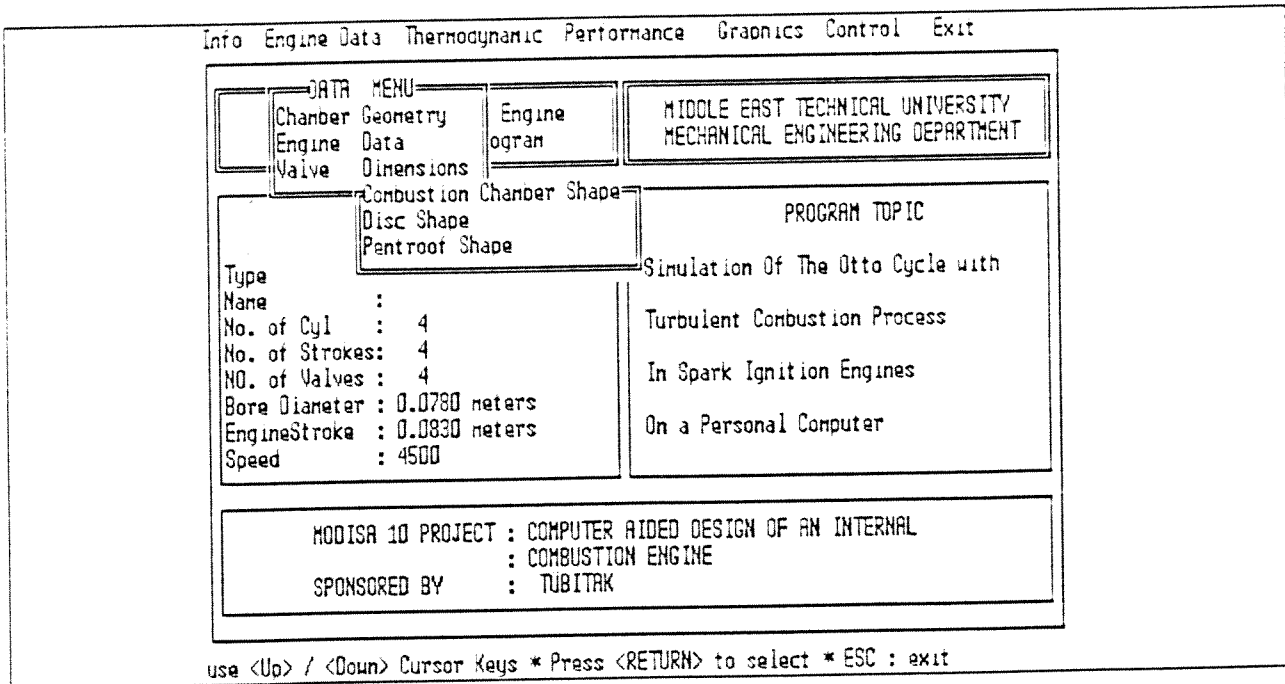
Info Engine Data Thermodynamic Performance Graphics Control Exit	
Internal Combustion Engine Cycle Simulation Program	MIDDLE EAST TECHNICAL UNIVERSITY MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
<b>ENGINE DATA</b> Type : Spark Ignited Name : No. of Cyl : 4 No. of Strokes : 4 NO. of Valves : 4 Bore Diameter : 0.0780 meters EngineStroke : 0.0830 meters Speed : 4500	<b>PROGRAM TOPIC</b> Simulation Of The Otto Cycle with Turbulent Combustion Process In Spark Ignition Engines On a Personal Computer
MODISA 10 PROJECT : COMPUTER AIDED DESIGN OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE SPONSORED BY : TUBITAK	
use <Right> / <Left> Cursor Keys * Press <RETURN> to select * ESC : exit	

Şekil 16 Programın açılış sayfası

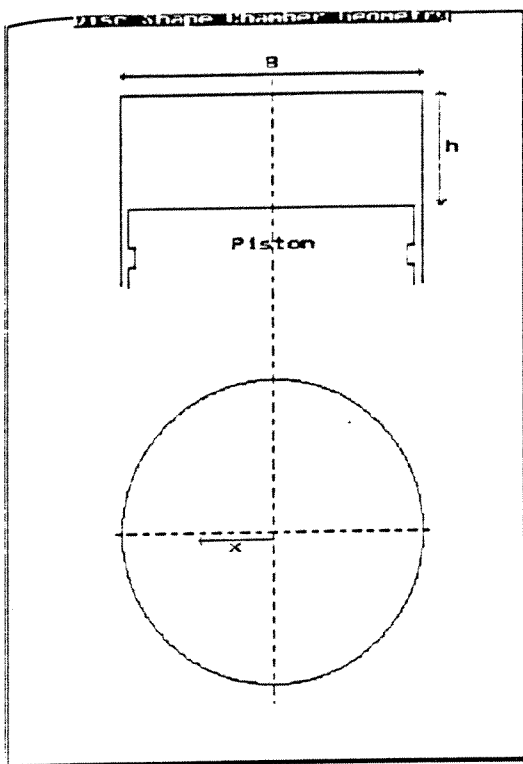
Menüler, motorun yanma odası, süpob düzeni ve süpob zamanlaması, kompresyon oranı gibi bilgilerin düzenlendiği 'Engine Data' ile başlamaktadır (şekil 17) Bunun için açılan 'DATA MENU' menüsünde önce 'Chamber Geometry' ile yanma odasının tipi seçilir (şekil 18). Genel sınıflama olarak disk veya tepe açılı yanma odası şekilleri uygulanmıştır. Disk tipi yanma odası seçilince, bujinin merkeze göre konumu saptanır (şekil 19). Tepe açılı yanma odasının ise eğim açıları ve buna bağlı olarak emme ve egzoz süpoblarının boyutları ve çalışma mesafeleri ile gaz akışını sınırlayan süpob akış alanı 'Valve Dimensions' seçilerek belirlenir (şekil 20). Her iki yanma odası için süpobların konumu ve eğimlerine göre boyutları menülerle de seçilebilir (şekil 21).



Şekil 17 Motor parametrelerinin seçimi



Şekil 18 Yanma odası seçimi



Symbols :

- B = bore diameter
- h = instantaneous chamber height
- x = location of spark plug from cylinder center

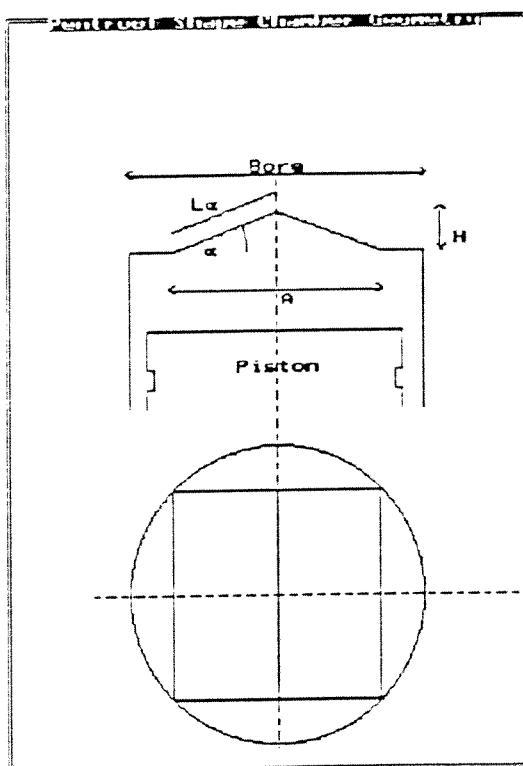
You can decide on the ignition by entering  $x/(B/2)$  ratio

Note that:  
 $x/(B/2) = 0$  is the central the ignition  
 $x/(B/2) = 1$  is the side the ignition

$x/(B/2) = 0.39$   
 $x = 0.390 \text{ cm}$   
 Bore radius = 3.900 cm

Insert

Şekil 19 Disk Tipi Yanma Odası



Symbols :

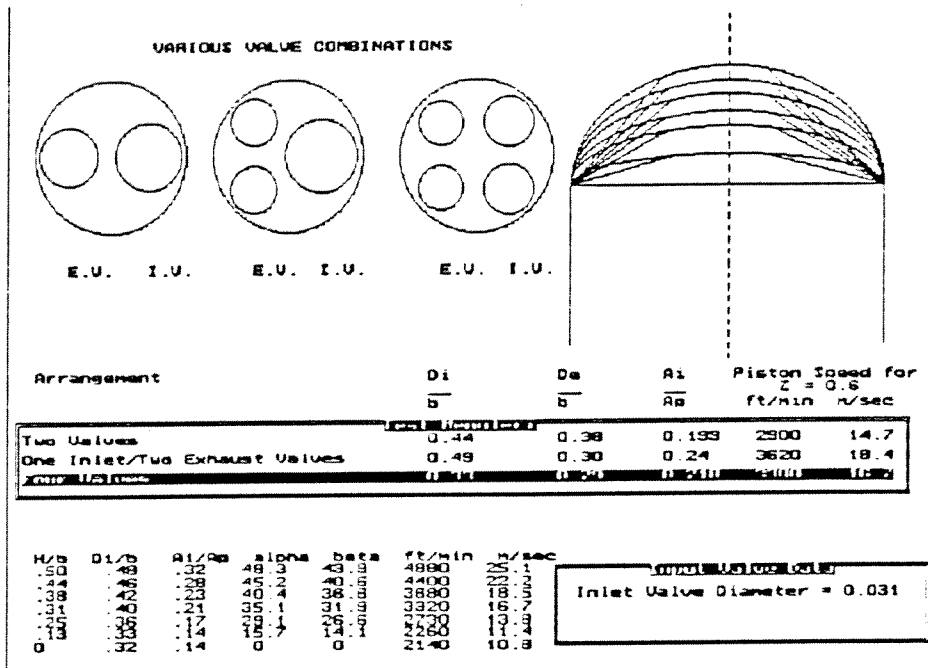
- Bore = bore diameter
- H = pentroof height
- $\alpha$  = pentroof Inclination angle
- A = side length of the roof
- $L\alpha$  = inclined length of the roof

Note that:  
 For pentroof cylinder head geometry the opposite angles are equal.  
 If the opposite angles are different, this geometry is called "Wedge Type".  
 You can decide on the geometry by entering  $\alpha$  inclination angle.

$\alpha$  (degrees) = 30  
 $A = 5.515 \text{ cm}$   
 Bore radius = 3.900 cm  
 $H = 1.004 \text{ cm}$   
 $L\alpha = 2.935 \text{ cm}$

Insert

Şekil 20 Tepe Açılı Yanma Odası



Şekil 21 Süpob Tiplerinin ve Açılarının Seçimi

Ön bilgiler girildikten sonra termodinamik çevrim programı çalıştırılır. Bu bölümde de öncelikle ısı transfer modeli seçilir (şekil 22) ve iterativ bir analiz başlar (şekil 23). Emme süpobunun kapanması ile başlayan çevrim simülasyonu, sondaki gaz basıncı ile başlangıçtaki değer arasında 10 kPa'dan az fark oluncaya kadar tekrarlandı. Bütün motor şartlarında ikinci çevrim sonunda hedefe ulaşıldı.

Info Engine Data Thermodynamic Performance Graphics Control Exit

Thermo Selections

I Heat Transfer Correlation Choice DOLE EAST TECHNICAL UNIVERSITY  
 C Calculate Pressure & Temperature CHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

Correlation Menu

Annand  
 ENG Sitkei  
 Eichelberg  
 Type : S Honenoberg

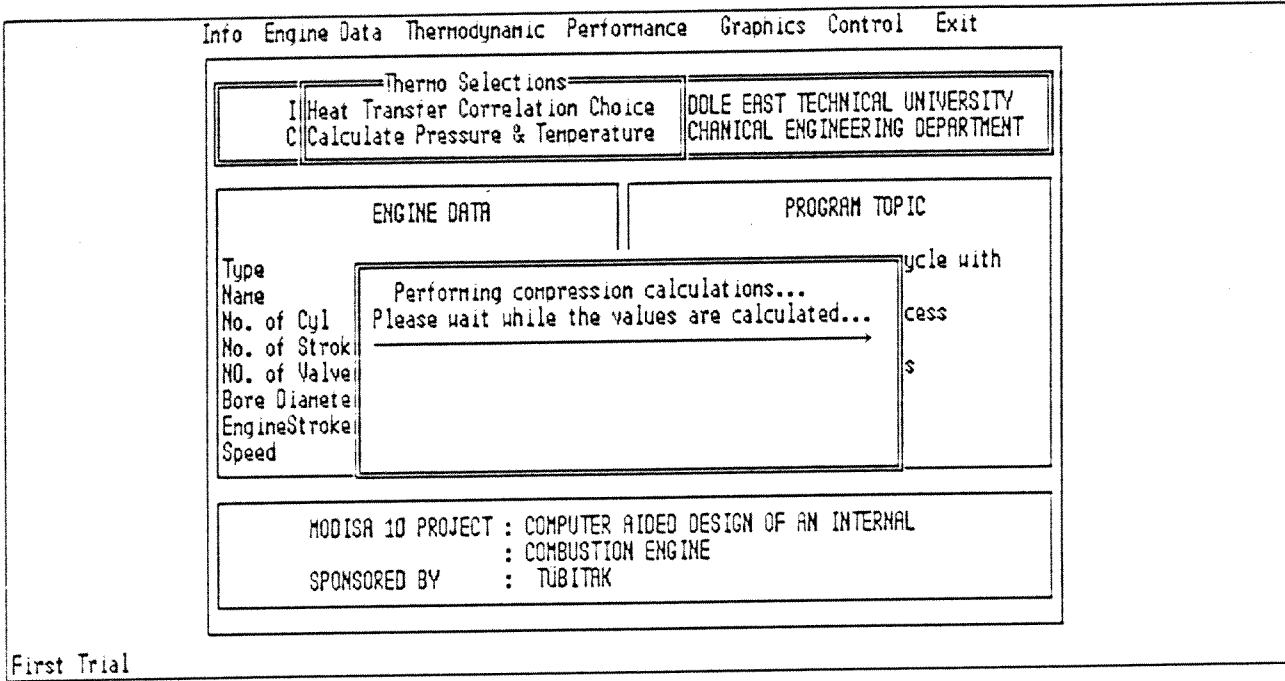
PROGRAM TOPIC

Simulation Of The Otto Cycle with  
 Turbulent Combustion Process  
 In Spark Ignition Engines  
 On a Personal Computer

MODISA 10 PROJECT : COMPUTER AIDED DESIGN OF AN INTERNAL  
 : COMBUSTION ENGINE  
 SPONSORED BY : TUBITAK

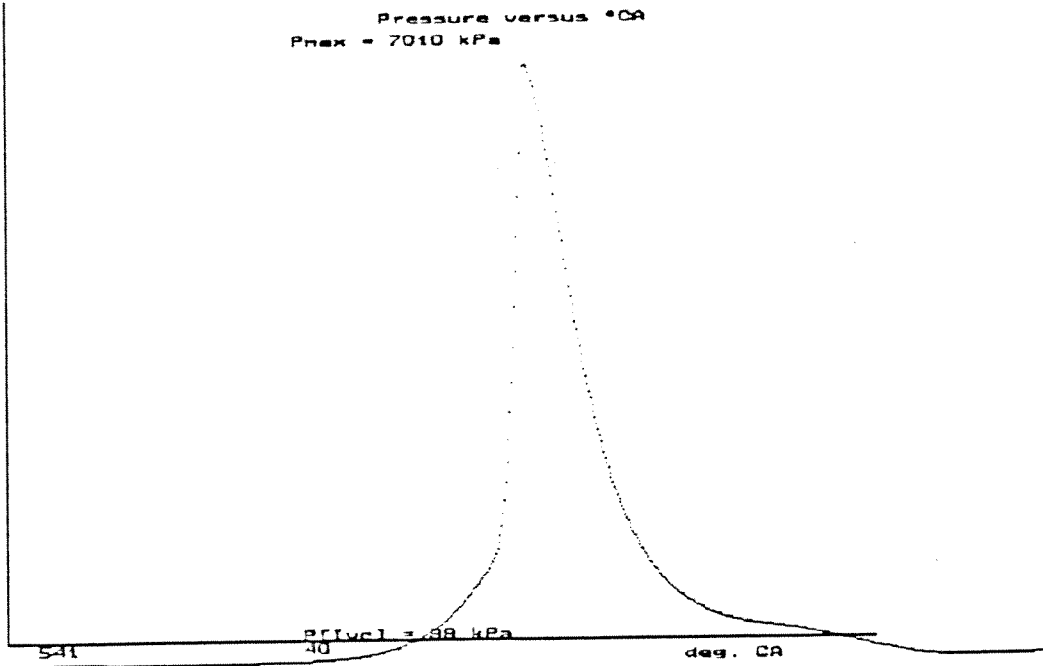
use <Up> / <Down> Cursor Keys \* Press <RETURN> to select \* ESC : exit

Şekil 22 Isı Transfer Model Seçimi



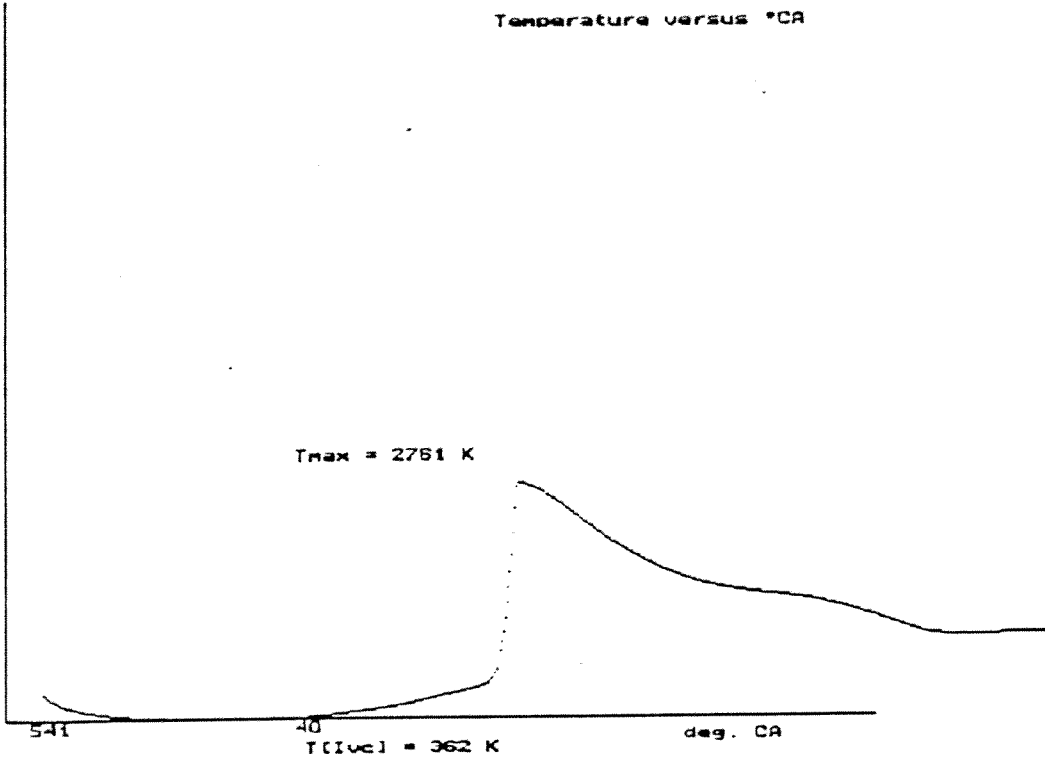
Şekil 23 Termodinamik çevrim

Çevrim hesaplamaları 486i DX33 bilgisayar ile 25-30 dakikada tamamlandı. Her aşamanın sonunda girilen veya elde edilen bilgiler isteğe bağlı olarak saklandı. Böylece çevrim tamamlandıktan sonra sonuçların incelenmesi ayrı bir zamanda yapılabilirdi. Programın içinden grafik ekranın tamamının veya bir bölümünün kağıda bastırılması mümkündür. Gaz basıncının ve sıcaklığının krank açısına ve hacme bağlı olarak değişmesi bu şekilde elde edilmiştir (şekil 24 - şekil 27).



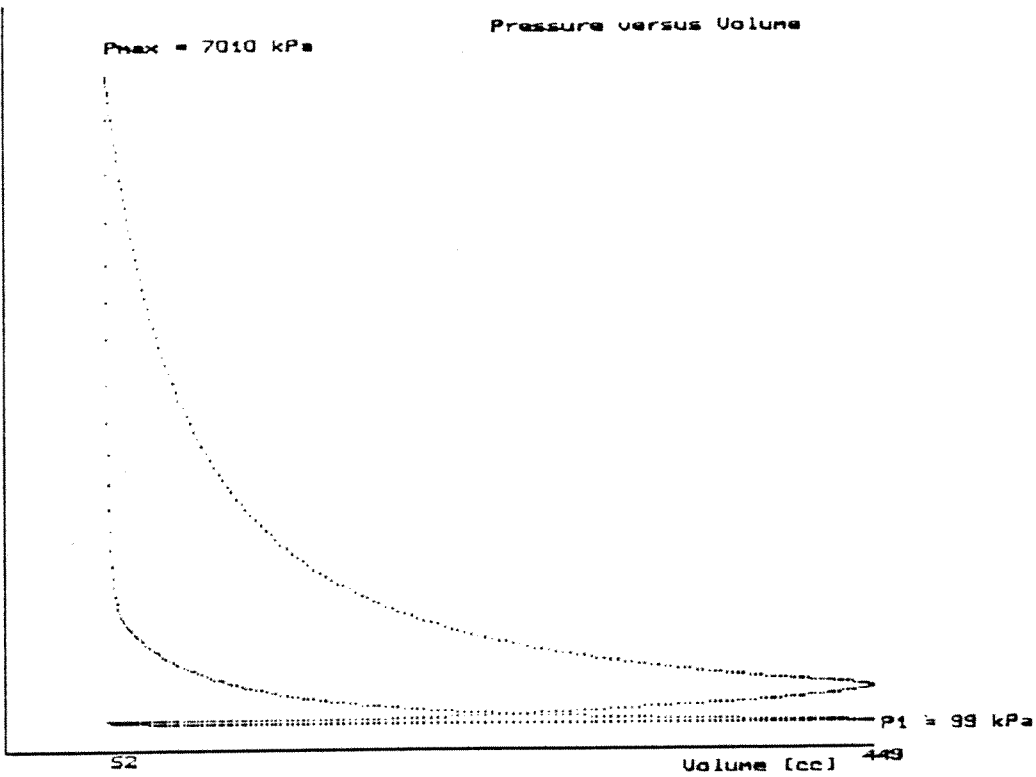
Şekil 24

Basınç - Krank Açısı



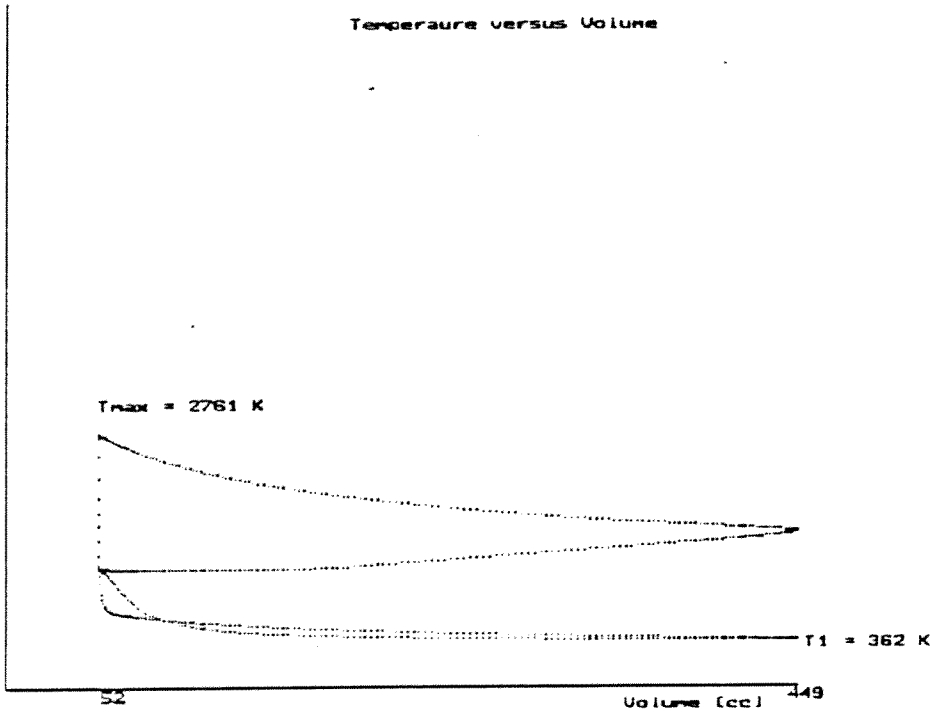
Şekil 25

Sıcaklık - Krank Açısı



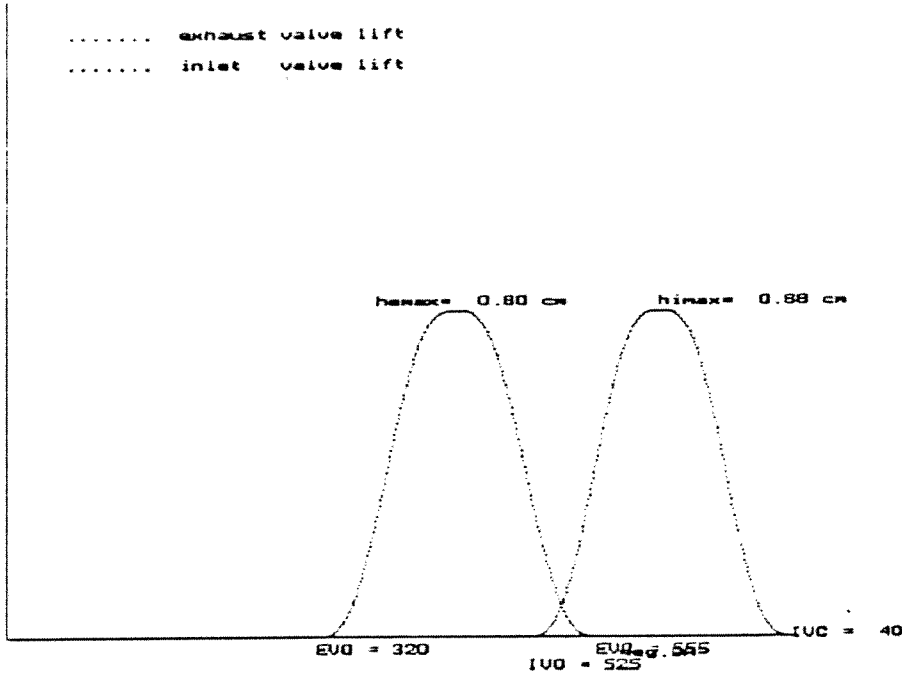
Şekil 26

Basınç - Silindir Hacmi



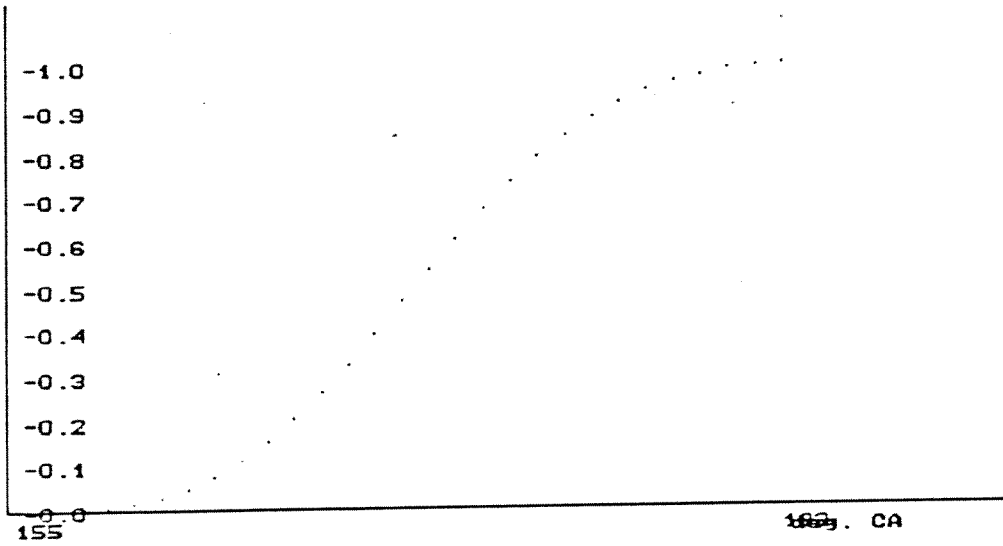
Şekil 27 Sıcaklık - Silindir Hacmi

Bu bilgilere ek olarak süpobların krank açısına göre hareketleri, alevin krank açısına göre hareketi ve yanan gazların krank açısına göre miktarı da grafiksel olarak ifade edilmektedirler (şekil 28 - şekil 30).

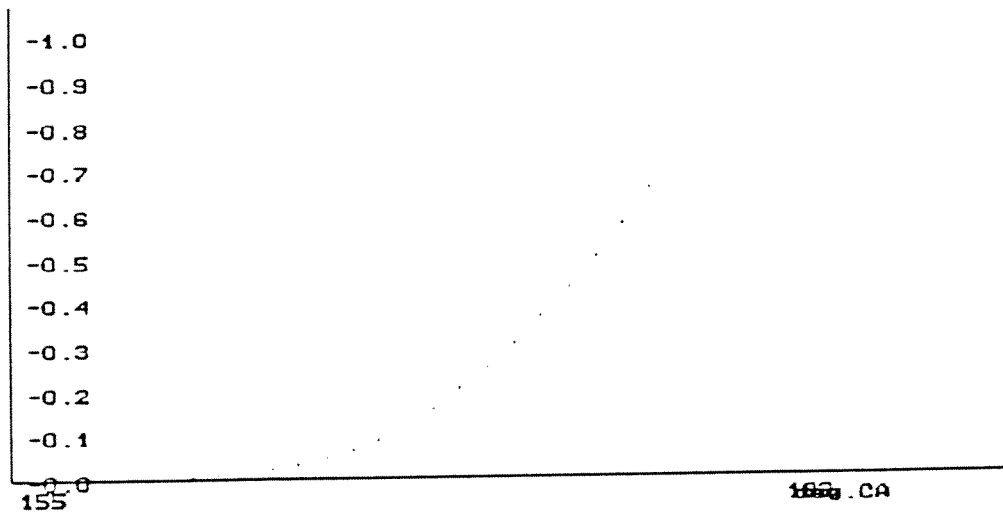


Şekil 28 Emme ve Egzos Süpoblarının Açılımı





Şekil 29 Yanan Gazın Kütle Yüzdesi



Şekil 30 Yanan Gazın Hacim Yüzdesi

### 2.3.2 Motor Parçalarının Boyutlandırılması

Çevrim simülasyon programı ile gaz basıncının krank açısına bağlı olarak değişimi elde edildikten sonra, maksimum basınç ve atalet kuvvetleri dahil, maksimum toplam kuvvet göz önüne alınarak motor parçalarının boyutlandırılmaları işlemi, ikinci bir program ile yapıldı. Bu program hem Otto hem de Diesel çevrimlerinin verilerine göre çalışabilmektedir. 16 süpöblü ve 1600 cc hacimli, benzinli bir motorun 6000 d/d hızdaki performansı (şekil 31) uygun görüldükten sonra çeşitli parçaların hesabına ve boyutlandırılmasına geçilmektedir (şekil 32). Menüden seçim yapıldıktan sonra grafik ekrana geçilmektedir.

File Cycle Analysis Design Output EXIT

ENROLLMENT MENU SI Engine Cr Design Menu New Design Old Design	tion Engines ign Program	MIDDLE EAST TECHNICAL UNIVERSITY MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Engine Power = 93 HP Engine Speed = 6000 rpm No. of Cyls. = 4 No. of Strokes = 4	L/r = 3.2 n(como) = 1.3 ConoRatio = 9.3 VolEff = 0.74	$\eta_i = 0.97$ $\eta_{gas} = 0.8$ $P_i = 954 \text{ kPa}$
Vol.Eff = 0.75 Mech.Eff = 0.88 Ind.Eff = 0.32 Excess $\alpha = 0.9$ Pbm = 857 kPa S/O Ratio = 1 D = 7.98 cm S = 7.98 cm	P1 = 77 kPa T1 = 338 K P2 = 1406 kPa T2 = 660 K n(exo) = 1.18 P3 = 5812 kPa T3 = 2532 K Pmax = 4940 V3 = 48 cc Total Volume = 1596 cm <sup>3</sup>	gi = 190 g/HP-h gb = 211 g/HP-h IndEff = 0.32 MechEff = 0.90 ThEff = 0.28

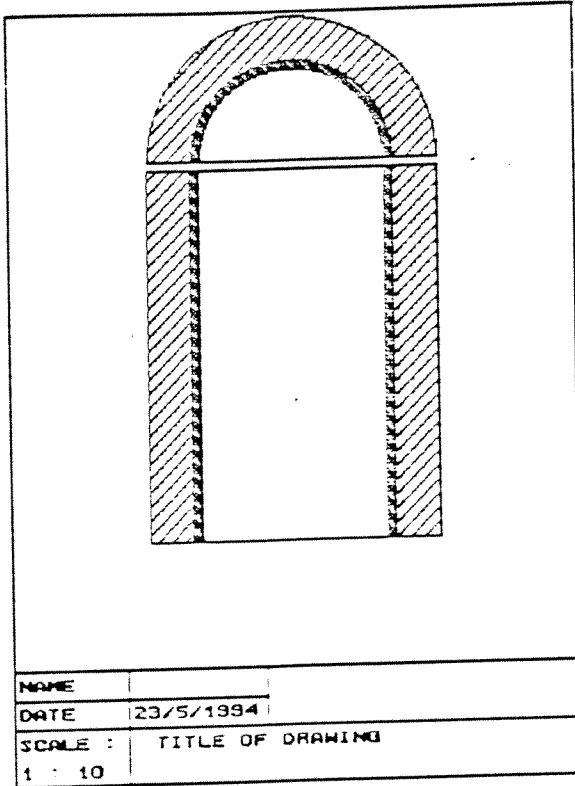
Şekil 31 Genel Performans Göstergesi

File Cycle Analysis Design Output EXIT

Design Menu Internl New Design Prelim Old	Engines Design Menu Cylinder Liner Liner Flange DES Cylinder Head Bolts Cylinder Head Pistons Combustion Chamber Maximum Thrust Force Piston Pin Piston Rings Connecting Rod Crank Shaft Valves Flywheel	MIDDLE EAST TECHNICAL UNIVERSITY MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Designer : A Technicians : M	DESIGN OUTLINE preliminary Design of project : MOOISA 10 lass : Preliminary o. of Valves : 16	
PROGRAMMED BY : A.D. Bayka	Program Date : 11 / 4 / 1994	

use <Up> / <Down> Cursor Keys \* Press <RETURN> to select \* ESC : exit

Şekil 32 Motor parçalarının seçimi



Input Data

LINER MATERIAL

Sigma Steel is  $\sigma_{st}$

Sigma Iron is  $\sigma_{ir}$

---

Liner Thicknesses

Liner Thickness for  
 Steel Liner = 3.8  
 Iron Liner = 18.8

$\frac{P_{max}}{t_1}$  Diameter

2.  $\sigma_{permissible}$

Şekil 33

Silindir Gömleği Hesabı

Options Type Cycle Mechanical Help About Quit

Mechanical Analysis

Input Data

Diameter [cm] = 7.98

H/D	= 1.3	h1/D	= 0.03
H1/H	= 0.5	H2/H	= 0.7
hcr/D	= 0.075	bb/D	= 0.4
h/D	= 0.07		

---

Output Data

Eccen [mm]	= 1.60		
H [mm]	= 103.7	h [mm]	= 5.6
H1 [mm]	= 51.9	h1 [mm]	= 2.4
hcr [mm]	= 6.0	H2 [mm]	= 72.6
Dtop [mm]	= 79.05	bb [mm]	= 31.9
Dskirt [mm]	= 79.81		
rb [kN/m <sup>2</sup> ]	= 33.0		

Chouse an item from Menu by using arrows.

Şekil 34

Piston Verilerinin Tanımlanması

#### 4 Sonlu Elemanlarla Kuvvet ve Bovut Analizi

Sonlu elemanlarla çeşitli statik veya dinamik kuvvet uygulanan makina elemanlarında meydana gelen gerilimler analiz edilebilmektedir. Bu metodla sıcaklık farkına bağlı olarak etimini olan makina elemanlarındaki sıcaklık dağılımları saptanabilmekte ve termik gerilimler analiz edilebilmektedir.

Sonlu eleman tekniği özel olarak yazılmış programlarla uygulanabildiği gibi genel amaçlı programlarla da uygulanabilmektedir. Özel olarak yazılmış programlar, tabii ki daha hızlı olacaktır ve modellenmesi zor geometrilere adapte edilmiş olacaktır. Buna karşılık genel amaçlı sonlu eleman yazılımları da sadece verilerle yönlendirileceklerdir. Kullanıcının genel kuvvet veya ısı transferi bilgisi bu programları kullanmak için yeterli olacaktır.

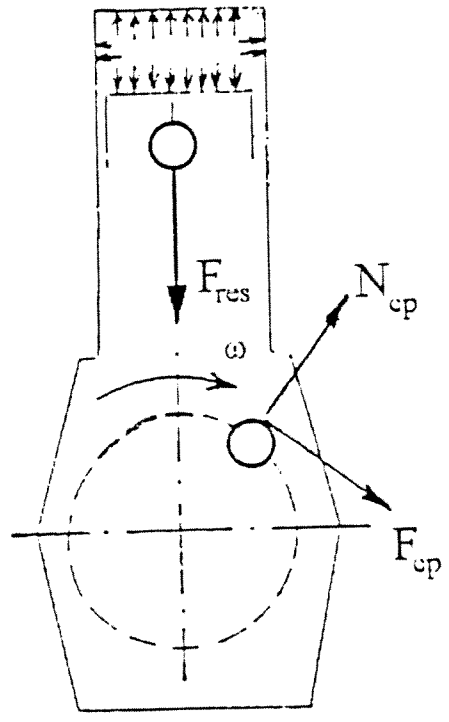
Hazır yazılım programları geniş kapsamlı ve detaylı teorik bilgiler de içeren kullanım kılavuzları ile beraber gelmektedirler. Bunlardan bazıları hakkında bilgiler tablo 2 de verilmiştir. Bu programlarda ABAQUS, ANSYS ve ASKA halen Orta Doğu Teknik Üniversitesinin Makina Mühendisliği Bölümünde geniş kapsamlı olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada da ANSYS programı kullanılmıştır.

SONLU ELEMEN YAZILIMI	ANALİZ TİPİ
ABAQUS	Lineer ve non-lineer statik analiz. Termik Analiz
ADINA	Lineer ve non-lineer statik ve dinamik analiz
ANSYS	Lineer ve non-lineer statik analiz. Lineer dinamik analiz. Termik Analiz
ASKA	Lineer ve non-lineer statik analiz. Lineer dinamik analiz. Termik Analiz
MARC	Lineer ve non-lineer statik analiz. Lineer dinamik analiz
MSC/NASTRAN	Lineer ve non-lineer genel yapısal analiz
SAP80	Lineer ve non-lineer statik analiz. Alışkan analizi
SAP86	2 ve 3 Boyutlu yapıların lineer ve non-lineer statik analizi

Tablo 2 Başlıca Sonlu Eleman Programları

### 1.4.1 ASKA Programı İle Yapılan Kuvvet Analizi

Bu toparlayıcı çalışmanın öncesinde, sonlu elemanlar tekniği kullanılarak bir krank milinin kuvvet analizi yapıldı (Bayram, 1991). Türkiye'de imal edilen Ford marka bir otomobilin krank milini, üretim çizimleri kullanılarak, ASKA sonlu eleman yazılım programı ile analiz edildi. Termodinamik çevrim ve parçaların genel boyutlandırılmalarındaki kuvvetlerin hesaplanmasında analen geliştirilmeleri devam eden ve bu raporun ikinci ve üçüncü bölümlerinde tarif edilen programlar kullanılmıştır. Kuvvet analizine başlarken şekil 35 deki kuvvetlerin hesaplanması gerekmektedir ;

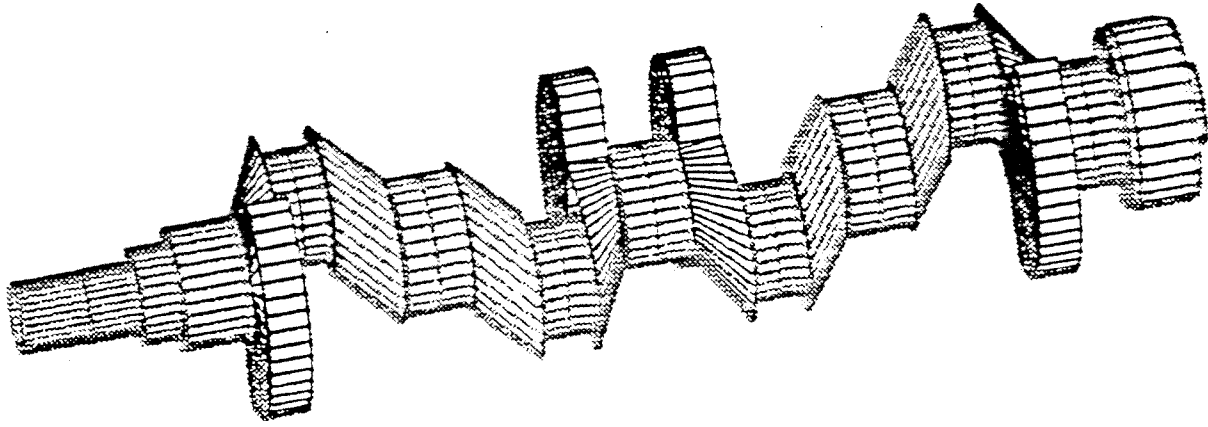


Şekil 35 Motorun hareket eden aksamına gelen toplam kuvvetler

Toplam kuvvetlerin hesaplanmasında, yanma sırasında meydana gelen yüksek basınçtan dolayı oluşan maksimum gaz kuvvetleri ile hareket halindeki motor parçalarının atalet kuvvetlerinin bulunması gerekmektedir. Bu kuvvetlerin bileşkesi olarak  $F_{res}$  kuvveti krank miline etki etmektedir ve biyel kolu ile krank pimi arasında teğetsel  $F_{cp}$  ve dikey  $N_{cp}$  kuvvetlere bölünmektedir. Tabii çok silindirli bir motorda krank miline etki eden  $F_{res}$  kuvveti bütün silindirlerin bileşkesi olacaktır. Dört zamanlı bir motorda bu kuvvet (720 / silindir sayısı) derecede bir kendini tekrarlayacaktır. Tabii bu tekrarlar arasında farklar olacaktır. Bu farklılıkların her

indir için geçerli olduğu da göz önüne alınınca, krank milinin dönme hızına bağlı bir titreşim analizinin de yapılması gerekecektir. Bu analizlerin yapıldığı program, bu çalışmaya dahil olmamıştır fakat ana kuvvetlerin hesaplandığı program üçüncü bölümde sunulmuştur.

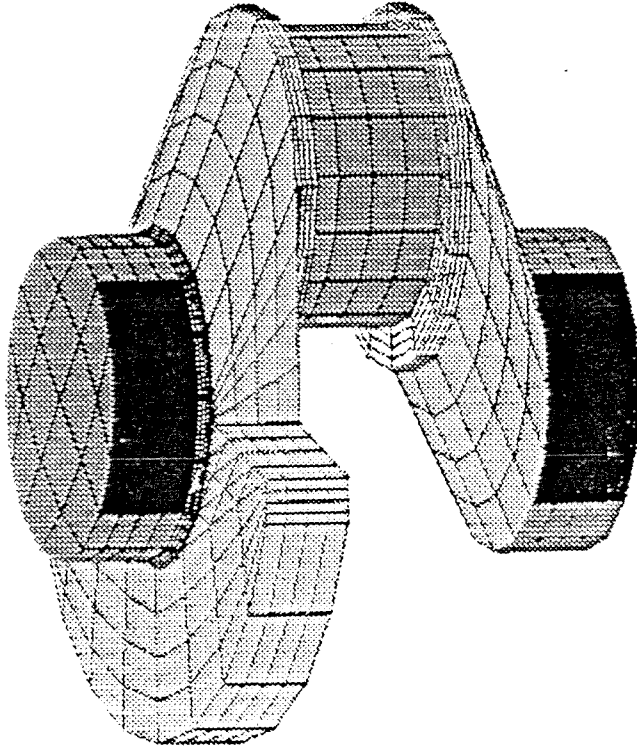
ASKA ile yapılan çalışmada krank mili modüller halinde bölünmüştür (Şekil 36) ve daha sonra da simetri göz önünde bulundurularak krank milinin sadece bir silindir altındaki kısmı ile bir önceki yandaki silindirlerin altına gelen kısımlarla bağlantı kısımları üzerinde çalışılmıştır.



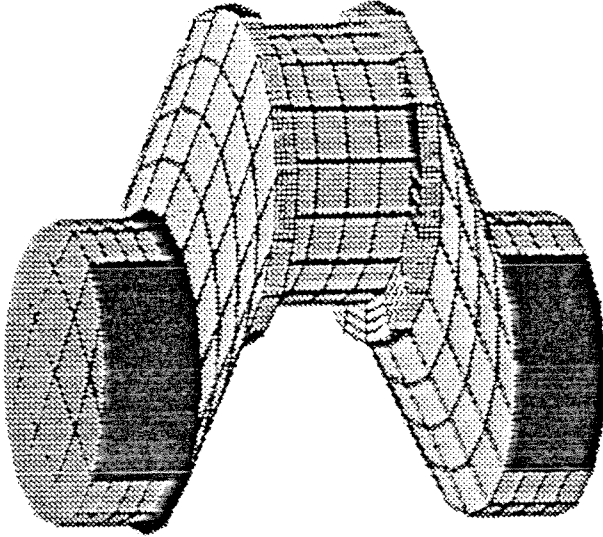
Şekil 36 Modüler olarak kısımlara bölünmüş krank mili

Önce krank milinin tamamı (şekil 36) üzerinde kuvvet analizi yapılmak istenmiştir. DEC MicroVax iş istasyonunun sabit sürücüsünde bu model için sadece 80 MByte yer bulunduğundan bir silindir altındaki komple bir bölümünün (şekil 37) üzerinde çalışıldı. Bu modelde denge ağırlığının modellenmesinde şekilsel problemlerle karşılaşıldı. Bu bölümün bağlantısında oluşturulan elemanlarda aşırı orantısızlıklar meydana geldi ve buda hesaplanan gerilmelerin hassasiyetini önemli derecede azalttı. Bunun üzerine denge ağırlığı kaldırıldı (şekil 38) ve onun yerine bağlantı alanına sınır şartları (şekil 40) ve kuvvetler bindirildi (şekil 41). Bu şekilde basitleştirilen modelde yağ deliğinin modellenmesinde geometrik zorluklardan dolayı aynı şekilde yağ deliğinin bulunduğu hacimdeki elemanlara kısıtlamalar meydana getirilerek benzetim sağlandı (şekil 39). Krank milinin 90 derecelik dört ayrı dönüşü ayrı ayrı analiz edildi. Her dönüş için reaksiyon kuvvetlerinin ayrı ayrı uygulanması gerekiyordu. Birinci ve dördüncü dönüşler aynı düzlemde olup ikinci ve üçüncü dönüşler de 180 derece farkla aynı düzlemde olduklarından her dönüşde x, y, z yönlerindeki reaksiyon kuvvetlerinin yönleri tersine döndürülüyordu (şekil 43). Bununla beraber reaksiyon kuvvetlerinin etkilediği düğüm noktaları da yeniden ayarlanıyordu.

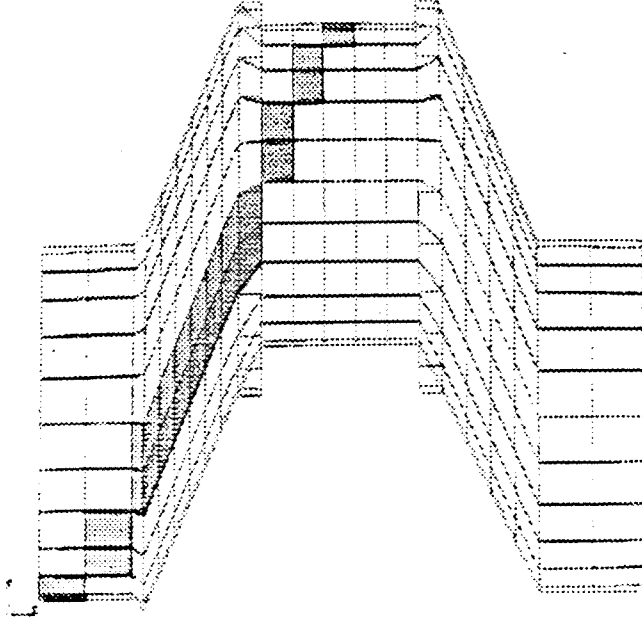
Analiz sonunda x, y ve z eksenlerindeki deplasmanlar (şekil 44) ve gerilmeler hesaplandı ve krank milinin kritik bölgeleri saptandı. Yağ deliklerinin buldukları bölgelerin girişlerinin en kritik bölgeler oldukları saptandı.



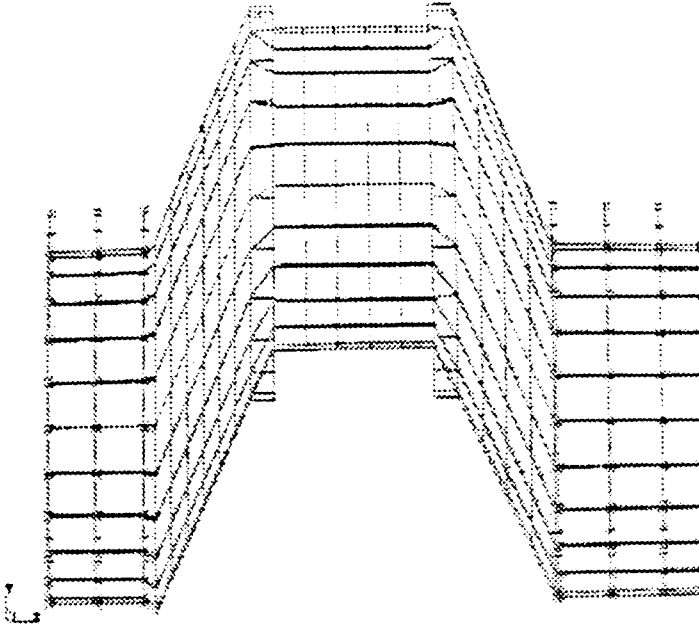
Şekil 37 Bir silindir altındaki komple krank mili bölümü



Şekil 38 Bir silindir altındaki basitleştirilmiş krank mili bölümü

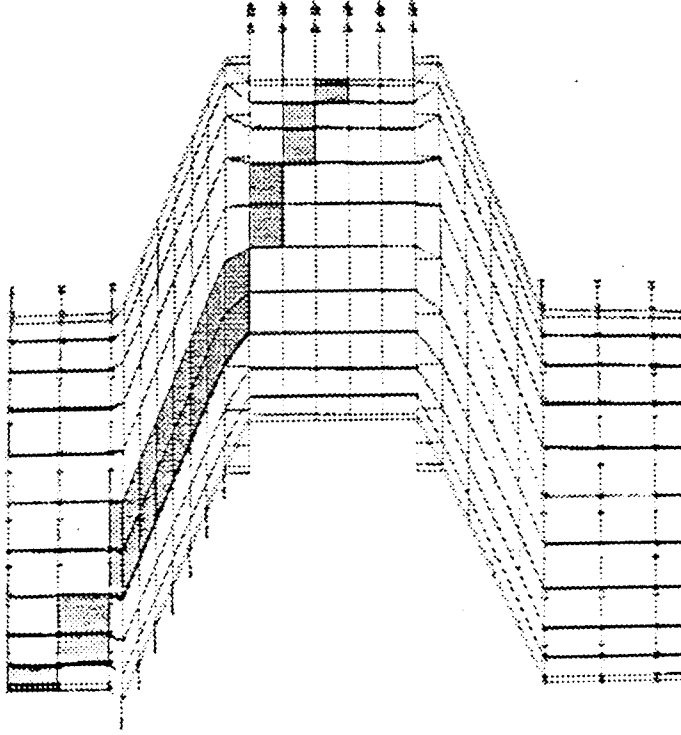


Şekil 39 Yağ deliğinin bulunduğu bölgedeki elemanlar

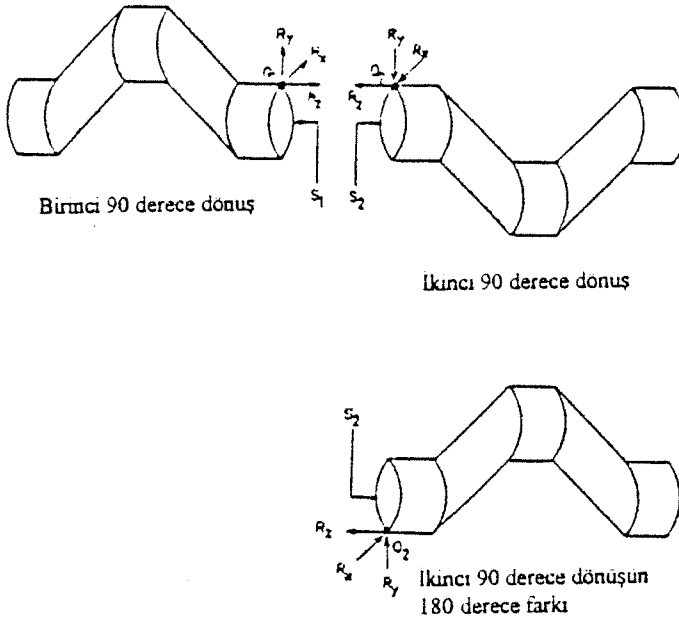


Şekil 40 Denge ağırlıklarının benzetimi

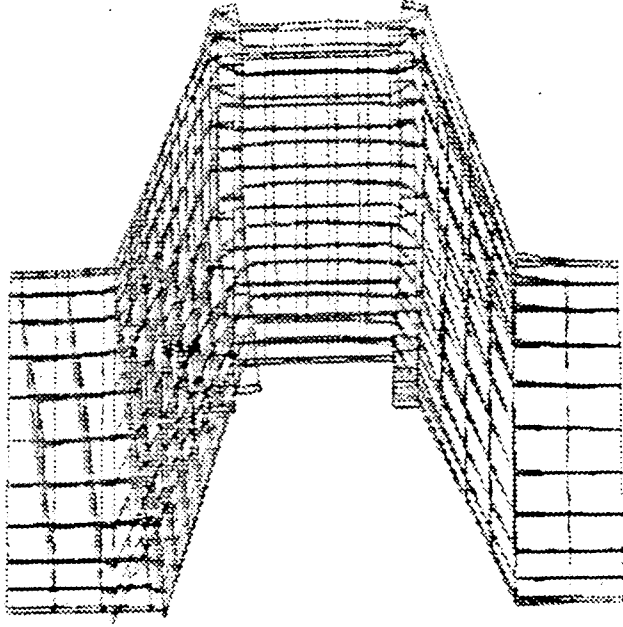




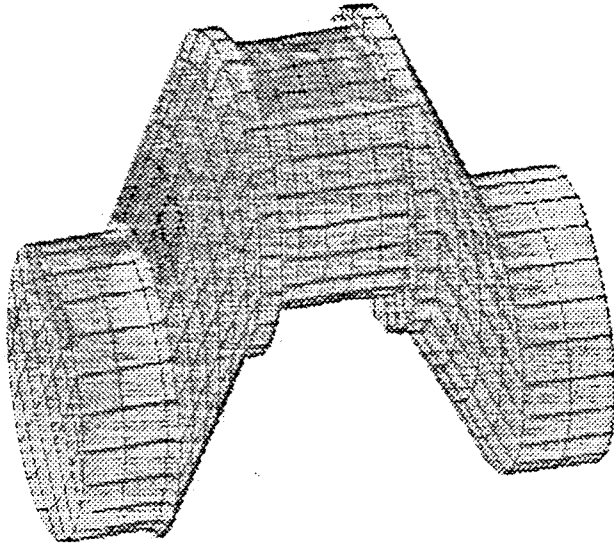
Şekil 41 Denge ağırlıksız olarak krank milinin yüklenmesi



Şekil 42 Krank milinin birinci ve ikinci 90 derece dönüş ilişkisi



Şekil 43 Krank milinde yükleme sonucu meydana gelen deplasmanlar



Şekil 44 y eksenine dik normal gerilmeler

## 2.4.2. ANSYS 5.0 İle Yapılan Analizler

### 2.4.3 ANSYS 5.0 İle Katı Modelleme

Tasarlanan parçanın ana ölçüleri ve malzeme özellikleri (şekil 33) belirlendikten sonra ANSYS 5.0 sonlu elemanlar programı ile katı modellemeye geçildi. Örnek olarak piston üzerinde bir çalışma yapıldı. Katı modelleme Şekil 34 daki çizim ile başladı. Bu çizimden elde edilen boyutlar temel alınarak ANSYS katı modelleme birimi kullanılarak piston tekrar çizildi (Şekil 45 ve 46). Bu çizimden üç boyutlu model oluşturuldu (şekil 47) ve simetri özelliklerinden faydalanarak pistonun dörtte biri incelendi (şekil 48). Bu modelin oluşturulması modüllerin bir araya getirilmesi ile oldu (şekil 49 - 54). Dörtte bir model oluşturulduktan sonra bunu yarım modele genişletmek, izdüşümü olarak yapıldı (şekil 55 ve 56).

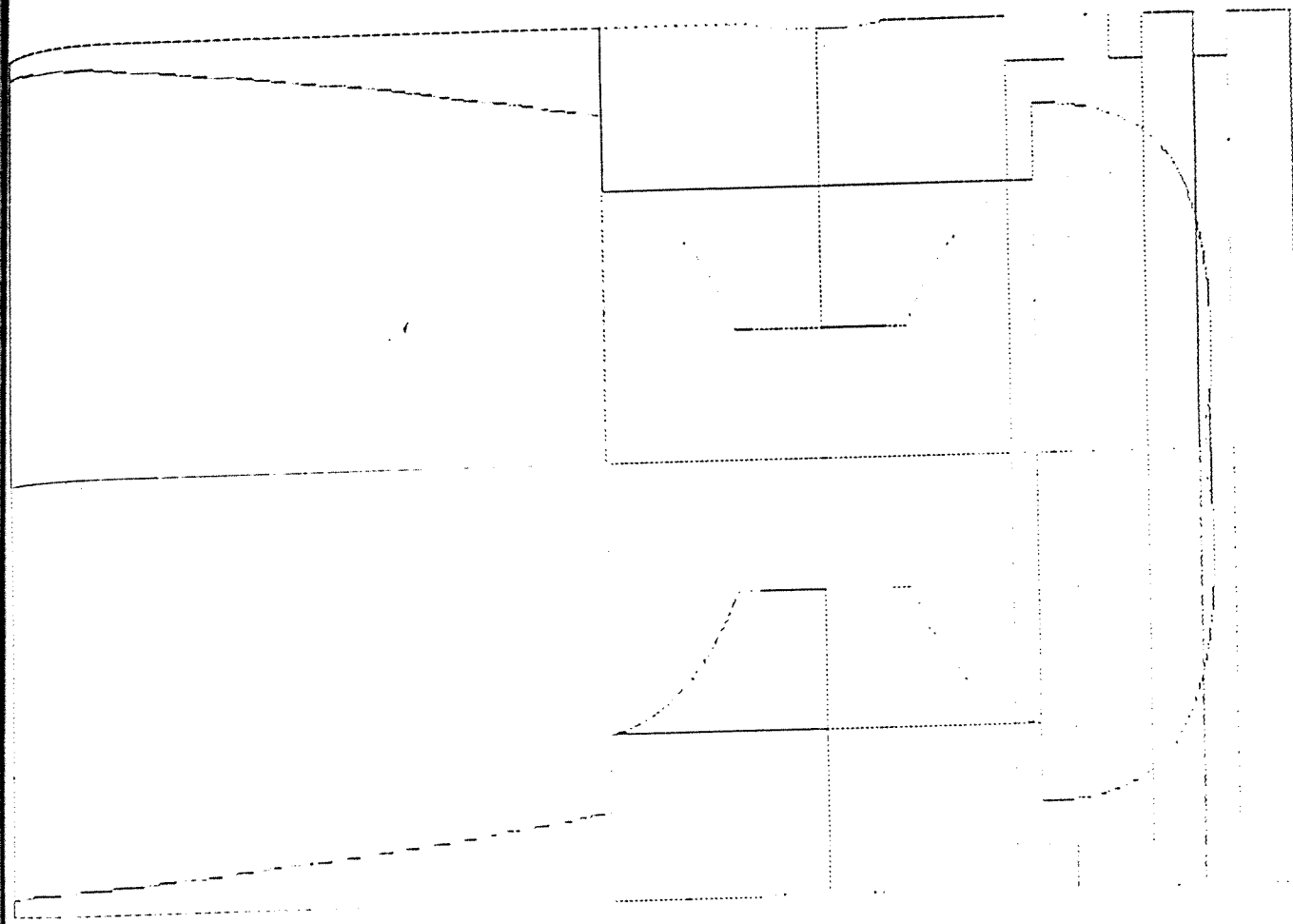
Katı model tamamlandıktan sonra bütün modüllerin birbirleri ile temas eden ara yüzeyleri ribatlandırıldı. Bu işlemten sonra her modül sonlu elemanlara bölündü (şekil 57). Sonlu eleman şekilleri dikdörtgen veya üçgen yüzeyli olabilirler. Üçgen yüzeyli elemanlar geometrik olarak ıltıdan fazla yüzeyi olan hacimlerin sonlu elemanlara bölünmesinde kullanıldı. Bu şekilde bölünen bir hacimde sonlu eleman sayısı, dikdörtgen yüzeyli sonlu elemanlarla bölünmeye göre daha fazla olacaktır. Sonlu eleman sayısı ve bu elemanların köşe odaklarının serbestlik derecesine bağlı olarak ANSYS 5.0 programının sınırlaması olduğu için, pistonun mümkün olan her bölümü geometrik olarak 6 yüzeyi olacak şekilde ayarlandı (şekil 58).

### 2.4.4 ANSYS 5.0 İle Kuvvet Analizi

Pistonun üst yüzeyine y-eksenine ters yönde  $P_{max}$  basıncı etki ederken, piston piminin yatağının ise hareket serbestliği kısıtlandı. Buna ek olarak da dörtte bir pistonun iki. simetri yüzeyinin serbestlik derecesi kısıtlandı.

Çözümünden sonra gerilimlerin dağılımını hem nümerik hemde görsel olarak incelemek mümkün olmaktadır (şekil 59-62).

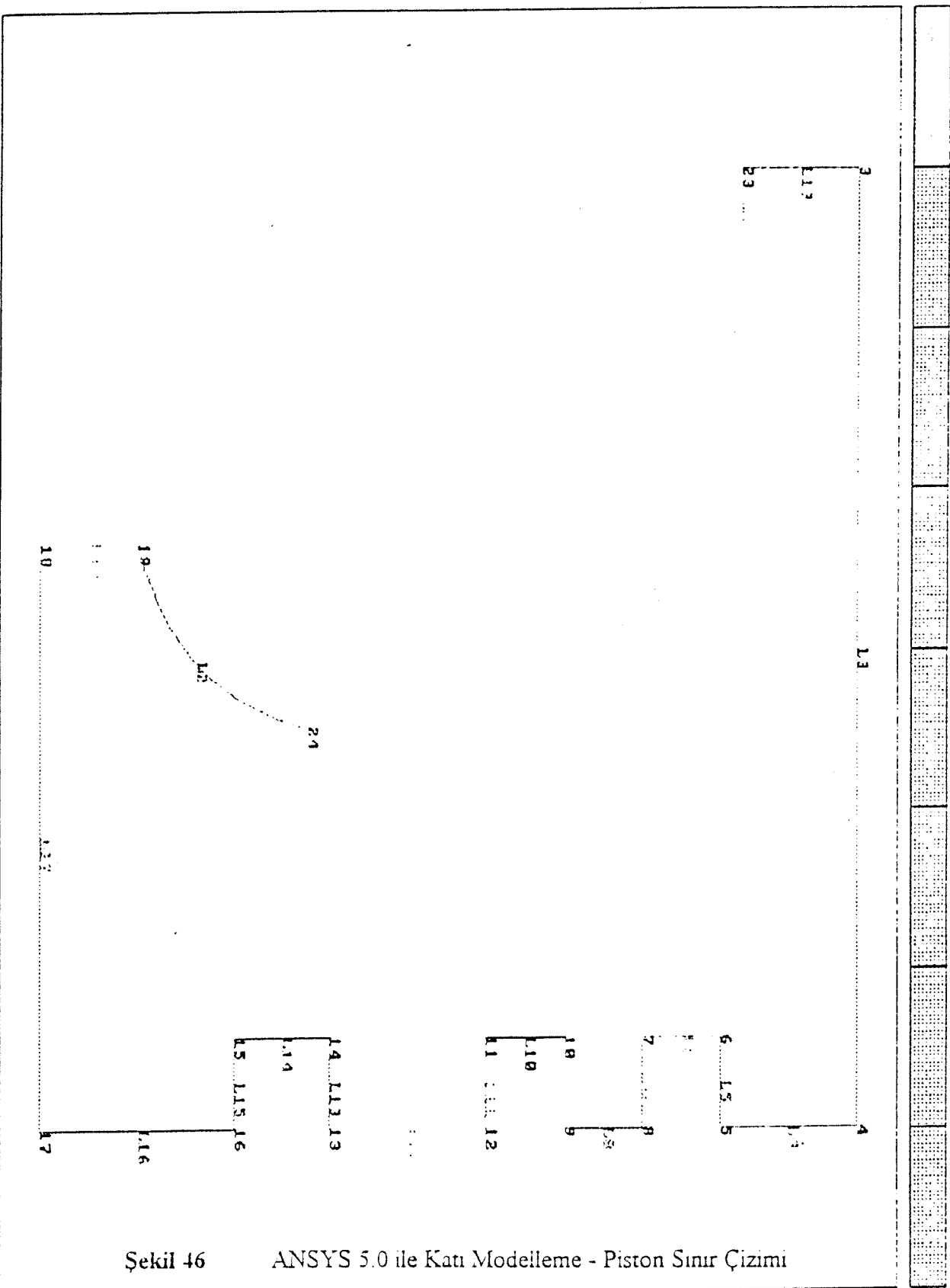
ANSYS programı süreli olarak kiralanmaktadır. Bir sene için geçerli kod girildikten sonra kullanılabilir. Program neticelerinin fotoğraflarla sunulması aşamasında süre doldu ve yeni üre için kaynak olmadığı için neticeler grafiksel olarak sunuldu.



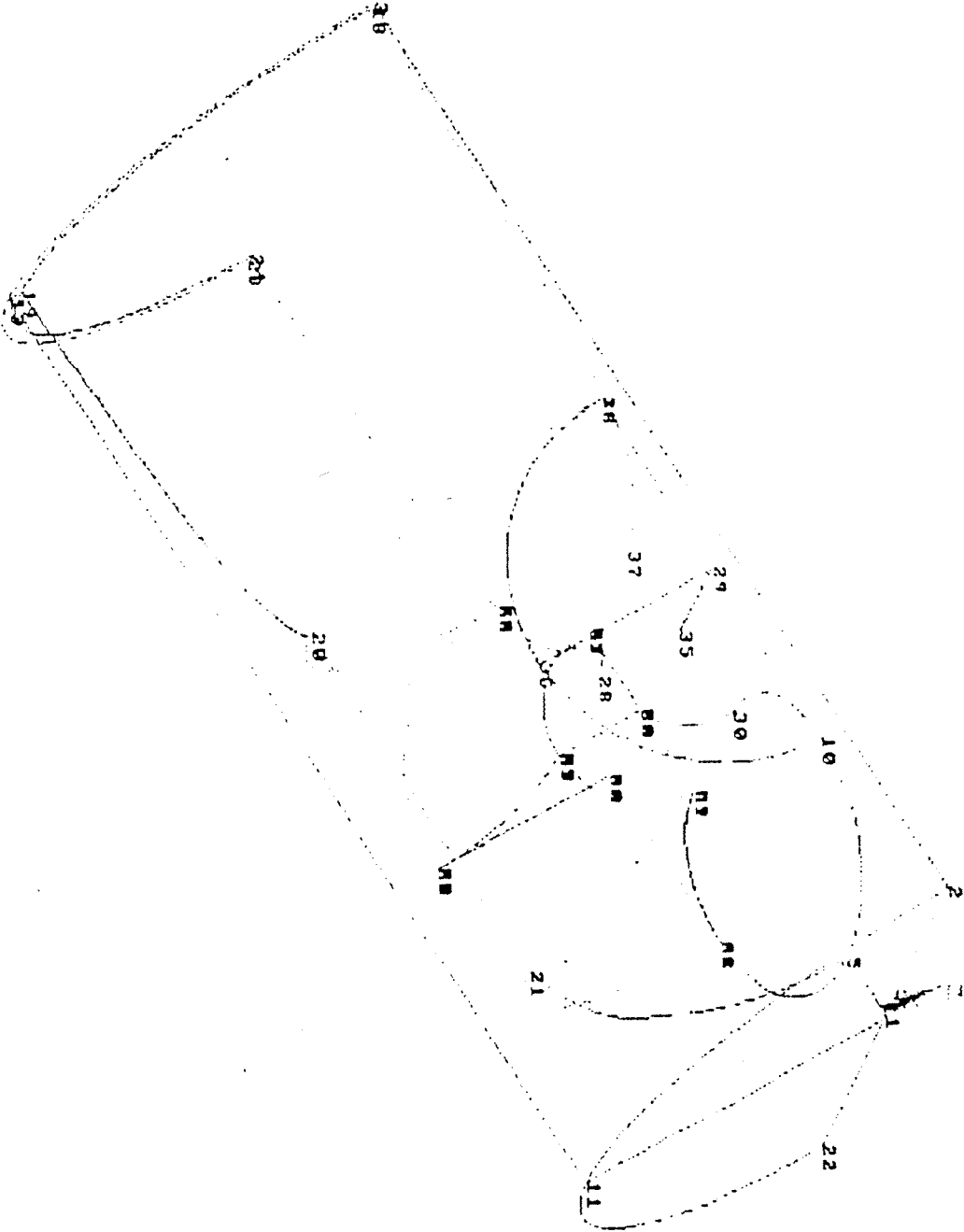
FILE: D:\ANSYS\PISTON  
TITLE: PISTON  
AUTHOR: M. H. H. H.  
DATE: 2001/01/01  
TIME: 11:00:00  
USER: M. H. H. H.  
JOB: PISTON

Şekil 45

ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Ön Çizimi

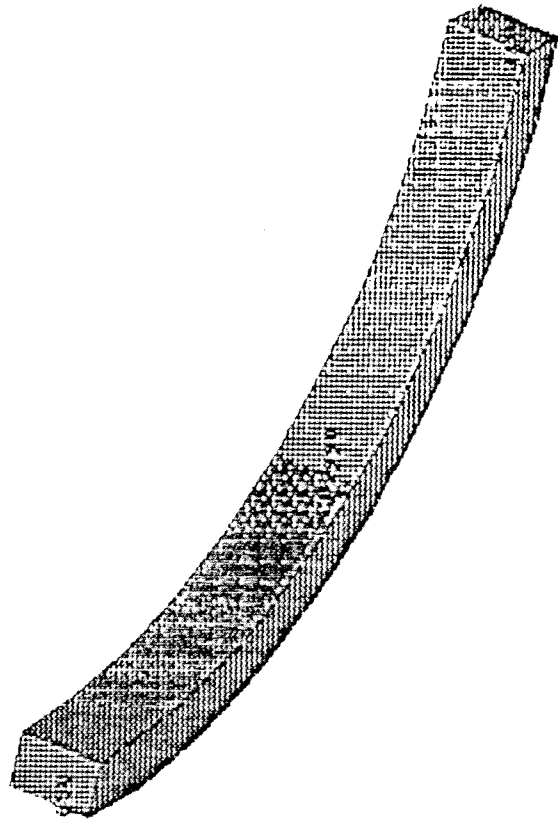


Şekil 46 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Sınır Çizimi



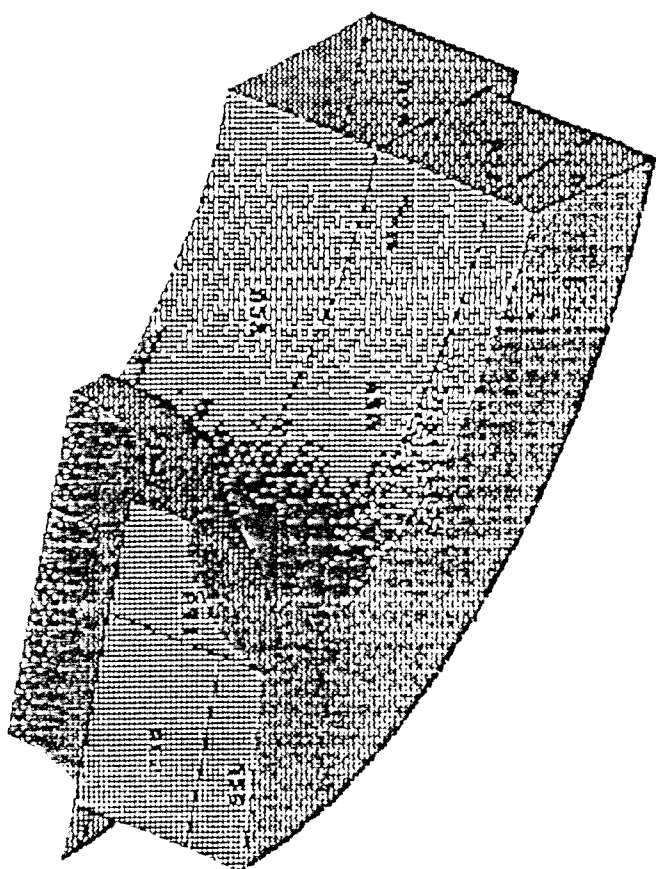
Şekil 47 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Sınır Çizimi





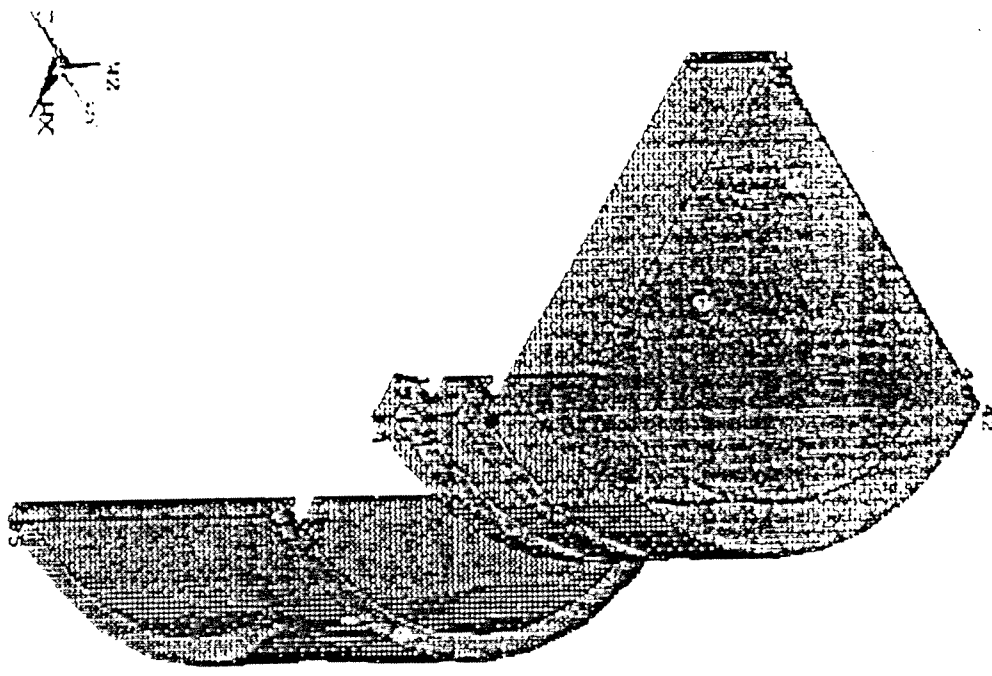
Şekil 49 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülü





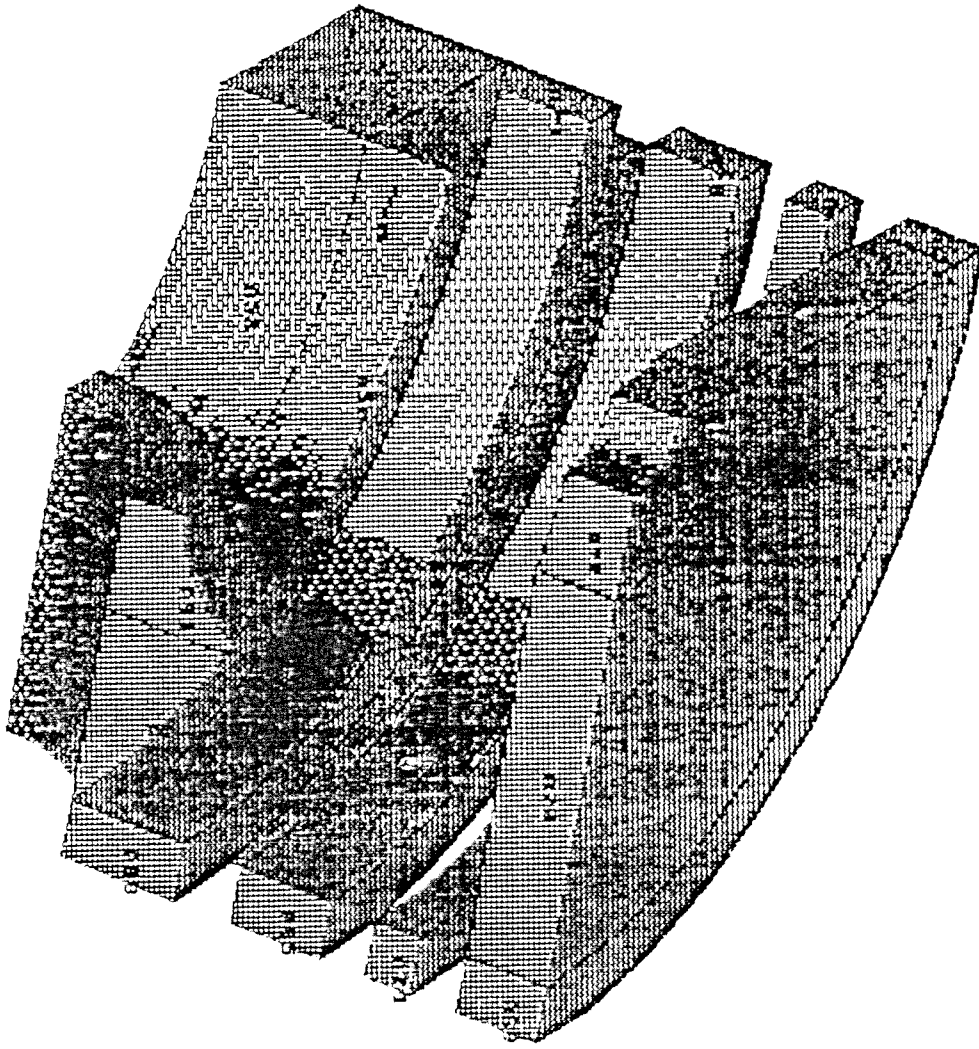
Şekil 50

ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri



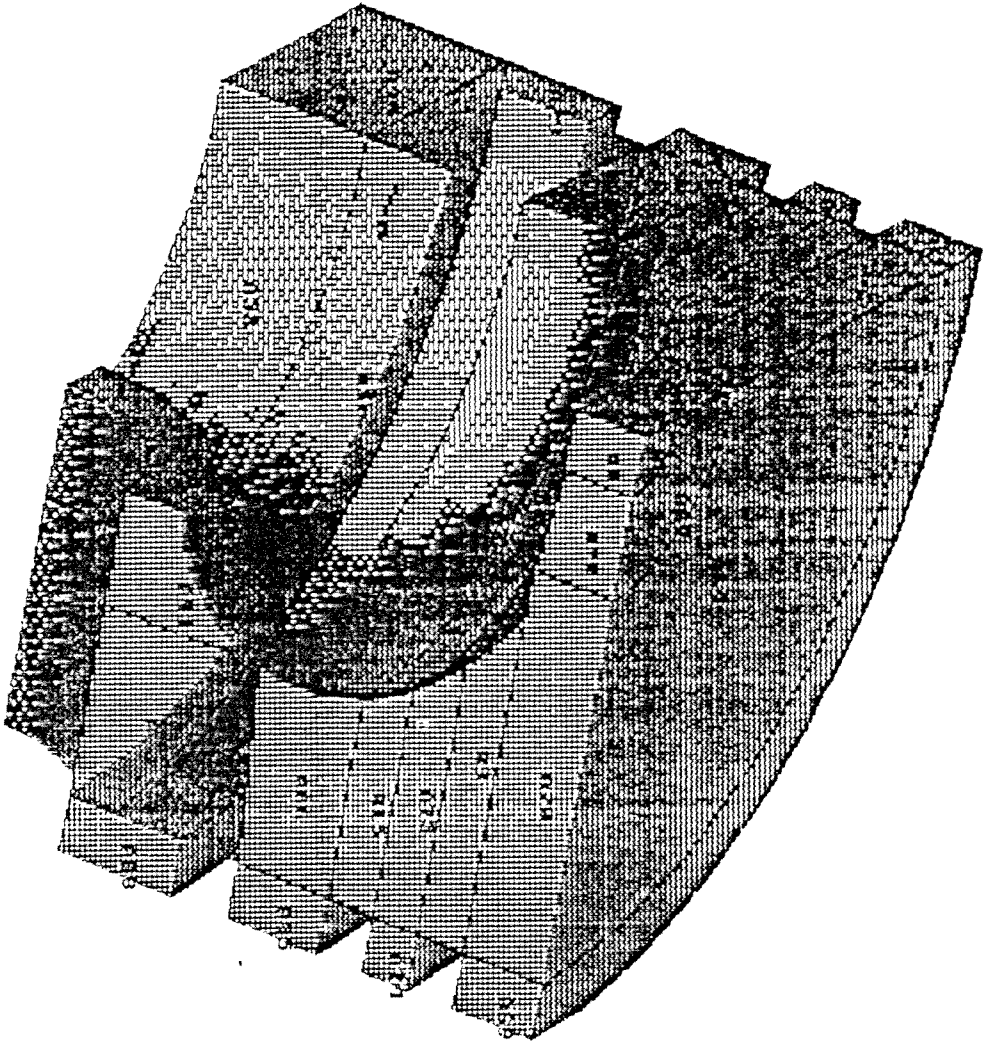
Şekil 51

ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri



Şekil 52 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri

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



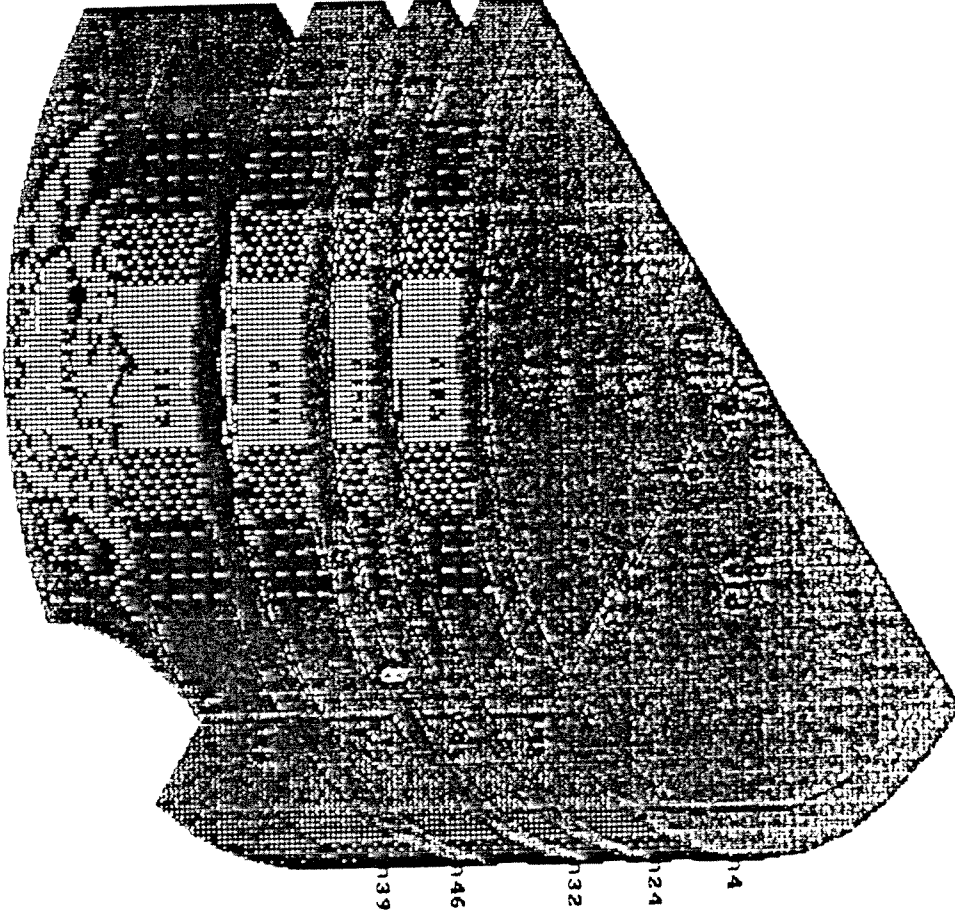
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---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

Şekil 53 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri



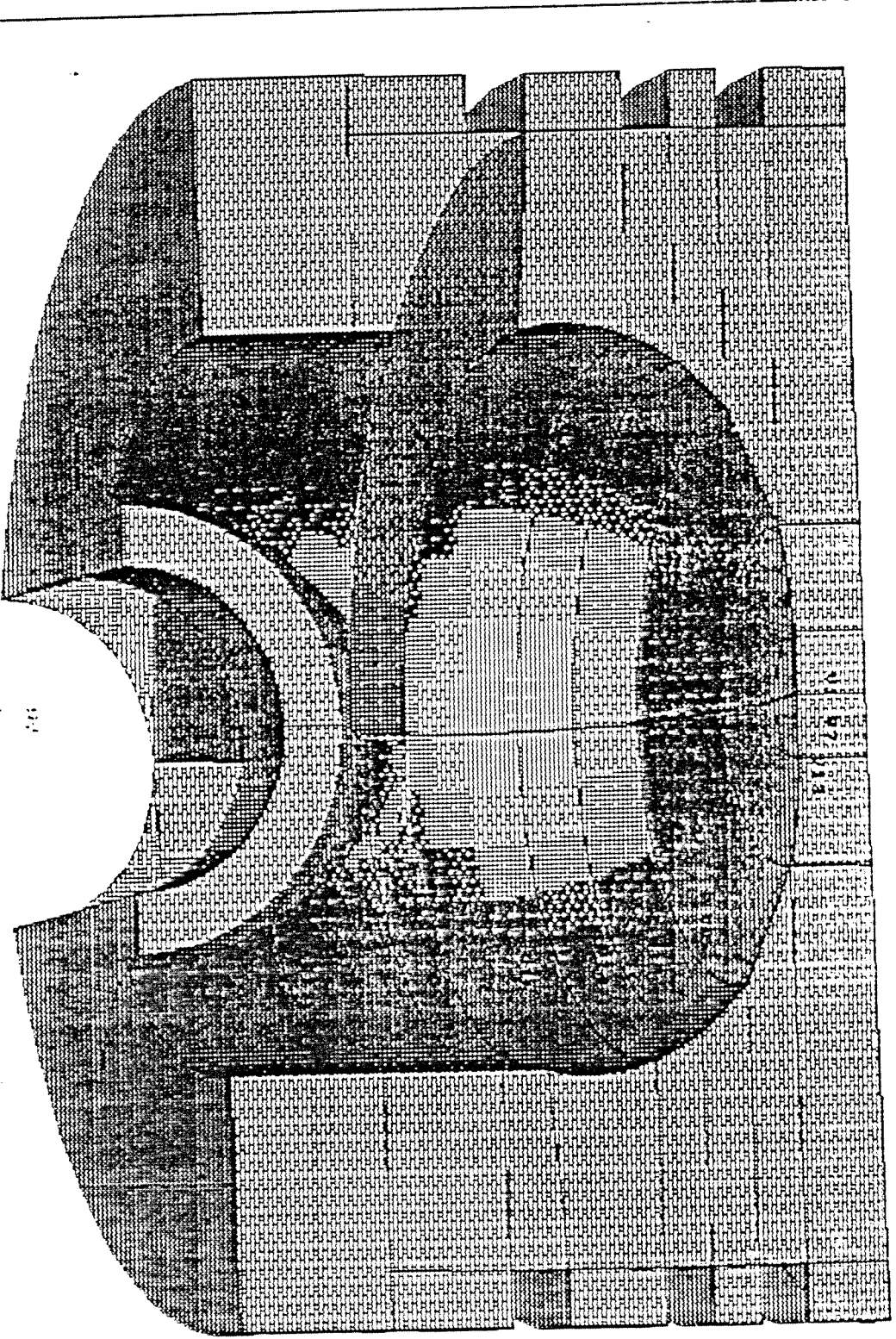
Şekil 54 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston Modülleri

1																				



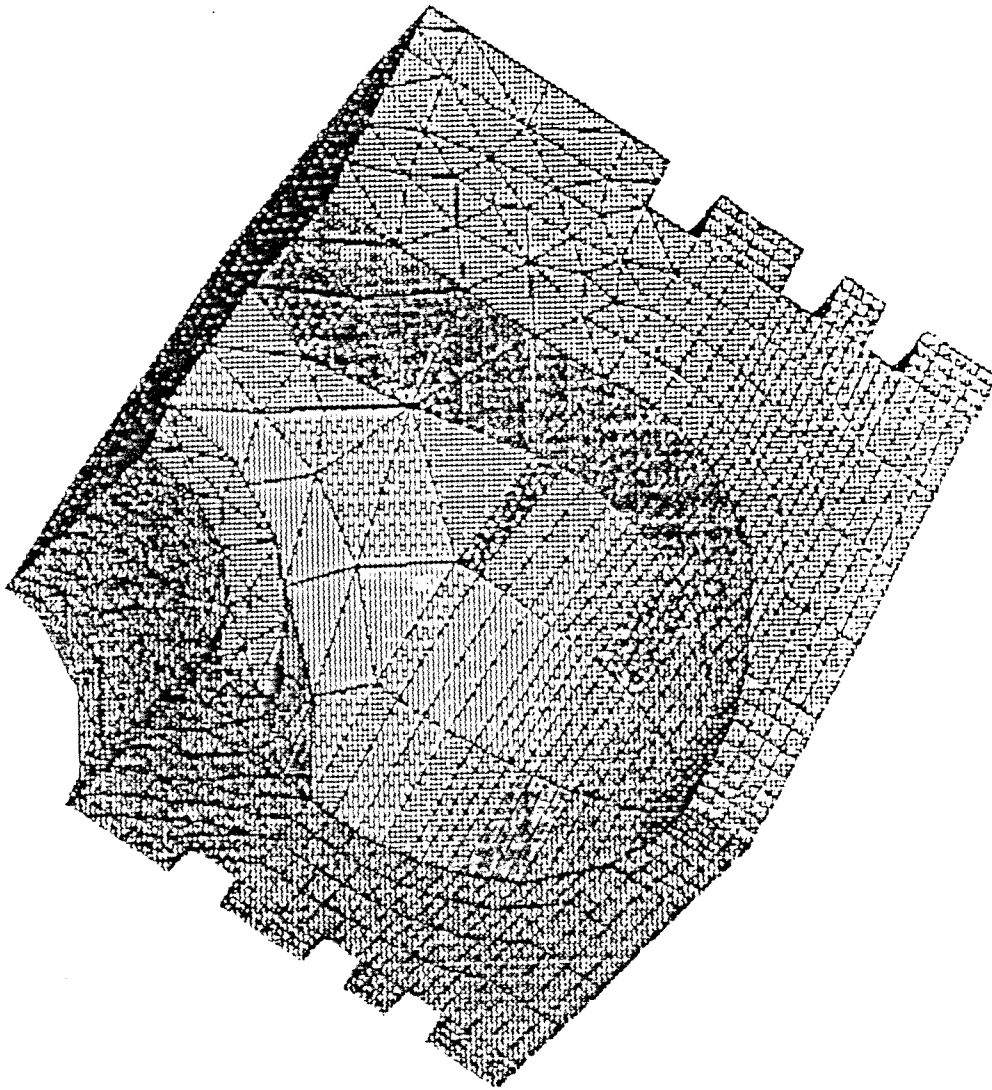
14  
124  
132  
146  
139

Şekil 55 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Piston İz Düşümü



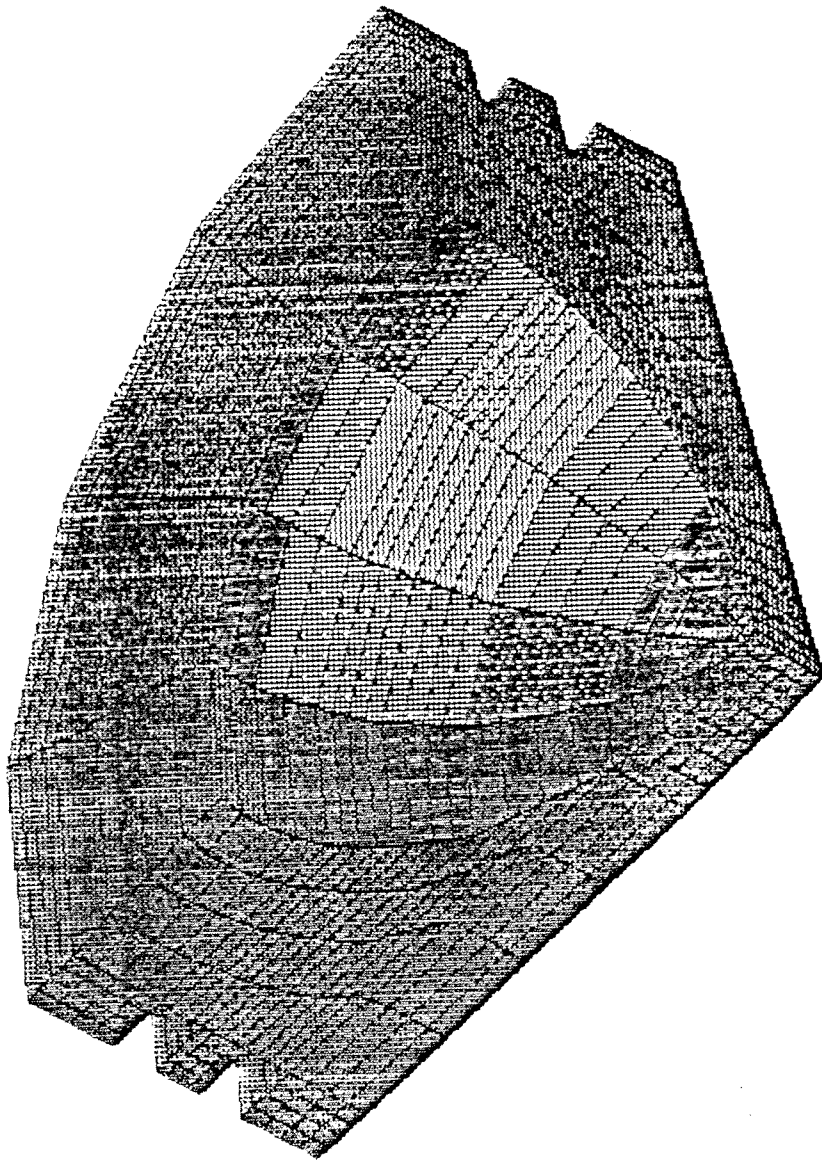
FIX  
↓

Şekil 56 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Yarım Piston

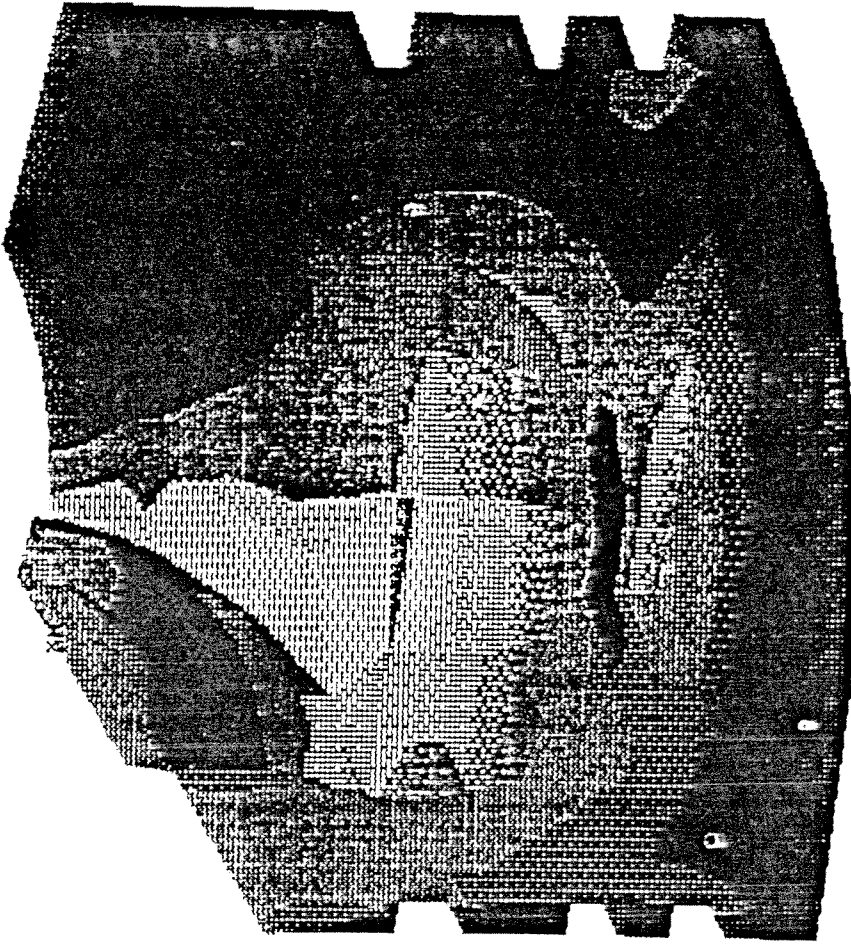


Şekil 57 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Sonlu Elemanlar

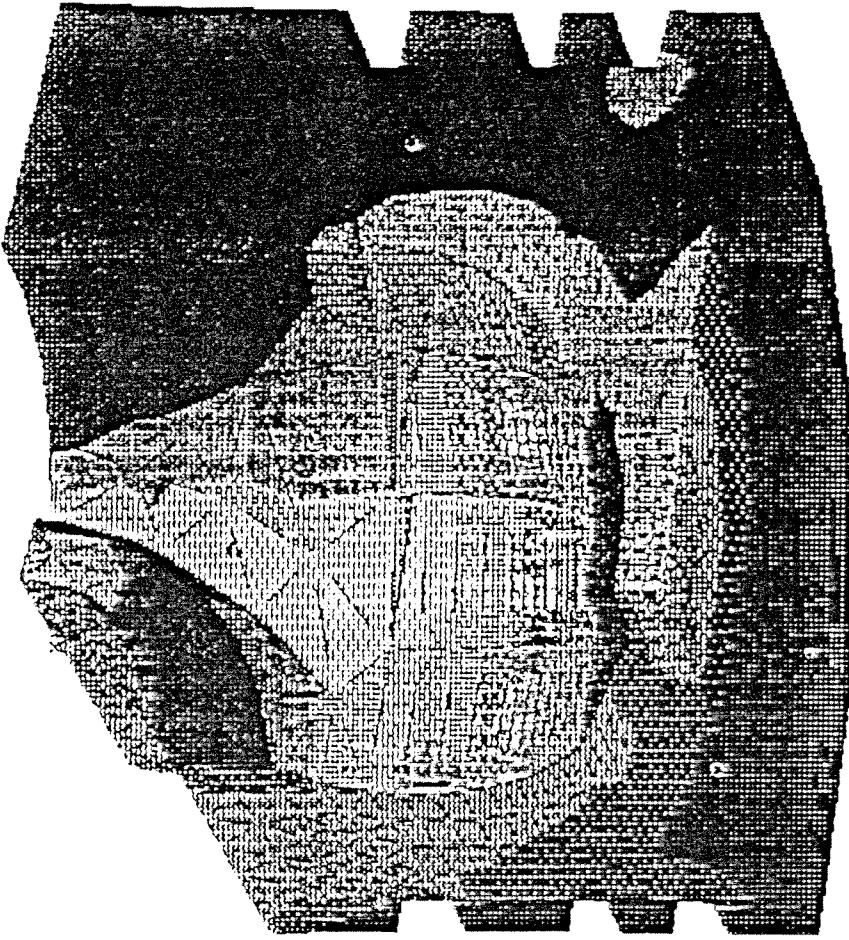




Şekil 58 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Sonlu Elemanlar

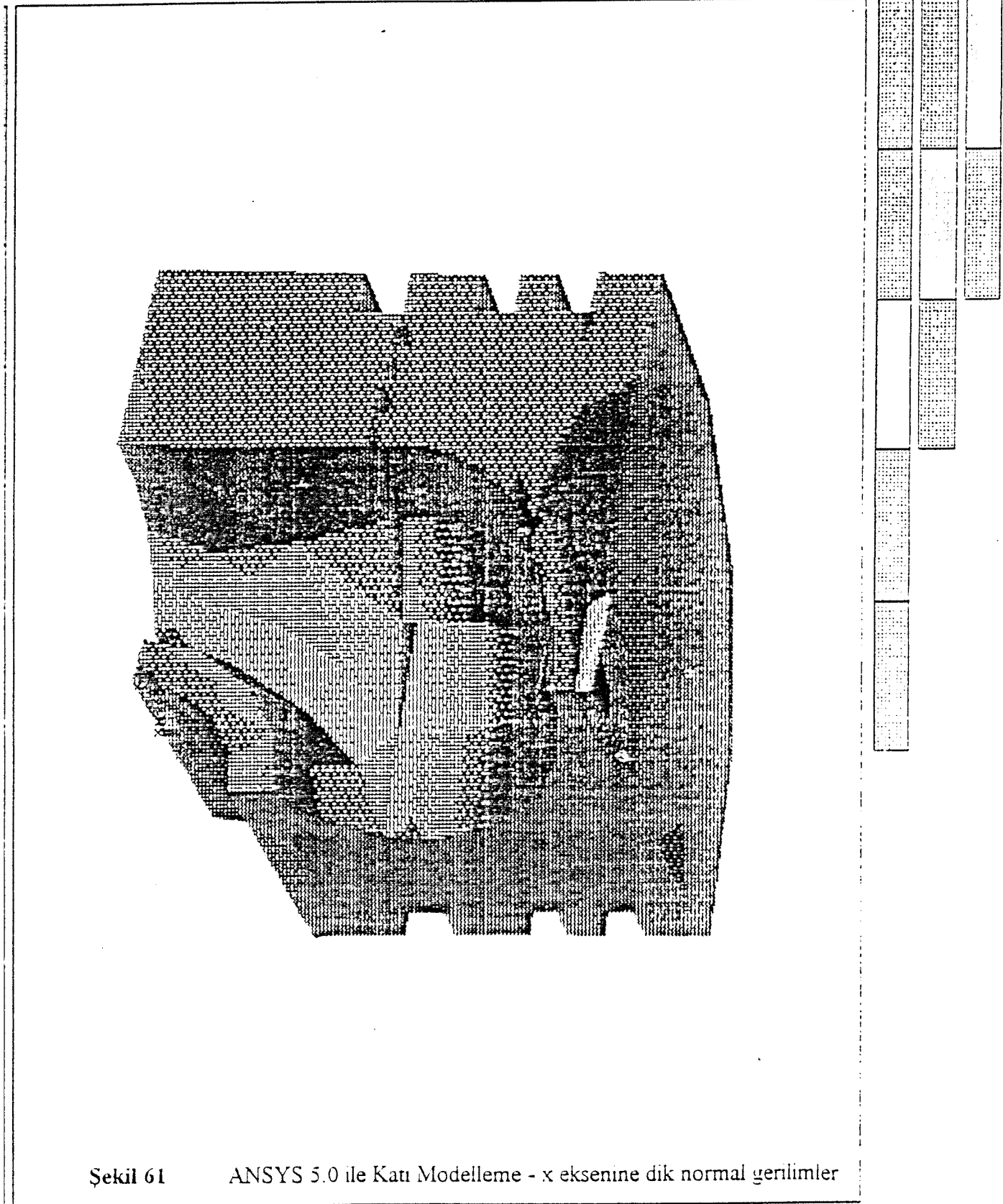
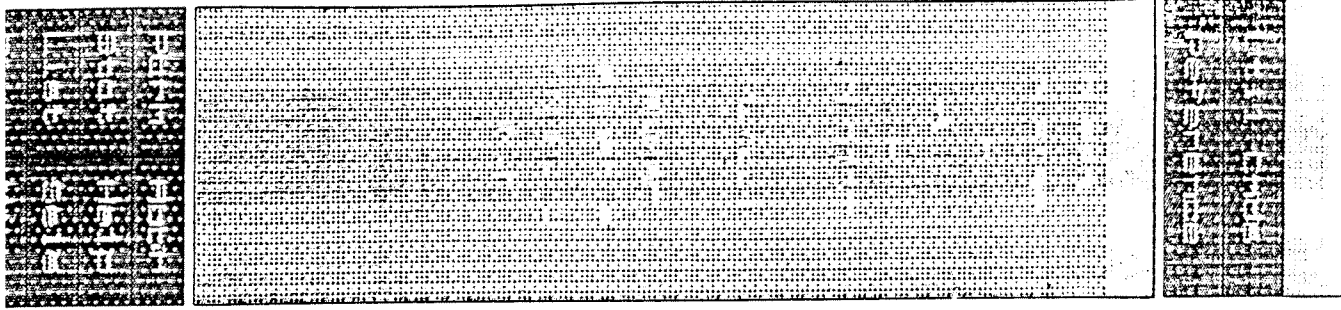


Şekil 59 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - Normal Gerilim Dağılımı

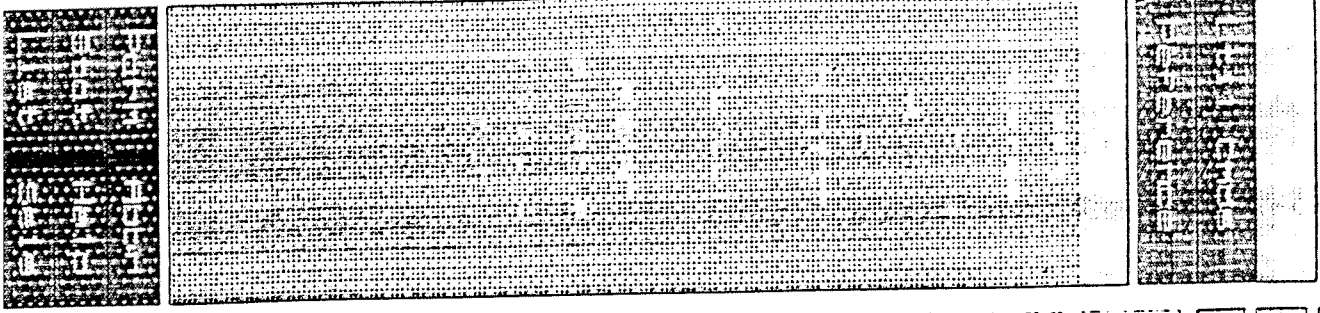


Şekil 60

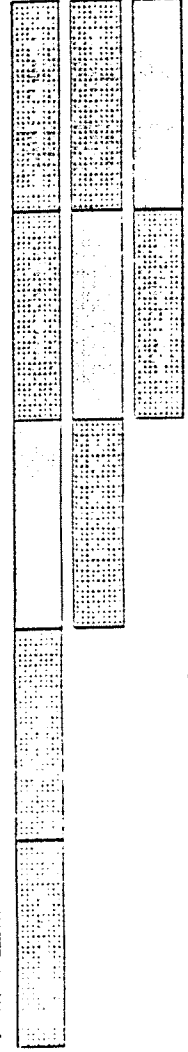
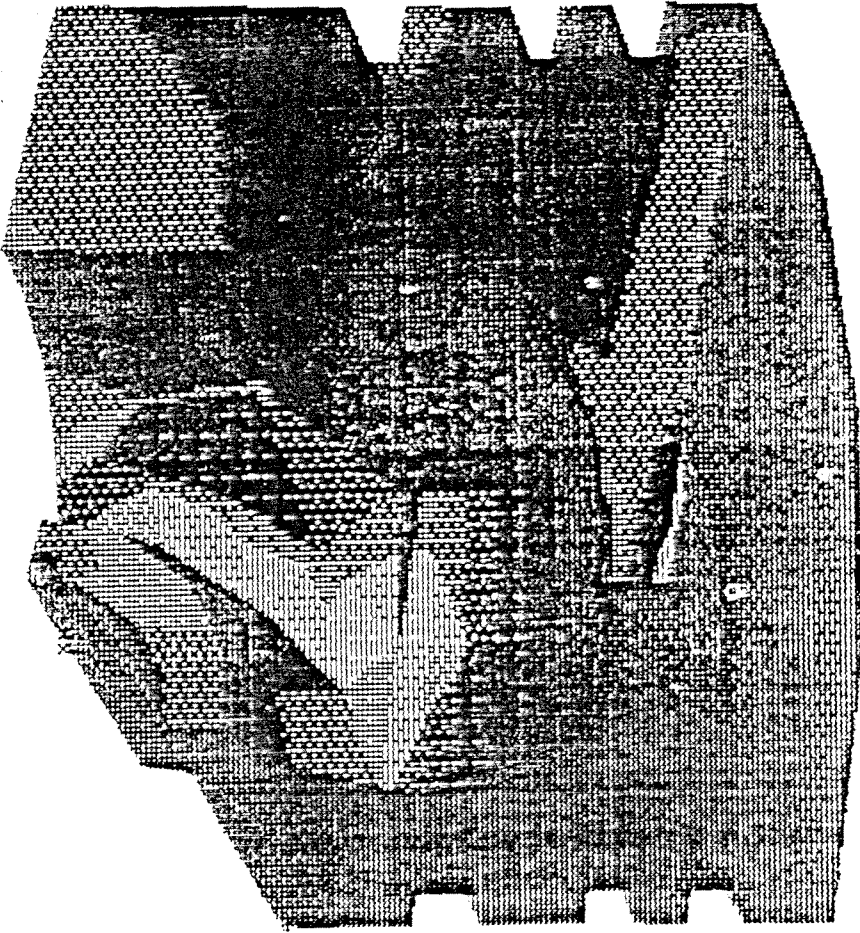
ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - y eksenine dik normal gerilimler



Şekil 61 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - x eksenine dik normal gerilmeler



ANSYS 5.0



Şekil 62 ANSYS 5.0 ile Katı Modelleme - xy eksenine dik normal gerilimler

### 3. Sonuc

Bu proje ile daha önce birbirinden bağımsız olarak hazırlanmış, içten yanmalı motorların termodinamik çevrimlerinin benzetim programları kişisel bilgisayar ortamında, entegre edilmiş olarak toplanmıştır.

Doğrudan püskürtmeli Diesel motorlarının termodinamik çevrim analizleri, eksoz emisyonları dahil olmak üzere simüle edilmiştir. Teorik ve deneysel neticelerin uyum sağladığı görülmüş ve program kişisel bilgisayara uyarlanmıştır.

Benzinli motorların termodinamik çevrim analizleri, eksoz emisyonları dahil olmak üzere simüle edilmiştir. Çeşitli yanma odası ve süpob konfigürasyonlarının incelenebildiği program, kişisel bilgisayara uyarlanmıştır.

Bu programların en önemli unsuru olan modelleme bölümleri geliştirilmiştir. Bu projeden sonrada bu geliştirme çalışmaları devam edecektir fakat yapılmakta olan ve yapılacak bütün çalışmalar artık bu entegre programın formatına uygun olacaktır. Tamamen modüler olarak hazırlanan yazılım sayesinde yeni modüllerin hazırlanmasında gereksiz tekrarlar ortadan kalkmıştır.

Motor parçalarının tasarımı için gerekli ön çalışmaları ve bilgileri derlemek ve hesaplamak için yine entegre programın çatısı altında ve aynı formatta bir program geliştirilmiştir. Bu program ile termodinamik simülasyon programı arasında doğrudan bir bağlantı vardır. Veriler ortak olarak kullanılabilir. Birinci programda yapılan değişiklikler otomatik olarak boyut analizlerine taşınmaktadır.

Bu programlara ek olarak hazır paket program olarak sonlu eleman metodu kullanan ASKA ve ANSYS gibi genel amaçlı analiz programlarının da tasarlanan parçaların kuvvet analizinde kullanılması gerçekleştirilmiştir. Bu programlarla, hazırlanmış olan entegre tasarım programı arasında doğrudan bilgi alış-verişi için çalışmalar yapılmaktadır.

Bu çalışmanın devamı olarak, özellikle sonlu elemanlar metoduna yönelik veri formatının, gerek model hazırlanmasında ve gerek kuvvet analizi için, entegre tasarım programına ilave edilmesi gereklidir. Ayrıca AUTOCAD gibi çizim programlarının katı modelleme ve IGES formatı ile sonlu eleman programlarına bilgi aktarmasını kapsayacak AutoLISP gibi dillerde programlar hazırlanmalıdır.

Halen bu projenin kapsamı dışında yürütülmekte olan, tomografik ve grafik tarayıcı metodları ile ANSYS programına veri hazırlama çalışmalarının da bu projede hazırlanan programlarla birleştirilme çalışmaları yapılmalıdır. Bu sayede, ne kadar komplike olursa olsun, imal edilmiş olan parçaların analizi ve geliştirilmeleri kolaylıkla yapılacaktır.

## Yararlanılan kaynaklar ;

- Annand, W.J.D., Heat Transfer In The Cylinders Of Reciprocating Internal Combustion Engines, Inst. Mech. Engrs., Vol.177, pp 973-990, 1963.
- Eichelberg, G., Some New Investigation On Old Combustion Engine Problems. Engineering, Vol.198, pp. 463, 1939.
- Nusselt, W., Die Wärmeübergang In Den Verbrennungs-Karftmaschinen, Z. Ver. Dtsch. Ing., Vol.67, pp. 492-708, 1923.
- Heywood, J.P., Fundamentals Of Internal Combustion Engines, MIT Press, 1990
- Rosin, P., Rammler, E., The Laws Governing The Fineness Of Powdered Coal. J. Inst. Fuel, Vol. 7, pp. 29-36, 1933.
- Nukiyama, S., Tanasawa, Y., An Experiment On The Atomization Of Liquid, Trans. Soc. Mech. Engrs., Vol. 4, pp. 86, 1938; Vol.4, pp. 138, Vol. 5, pp. 63, 1939; Vol. 6, No.22 ve No.23, 1940.
- Mugele, R.A., Evans, H.D., Droplet Size Distribution In Sprays, Ind. Eng. Chem., Vol. 43, No.6, pp. 1317-1324, 1961.
- Hiroyasu, H., Kadota, T., Fuel Droplet Size Distribution In Diesel Combustion Chamber. SAE Trans., Vol. 83, pp. 2615-2624, 1974
- Ranz, W.E., Marshall, W.R., Evaporation From Drops, Parts 1 and 2. Chem. Eng. Prog., Vol. 48, pp. 141-146 ve 173-180, 1952
- Dreisbach, R.R., Physical Properties Of Chemical Compounds. American Chemical Society, Vol. 2, 1959
- Sherwood, T.K., Pigford, R.L., Absorption and Extraction, McGraw-Hill Book Co. New York, 1952
- Kamimoto, T., Matsuoka, S., Prediction Of Spray Evaporation In Reciprocating Engines. SAE Trans., Vol. 87, pp. 1792-1802, 1978
- Ingebo, R.D., Atomization, Acceleration and Vaporization of Liquid Fuels. Sixth Symp.(Int.) on Comb., pp. 684, 1957
- Hiroyasu, H., Kadota, T., Models For Combustion and Formation Of Nitric Oxide And Soot In Direct Injection Diesel Engines, SAE Trans., Vol.85, pp. 513-526, 1976
- Ali, I., Developement Of A Digital Computer Program For The Simulation Of A 4-Stroke Direct Injection Diesel Engine Cycle, MSc. Thesis, METU, 1980
- Woshini, G., SAE Transactions, 76, 3065 , 1967
- Knight, B.E., Proc.Instrn.Mech.Engrs.,179,99,1965
- Dent, J.C., Suliaman, S., SAE Paper, 770407, 1977
- Etiz, U., Simulation Of The Combustion Process In a Spark Ignition Engine On a Personal Computer, M.Sc. Thesis, METU, 1994.
- Benson, R.S., Advanced Engineering Thermodynamics, Pergamon Press, pp.152, 1977
- Benson,R.S., Annad, W.J.D., Baruah,P.C., A Simulation Model Including Intake And Exhaust Systems For A Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine, Int.J.Mech.Sci.,Pergamon Press,Vol.17, pp. 97-124,1975
- Cuiston,F.D., SAE Paper 770045, 1975
- Blizard,N.C.,Keck,J.C., SAE Paper 740191, 1974

<b>BİBLİYOGRAFİK BİLGİ FORMU</b>	
1- Proje No: <b>MODİSA 10</b>	2- Rapor Tarihi: <b>2 Eylül 1994</b>
3- Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri: <b>15 Temmuz 1992 - 15 Temmuz 1994</b>	
4- Projenin Adı: <b>BİLGİSAYAR DESTEKLİ MOTOR TASARIMI</b>	
5- Proje Yürütücüsü ve Yardımcı Araştırmacılar: <b>Prof. Dr. Demir Bayka</b> <b>Prof. Dr. Erman Tekkaya</b>	
6- Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi: <b>ODTÜ Orta Doğu Teknik Üniversitesi</b> <b>Makina Mühendisliği Bölümü , 06531 ANKARA</b>	
7- Destekleyen Kuruluş(ların) Adı ve Adresi: <b>TÜBİTAK Türkiye Bilimsel ve Teknik Arayştırma Kurumu</b> <b>Atatürk Bulvarı No:21 , Kavaklıdere , 06100 ANKARA</b>	
8- Öz (Abstract): Bu projede bilgisayar destekli motor tasarımı için gerekli modüler paket yazılımların geliştirilmesi için iki aşamalı bir çalışma yapıldı. Birinci aşamada Diesel ve benzinli motorların termodinamik çevrimlerinin simülasyonu için yazılımlar geliştirilmiştir. İkinci aşamada da, motor parçalarının tasarımı için, birinci aşamadaki programlarla entegre olarak çalışan ve sonlu elemanlar tekniğini kullanan bir yazılım hazırlandı. Termodinamik çevrimlerin simülasyonu için hazırlanmış olan programların içindeki yanma ile ilgili modüllere yeni modeller eklenerek, öncelikle Türkiye'de imal edilen motorların yanma odaları simüle edilmiştir. Silindir kafalarındaki süpob sayısı, yanma odası şekli ve buji konumu parametrik olarak incelenebilmektedir. Projede üç ayrı özgün yazılım ve ANSYS hazır yazılımı kullanılmıştır. Yardımcı yazılım olarak AUTOCAD 12 kullanılmıştır. Özgün yazılımlardan ikisi termodinamik çevrim simülasyonu ve üçüncüsü de motor performans ve tasarım yazılımıdır. Üçüncü yazılımdan elde edilen motor parça boyutlarının kontrolü, termodinamik çevrim verileri ile birlikte, ANSYS programı tarafından yapıldı.  Anahtar Kelimeler : Motor, Bilgisayar Destekli Tasarım, Simülasyon, Termodinamik Çevrim	
9- Proje ile ilgili Yayın/Tebliğlerle ilgili Bilgiler: <b>SAE Society of Automotive Engineers sürekli yayınları için tebliğ hazırlanmaktadır</b>	
10- Bilim Dalı: Doçentlik B.Dalı Kodu: Uzmanlık Alanı Kodu :	ISIC Kodu :
11- Dağıtım (*) :	<input type="checkbox"/> Sınırlı <input checked="" type="checkbox"/> Sınırsız
12- Raporun Gizlilik Durumu:	<input type="checkbox"/> Gizli <input checked="" type="checkbox"/> Gizli Değil

(\*) Projenizin Sonuç Raporunun ulaştırılmasını istediğiniz kurum ve kuruluşları ayrıca belirtiniz