

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORUNUN GERÇEK ÇEVİRİMİ VE
PİSTON-BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİK,
DİNAMİK VE MUKAVEMET HESAPLARININ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makina Müh. Esin ÇAKIR**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

AĞUSTOS 2007

**DİZEL MOTORUNUN GERÇEK ÇEVİRİMİ VE PİSTON-BİYEL
MEKANİZMASININ KİNEMATİK, DİNAMİK VE MUKAVEMET
HESAPLARININ MATEMATİK MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makina Müh. Esin ÇAKIR
(503051706)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12 Temmuz 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 01 Ağustos 2007**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Rafig MEHDİYEV
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Cem SORUŞBAY (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Orhan DENİZ (Y.T.Ü.)**

AĞUSTOS 2007

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmalarım sürecinde bilgi birikimi ve tecrübesi ile bana yardımcı olan ve yol gösteren danışmanım Prof. Dr. Rafiq Mehdiyev'e öncelikli olarak teşekkürü bir borç bilirim. Dr. Akın Kutlar ve Yaşar Paça'ya da yardımlarından dolayı ve bana her zaman koşulsuz destek veren sevgili aileme de teşekkür ederim.

Ağustos 2007

Esin ÇAKIR

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Dizel Motorlar	1
1.1.1 Dizel Motorların Çalışma Prensipleri	3
1.1.1.1 Emme zamanı	3
1.1.1.2 Sıkıştırma zamanı	3
1.1.1.3 Yanma ve genişleme zamanı	3
1.1.1.4 Egzoz zamanı	4
1.2 Dizel Motorlarında Aşırı Doldurma	5
2. GENEL YANMA TEORİSİ	7
2.1 Dizel Motorlarında Yanma	8
2.1.1 İdeal Yanma Prosesi	9
2.1.2 Gerçek Yanma Prosesi	9
2.2 Yanma Prosesinin Hesabı İçin Vibe Fonksiyonu	10
2.2.1 Yanma Hızı Kanunu	11
2.2.2 Yanma Hızı Denklemi	11
2.2.2.1 Yanma hızının yarı ampirik Vibe denklemi	12
2.2.2.2 Yanma hızı denklemi parametrelerinin analizi	14
2.3 Vibe Katsayısının İş Çevrimine Etkisi	14
3. ÜÇ SİLİNDİRLİ DİZEL MOTORUNUN İŞ ÇEVİRİMİ HESAPLARI	16
3.1 Motorun Özellikleri	16
3.2 Hesaplanan Parametreler	16
3.2.1 Yakıt	16
3.2.2 İş Gazı	17
3.2.3 Çevre ve Atık Gaz Parametreleri	18
3.2.4 Emme Süreci Gaz Parametrelerinin Hesaplanması	20
3.2.5 Sıkıştırma Süreci Gaz Parametrelerinin Hesabı	21
3.2.6 Silindir İçi Parametrelerinin Hesaplanması	22
3.3 İndike Parametrelerin Hesaplanması	28
3.3.1 Ortalama İndike Basınç	29
3.3.2 İndike Güç	29
3.3.3 İndike Verim	29

3.3.4 İndike Özgöl Yakıt Tüketimi	30
3.4 Efektif Parametrelerin Hesaplanması	30
3.4.1 Ortalama Efektif Basınç	30
3.4.2 Efektif Güç	30
3.4.3 Döndürme Momenti	31
3.4.4 Mekanik Verim	31
3.4.5 Efektif Verim	31
3.4.6 Efektif Özgöl Yakıt Tüketimi	31
3.4.7 Saatteki Yakıt Tüketimi	32
4. MUKAVEMET HESAPLARI	33
4.1 Piston-Biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler	33
4.2 Piston-Biyel Mekanizmasının Dayanıklılık Hesabı	36
4.2.1 Piston	36
4.2.2 Piston Pernosu	37
4.2.3 Biyel	38
4.3 Krank Mili Dayanıklılık Hesabı	40
4.3.1 Krank Mili Malzemeleri	42
4.3.2 Krank Mili Biyel ve Ana Muylularının Mukavemet Hesabı	44
4.3.3 Krank Mili Yorulma Mukavemetinin Kolçin-Demidov Metodu Hesabı	44
4.3.4 Krank Milinin Üç Boyutlu Statik Analizi	46
4.3.4.1 Statik Mukavemet Hesabı	46
4.3.4.2 Üç Boyutlu Statik Analiz	50
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	57
KAYNAKLAR	58
EKLER	60
EK A	60
EK B	66
EK C	67
EK D	68
EK E	69
ÖZGEÇMİŞ	70

KISALTMALAR

ECM : Elektronik Kontrol Ünitesi

ECU : Elektronik Kontrol Ünitesi

TDC : Top Dead Center

ÜÖN : Üst Ölü Nokta

AÖN : Alt Ölü Nokta

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1: Başak Traktör Motorunun Teknik Özellikleri	16
Tablo 3.2 : Doğal Emişli ve Aşırı Doldurmalı Motorun karşılaştırılması	32
Tablo 4.1: Piston-Biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler	35
Tablo 4.2: Krank Mili için Kullanılan Malzemelerin Mukavemet Özellikleri	43

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 : Krank Mili Açısına Bağlı Olarak Motor Basıncı Değişimi	5
Şekil 3.1 : Deney ve hesaplarda elde edilen indikatör diyagramları [3].	26
Şekil 3.2 : Farklı yanma hızlarında yanma kesri x ve $p-T$ 'nin KMA 'na göre değişimi [4]	27
Şekil 3.3: İndikatör Diyagramı ve $m=1,2$ için Yanan Yakıt Kesri.	27
Şekil 3.4: Basınç gradyanına bağlı olarak motor gürültüsünün ($dp/d\alpha$) ve silindir sıcaklığının(T) KMA 'na bağlı olarak değişimi	28
Şekil 4.1: Krank-Biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler [2]	34
Şekil 4.2: Piston-biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler	36
Şekil 4.3: Krank mili muylusuna etki eden teğetsel (T) ve radyal (K) Kuvvetler	36
Şekil 4.4: Piston	38
Şekil 4.5: Biyel	40
Şekil 4.6 : Burulma sonucu meydana gelen kırılma [8].	41
Şekil 4.7 : Eğilme sonucu meydana gelen kırılma [8].	41
Şekil 4.8 : Krank mili	42
Şekil 4.9: Krank Milin "A" kesitine etki eden kuvvetlerin şeması.	45
Şekil 4.10: Krank mili Kesiti	48
Şekil 4.11: Mesh atılmış Krank Mili Kesiti	50
Şekil 4.12: Mesh atılmış Krank Mili	51
Şekil 4.13: Üç Boyutlu Analizde Uygulanan Sınır Şartlar-1	52
Şekil 4.14: Üç Boyutlu Analizde Uygulanan Sınır Şartlar-2	52
Şekil 4.16: Çelik İçin Maksimum Kuvvetin 1.Silindire Geldiği An	53
Şekil 4.17: GGG 80 İçin Maksimum Kuvvetin 1.Silindire Geldiği An	53
Şekil 4.18: GGG 60 İçin Maksimum Kuvvetin 1.Silindire Geldiği An	54
Şekil 4.19: Çelik İçin Maksimum Kuvvetin 2.Silindire Geldiği An	54
Şekil 4.20: GGG 80 İçin Maksimum Kuvvetin 2.Silindire Geldiği An	55
Şekil 4.21: Çelik İçin Maksimum Kuvvetin 3.Silindire Geldiği An	55
Şekil 4.22: GGG 80 İçin Maksimum Kuvvetin 3.Silindire Geldiği An	56

SEMBOL LİSTESİ

b_i	İndike Özgöl Yakıt Tüketimi [g/kW saat]
b_e	Efektif Özgöl Yakıt Tüketimi
D	Piston Çapı [mm]
G_y	Saatteki Yakıt Tüketimi [kg/saat]
H_u	Yakıtın Alt Isıl Değeri
i	Silindir Sayısı
k_1	Sıkıştırma Adyabatik Üssü
k_2	Genişleme Adyabatik Üssü
l_0	1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı [kg Hava/kg Yakıt]
L_0	1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı [kmol Hava/kg Yakıt]
l	1 kg yakıtın yanması için gerekli gerçek hava miktarı [kg Hava/kg Yakıt]
L	1 kg yakıtın yanması için gerekli gerçek hava miktarı [kmol Hava/kg Yakıt]
m_y	Yakıtın Mol Kütlesi [kg/mol]
m_1	Taze Dolgu Miktarı [kg/1 kg yakıt]
M_1	Taze Dolgu Miktarı [kmol/1 kg yakıt]
M_2	Sıvı Yakıtın Yanma Ürün Miktarı [kmol/1kg yakıt]
M_e	Döndürme Momenti [Nm]
N_i	İndike Güç [kW]
N_e	Efektif Güç
n	Nominal Devir Sayısı [devir/dakika]
n_1	Sıkıştırma Politrop Üssü
n_2	Genişleme Politrop Üssü
P_a	Emme Sonu Gaz Basıncı [MPa]
P_c	Sıkıştırma Sonu Gaz Basıncı
P_z	Yanma Sonu Gaz Basıncı
P_b	Genişleme Sonu Basıncı
P_r	Artık Gaz Basıncı
P_0	Çevre Gaz Basıncı
p_i	Ortalama İndike Basıncı
p'_i	Teorik İndike Basıncı
p_e	Ortalama Efektif Basıncı
p_m	Ortalama Mekanik Basıncı
Δp_i	Pompalama Kayıplarının Ortalama Basıncı

S	Piston Stroku [mm]
T_a	Emme Sonu Gaz Sıcaklığı [K]
T_c	Sıkıştırma Sonu Gaz Sıcaklığı
m	Vibe Katsayısı
α_z	Teorik Yanma Süresi [°KMA]
T_r	Artık Gaz Sıcaklığı
T_0	Çevre Gaz Sıcaklığı
ΔT	Emme Havaının Motor Çeperlerinden Aldığı Isıdan Kaynaklanan Sıcaklık Artışı
V_h	Silindir Strok Hacmi [dm ³]
w_p	Ortalama Piston Hızı [m/s]
λ	Hava Fazlalık Katsayısı
ε	Sıkıştırma Oranı
ρ_c	Taze Dolgu Yoğunluğu [kg/m ³]
β	Emme Portu Hava Giriş Katsayısı
ε_{in}	Emme Portu Direnç Katsayısı
γ_r	Artık Gaz Katsayısı
η_v	Volümetrik Verim
$(mc_v)_{t_o}^{t_c}$	Yakıt-Hava Karışımının Ortalama Molar Özgül Isısı [kJ/kmol °C]
$(mc_v'')_{t_o}^{t_c}$	Artık Gazların Ortalama Molar Özgül Isısı
$(mc_v')_{t_o}^{t_c}$	Yanmış Ürünlerin Ortalama Molar Özgül Isısı
$(mc_p)_{t_o}^{t_c}$	Yanma Ürünlerin Sabit Basıncındaki Isı Değeri
μ_0	Kimyasal Moleküler Değişim Katsayısı
μ	İş Karışımının Gerçek Moleküler Değişim Katsayısı
$H_{w,m}$	İş Karışımının Toplam Isıl Enerjisi [kJ/kmol]
ξ_Z	Isı Kullanım Katsayısı
α	Sabit Hacimde Basıncı Artış Oranı
ρ	Sabit Basıncıta Hacim Artış Oranı
δ	Art Genişleme Oranı
D	Silindir Çapı
d_{by}	Biyel Başı Delik Çapı
d_b	Biyel Yatak Muylusunun Çapı
d_a	Ana Yatak Muylusunun Çapı
f_{min}	Biyel Kolunun Çift T Kesit Minimum Alanı
F_p	Piston Yüzey Alanı [m ²]
K	Krank Boyunca Etki Eden Radyal Kuvvet
K_R	Krank Boyunca Etki Eden Merkezkaç Atalet Kuvveti
k	Biyel Dayanıklılığı Emniyet Katsayısı
l_{by}	Biyel Başı Delik Genişliği
l_b	Biyel Yatak Muylusunun Boyu
l_a	Ana Yatak Muylusunun Boyu

m_j	Piston Grubu Kütlesi [kg]
m_R	Krankın Biyel Muylu Merkezindeki Parçaların Kütlesi
n_σ	Krank Milinin Yorulmada Eğilme Mukavemetine Göre Güvenlik Katsayıları
n_{ak}	Krank Milinin Yorulmada Akma Mukavemetine Göre Güvenlik Katsayıları
P_z	Gaz Basınç Kuvveti [MN]
P_j	Atalet Kuvveti
P	Toplam Kuvvet
p_j	Silindir İçi Gaz Basıncı [MPa]
p_0	Atmosfer Basıncı
r_i	Piston Tablası Alt Yüzeyi Yarıçapı
R	Reaksiyon Kuvveti
S_b	Biyel Boyunca Etki Eden Kuvvet
S	Piston Stroku [m]
T	Krank Milini Döndüren Teğetsel Kuvvet
q_{by}	Perno ile Biyel Başı Arasında Ortaya Çıkan Özgül Basınç Değeri
σ_m	Basma ve Çekme Gerilmesinin Ortalama Değeri
ω	Krank Mili Açısal Hızı [rad/sn]
α	Krank Mili Açısı
λ_b	Biyel Etkinliği
δ	Piston Tablası Minimum Kalınlığı

DİZEL MOTORUNUN GERÇEK ÇEVİRİMİ ve PİSTON-BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİK,DİNAMİK ve MUKAVEMET HESAPLARININ MATEMATİK MODELLENMESİ

ÖZET

Petrol fiyatlarının gitgide artması ile yüksek verime sahip dizel motorlarının ulaşım ve diğer güç araçları ve makinelerinde kullanım yüzdesinin daha da artırılması gündeme gelmektedir. Bu çözüm yolunun başarılı olması her şeyden önce ekonomik, kalitesi kötüleştirilmeden çevreye daha duyarlı dizel motorlarının geliştirilmesine de bağlıdır. Düşük emisyonlu ve yüksek verimli dizel motorlarının geliştirilmesi ise yanma süreci ile ilgili karmaşık kimyevi-fiziksel proseslerin incelenmesini ve motorun gerçek çevrim parametrelerinin optimum değerlerinin belirlenmesini gerektirmektedir.

Yanma hızının Vibe fonksiyonu kullanarak iş çevrimine katılmasıyla oluşturulan matematik modelle deneysel olarak elde edilen değerlere daha yakın değerler elde edilmektedir. Mevcut üç silindirli, aşırı doldurmalı traktör motorunun iş çevrimi, Vibe fonksiyonunun da etkisi gözönüne alınarak Matlab programında matematik model oluşturulmuştur.

Yanma sürecinde yakıtın yanan kesrini veya "Yanma kanununu" belirleyen Vibe, Termodinamiğin I. Kanunu, İdeal gaz ve piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi denklemleri esasında oluşturulmuş dizel motorların gerçek çevriminin bir matematik modelidir.

Yapılan deneyler sonucunda yanma hızının optimum olmasını sağlayan Vibe katsayısı $m=1,2....1,5$ ve yanma süresi $\alpha_z=50..60^\circ\text{KMA}$ değerlerinden $m=1,2$ ve $\alpha_z=50^\circ\text{KMA}$ alınarak bu tez için yanma kanunu belirlenmiştir.

Aşırı doldurma yapılan motorda silindir içi basınç değerleri doğal emişli motora göre daha yüksek olduğu için motor parçalarının yüksek basınç altında uygun malzemede seçilmesi ve dayanıklılıkta olması gerekir. Matematik model sonucunda elde ettiğimiz değerler alınarak piston, biyel, krank mili mukavemet hesapları yapıp, krank milinin boyutunun değiştirilmesine gerek kalmadan, sonlu eleman yöntemi kullanılarak uygun malzeme seçiminin yapılması için yol gösterilmiştir.

MATHEMATICAL MODELLING of DIESEL CYCLE and KINEMATICS, DYNAMICS and STRENGTH ANALYSIS OF CRANK MECHANISM

SUMMARY

With increasing of petroleum costs, using percentage of high efficiency diesel engines in transport and other power machines will also increase. To achieve this solution; economic and sensitive for environment diesel engines must be developed. For developing low emissions and high efficiency diesel engines; complex chemical and physical processes of combustion must be analysed and optimum values of real cycle of engine's real cycle parameters must be defined.

Using of Vibe function as a combustion law in mathematical model, results are very close to experimental data. For with three cylinders and turbocharging engine's cycle mathematical model is composed with using Vibe function in Matlab.

The basis of mathematical model is functions of defining of "Combustion Law" Vibe, First law of Thermodynamic, Ideal Gas Law, Changing of Cylinder Volume according to piston motion.

Results of experiments for optimum "Combustion Law" ; values of Vibe function $m=1,2...1,5$ and combustion time $\alpha_z=50...60^\circ\text{KMA}$, taking $m=1,2$ and $\alpha_z=50^\circ\text{KMA}$ we define combustion law for this thesis.

In turbocharging engines cause of pressure values of cylinder are very high, appropriate material must be selected for the engine parts. According to results of mathematical model; strength of piston, connecting rod and crankshaft have calculated and without changing dimensions of crankshaft, with using finite elements method has been showed a way for choosing suitable material.

1. GİRİŞ

Son dönemlerde motorlar konusundaki çalışmalar mekanik özelliklerin geliştirilmesinden çok ısı verilmesi kanununun (yanma kanununun) düzeltilmesi yönündedir.

Motorlarda iş çevriminin teorik konstrüksiyonu yalnız yanmanın kütle hızının tanınmasıyla kurulabilir. Buna rağmen, uzun süre teorik çevrim hesabıyla yetinilmek zorunda kalınmış ve yanma hızının basınç gidişi üzerindeki etkisine pek dikkat edilmemiştir. Oysa termik durumların etkisi yanma hızının etkisine göre daha önemsizdir [5].

Bu tez çalışmasında üç silindirli, aşırı doldurmalı “Başak Traktör” motorunun gerçek çevriminin Vibe yanma kanunun dahil olmasıyla matematik modellenmesi ve bu şartlar altında piston-biyel mekanizmasının mukavemet hesapları yapılmıştır.

Tezin ikinci bölümünde söz konusu üç silindirli traktör motorunun piston-biyel mekanizmasının dinamik, kinematik ve mukavemet hesapları yapıp, krank milinin boyutları değişmeden motorun çalışma şartlarına ve maliyet açısından uygun malzeme seçimi yapılacaktır.

1.1 Dizel Motorlar

Dizel motor oksijen içeren bir gazın (genellikle bu atmosferik havadır) sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşması ve silindir içine püskürtülen yakıtın bu sayede alev alması ve patlaması prensibi ile çalışan bir motordur.

Bu olay dizel çevrimi olarak bilinir ve 1892 ‘de Alman Mühendis Rudolf Dizel tarafından bulunmuş ve daha sonra 23 Şubat 1893 ‘de patenti alınmıştır.

Motorun egzoz gazını silindirin dışına atması ve taze havayı çekmesi valflar veya kanallar ile her ikisi beraber yapılır. Dizel motorun tam olarak yeteneklerini gerçekleştirebilmesi için içeriye alınan havayı sıkıştırabilecek turbo şarjer kullanımı

gereklidir; bir artsoğutucu/arasoğutucu kullanılarak içeri alınan havanın turbo şarjer ile sıkıştırmadan sonra soğutulması ayrıca verimi arttırır. Çok soğuk havalarda, dizel yakıt koyulaşır, viskozitesi artar ve jel veya balmumu kristal bir yapı alır. Bu şekilde yakıtın silindirin içine alınması verimli bir yol değildir ve yakıt enjektörü için zorluk oluşturabilir. Dizel teknolojisinde bu zorluğu yenmek için yeni önlemler geliştirilmiştir. En yaygın kullanılan önlem yakıt hattı ve yakıt filtresini elektrikle ısıtmaktır. Silindir içindeki diğer motorların kullandığı kızdırma bujileri denen küçük elektrikli ısıtıcılar, çalıştırma için silindirleri ısıtır. Manifold içindeki az sayıda rezistans teli kullanılan ısıtıcılar, motor çalışma sıcaklığına gelinceye dek giriş havasını ısıtır. Motor blok ısıtıcıları (motor bloğu içindeki elektrik rezistanslı ısıtıcılar), soğuk havalarda motor aşınmasını ve çalıştırma zamanını azaltmak için, uzun periyotlu (1 saatten daha fazla) motor kapatıldığında sıklıkla kullanılır.

Bir dizel motor sisteminin en önemli parçası hız kontrol ünitesidir, yakıt dağıtım oranını kontrolü ile motorun hızını sınırlayan ünedir. Eski hız kontrol üniteleri motordan bir vites sistemi ile yönlendirilirdi (ve böylece sadece motor hızına lineer olarak yakıt sağlanırdı). Modern elektronik kontrollü motorlar (ECM) Elektronik Kontrol Modülü veya Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) yoluyla bunu başarmışlardır. ECM/ECU bir sensordan motor hız sinyali alır ve daha sonra ECM/ECU içinde başvurulmak üzere depolanan bu sinyallerin algoritmalarını kullanır. Bu motor hızına göre elektrik ve hidrolik valflar sayesinde yakıt miktarı ve zamanlamayı kontrol eder.

Yakıtın pistonların içine enjeksiyonunun başlama zamanının kontrol edilmesi emisyonların minimize edilmesi ve motor veriminin (yakıt ekonomisi) maksimize edilmesi için en önemli unsurdur. Silindir içine bu yakıt enjeksiyonu başlamasının tam zamanlaması günümüz modern motorlarında elektronik olarak kontrol edilmektedir. Zamanlama, genellikle Üst Ölü Noktanın (TDC) önündeki pistonun krank ünitesi açısı ile ölçülür. Örneğin, piston Üst Ölü Noktadan 10 derece önde olduğu zaman eğer ECM/ECU yakıt enjeksiyonuna başlarsa, enjeksiyon başlama veya zamanlama 10 derece BTDC (Before Top Dead Center) 'dir denir. Optimal zamanlama hız ve yük kadar motor dizaynına da bağlıdır.

Dizel Motorlarda Yakıt Enjeksiyonu, indirekt ve direkt olarak iki tiptir. İndirekt enjeksiyonda, yakıt dizel motorda yanma odası dışında, önoda olarak adlandırılan

yere verilir. Yanma başladığında yanma odasının içine yayılır. Bu tipte motordaki aşırı gürültü ve titreşim düşürülür, fakat ısı kaybı artar ve motor verimi düşük olur. Direkt Enjeksiyon ise modern günümüz dizel motorlarında kullanılır. Burada motordaki yanma odasına yakıt direkt olarak püskürtülür[9].

1.1.1 Dizel Motorların Çalışma Prensibi

Pistonu öteleme hareketi yaparak çalışan dört zamanlı dizel motorunun çalışması sırasında çevrimde meydana gelen olaylar, dört zamanlı benzin motorunda olduğu gibi,

- Emme zamanı,
- Sıkıştırma zamanı,
- Yanına ve genişleme zamanı,
- Egzoz zamanı,

şeklindedir.

Bu olayların her biri hemen hemen benzin motorundaki gibi oluşmaktadır.

1.1.1.1 Emme zamanı

Pistonun ÜÖN'den AÖN'ye doğru hareketi sırasındaki emme zamanında silindirlere yalnızca hava emilmektedir. Bu süre içerisinde silindirler içinde bulunan basınç, benzin motorlarında olduğu gibi basınç 0.085 – 0.095 MPa civarındadır. Burada silindirlere daha fazla hava girebilmesi için emme supabının açılması üst ölü noktadan önce yapılır. Yine emme supabı kapanması geç yapılmaktadır. Böylece toplam emme olayı dönme sayısına bağlı olarak benzin motorunda olduğu gibi 220 – 260° KMA'nda meydana gelmektedir.

1.1.1.2 Sıkıştırma zamanı

Emme zamanında silindir içine emilen hava, pistonu AÖN'den ÜÖN'ye doğru hareketi ile sıkıştırılır. Sıkıştırma sonunda basınç 3,0 – 5,0 MPa, sıcaklık 900- 1200K olur.

1.1.1.3 Yanma ve genişleme zamanı

Benzin motorlarında olduğu gibi, çevrimden bu zamanda iş alınmaktadır. Bunun için piston üst ölü noktaya gelmeden önce enjektörden silindirdeki sıkıştırılmış hava içerisine yakıt püskürtülür. Bu erken püskürtmeye, püskürtme avansı (PA) denir ve

püskürtme avansı açısı $\alpha_{PA} = 10-20^\circ$ KMA'dır. Enjektörden püskürtülen yakıt sıkıştırma sonunda, 900 – 1200 K sıcaklıkta kendi kendine, ancak gecikmeli olarak tutuşur. Bu gecikmeye tutuşma gecikmesi (TG) denir. Tutuşma gecikmesi süresince yanına odasına girmiş olan yakıt kendi kendine tutuşarak önce hemen hemen sabit hacimde yanar ve püskürtme devam ettikçe sabit basınçta yanma devam eder. Ancak dönme sayısı 2500 – 3000 hatta 4500 d/d üstünde olan motorlarda yanmanın genişleme zamanı sonuna doğru uzamaması için yakıtın önemli bir kısmı sabit hacimde, geri kalan kısmı ise sabit basınçta yakılacak şekilde püskürtülür. Dizel motorunda yanma, benzin motorunda olduğu gibi önceden karışmış az çok homojen bir karışımın yanması gibi olmayıp yakıt damlacıkları ve bunlardan buharlaşan yakıtın oluşturduğu heterojen bir karışımın yanması şeklinde gerçekleşmektedir. Bu nedenle yanına hızı daha düşüktür ve 1 kg yakıtın yanması için daha çok havaya (20 – 30 kg) gerek vardır. Dizel motorunun gücünü değiştirmek, yalnızca püskürtülen yakıt miktarını değiştirmekle mümkündür. Emilen hava miktarı değişmediğinden güç azaldığında birim yakıt kütlesi başına düşen hava miktarı artacaktır. Yanma sırasında maksimum basınç,

Direkt püskürtmeli motorlarda

$$P_{\max} = 7,0 - 10,0 \text{ MPa}$$

Ön yanma odalı motorlarda

$$P_{\max} = 4,0 - 8,0 \text{ Mpa}$$

Maksimum sıcaklık $T = 1700 - 2100 \text{ K}$

olmaktadır. Yanma olayı benzin motorlarında olduğu gibi egzoz supabı açılmadan önce tamamlanmalı ve maksimum basıncın ÜÖN'dan $12 - 15^\circ$ KMA kadar sonra meydana gelmesi sağlanmalıdır.

1.1.1.4 Egzoz zamanı

Genişleme sonunda benzin motorlarında olduğu gibi piston AÖN'ya gelmeden egzoz supabı açılmakta ve ÜÖN'den sonra kapanmaktadır.

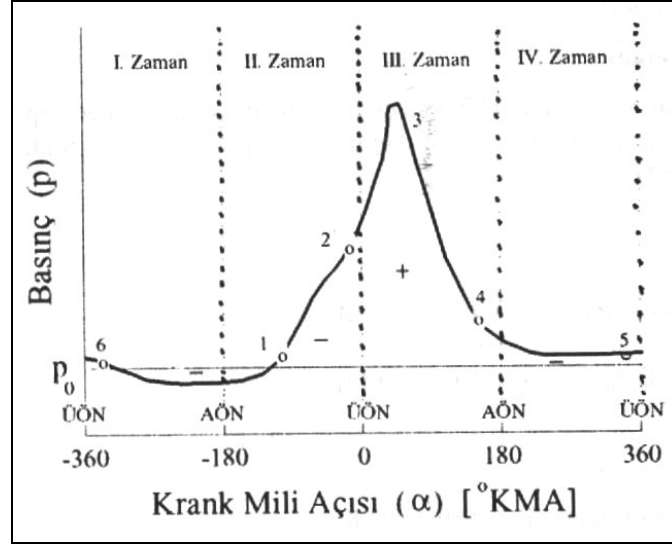
Egzoz supabının açılması anında,

Basınç $P = 0,4 - 0,5 \text{ MPa}$

Sıcaklık $T = 1000 - 1100 \text{ K}$

dir.

Motorlardaki çevrim olayları genellikle basınç - hacim ($p - V$) diyagramında gösterilir. Ayrıca motor basıncının değişimi krank mili açısına bağlı olarak da gösterilebilir. Bu şekilde açılmış diyagramlara $p - \alpha$ diyagramı denir (Şekil 1.1).



Şekil 1.1 : Krank Mili Açısına Bağlı Olarak Motor Basıncı Değişimi

1.2 Dizel Motorlarında Aşırı Doldurma

İçten yanmalı motorlarda motor gücü, yaklaşık olarak silindirlerinde yakılan yakıt ve bu yakıtın yanmasını sağlayacak hava miktarı ile orantılıdır. Aynı hacimdeki bir motordan daha fazla güç elde etmek için, silindir içerisine daha fazla hava almak gerekir. Bu da harici bir kompresör kullanılarak gerçekleştirilir. Tabii emişli bir motora nazaran, harici bir kompresörle silindirine bir çevrimde alınan hava miktarı arttırılan motora “aşırı doldurmalı motor”, yapılan bu işleme de “aşırı doldurma” denir.

Normal emişli dizel motorlarında deniz seviyesinden yükseklerle çıkıldıkça atmosfer basıncı düştüğünden motor gücü de düşer. Deniz seviyesinden her 1000 m yükseğe çıktıkça, çekiş gücünün %10'u kaybolur. Turbo motorlarda güç düşmesi söz konusu değildir. Çünkü motora alınan hava türbin tarafından devamlı basınçlı olarak temin edilmektedir. Aşırı doldurmalı motorların özgül yakıt tüketimleri normal emişli motorlara nazaran daha düşüktür.

Aşırı doldurmanın amacı, silindir içine giren havanın basıncını ve yoğunluğunu arttırmak sureti ile volümetrik verimi arttırmaktır. Aşırı doldurma ile bir motorun

hızı arttırılmadan, gücü arttırılabilir veya belirli bir çıkış gücü için motorun ağırlık ve hacmi düşürülebilir. Aynı zamanda yakıtın tam yanması sağlanarak egzoz emisyonlarında bir düzelme görülür.

Aşırı doldurma benzin ve dizel motorlarının her ikisine de uygulanabilir. Ancak aşırı doldurma uygulanan bir benzin motorunda, vuruntu olabileceğinden dolayı sıkıştırma oranını düşürmek gerekir. Bu da aşırı doldurma uygulamasının cazibesini gölgeler. Bu yüzden benzin motorlarında aşırı doldurma uygulamasının pek rağbet görmemesine karşın, dizel motorlarında yüksek performans ve yumuşak çalışma gibi özelliklerinden dolayı yaygın halde kullanılmaktadır.

2. GENEL YANMA TEORİSİ

Sıcaklık ve basınç değişimi şeklinde ortaya çıkan fiziksel olgu, motordaki etüdü açısından yanma teorisinde ön plana çıkmaktadır. Kimyasal yaklaşımlar özellikle yanma ürünlerinin tam bir kontrolü amaçlandığında önem kazanır.

Motorlarda kullanılan yakıtlar C_nH_m kapalı formülü ile verilen bir molekül yapısına sahiptir. Tam yanma halinde yakıtın bileşiğinde bulunan karbon ve hidrojenin tamamı yanmanın son kademesine kadar gider. Bunların yanmasında [7];



bağıntıları geçerlidir. Bazı hallerde yakıtın bileşiminde az miktarda da olsa kükürt ve oksijen bulunur. Yakıtın bileşiminde bulunan oksijen, yanmaya katılır ve oksijen ihtiyacını azaltır. Kükürdün yanması;



denkleminde uygun olarak meydana gelir [7].

Yanmaya kimyasal yaklaşım halinde sıvı ve katı yakıtlar elementer analiz ile bulunmuş olan ağırlık yüzdeleri cinsinden belirtilir. 1 kg yakıt içerisinde bulunan ve değeri kg cinsinden verilmiş bulunan bileşenlere yakıtın ağırlık bileşenleri adı verilir. 1 kg yakıtı tam olarak yakmak için gereken minimum oksijen miktarı;

$$O_{\min} = \frac{8}{3}C\sigma \quad (2.4)$$

olarak bulunur.

Bu denklemde;

$$\sigma = 1 + \frac{3}{c} \left(h - \frac{o-s}{8} \right) \quad (2.5)$$

olup Mollier tarafından yakıtın asal sayısı olarak adlandırılmıştır. Motorlarda yakıtın yakılması için hava kullanıldığından 1 kg yakıtın tam olarak yanması için gerekli olan minimum hava miktarı (%23 oksijen + %77 azot ağırlık bileşeni kabulü ile);

$$L_{\min} = \frac{O_{\min}}{0.23} \quad (2.6)$$

olarak bulunur.

Motorlarda 1 kg yakıtı yakmak için hangi oranda fazla hava kullanıldığı hava fazlalık katsayısı ile ifade edilir. Buna göre fazlalık katsayısı [7];

$$\lambda = \frac{L}{L_{\min}} \quad (2.7)$$

2.1 Dizel Motorlarında Yanma

Dizel motorlarında yanma olayı, yanma odasına yakıtın püskürtülme olayının başladığı andan, yanma ürünlerinin dışarıya atıldığı egzoz zamanı başlangıcına kadar geçen süre içerisindeki karmaşık fiziksel ve kimyasal olayları kapsamaktadır. Dizel motorlarından yanma odası içinde homojen karışım yoktur. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki ortama püskürtülen yakıtın buharlaşmaya başlaması ile birlikte reaksiyonlar da oluşmaya başlamaktadır. Ancak başlangıçta, bu reaksiyonların hızları çok düşük olduğundan, basınçta belirgin bir artış görülmez [6]. Fakat bu reaksiyonun hızı temel yanma prosesi teorilerinden beklenen oranla çok düşük olduğundan görülebilir bir alev veya algılanabilir bir basınç artımının ortaya çıkması için tutuşma gecikmesi (T.G) adı verilen bir zaman periyodunun geçmesi gerekmektedir [7]. Dizel motorlarında yanmanın tutuşma gecikmesinden sonraki aşamasında, benzin motorlarında olduğu gibi yanmış bölgeden yanan bölgeye enerji ile kütle iletimi sonucunda yanmanın belli bir yön ve hızda gerçekleşmesi söz konusu değildir. Dizel motorunda yanma olayını etkileyen ve yanmayı devam ettiren, yanma bölgesindeki sıcaklık, basınç, karışım oranı ve oksijen miktarını belirleyen yerel koşullardır. Ancak yanmanın gelişimi yerel koşullara bağlı olmakla birlikte, komşu bölgelerden olan ısı ve kütle iletimi ve yanma odasındaki hava hareketleri de bu gelişime etki

etmektedir. Pistonun ÜÖN'ya yakın bir konumunda yanma odasına sıvı halde püskürtülen yakıt demetini oluşturan damlacıklar ısınır ve buharlaşmaya başlar. Havanın karşı basıncı tarafından frenlenen demette, damlacıklar yavaşlar ve küçük damlacıklar demetin dış kısmına doğru yönelir. Tutuşma için gerekli hava yakıt oranı sağlandığında ilk yanma burada başlar [6]. Dizel motorlarında T.G'nin varlığı basınç ve yanma kanunlarının seyri bakımından ideal ve gerçek yanma prosesleri arasında çok büyük farklılıklar doğurmakta ve ideal proseslere göre kurulan modellerin pratikte kullanılamaz hale gelmesine sebep olmaktadır. Bununla birlikte olayın temel kavramlarına ışık tutması nedeniyle gerçek procesten önce ideal prosesin incelenmesinde fayda görülmektedir [7].

2.1.1 İdeal Yanma Prosesi

Bir dizel motorunun yanma prosesi ideal olarak tasarlandığında yanmanın sonsuz bir reaksiyon hızı ile kusursuz bir difüzyon yanması oluşturması beklenir. Burada karışım teşkilinin yakıtın girme anında sonsuz küçük bir zaman diliminde gerçekleştiği ve her an giren yakıtın en küçük parçacığının yine sonsuz küçük bir zaman diliminde tam olarak yandığı düşünülür. Bu ideal yanma prosesi gerçek procesten daima daha yüksek bir basınç çevrimi verir [7].

2.1.2 Gerçek Yanma Prosesi

Dizel motorlarında gerçek yanma prosesi silindirdeki heterojen ortam nedeniyle benzin motorlarında olduğu kadar kesin doğru matematik modellere oturtulmamış olup daima yarı ampirik ifadeler ve deneysel verilere ihtiyaç doğmuştur. Yanma sırasındaki temel fazlar ve bunların sonucunda ulaşılabilecek limit termodinamik değerler ayrı ayrı ele alındığında yeterli teorik sonuçlara ulaşılabilmekte, fakat bir bütün olarak yanma esnasında zamana bağlı değişimleri ve ilk oluşum noktalarının yüksek doğrulukla tespiti problem olmaya devam etmektedir. İncelemelerde genellikle deneysel yanma fotoğrafları ve ölçülen silindir basıncı diyagramları kullanılmaktadır [7].

Sıvı yakıt, sıkıştırma periyodunun sonuna doğru yanma odasının tamamına veya bir kısmına yönlendirilerek püskürtülür. Yakıtın uflanarak atomizasyonu, hava ile karışımı, buharlaşarak yayınmaya başlaması ve gaz fazına geçerek zincir kimyasal reaksiyonlar ile yanıp yanma ürünleri ve ısı enerjisine dönüşümü gibi bütün karmaşık

olaylar için eğer verimli bir motor amaçlanıyorsa, son derece kısa bir zaman dilimi elde edilmelidir [7].

Püskürtmenin başlangıç anından itibaren yanma olayı dört ana bölüme ayrılabilir.

1. Tutuşma gecikmesi
2. Kontrolsüz Yanma (çok hızlı patlama yanması)
3. Kontrollü Yanma (daha yavaş difüzyon yanması)
4. Art Yanma (çok yavaş bir yanma)

2.2 Yanma Prosesinin Hesabı İçin Vibe Fonksiyonu

İçten yanmalı motorlarda, iş çevrimi sırasında kimyasal enerji mekanik enerjiye dönüşmektedir. İş çevrimi – silindir içerisinde periyodik olarak tekrarlanan fiziksel ve kimyasal olayların etkileşimidir [6].

Motorun güçlü, emniyetli, ekonomik ve uzun ömürlü olması iş çevriminin geliştirilmiş olmasına bağlıdır. Bu durum iş çevriminin ne kadar önemli olduğunu ortaya koymaktadır.

İş çevrimi aşağıda sıralanan parametrelerle karakterize edilmektedir. Yapılan işin göstergesi olan – ortalama indikatör basınç, ekonomi göstergesi – indikatör verim, krank biyel mekanizmasının parçalarına gelen, mekanik ve dinamik yük göstergesi olan – iş gazının maksimum sıcaklığı ve genişleme sonundaki gazların sıcaklığı, emme zamanının başlangıcında iş gazının durumunu belirleyen – gazların basıncı ve sıcaklığı. İş çevrimi esnasında basınç ve sıcaklık sürekli değişmekte olup, silindir cidarlarından ısı iletimini yaratmaktadır.

İş çevrimi parametreleri indikatör diyagramından belirlenmektedir. Dolayısıyla bu diyagram iş çevriminin kalitesini yansıtmaktadır. Mühendisler, termodinamiğe bağlı olarak, gerçek çevrimi yansıtmaya çalışan çeşitli teorik modeller yaratmaktadır.

Alman kökenli Sovyet profesörü Vibe büyük miktarda deneyim materyallerini genelleştirerek, yanma olayı dinamğinin matematiksel modellerini vermektedir. Bu denklemler hem dizel, hem de benzin motorları için geçerlidir [6].

Vibe fonksiyonu ile, verilen parametreler arasında ortalama hızı maksimum yanma hızının bağıl zamanı ve püskürtme avansı varsa, yanma eğrisinin ve bütün çevrimin hesapları yapılabilir [6].

2.2.1 Yanma Hızı Kanunu

Silindirdeki reaksiyon hızı, motorun gücünü, yakıt sarfiyatını, motorun ömrünü etkilemektedir. Silindirdeki çevrimlerin tekrarlanması yakıtın yanma hızının belli bir kanuna göre gerçekleştiğini göstermektedir. Turboşarjlı dizelerde yanma reaksiyonlarının hızı yüksek olduğu durumda sert çalışmaktadır. Farklı karışım oluşturma ve ateşleme yöntemleri farklı yanma kanununa göre gerçekleşmektedir [6].

2.2.2 Yanma Hızı Denklemi

Yanma reaksiyonlarının hızı reaktantların konsantrasyonuna bağlıdır. Kimyasal dönüşümler esnasında reaktantların konsantrasyonu azaldığı için, reaksiyon hızı yanma olayının başlangıcında maksimuma ulaşmaktadır. Yakıtın yanması zincirleme reaksiyonlarıyla gerçekleşmektedir. Isının açığa çıkış hızı ise o anda gerçekleşen kimyasal dönüşümlerin toplam sayısına bağlıdır [6].

Motorlardaki zincirleme reaksiyonları karışık koşullar altında gerçekleşmekte, yakıt homojen bir yapıya sahip olmadan, farklı oranda olan çeşitli hidrokarbonlar içermektedir. Yanma esnasında basınç, hacim ve sıcaklık değişmektedir. Yanma olayını yanma odasındaki hava hareketleri çok etkilemektedir. Yüksek sıcaklıklar nedeniyle disosyasyon ve kataliz olayları gerçekleşmektedir. Bütün bu olaylar zorluk yaratıp, yanma olayının matematik denklemlerle ifade edilemeyeceği izlenimi bırakabilir. Zincirleme kimyasal reaksiyonlar hakkındaki modern bilgileri ele alarak, kimyasal reaksiyon hızı denklemlerini yazabiliriz [6].

Kimyasal reaksiyonun akışı aktif merkezlere bağlıdır. Aktif merkez, yakıtla reaksiyona girecek olan, serbest atom ve radikallerin birikimidir. Reaksiyon başlaması için aktif merkezlerin belli bir yoğunluğa sahip olması gerekir (bu merkezler sıcaklık ya da elektrik kıvılcımı tarafından yaratılmaktadır). Reaksiyon hızı anlık aktif merkezler sayısına bağlıdır. Yanma başlangıcında reaksiyon hızı çok yükske, reaktantların miktarı azakınca, hız düşmektedir.

2.2.2.1 Yanma hızının yarı ampirik Vibe denklemi

$X=F(t)$, yanmış yakıt oranını gösteren karakteristik yakıt yanma denklemidir. Reaktantların molekül sayısının zamanla değişimine, aktif (efektif) merkezlerin sayısına ya da efektif merkezlerin yoğunluğuna bağlı olan denklemlerin integralini alıp işlemler yaptıktan sonra yakıt yanma oranı denklemini elde ederiz [6]:

$$x = 1 - e^{-\int_0^t n \rho dt} \quad (2.8)$$

Burada;

ρ – efektif merkezlerin bağıl yoğunluğu (anlık),

n – katsayı,

t – yanma zamanı,

Bu denklem kompleks fonksiyon olarak yazılmıştır:

$$X = \phi[f(t)]$$

n değerini sabit olarak alırsak denklemi bu şekilde yazabiliriz:

$$x = 1 - e^{-n \int_0^t \rho dt} \quad (2.9)$$

Yukarıdaki fonksiyonu ise bu şekilde yazabiliriz:

$$f(t) = n \int_0^t \rho dt \quad (2.10)$$

Bu denklemi pratikte çözemeyiz, çünkü efektif merkezlerin bağıl yoğunluğu ρ zamana bağlı olarak bulunmamıştır. P ise birçok fiziksel ve kimyasal faktörlere bağlıdır (reaksiyon zincirlerinin etkileşimine, sıcaklığa, basınca, ısı iletimine, hava hareketlerine vs.)

Yanma hızı ifadesini yazabilmek için, ρ 'nun zamana bağlı ifadesi:

$$\rho = kt^m \quad (2.11)$$

m – yanma esnasında efektif merkezlerin yoğunluğunun zamanla değişimini gösteren parametre. Vibe katsayısı (yanma karakteri göstergesi)

k – orantı katsayısı,

Birtakım işlemlerden sonra yakıt yanma denklemi elde ediyoruz:

$$x = 1 - e^{-\frac{K}{m+1}t^{m+1}} \quad (2.12)$$

Burada K=nk'dır.

Bağıl yanma hızı için:

$$w = Kt^m e^{-\frac{K}{m+1}t^{m+1}} \quad (2.13)$$

Bu denklemleri pratikte uygulanabilecek hale getirmeden önce yanma olayı süresi tanımlı yapmalıyız. Denklem (2.12)'de gördüğümüz gibi yanma hızının 0'a ulaşması için, yani maddenin tümünün değişime uğrayabilmesi (x=1), ancak zamanın t=∞ olması lazım. Yani teorik reaksiyon tamamlanma zamanı sonsuza eşittir. Vibe'ye göre reaktantların yaklaşık tümü bitmişse reaksiyonun bittiği varsayılmaktadır.

Yanma olayı süresini α_z , reaksiyonun sonuna doğru yanan miktarını ise x_z olarak gösterelim.

Matematik işlemlerden sonra yakıt yanma denklemi aşağıdaki hali almaktadır:

$$x = 1 - e^{-C\left(\frac{t}{\alpha_z}\right)^{m+1}} \quad (2.14)$$

$x_z=0.999$ kabul ettikten sonra C'yi hesaplıyoruz ve denklem aşağıdaki son halini almaktadır:

$$x = 1 - e^{-6.908\left(\frac{t}{\alpha_z}\right)^{m+1}} \quad (2.15)$$

Bu denklem Vibe denklemi olarak yanma eğrisinin zaman göre değişimini vermektedir. Bu yanma hesabı püskürtme avansını, yanma olayının ortalama hızını ve zaman içerisindeki değişimini de hesaba katmaktadır [6].

2.2.2.2 Yanma hızı denklemi parametrelerinin analizi

Vibe katsayısı m ve yanma süresi α_z bilinince zamana bağlı yanma denklemini yazabiliriz. m parametresinin fiziksel anlamı: bu parametre, yanma hızı maksimuma ulaşmışken ya da yanma ivmesi sıfırken bağlı zaman α_m/α_z değerini belirlemektedir. m artınca bu zaman da artmaktadır. Burada α_m yanma hızının maksimuma ulaştığı zamandır.

m değeri aynı şekilde yarı yanma zamanını da belirlemektedir. Vibe fonksiyonu denkleminde gördüğümüz gibi, m değeri yakıt oranı x_m 'i de etkilemektedir.

Genelleme yaparsak; bağlı maksimum yanma hızı zamanı α_m/α_z , bağlı yarı yanma zamanı $\alpha_{1/2}/\alpha_z$, yanma hızı maksimuma ulaşana kadar yanmış olan yakıt oranı x_m ve en büyük bağlı yanma hızı w_{0max} . Bu m parametresi reaksiyon mekanizmasının kinematik tarafını açıklamaktadır [6].

Düşük m değerleri, başlangıçta yanma olayının fırtına şeklinde artmasına sebep olmaktadır.

α_z ; reaksiyon süresi ve ortalama hız hakkında bilgi vermektedir. Bu α_z sabitine göre reaksiyon bitmesi için gerekli zamanı belirleyebiliriz. α_z , yanma olayının fiziksel ve kimyasal özelliklerine bağlıdır (sıkıştırma oranı, dönme sayısı, yanma odası şekli, alev hareketleri, püskürtme avansı, yakıt türü, yük, karışım oluşturma şekli vs.) [6].

2.3 Vibe Katsayısının İş Çevrimine Etkisi

Motorlarda iş çevriminin teorik konstrüksiyonu yalnız yanmanın kütle hızının tanınmasıyla kurulabilir. Buna rağmen, uzun süre teorik çevrim hesabıyla yetinilmek zorunda kalınmış ve yanma hızının basınç gidişi üzerindeki etkisine pek dikkat edilmemiştir. Halbuki termik durumların etkisi yanma hızının etkisine göre daha önemsizdir [5].

Matematik modeldeki Vibe denklemi parametrelerini (m , α_z) mümkün olan değerler arasında değiştirerek motorda istenilen yanma kanununu teorik olarak elde etmek mümkündür [3]. m parametresi yanma olayının zaman içerisinde değişimini etkilemektedir, Vibe katsayısının artmasıyla P_{max} azalmaktadır [6]. Bu ise yanma prosesi ile ilgili deneysel olarak yapılması zor olan optimizasyon çalışmalarını bilgisayar kullanımı ile önemli derecede kolaylaştırır [3].

3. ÜÇ SİLİNDİRLİ DİZEL MOTORUNUN İŞ ÇEVİRİMİ HESAPLARI

3.1 Motorun Özellikleri

Başak Traktör dizel motoru, dört zamanlı, üç silindirli, aşırı doldurmalı bir motordur. Üç silindirli dizel motoruna ait parametreler Tablo 3.1'deki tabloda verilmiştir.

Tablo 3.1: Başak Traktör Motorunun Teknik Özellikleri

Dört Zamanlı Aşırı Doldurmalı Direkt Püskürtmeli Dizel Motoru		
Parametreler	Değerler	Birimler
Silindir Çapı (D)	100	[mm]
Strok (S)	100	[mm]
Silindir Sayısı (i)	3	
Toplam Strok Hacmi ($V_h \times i$)	2356	[cm ³]
Sıkıştırma Oranı (ϵ)	16,1	
Maksimum Devir Sayısı (n)	2400	[d/d]

3.2 Hesaplanan Parametreler

3.2.1 Yakıt

Motorun termodinamik hesabını kolaylaştırmak için yakıt-hava karışımında yakıt 1 kg olarak kabul edilir. Motor yakıtları değişik hidrokarbon karışımlarından ibarettir ve element bileşimleri ile gösterilirler. Sıvı yakıt için:

$$C + H + O = 1 \text{ kg} \quad (3.1)$$

Burada C , H ve O – sırasıyla karbon, hidrojen ve oksijenin 1 kg yakıttaki *kütlesel kesirleridir*.

Yakıtın element kütlesel kesri belli ise, alt ısı değeri H_u , kJ/kg aşağıdaki formül ile hesaplanır [1]:

$$H_u = [33,91 C + 125,6 H - 10,89 (O - S) - 2,51 (9 H + W)] \cdot 10^3 \quad (3.2)$$

Burada S , W – yakıtta kükürt ve su buharı kütlesel kesirleridir.

Dizel yakıtı için karbon, hidrojen ve oksijenin 1 kg yakıttaki kütleli kesirleri:

$$C = 0,87; \quad H = 0,126; \quad O = 0,004$$

Dizel yakıtı için alt ısı değeri $H_u = 42440$ [kJ / kg] olarak bulunmuştur.

3.2.2 İş Gazı

Emme ve sıkıştırma süreçlerinde iş gazları olarak dizel motorlarında silindirde sadece hava; yanma, genişleme ve egzoz süreçlerinde ise yanma ürün bileşimleri kullanılmaktadır.

Hava miktarı:

1 kg yakıtın tam yanması için gerekli teorik hava miktarı kütleli olarak aşağıdaki formülle hesaplanır[1]:

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ kg hava / kg yakıt} \quad (3.3)$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \times 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \text{ kg hava / kg yakıt}$$

1 kg yakıtın tam yanması için gerekli teorik hava miktarı hacimsel olarak aşağıdaki formülle hesaplanır[1].

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ kmol hava / kg yakıt} \quad (3.4)$$

$$L_o = 0,49 \text{ kmol hava / kg yakıt}$$

Hava fazlalık katsayısı ($\lambda = L / L_o$) belli olduğundan yakıt-hava karışımındaki gerçek hava miktarı kütleli olarak:

$$l = \lambda \cdot l_o \text{ kg hava / kg yakıt} \quad (3.5)$$

$$l = 1,7 \cdot 14,452 = 24,56 \text{ kg hava / kg yakıt}$$

Hacimsel olarak:

$$L = \lambda \cdot L_o \text{ kmolhava} / \text{kg yakıt} \quad (3.6)$$

$L = 1,7 \cdot 0,49 = 0,833 \text{ kg hava} / \text{kg yakıt}$ olarak hesaplanır.

Taze dolgu yakıt-hava karışımı 1 kg yakıt artı havadan oluştuğu için mol (M_1) miktarı;

$$M_1 = \frac{1}{m_y} + L = \frac{1}{m_y} + \lambda \cdot L_o \text{ kmol} / \text{kg yakıt} \quad (3.7)$$

Dizel yakıt için $m_y = 190 \text{ kg/kmol}$ ise;

$$M_1 = 0,84 \text{ kmol} / \text{kg yakıt} \text{ olarak bulunur.}$$

Yanma ürünlerin bileşim miktarı:

Stokiyometrik yakıt-hava karışımının ($\lambda = 1$) tam yanma ürünleri: karbondioksit CO_2 , su buharı H_2O ve azot N_2 bileşimleridir. Dizel motorları fakir yakıt-hava karışımında ($\lambda > 1$) kullanıldığından yukarıda sıralananların yanı sıra artık oksijen O_2 de vardır. Buna göre sıvı yakıtın yanma ürün miktarı:

$\lambda \geq 1$ iken:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \text{ kmol/kg yakıt ve} \quad (3.8)$$

$$M_{CO_2} = C / 12, \quad M_{H_2O} = H / 2, \quad M_{O_2} = 0,208(\lambda - 1)L_o, \quad M_{N_2} = 0,792\lambda L_o$$

olarak hesaplanır [1].

$$M_{CO_2} = 0,0725; \quad M_{H_2O} = 0,0630; \quad M_{O_2} = 0,071; \quad M_{N_2} = 0,659 \text{ ve}$$

$$M_2 = 0,7308 \text{ olarak bulunmuştur.}$$

3.2.3 Çevre ve Atık Gaz Parametreleri

Aşırı doldurma kompresör çıkışındaki hava basıncı aşağıdaki sınırlar arasında kabul edilir[1]:

- Normal basınçlı aşırı doldurma $p_k \leq 1,5 p_0$

- Orta basınçlı aşırı doldurma $p_k = (1,5 - 2,5)p_0$
- Yüksek basınçlı aşırı doldurma $p_k \geq 2,5p_0$

Burada $p_k = 0,18 \text{ MPa}$ olarak alınmıştır.

Kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı aşağıdaki politropik denklem ile hesaplanır [1];

$$T_k = T_0 (p_k / p_0)^{(n_k - 1) / n_k} \quad (3.9)$$

Burada $n_k = 1,5 - 2$ doldurucu sıkıştırma politrop üssüdür. $n_k = 1,7$ [2] olarak alınmış ve $T_k = 373,23 \text{ K}$ olarak bulunmuştur.

Taze dolgu yoğunluğu[1];

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (287 \cdot T_k) \quad (3.10)$$

formülünden $\rho_k = 0,68 \text{ kg} / \text{m}^3$ olarak bulunur.

Artık gaz parametreleri (p_r , T_r) aşağıdaki ampirik formülden hesaplanır [1]:

$$p_r = 0,95 \cdot p_o \cdot \frac{p_k}{p_0} \text{ MPa} \quad (3.11)$$

Burada p_0 atmosfer basıncıdır

$p_r = 0,171 \text{ MPa}$ olarak bulunur.

Artık gaz sıcaklığı[1];

$$T_r = 1600 - 403 \cdot \lambda + 0,037 \cdot n - 7,38 \cdot \varepsilon \text{ } [^{\circ}\text{K}] \quad (3.12)$$

Burada $\lambda = 1,7$ hava fazlalık katsayısı, $n = 2400$ devir sayısı, $\varepsilon = 16,1$ sıkıştırma oranıdır.

$T_r = 996,7 \text{ } [^{\circ}\text{K}]$ olarak bulunmuştur.

3.2.4 Emme Süreci Gaz Parametrelerinin Hesaplanması

Pistonun ÜÖN 'den AÖN 'ye doğru hareketi sırasındaki emme zamanında silindirlere yalnızca hava emilmektedir. Bu süre içerisinde silindirler içinde bulunan basınç, $p_e = 0,085 - 0,095$ MPa civarındadır. Burada silindirlere daha fazla hava girebilmesi için emme supabının açılması üst ölü noktadan önce yapılır. Yine emme supabı kapanması geç yapılmaktadır.

Emme süreci sonu iş gazı basıncı (p_a , MPa) aşağıdaki formül ile hesaplanır (η_v değeri belli ise) [1]:

Burada ΔT taze dolgunun emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ek ısıdan kaynaklanan sıcaklık artışıdır. Dizel motorlarında aşırı doldurma olduğunda $\Delta T = -5 \div 10$ K arasındadır. Bu hesaplarda $\Delta T = 10$ K olarak alınmıştır.

Motordaki emme basınç kaybı;

$$Dp_a = (\beta^2 + \xi_{in}) \cdot w_{in}^2 \times 10^{-6} / 2 [MPa] \quad (3.13)$$

formülünden bulunur. Burada $(\beta^2 + \xi_{in}) = 2,7$ ve $w_{in} = 50 [m/s]$ olarak alınmıştır [2]. β emme hava girişi hız katsayısı, ξ_{in} ise emme portunun direnç katsayısıdır.

Emme sonu gaz basıncı;

$$p_a = p_k - Dp_a = 0,174 [MPa] \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Dört zamanlı dizel motorlarında emme sonu gaz basıncı $p_a = (0,82 \div 0,97)p_o$ aralığında değişmektedir [1].

Egzoz zamanı sonunda, silindirde bir miktar artık gaz kalmaktadır. Bu gazların basıncı p_r , sıcaklıkları T_r , kütleleri ise m_r . Artık gaz katsayısı γ_r ile tanımlanır. Artık gazlar katsayısı aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$\gamma_r = p_r (T_o + \Delta T) / T_r (p_a - p_r) \quad (3.14)$$

Dizel motorlarında $\gamma_r = 0,03 - 0,06$ değerleri arasında değişir [1]. Burada $\gamma_r = 0,025$ olarak bulunmuştur.

Emme sonu iş gazı sıcaklığı T_a aşırı doldurma olduğunda;

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) [^{\circ}K] \quad (3.15)$$

formülü ile hesaplanır.

Burada $T_a = 398,16 [^{\circ}K]$ olarak bulunmuştur.

Çalıştığımız dizel motorunda volumetrik verim $\eta_v = 0,944$ 'dür.

3.2.5 Sıkıştırma Süreci Gaz Parametrelerinin Hesabı

Sıkıştırma politrop üssü sabit ($n_1 = \text{sabit}$) kabul edilirse:

$$p_a V_a^{n_1} = p_x V_x^{n_1} = p_c V_c^{n_1} \quad (3.16)$$

$$T_a V_a^{n_1} = T_x V_x^{n_1} = T_c V_c^{n_1} \quad (3.17)$$

politropik bağıntıları yazılabilir [1].

Bu denklemlerden yararlanılarak sıkıştırma sonu basınç (p_c) ve sıcaklık (T_c) aşağıdaki formüllerden hesaplanır:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} [MPa] \quad (3.18)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} [^{\circ}K] \quad (3.19)$$

Sıkıştırma politropik üssü adyabatik üssüne (k_1) bağlı olarak dizel motorlarında $n_1 = (k_1 + 0,02) \div (k_1 - 0,02)$ sınırlar arasında değişir [1].

Adyabatik üs:

$$k_1 = mc_p / mc_v = 1 + 8,315 / (mc_v)_{t_0}^{t_c} \quad (3.20)$$

(Burada, $(mc_v)^{t_c}$ - yakıt-hava karışımının ortalama molar özgül ısısıdır) formülünden bulunur [1].

$n_1 = 1,36$ ve $k_1 = 1,377$ olarak alınmıştır.

Sıkıştırma sonu basınç $p_c = 7,63 [MPa]$, sıkıştırma sonu sıcaklık $T_c = 1082,7 [^{\circ}K]$ olarak hesaplanır.

Karışımın ortalama molar özgül ısısı $(mc_v)^{tc}$;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 0,002638 \cdot t_c [kJ / kmol^{\circ}C] \quad (3.21)$$

$$t_c = 809,73 [^{\circ}C]$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 22,736 [kJ / kmol^{\circ}C]$$

3.2.6 Silindir İçi Parametrelerinin Hesaplanması

Yakıtın yanma hızının veya “yanma kanununun” motorun performansına, azot oksit (NO) ve gürültü emisyonlarına etkisini teorik olarak araştırmaya imkan veren bir matematik model oluşturulmuştur.

Silindir İçi Basıç (p_j) ve ortalama sıcaklık (T_j) yanmanın başladığı andan sonra Vibe fonksiyonu kullanılarak hesaplanır. Bu modelin temel denklemleri aşağıdaki gibidir [3,4]:

- Termodinamiğin I. Kanunu

$$dU = \xi_d (H_u - \Delta H_u) gdx - dQ_w - pdV \quad (3.22)$$

- İdeal gaz denklemi

$$pdV = GRdT \quad (3.23)$$

- Piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi denklemi;

$$V = F_p \omega \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_s} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_s} \sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (3.24)$$

Bu denklemlerde:

U : Gazların iç enerjisi, kJ/kg yakıt;

Q_H : Yanma ile açığa çıkan ısı, kJ/kg yakıt;

Q_w : Soğutma ile atılan ısı, kJ/kg yakıt;

$F_p = \pi D^2/4$: Piston alanı, m^2 ;

$\omega = \pi n/30$: Krank milinin dönme hızı, $1/s$ (n : dönme sayısı d/dak);

$\lambda_s = r/l_s$: Biyel eğikliğidir (krank yarı çapı/biyel boyu).

Yanma ile açığa çıkan ısı

$$dQ_H = \xi_d \cdot H_u \cdot g_c \cdot dx \quad (3.25)$$

ile hesaplanır.

Burada:

ξ_d : Yanma ürünlerinin $\lambda_I = I'$ 'de ve T_z sıcaklığında disosyasyona bağlı kayıp katsayısı;

g_c : Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, $kg/\text{çevrim}$

x : Göreceli yanan yakıt kesri ("Yanma kanunu"), yanma başlangıcında $x=0$, yanma sonunda $x=1$.

- Dizel motorlarında x 'i basit yolla hesaplamamanın bir yolu Vibe fonksiyonunu kullanmaktır:

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\alpha}{\alpha_z} \right)^{m+1} \right] \quad (3.26)$$

Burada, m - yanma hızının değişimini ("Yanma karakterini") gösteren Vibe parametresi, α_z - krank mili açısı ($^\circ KMA$) olarak yanma süresidir.

- Püskürtülen yakıt tutuşana kadar belirli bir süre geçmektedir. İndiksiyon periyodu α_i olarak adlandırılan bu parametre Tolstoy formülü ile hesaplanabilir:

$$\alpha_i = 6n \sqrt{\left(\frac{V_0 - V_c}{V_s} + \frac{1}{\varepsilon}\right) \frac{T_0}{p_0}} \cdot 10 \cdot \beta^* \exp \left[\left(\frac{V_0 - V_c}{V_s} + \frac{1}{\varepsilon}\right)^{n_1 - 1} \frac{E}{RMT_0} \right] \quad (3.27)$$

Burada

V_0 , V_c ve V_s : sırasıyla, yakıt püskürtme başlangıcında, sıkıştırma süresinin sonunda ve emme supabının kapandığı anlardaki silindir hacmi, m^3 ;

ε : Sıkıştırma oranı;

p_0 , T_0 : Atmosfer basıncı, Pa ve sıcaklığı, K ;

E : Kullanılan yakıtın aktivasyon enerjisi, $J/kmol$;

R : Evrensel gaz sabiti, $J/molK$;

$n_1 = (k - 0,02)$: Politropik üs ($k = C_p/C_v$);

$\beta = (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n) \cdot 12 \cdot 10^{-5}$: motorun dönme sayısı n 'e bağlı ampirik bir katsayıdır.

- Soğutma sistemine atılan ısı Newton-Rihman formülü ile hesaplamak olur:

$$dQ_w = \alpha_t (T_i - T_w) F_w \frac{d\alpha}{6n} \quad (3.28)$$

Burada,

α_t : ısı transfer katsayısı, $kJ/m^2 \cdot ^\circ C$;

$F_w = F_k + F_p + F_s$: ısı transferine maruz toplam yüzey alanı, m^2 ;

F_k : yanma odasının üst yüzeyinin alanı, m^2 ;

F_p : pistonun yüzey alanı, m^2 ;

F_s : silindirin yüzey alanı, m^2 ;

$T_w = (T_p F_p + T_k F_k + T_s F_s) / F_w$: ısı transferi yapan yüzeylerin ortalama sıcaklığıdır.

Silindir alanının pistonun hareketine bağlı olarak değişmesi $F_s = \pi \cdot D \cdot S_x(\alpha)$ formülüyle hesaplanabilir. Fakat 3.28 formülündeki ısı transfer katsayısı α_t ,

pistonun T_p , kafanın T_k ve silindirin T_s sıcaklıklarının değerlerini bulmak amacıyla mevcut motorlar üzerinde kolay olmayan deneysel çalışmalar yapmayı talep etmektedir. Bu yüzden yeni tasarlanacak dizel motoru için küçük bir hata ile Denklem 3.22'deki (dQ_w+pdV) parametresini (soğutma sistemine ısı transferi ortamında sıkıştırma ve genişleme süreçlerinin toplam işi) politrop süreçlerin işi gibi aşağıdaki formülle de hesaplamak mümkündür:

$$dQ_w+pdV=p_j V_j [1-(V_j/V_{j+1})^{n-1}]/(n-1) \quad (3.29)$$

Burada,

n – sıkıştırma ($n_1=1,36$) ve genişleme ($n_2=1,26$) süreçlerinde politrop üssüdür.

Supapların kapalı olması durumunda silindir içindeki ortalama basınç ve sıcaklık hesaplama adımı $\alpha \leq 0,5$ °KMA alınarak, sayısal yöntemle aşağıdaki formüllerle hesaplanabilir;

$$dT = \frac{dU}{(mC_v)_{t_0}^{t_i} \cdot M} \quad (3.30)$$

$$p = \frac{R_m MT}{V} \quad (3.31)$$

Burada,

M : İş gazın miktarı, $kmol/kg$ yakıt;

$(mC_v)_{t_0}^{t_i}$: İş gazın moleküler özgül ısısı, $kJ/kmol^\circ C$.

- Yanma işleminde basınç gradyanının maksimum degerine $(dp/d\alpha)_{max}$ (MPa/san) bağlı olarak motor gürültüsünü desibel cinsinden [dB(A)] belirleyen ampirik bağıntı;

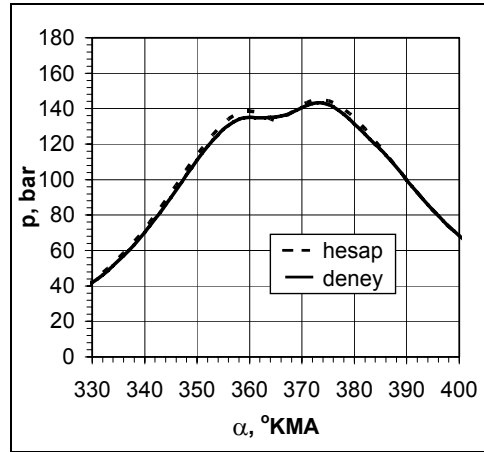
$$G=87+0,85(dp/d\tau)_{max} \text{ dB(A)} \quad (3.32)$$

Bu bağıntı M.F.Russell tarafından LUKAS Industries Noise Center'de çeşitli dizel motorları kullanılarak motor gürültüsü ile basınç gradyanı arasında var olan bağlantının deneysel olarak açıklanmış verileri esasında elde edilmiştir. Bu denklemden de görüldüğü gibi, motor gürültüsü yanma zamanı basınç gradyanının (veya yanma hızının) maksimum değeri ile lineer olarak değişmektedir [3].

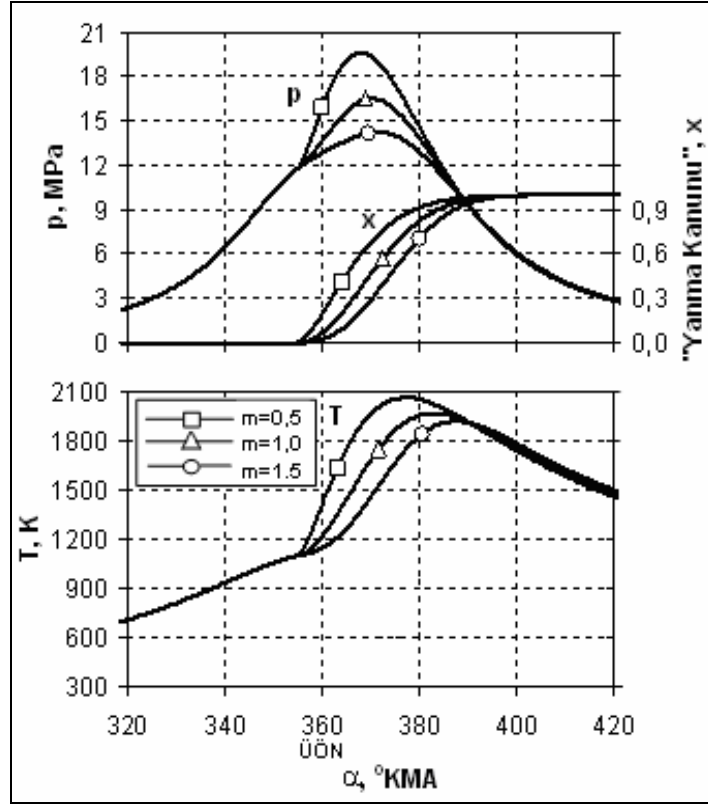
Önerilen matematik modelin yardımıyla Common Rail'e sahip bir motorun Rail püskürtme basınçları ile çalıştığı rejim parametreleri temel alınarak teorik indiktor diyagramları belirlenmiştir (Şekil 3.1). Bu diyagramlarla test sonucu elde edilen deneysel indiktor diyagramları birbiriyle karşılaştırılarak önerilmiş matematik modelin hem gerçekçi olup olmadığı tespit edilmiş, hem de Common Rail yakıt püskürtme sistemine sahip olan direkt püskürtmeli motorlarda oluşan “yanma kanunu” ve Vibe denklemi parametrelerinin (m , α_z) değerleri bulunmuştur [3].

Yanma hızını belirleyen Vibe parametrelerinin motorun performans ve emisyon değerlerine etkisini incelemek için önerilen matematik modelin yardımıyla bir dizi hesaplamalar yapılmıştır. Bir örnek olarak Şekil 3.2'de Vibe parametreleri $m = 0,5$, $1,0$, $1,5$ ve $\alpha_z = 50^\circ$ değerlerinde yanan yakıtın kütleli kesri (x), yanma basıncı ve sıcaklığın (p , T) KMA (α) bağlı olarak teorik değişim grafikleri gösterilmiştir [4].

Buradan görüldüğü gibi, aşırı hızlı yanma ($m=0,5$) gerçekleştirildiğinde yanma basıncı $p=19,5$ MPa civarında olmaktadır. düşük hızlı yanma kanunu ($m=1,5$) gerçekleştirildiğinde ise yanma basıncı $p=14,5$ MPa değerine ulaşır. Şüphesiz, bu durumda motorun performans kalitesi de doğal olarak kötüleşmektedir [4].

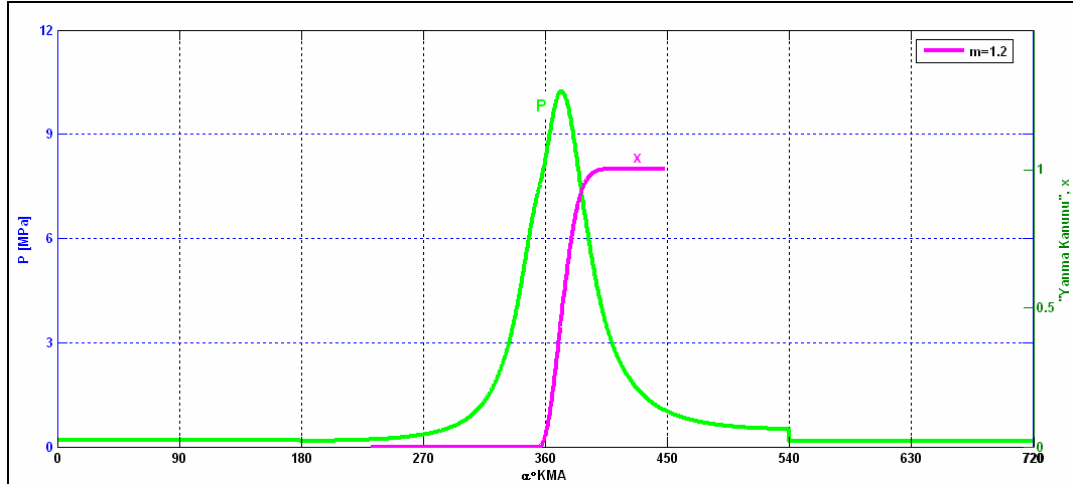


Şekil 3.1 : Deney ve hesaplama ile elde edilen indiktor diyagramları [3].

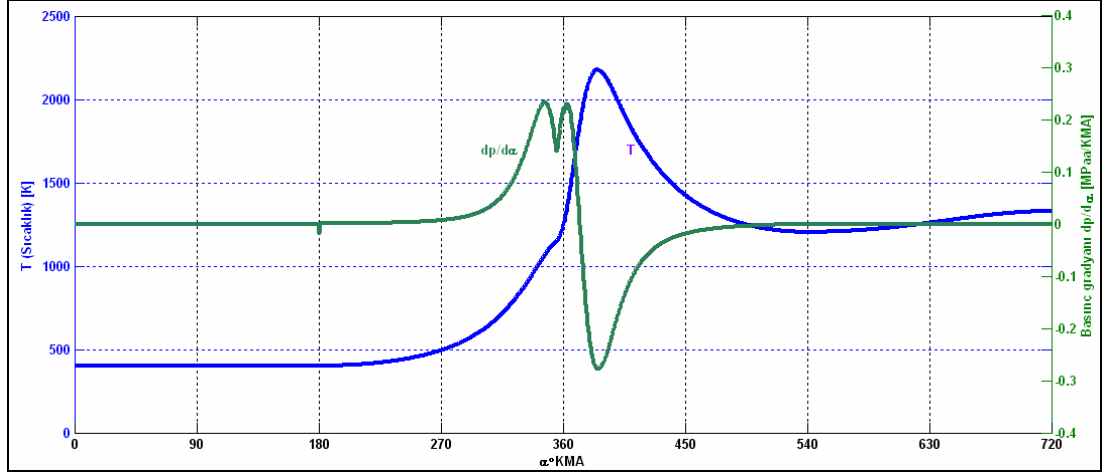


Şekil 3.2 : Farklı yanma hızlarında yanma kesri x ve p - T 'nin KMA'na göre değişimi [4]

Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'de üç silindirli, aşırı doldurmalı traktör motoru için matematik model sonucu elde edilen sonuçlar görülmektedir.



Şekil 3.3: İndikatör Diyagramı ve $m=1,2$ için Yanan Yakıt Kesri.



Şekil 3.4: Basınç gradyanına bağlı olarak motor gürültüsünün ($dp/d\alpha$) ve silindir sıcaklığının (T) KMA'na bağlı olarak değişimi

Şekil 3.2'den anlaşılabileceği gibi Vibe katsayısı (m) küçüldükçe basınçlar daha yüksek değerlere ulaşmaktadır, maksimum sıcaklık artmaktadır. Ancak küçük m değerlerinde aynı krank açısındaki değerler düşmektedir. Başka bir ifadeyle büyük m değerlerinde yüksek sıcaklıklar egzozu doğru kaymakta ve çevrim kötüleşmektedir. Bu durum büyük m değerlerinde basınçların hızla azalmasına yol açmaktadır.

Optimum yanma kanunu'na göre $m=1,2$ ve $\alpha_z = 50^\circ$ değerlerinde 3 silindirli, aşırı doldurulmalı dizel motorunda maksimum basınç 10,2 MPa ve maksimum sıcaklık 2170 K olarak bulunmuştur.

Motordaki yanmadan kaynaklanan gürültü yanma hızına, dolayısıyla basınç gradyanına bağlı olduğu için bu parametre çok önemlidir. Basınç gradyanı silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi olarak alınmıştır. Hızlı yanma durumunda yani m değerinin büyük olması halinde basınç gradyanı da artarak gürültü değeri de artar. Optimum yanma kanunu kullanılarak basınç gradyanı ve buna bağlı olarak gürültü değeri olması gereken değerler arasında kalmıştır.

3.3 İndike Parametrelerin Hesaplanması

Motorun indike parametreleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Ortalama indike basıncı p_i ,
- İndike gücü N_i , indike verimi η_i
- İndike özgül yakıt tüketimi g_i

3.3.1 Ortalama İndike Basınç

Dizel motorlarında ortalama indike basınç; emme ve egzoz süresince pompalama kayıplarının ortalama basıncının gözönüne alınmasıyla;

$$P_i = \left(\frac{Q_w}{V_h \cdot 1000} \right) - (P_r - P_a) \text{ [MPa]} \quad (3.33)$$

$$P_i = 1,33 \text{ [MPa]}$$

3.3.2 İndike Güç

Dizel motorlarında indike güç (3.34) bağıntısına göre hesaplanır;

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot 1000}{30 \cdot \tau} \text{ [kW]} \quad (3.34)$$

$$N_i = 60,5 \text{ [kW]}$$

$$N_i = 82,2 \text{ [BG]}$$

Burada:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \text{ - silindir strok hacmi, l (dm}^3\text{);}$$

i - silindir sayısı;

n - motor dönme hızı, 1/dak;

τ - çevrim zaman sayısı (iki zamanlı motorda $\tau=2$, dört zamanlılarda ise $\tau=4$).

3.3.3 İndike Verim

Dizel motorlarında indike verim (3.34) bağıntısına göre hesaplanır;

$$\eta_i = \frac{P_i l_0 \lambda}{H_u \rho_0 \eta_v} \quad (3.35)$$

$$\eta_i = 0,48$$

3.3.4 İndike Özgöl Yakıt Tüketimi

Dizel motorlarında indike özgöl yakıt tüketimi (3.36) bağıntısına göre hesaplanır;

$$b_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} [g / kW \cdot saat] \quad (3.36)$$

$$b_i = 176,6 [g / kW \cdot saat]$$

3.4 Efektif Parametrelerin Hesaplanması

Motorun *efektif parametreleri* aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- ortalama efektif basınç p_e ,
- efektif güç N_e ,
- döndürme momenti M_e ,
- mekanik verim η_m ,
- efektif verim η_e
- efektif özgöl yakıt tüketimidir g_e .

3.4.1 Ortalama Efektif Basınç

Dizel motorlarında ortalama efektif basınç (3.37) bağıntısına göre hesaplanır;

$$P_e = P_i - P_m \quad (3.37)$$

Burada,

$$P_m = 0,13 + \left(\frac{0,0118 \cdot S \cdot n}{30} \right) [MPa] \quad (3.38)$$

mekanik (sürtünme ve yardımcı mekanizmalara giden) ve pompalama kayıpları içeren ortalama mekanik basınç ifadesini veren bir amprik formül kullanılır.

$$P_e = 1,106 [MPa].$$

olarak bulunur.

3.4.2 Efektif Güç

Dizel motorlarında ortalama efektif güç (3.39) bağıntısına göre hesaplanır;

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot 1000}{30 \cdot \tau} \quad [kW] \quad (3.39)$$

$$N_e = 52,1 \quad [kW]$$

$$N_e = 70,9 \quad [BG]$$

3.4.3 Döndürme Momenti

Dizel motorlarında döndürme momenti (3.40) bağıntısına göre hesaplanır;

$$M_e = 9554,14 \frac{N_e}{n} [Nm] \quad (3.40)$$

$$M_e = 207 [Nm] \quad (n=2400d/d)$$

3.4.4 Mekanik Verim

Dizel motorlarında mekanik verim (3.41) bağıntısına göre hesaplanır;

$$\eta_m = P_e / P_i \quad (3.41)$$

$$\eta_m = 0,83$$

3.4.5 Efektif Verim

Dizel motorlarında mekanik verim (3.42) bağıntısına göre hesaplanır;

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (3.42)$$

$$\eta_e = 0,40$$

3.4.6 Efektif Özgül Yakıt Tüketimi

Dizel motorlarında efektif özgül yakıt tüketimi (3.43) bağıntısına göre hesaplanır;

$$b_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \cdot 10^3 [g / kW \cdot saat] \quad (3.43)$$

$$b_e = 212,5 \quad [g / kW \cdot saat]$$

3.4.7 Saatteki Yakıt Tüketimi

Dizel motorlarında saatteki yakıt tüketimi aşağıdaki bağlantıya göre hesaplanır;

$$G_y = N_e \cdot b_e \cdot 10^{-3} \text{ k[g / saat]} \quad (3.44)$$

$$G_y = 10,68 \text{ k[g / saat]}$$

Doğal emişli motorla aşırı doldurmalı motoru karşılaştırdığımızda Tablo 3.2’de görüldüğü gibi aşırı doldurma yapılan motorda motor hacmi değişmeden yakıt tüketimi, verim, güç bakımından oldukça önemli avantajlar sağlanmıştır.

Tablo 3.2: Doğal Emişli ve Aşırı doldurmalı Motorun Karşılaştırılması

		Doğal Emişli	Aşırı Doldurma	%
İndike Basınç	pi [MPa]	1,0025	1.3302	33
İndike Güç	Ni [kW]	45.593	60.496	33
İndike Verim	ηi	0.46	0.48	4
İndike Özgül Yakıt Tüketimi	bi [g/kWsaat]	181.37	176.65	3
Ort. Efektif Basınç	Pe [MPa]	0.778	1.1058	41
Efektif Güç	Ne [kW]	36.66	52.108	42
Döndürme Momenti	Me [Nm]	145.96	207.43	42
Mekanik Verim	ηm	0.776	0.8313	7
Efektif Verim	ηe	0.363	0.399	11
Efektif Özgül Yakıt Tüketimi	be [kg/kWsaat]	233.68	212.5	9
Saatteki Yakıt Tüketimi	Gy [kg/saat]	8.2691	10.687	29

4. MUKAVEMET HESAPLARI

4.1 Piston-Biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler

Piston-Biyel Mekanizmasının Piston, Piston Pernosu, Biyel, Krank Mili detaylarının dayanıklılık kontrolü hesapları [2] kaynaklarında verilmiş son gelişme metotlardan yararlanarak yapılmıştır. Dayanıklılık hesapları motorun tam yük ve hızla çalışma rejiminde söz konusu olan detaylara etki eden kuvvetler esasında yapılır. Şekil 4.1’de Piston-Biyel Mekanizmasına etki eden kuvvetlerin şeması gösterilmiştir. Bu kuvvetler aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

Gaz Basınç Kuvveti;

$$P_z = (p_j - p_0) F_p \text{ [MN]} \quad (4.1)$$

Burada, p_j - silindir içi gaz basıncı (MPa), p_0 - atmosfer basıncı (MPa) ve $F_p = \pi D^2/4$ – pistonun yüzey alanıdır (m^2).

Git-gel yapan Piston grubu detaylarının (piston, segmanlar, perno ve biyelin üst başlığı) atalet kuvveti;

$$P_j = -m_j \omega^2 \frac{S}{2} (\cos \alpha + \lambda_b \cos 2\alpha) \text{ [MN]} \quad (4.2)$$

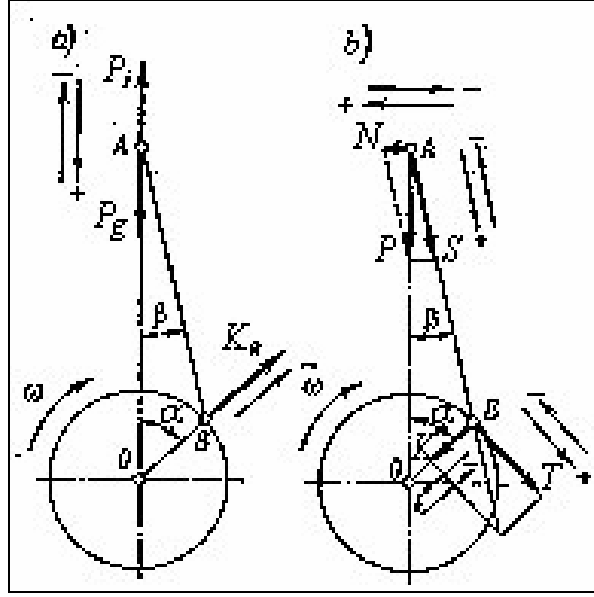
Burada, $m_j = m_p + 0,33m_b$ -piston grubun kütlesi (kg), $\omega = \pi n/30$ –krank milinin açısal hızı (rad/san), S – piston stroku (m), α – krank mili açısı (KMA) ve $\lambda_b = R/L_b$ – biyel etkinliğidir. Söz konusu olan motorda $m_p = 2,27$ kg, $m_b = 2,08$ kg ve $\lambda_b = 0,267$.

Silindir eksenine boyunca etki eden toplam kuvvet;

$$P = P_z + P_j \text{ [MN]} \quad (4.3)$$

Biyel boyunca etki eden kuvvet;

$$S_b = P \cdot [1 + 0,25\lambda_b^2 (1 - \cos 2\alpha)] \text{ [MN]} \quad (4.4)$$



Şekil 4.1: Krank-Biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler [2]

Krank milini döndüren teğetsel kuvvet;

$$T = P(\sin \alpha + 0,5\lambda_b \sin 2\alpha) [MN] \quad (4.5)$$

Krank boyunca etki eden radyal kuvvet;

$$K = P[\cos \alpha - 0,5\lambda_b (1 - \cos 2\alpha)] [MN] \quad (4.6)$$

Krank boyunca etki eden merkezkaç atalet kuvveti;

$$K_R = m_R \omega^2 S / 2 \quad [MN] \quad (4.7)$$

Burada, $m_R=4,2$ kg– krankın biyel muylu merkezindeki parçaların kütlesidir.

Motorun tam yük ve hız ($n=2400$ dak-1) rejiminde bu kuvvetlerin KMA 'a bağlı olarak değişimi Tablo 4.1 ve Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Aşağıda bu kuvvetler baz alınarak söz konusu olan motorunun Piston-Biyel Mekanizması detaylarının dayanıklılık hesap sonuçları verilmiştir.

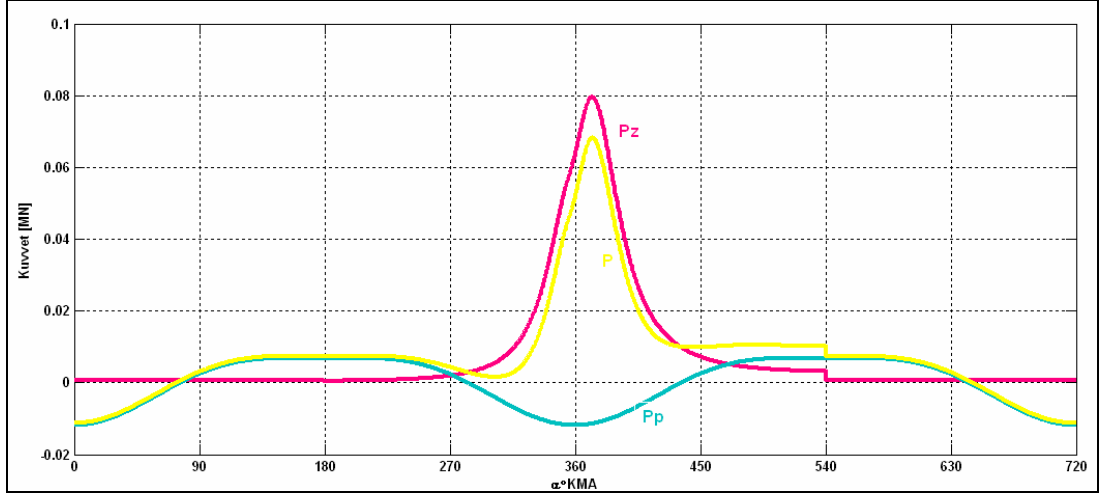
Tablo 4.1: Piston-Biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler

Krank mili açısı, °KMA	Cari basınç, MPa	Gaz kuvveti, MN	Git-gel parçaların atalet kuvveti, MN	Pistona etki eden toplam kuvvet, MN	Ana muyluya etki eden kuvvet, MN	Teğet kuvvet, MN
α	p_i	P_z	P_j	$P=P_z+P_j$	K	T
0	0,17433	0,00058378	-0,01183	-0,011246	-0,009745	0
20	0,17433	0,00058378	-0,010684	-0,0101	-0,008458	-0,0043211
40	0,17433	0,00058378	-0,0075856	-0,0070018	-0,0052014	-0,0054212
60	0,17433	0,00058378	-0,0034221	-0,0028383	-0,0016086	-0,0027862
80	0,17433	0,00058378	0,00072129	0,0013051	0,00039034	0,0013448
100	0,17433	0,00058378	0,003964	0,0045478	-0,0002192	0,0042711
120	0,17433	0,00058378	0,0059151	0,0064988	-0,0028156	0,0048768
140	0,17433	0,00058378	0,0067197	0,0073035	-0,0057641	0,0037344
160	0,17433	0,00058378	0,0068643	0,007448	-0,0077606	0,0019082
180	0,17433	0,00058378	0,0068441	0,0074279	-0,0084195	6,6678E-19
200	0,17063	0,0005547	0,0068643	0,007419	-0,0077303	-0,0019008
220	0,18755	0,00068762	0,0067197	0,0074074	-0,0058461	-0,0037875
240	0,22236	0,00096104	0,0059151	0,0068761	-0,0029791	-0,0051599
260	0,28987	0,0014912	0,003964	0,0054553	-0,00026294	-0,0051233
280	0,42736	0,0025711	0,00072129	0,0032924	0,00098474	-0,0033927
300	0,74169	0,0050398	-0,0034221	0,0016178	0,00091688	-0,0015881
320	1,5923	0,011721	-0,0075856	0,0041352	0,0030719	-0,0032017
340	4,1758	0,032011	-0,010684	0,021328	0,01786	-0,0091247
360	8,2356	0,063897	-0,01183	0,052067	0,045116	-1,6158E-17
372	10,241	0,079645	-0,011411	0,068235	0,058422	0,017892
380	9,2346	0,071743	-0,010684	0,061059	0,051133	0,026123
400	4,3508	0,033386	-0,0075856	0,0258	0,019166	0,019976
420	2,1258	0,015911	-0,0034221	0,012489	0,0070781	0,01226
440	1,2626	0,0091307	0,00072129	0,009852	0,0029467	0,010152
460	0,8737	0,0060766	0,003964	0,010041	-0,00048395	0,0094297
480	0,67905	0,0045479	0,0059151	0,010463	-0,0045331	0,0078515
500	0,57742	0,0037497	0,0067197	0,010469	-0,0082627	0,0053532
520	0,52765	0,0033588	0,0068643	0,010223	-0,010652	0,0026192
540	0,51265	0,0032409	0,0068441	0,010085	-0,011431	2,7159E-18
560	0,171	0,00055763	0,0068643	0,0074219	-0,0077333	-0,0019015
580	0,171	0,00055763	0,0067197	0,0072774	-0,0057435	-0,003721
600	0,171	0,00055763	0,0059151	0,0064727	-0,0028043	-0,0048572
620	0,171	0,00055763	0,003964	0,0045217	-0,00021794	-0,0042465
640	0,171	0,00055763	0,00072129	0,0012789	0,00038252	-0,0013179
660	0,171	0,00055763	-0,0034221	-0,0028644	-0,0016234	0,0028118
680	0,171	0,00055763	-0,0075856	-0,0070279	-0,0052208	0,0054414
700	0,171	0,00055763	-0,010684	-0,010126	-0,0084799	0,0043323
720	0,171	0,00055763	-0,01183	-0,011272	-0,0097676	6,9963E-18

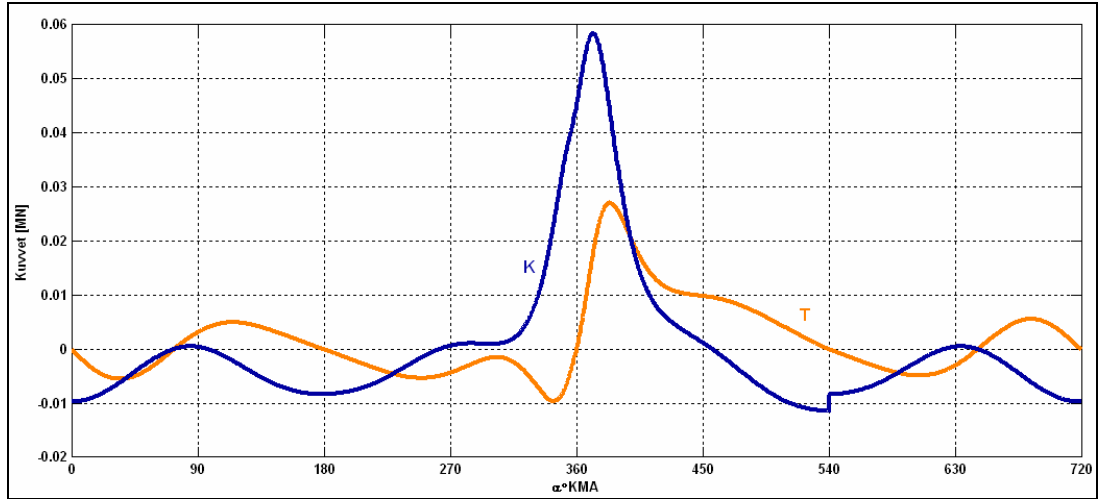
Aşırı doldurma oranı $p_k/p_0=1,8$;

Sıkıştırma oranı $\epsilon=16,1$;

vibe katsayısı $m=1,2$; $\alpha_z=50^\circ\text{KMA}$.



Şekil 4.2: Piston-biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler



Şekil 4.3: Krank mili muylusuna etki eden teğetsel (T) ve radyal (K) Kuvvetler

4.2 Piston-Biyel Mekanizmasının Dayanıklılık Hesabı

Bu bölümde Piston-Biyel Mekanizmasının Piston, Perno, Biyel ve Krank Mili detaylarının dayanıklılık kontrolü ile ilgili hesapların sonuçları verilmiştir.

4.2.1 Piston

Tasarlanan üç silindirli dizel motorun pistonu $D = 100 \text{ mm}$ çapında olup ana boyutları Şekil 4.4'de gösterilmiştir. Bu pistonun dayanıklılığı piston tablasının eğilme gerilmesine göre aşağıdaki formülle hesaplanır :

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = p_{\max} \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 \quad [MPa] \quad (4.8)$$

burada, $r_i = 0,015 \text{ m}$ – piston tablası alt yüzeyi yarıçapı, $\delta = 10.50 \text{ mm} = 0,0105 \text{ m}$ – tablanın ortalama kalınlığıdır.

Bu değerler ile;

$$\sigma_e = 10,241 \left(\frac{0,018}{0,0105} \right)^2 \approx 21 < \sigma_{esısın} = [20 - 25] [MPa] \quad (4.9)$$

olup alüminyum pistonlar için sınır değeri (20-25 MPa) içindedir. Böylece kullanılması öngörülen pistonun dayanıklılığı yeterli sayılabilir.

4.2.2 Piston Pernosu

Piston pernosu gaz basıncı ve atalet kuvvetlerinin etkisi altındadır:

$$P_{perno} = P_g + kP_j \quad (4.10)$$

burada, $k = 0,67$ – perno kütlesini piston grubu kütlesinden çıkarıldığını göz önüne alan katsayıdır. Değerler yerine koyulduğunda $P_{perno} = 0,082 - 0,67 \cdot 0,0079 = 0,0765 \text{ MN}$ bulunur. Bu kuvvetin etkisiyle perno ile biyel başı arasında ortaya çıkan özgül basınç değeri aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$q_{by} = \frac{P_{perno}}{d_{by} l_{by}} \quad (4.11)$$

burada, pistonda $d_{by} = 0,035 \text{ m}$ ve $l_{by} = 0,0235 \text{ m}$ - biyel başı delik çapı ve genişliğidir (Şekil 4.4). Değerler yerine konulduğunda;

$$q_{by} = 0,0765 / (0,035 \cdot 0,0235) = 92,9670 \text{ MPa} \quad (4.12)$$

Aşırı doldurmalı dizelerde özgül basıncın sınır değerleri [80–100] MPa'dır. Bu yüzden $d_{by} = 0,035 \text{ m}$ çaplı pernoda yeterli dayanıklılık elde edilebilir.

$$\sigma_{basma} = \frac{0,06826}{300} \cdot 10^6 = 228 \text{ MPa} \quad (4.14)$$

Biyel kolunun *çekme gerilmesi* aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$\sigma_{çekme} = \frac{P_{çekme}}{f_{min}} \quad (4.15)$$

burada, $P_{çekme} = P_j$.

Onda biyel kolunun *çekme gerilmesi* aşağıdaki değeri alacaktır;

$$\sigma_{basma} = \frac{0,0114}{300} \cdot 10^6 = 38 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

Biyel kolunun basma ve çekme gerilmesinin ortalama değerleri:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{basma} + \sigma_{çekme}}{2} = 133 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

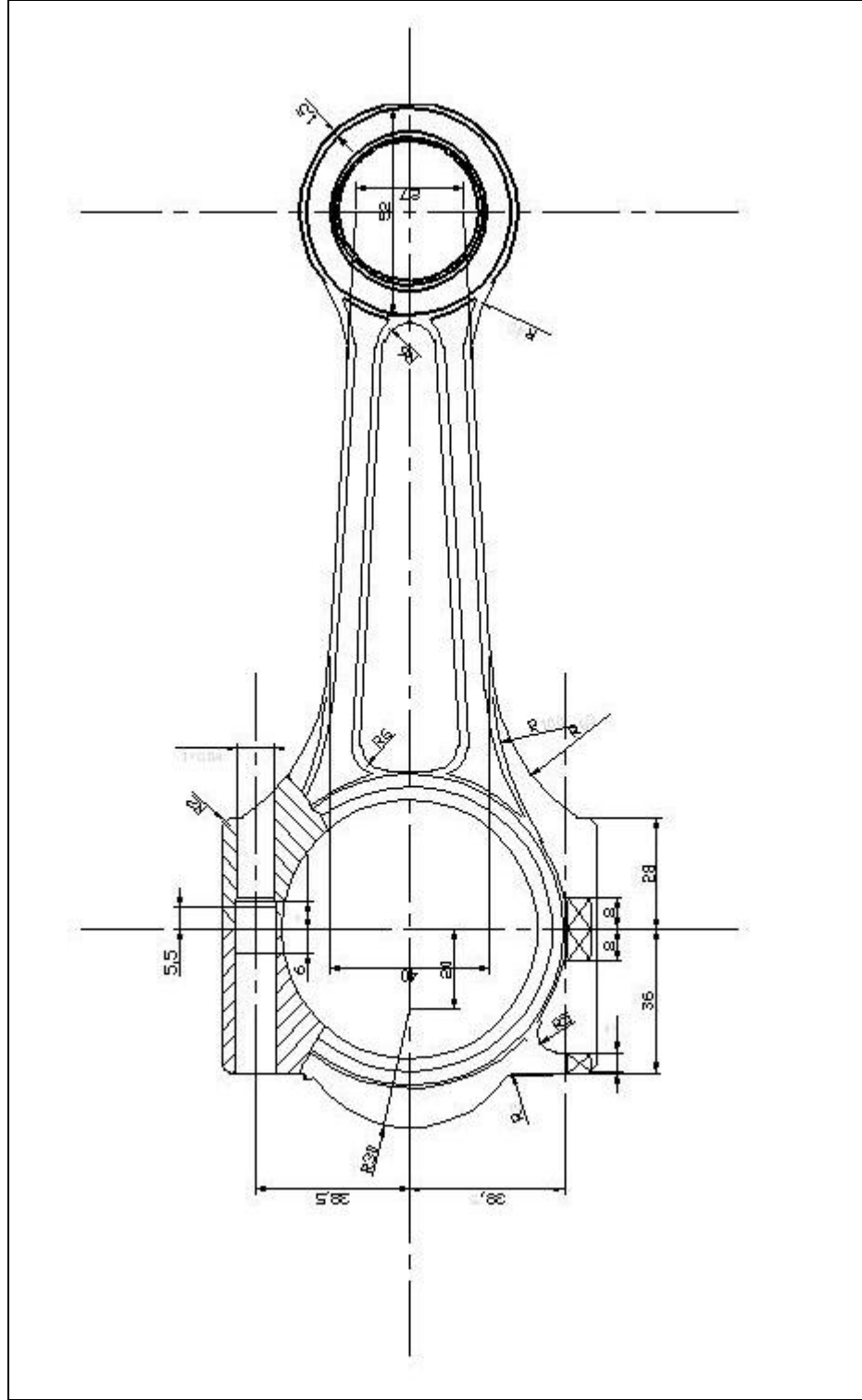
Dövme ile hazırlanan krom ve nikel katkılı özel çelikten imal edilen biyel kolu gerilmesinin sınır değerleri $\sigma = 230 - 350 \text{ MPa}$ 'dır. Biyelin dayanıklılığı *emniyet katsayısı*

$$k = \frac{\sigma}{\sigma_m} \geq 2 \dots 3 \quad (4.18)$$

olmalıdır [2]. Tasarlanan motor için seçilmiş Biyelin emniyet katsayısı

$$k = 350/133 = 2,631 \quad (4.19)$$

değerini almaktadır. Görüldüğü gibi, biyel kolunun dayanıklılığı yeterlidir.



Şekil 4.5: Biyel

4.3 Krank Mili Dayanıklılık Hesabı

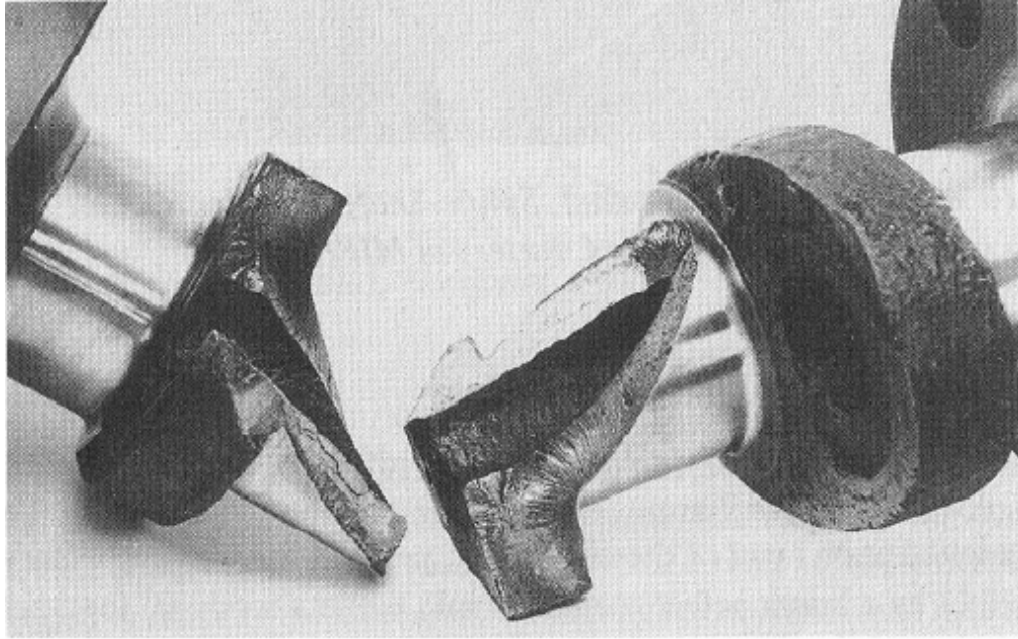
Krank Miline etki eden kuvvetler yönünü ve değerlerini iş çevrimi boyunca değiştirdiğinden dolayı onun yorulma dayanıklılığına göre hesaplanması gerekmektedir. Bu amaçla kullanılan malzemenin eğilmede ve burulmada yorulma

mukavemetleri, asimetrik sistemi eşdeğer gerilimli simetrik sisteme getirme katsayıları da hesaba katılmalıdır. Dökme Demir için bu özellikler:

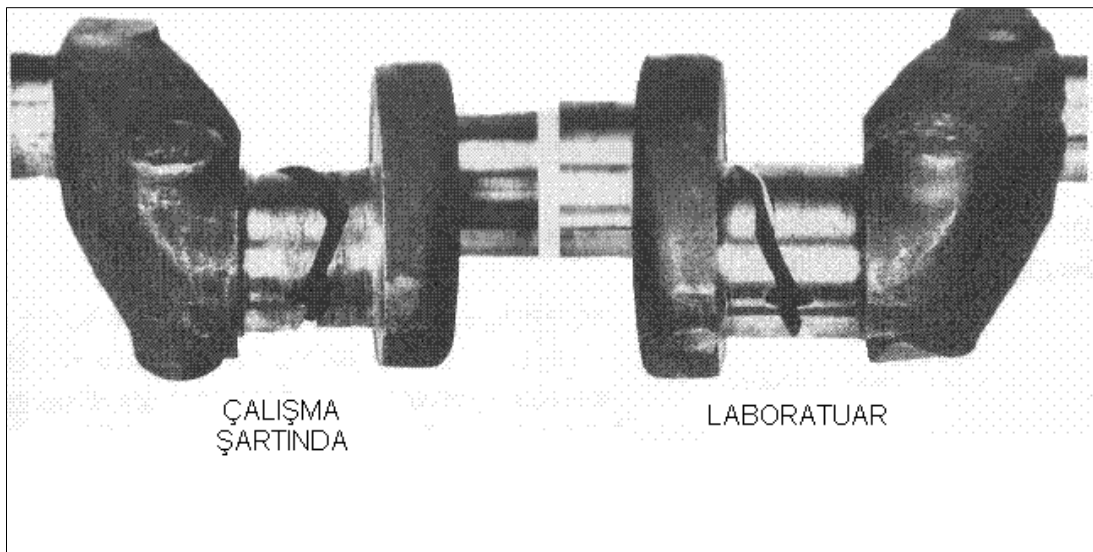
-eğilmede yorulma mukavemeti $\sigma_{-1} = (0,3 - 0,5)\sigma_{\phi}$, (4.20)

-burulmada yorulma mukavemeti $\tau_{-1} = (0,7 - 0,9)\sigma_{-1}$, (4.21)

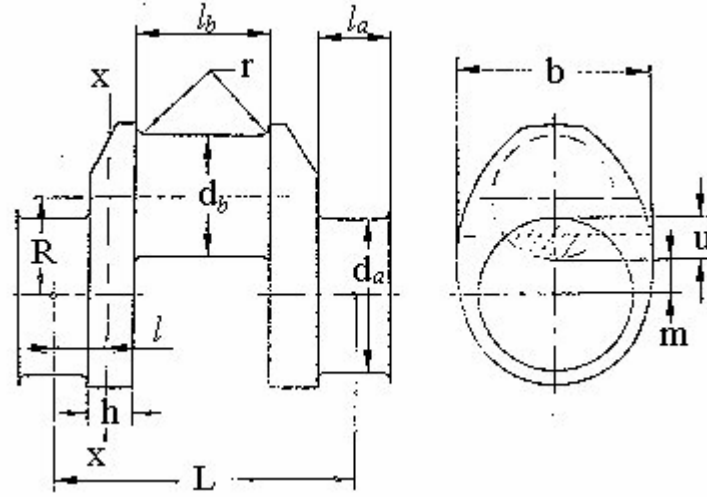
-simetrik sisteme getirme katsayısı: eğilmede $\alpha_{\sigma} = 0,3 - 0,7$ ve burulmada $\alpha_{\tau} = 0,5 - 0,7$ civarındadır[2,8].



Şekil 4.6 : Burulma sonucu meydana gelen kırılma [8].



Şekil 4.7 :Eğilme sonucu meydana gelen kırılma [8].



Şekil 4.8 : Krank mili

$d_b=60 \text{ mm}$, $l_b=37 \text{ mm}$, $d_a=65 \text{ mm}$, $l_a=39 \text{ mm}$, $R=S/2=50 \text{ mm}$, $r=5 \text{ mm}$, $h=22 \text{ mm}$, $b=98 \text{ mm}$, $u=22,50 \text{ mm}$, $m=20 \text{ mm}$, $L=120 \text{ mm}$, $l=30,50 \text{ mm}$

4.3.1 Krank Mili Malzemeleri

Krank mili imalatında ana yöntemler olarak döküm+talaşlı imalat, dövme+talaşlı imalat ve sadece talaşlı imalat kullanılmaktadır. Kullanılan bu yöntemler ve yöntemlere uygun malzemeler kullanım alanlarına göre çeşitli avantaj ve dezavantajlara sahiptir. Malzemelerin seçiminde iç yapılarından veya imalat yöntemlerinden gelen karakteristik özelliklere bakılır. Krank milleri çalışma koşullarına bağlı olarak yüksek sıcaklık, yüksek devir sayısı, korozif bir ortam, pistonlardan gelen darbe ve titreşimler, yataklardaki sürtünme gibi bir çok zorluklarla karşı karşıyadır. Dolayısıyla seçilecek malzeme de bu koşullara uyum sağlayabilecek özelliklerde olmalıdır [10].

Dökme demir eğilme mukavemeti yönünden zayıf olmakla beraber, konstrüksiyon yönünden çok faydalıdır. Bu tip krank mili yüzeyi sertleştirilmiş krank miline göre daha ucuzdur. Krank mili muylusu ve ana yatakların içi boş dökülebilir ve aynı şekilde karşı ağırlık krank mili ile beraber dökülür. Dökme demirde yapılan krank milinin yatak yüzeyi, ideal bir özelliği olup, nitrasyonlu çeliğin yüzeyine çok yakın bir özellik gösterir. Dökme demirden yapılan krank milinin bu faydasına karşılık, mukavemet yönünden zayıf olan özelliğini artırmak için ana muylu yatak çapları ve krank kolları normale göre daha büyük yapılır ve yuvarlanma çapları ile silindirler arası mesafe büyütülür. Ancak krank milinin büyümesi bazı mahzurlarla beraber

maliyetini de artırır. Dökme demirli krank milinin aşınma direnci yüksek olduğu için ana ve muylu yataklarda, kurşun-bronzlu ve bakır-kurşunlu yatak kullanılır. Bunlarda yaklaşık olarak 300 Brinell sertliği gerekmektedir [11].

Krank milinde malzemenin yüzey sertliği önemli olmakla beraber mukavemet de önemli olmaktadır. Esas olan yorulma mukavemetidir. Çelikte maksimum gerileme mukavemeti 6 ton/cm² nin üstünde gerilme mukavemeti olan malzeme çok azdır.

Krank mili malzemesi DIN 17200'e göre seçilmeli ve çekme mukavemetinin 800-950 MPa oluşuna ve yatak sertliğine göre ona uygun karbon miktarı içermelidir. Çekme mukavemetinin belirlenmesinde krank milinin büyüklüğünün de etkisi dikkate alınmalıdır. Büyük çaplı krank millerinde yüksek sertlik derecesi ancak alaşımlı çeliklerle sağlanabilir. En çok kullanılan krank mili çelikleri aşağıda sıralanmıştır [11].

Küçük çaplı çok yüklenmeyen krank milleri için CK 45, büyük çaplı fazla yüklenen krank milleri için (kamyon motorları gibi) 37 Cr4, 41 Cr4 veya 36 CrNiMo, yüksek dönme sayılı büyük güçlü motorlarda 55CrNiMo veya 42CrMo4 seçilebilir. Krank mili hammadde olarak dökme demir, nitrojen banyosunda yeterli sertlik seviyesine getirilmesine rağmen yüksek devirli dizel motorlarda kullanılmaz ama bazı benzin motorlarında kullanılmaktadır [11].

Tablo 4.2: Krank Mili için Kullanılan Malzemelerin Mukavemet Özellikleri

Malzeme	$\sigma_{\text{ç}}$ [MPa] (Çekme Dayanımı)	σ_{ak} [MPa] (Akma Dayanımı)	E [GPa] (Elastisite Modülü)	Poisson Oranı
GGG 60	552	379	175	0,275
GGG 80	827	621	180	0,28
DIN 17200	550-750	300-470	205	0,29

4.3.2 Krank Mili Biyel ve Ana Muylularının Mukavemet Hesabı

Motorun en ağır şartlarda çalışan bir parçası olarak krank milinin mukavemet hesabı iki aşamada yapılır. Birinci aşamada yapılacak hesabın amacı piston ÜÖN’ da olduğunda biyel kolu boyunca krank miline etki eden Basma Kuvveti ($P_{basma}=P_z+P_j=0,079-0,0114=0,0676 \text{ MN}$) biyel ve ana muylularında yaratabileceği basınç seviyesini belirlemektir.

$$p_{biyel} = P_{basm}/d_b l_b \text{ ve } p_{ana} = P_{basm}/d_a l_a \quad (4.22)$$

formülleri ile hesaplanan bu basıncın değerleri güvenlik açısından aşağıdaki koşulları sağlamalıdır:

$$\text{Turbo Şarjlı dizellerde } p_{day} < 35\text{-}55 \text{ MPa}. \quad (4.23)$$

Başak traktör motorunda biyel muylusu boyutları $d_b=0,060 \text{ m}$ ve $l_b=0,037 \text{ m}$ ve ana muylusu boyutları ise $d_a = 0,065 \text{ m}$, $l_a = 0,039 \text{ m}$ olduğunu nazara alırsak, krank mili yataklarında yaranabilecek basınç

$$p_{biyel}=0,06826/(0,060*0,037) = 30,74 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

$$p_{ana}=0,06826/(0,065*0,039) = 26,92 \text{ MPa}. \quad (4.25)$$

değerlerine ulaşır.

Görüldüğü gibi, optimum “Yanma Kanunu” kullanıldığında krank milinin biyel ve ana muylularının özgül basıncı sınır değeri [$35\text{-}55 \text{ MPa}$] altındadır, başka bir deyişle krank milinin seçilmiş yatak boyutları güvenlik açısından yeterlidir.

4.3.3 Krank Mili Yorulma Mukavemetinin Kolçin-Demidov Metodu Hesabı

Krank Milinin ikinci aşamada mukavemet hesabı Şekil 4.9’de gösterilmiş şema üzere “A” kesitinin dayanıklılık koşullarına uyup uymamasına göre yapılır. Bu kesit R_I reaksiyon kuvvetinin etkisiyle aynı zamanda hem eğilme, hem de basma-çekilme gerilmelerine maruz kalmaktadır. Reaksiyon kuvvetin değerleri aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$R_I=(K- K_R)/2 = \{P[\cos\alpha-0,5\lambda_b(1-\cos2\alpha)] - m_R \omega^2 S/2\}/2, \text{ MN} \quad (4.26)$$

Burada, K ve K_R - Krank boyunca etki eden radyal ve merkezkaç kuvvetlerdir. Tablo 4.1'den K 'nın maksimum ve minimum değerleri $K_{max}=0,058 \text{ NM}$ ve $K_{min}=-0,0098 \text{ MN}$ 'dir.

$$(R_1)_{max}=0,048 \text{ MN} \text{ ve } (R_1)_{min}=-0,0096 \text{ MN}$$

Bu kuvvetlerden kaynaklanan eğilme momentin maksimum ve minimum değerleri:

$$M_{max}=(R_1)_{max} * l = 0,048 * 0,0305 = 0,00074 \text{ MNm} = 1464 \text{ Nm}$$

$$M_{min}=(R_1)_{min} * l = -0,0096 * 0,0305 = -0,0003 \text{ MNm} = -292,8 \text{ Nm}$$

Şekil 4.9'de gösterilmiş "A" kesitinde meydana gelen normal gerilmenin maksimum ve minimum değerleri aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\sigma_{max} = M_{max}/W_{\sigma} + (R_1)_{max}/F("A") \quad (4.27)$$

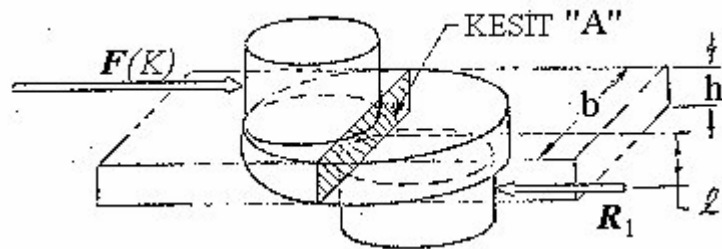
$$\sigma_{min} = M_{min}/W_{\sigma} + (R_1)_{min}/F("A"), \quad (4.28)$$

Burada, $W_{\sigma} = bh^2/6 = 7,9 * 10^{-6} \text{ m}^3$ - "A" kesitinin eğilmeye mukavemet momenti,

$F("A") = bh = 0,098 * 0,022 = 0,002156 \text{ m}^2$ - "A" kesitinin alanıdır. Buradaki gerilmenin değerleri:

$$\sigma_{max} = 0,00096/7,9 * 10^{-6} + 0,048/0,002156 = 144 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = -0,0003/7,9 * 10^{-6} - 0,0096/0,002156 = -33,5 \text{ MPa}$$



Şekil 4.9: Krank Milin "A" kesitine etki eden kuvvetlerin şeması.

Ortalama gerilme ve gerilme ampplitutu aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = (144 - 33,5)/2 = 55,25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 = (144 + 33,5)/2 = 88,75 \text{ MPa}$$

Krank milinin yorulmada güvenlik katsayıları aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

a) eğilme mukavemetine göre $n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_a + \alpha_{\sigma} \sigma_m)$ (4.29)

b) akma mukavemetine göre $n_{\alpha k} = \sigma_{ak} / (\sigma_a + \sigma_m)$ (4.30)

Bu formüllerden yararlanıp Krank Milinin Tablo 4.2’de verilmiş malzemeleri kullanıldığında güvenlik katsayıları aşağıda gösterilmiş seviyede belirlenmiştir.

GGG 60 malzemesi kullanıldığında:

$$n_{\sigma} = 200 / (83,1 + 0,6 * 49,6) = 1,77 \text{ ve } n_{\alpha k} = 370 / (83,1 + 49,6) = 2,78 \quad (4.31)$$

GGG 80 malzemesi kullanıldığında:

$$n_{\sigma} = 250 / (83,1 + 0,6 * 49,6) = 2,21 \text{ ve } n_{\alpha k} = 510 / (83,1 + 49,6) = 3,84 \quad (4.32)$$

DIN 17200 malzemesi kullanıldığında:

$$n_{\sigma} = 520 / (56 + 0,6 * 28,6) = 4,711 \text{ ve } n_{\alpha k} = 1000 / (83,1 + 49,6) = 7,53 \quad (4.33)$$

Bu hesap sonuçlarından görüldüğü gibi, Krank Mili malzemesi olarak GGG 60 gerekli dayanıklılığı sağlamamasına rağmen, GGG 80 güvenlik katsayıları yeterli derecededir. Krank mili malzemesi olarak pahalı olan çeliğe ekonomik bir alternatiftir.

4.3.4 Krank Milinin Üç Boyutlu Statik Analizi

ANSYS Workbench 10.0 programında biyel muylusuna gelen maksimum kuvvet baz alınarak, farklı malzemeler için her biyel muylusu için statik analiz yapılarak, sonuçlar statik mukavemet hesapları sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

4.3.4.1 Statik Mukavemet Hesabı

Silindir Çapı = 100 mm

$n = 2400 \text{ dev/dak}$

$N_e = 52 \text{ KW}$

$P_z=10,2 \text{ MPa}$ (silindir yüzeyine etkiyen basınç)

Silindirler arası açıklık;

$$L = 1,37 * D = 1,37 * 100 = 137 \text{ mm} \quad (4.34)$$

Krank Muyluları

$$L_K = 37 \text{ mm} , d_K = 60 \text{ mm}$$

Ana Yatak Muylusu

$$d_m = 65 \text{ mm} , L_m = 39 \text{ mm}$$

Krank Kolları

$$B = 98 \text{ mm} , H = 22 \text{ mm} , A_k = 120 \text{ mm} , R = 5 \text{ mm}$$

$$a_3 = \frac{L_m}{2} = \frac{39}{2} = 19,5 \text{ mm} \quad (4.35)$$

$$a_2 = \frac{L_m + H}{2} = \frac{39 + 22}{2} = 30,5 \text{ mm} \quad (4.36)$$

$$a_1 = \frac{L_m + L_K}{2} + H = 60 \text{ mm} \quad (4.37)$$

$$P_g = P_z \frac{\pi D^2}{4} = 10,2 * \frac{\pi * 100^2}{4} = 80110,6 \text{ N} \quad (4.38)$$

Ana Yatak Muylusunda Burulma

$$x = r \left(n + 1 - \cos \theta - \sqrt{n^2 - \sin^2 \theta} \right); \text{ Burada } n=r/L \text{ 'dir.} \quad (4.39)$$

$$M_d = F \frac{dx}{d\theta} \quad (4.40)$$

$$\frac{dx}{d\theta} = r \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\sqrt{n^2 - \sin^2 \theta}} \right) \quad (4.41)$$

$$M_d = F * r \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\sqrt{n^2 - \sin^2 \theta}} \right) \quad (4.42)$$

$$M_d \cong F * r \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2n} \right) \quad (4.43)$$

Bu formülde θ açısının yerine maksimum döndürme momentinin oluştuğu 90° değeri konularak hesaplamalar yapılırsa;

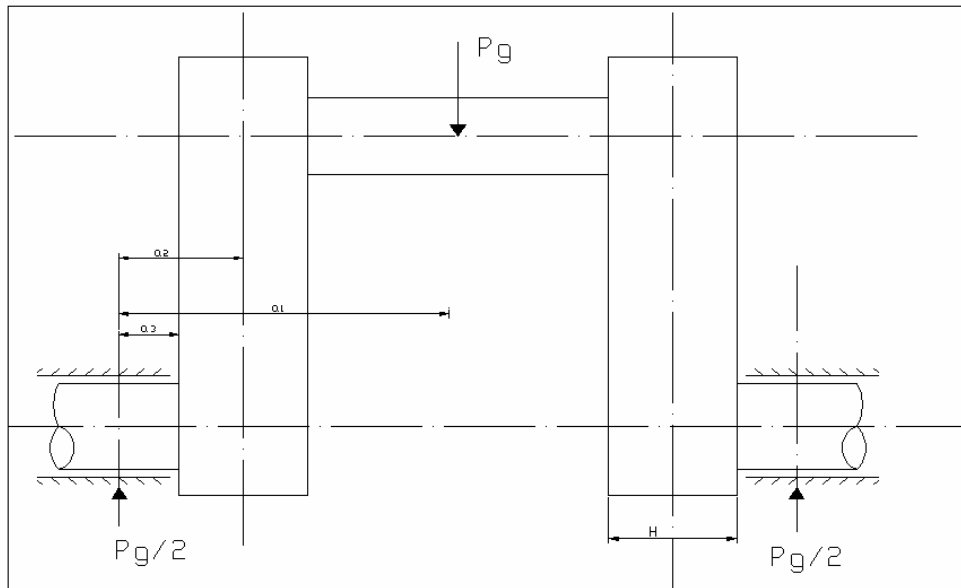
$$M_d = 80110,6 * 50 \left(\sin 90 + \frac{\sin 2 * 90}{2 * 4} \right) = 4005530 \text{ Nmm}$$

$$W_b = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi * 65^3}{16} = 53922,5 \text{ mm}^3 \quad (4.44)$$

$$\sigma_B = \frac{M_b}{W_b} = 74 \text{ MPa} \quad (4.45)$$

Bu değer emniyetli çalışma değerimizden küçüktür.

Ana Yatak Muylusunda Eğilme;



Şekil 4.10: Krank mili Kesiti

$$\sigma = \frac{M_e}{W_e} \quad (4.46)$$

$$M_e = P_g * a_1 = 80110,6 * 60 \quad (4.47)$$

$$M_e = 4806636 \text{ Nmm}$$

$$W_e = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi * 65^3}{32} \quad (4.48)$$

$$W_e = 26961,24 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{3246994,9}{26330,48} = 178 \text{ MPa} \quad \text{olduğundan emniyetlidir.}$$

Biyel Muylusu Eğilme hesabı:

$$M_e = \frac{P_s}{2} a_1 = \frac{80110,6}{2} * 60 \quad (4.49)$$

$$M_e = 2403318 \text{ Nmm}$$

$$W_2 = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi * 60^3}{32} \quad (4.50)$$

$$W_2 = 21205,7 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_1 = \frac{2403318}{21205,7} = 113 \text{ MPa} \quad \text{olduğundan emniyetlidir.} \quad (4.51)$$

Biyel Muylusu Burulma Hesabı:

$\tau = 0 \dots\dots$ (biyel muylusu serbestçe hareket edebildiğinden burulma hesaba katılmamıştır.

$$\sigma_2 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \text{von - Misses} \quad (4.52)$$

Biyel Muylusu Ezilme Hesabı:

$$Pe = \frac{Pg}{l_k * d_k} \quad (4.53)$$

$$Pe = \frac{80110,6}{37 * 60} = 36 \text{ MPa}$$

$\tau = 36 \text{ MPa}$ bu değerden anlaşıldığı üzere ezilmenin mukavemet açısından önemli bir kriter olmadığı görülmektedir.

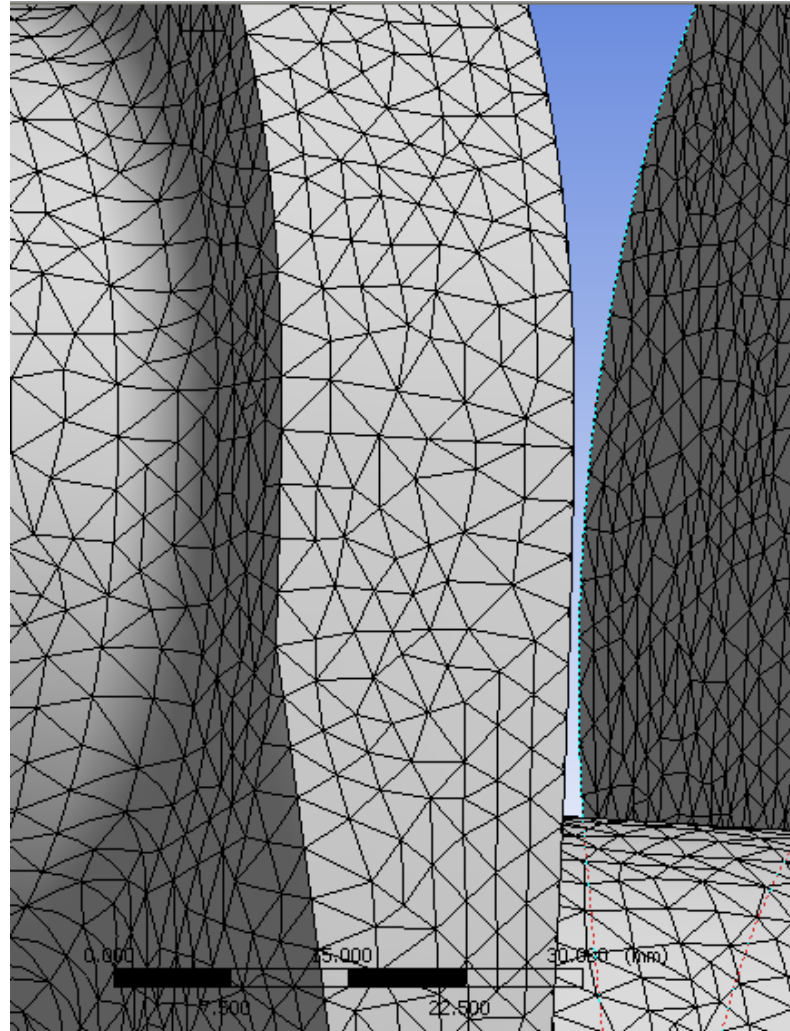
Eş değer gerilme;

$$\sigma_2 = \sqrt{178^2 + 3 * 73^2} = 218 \text{ MPa}$$

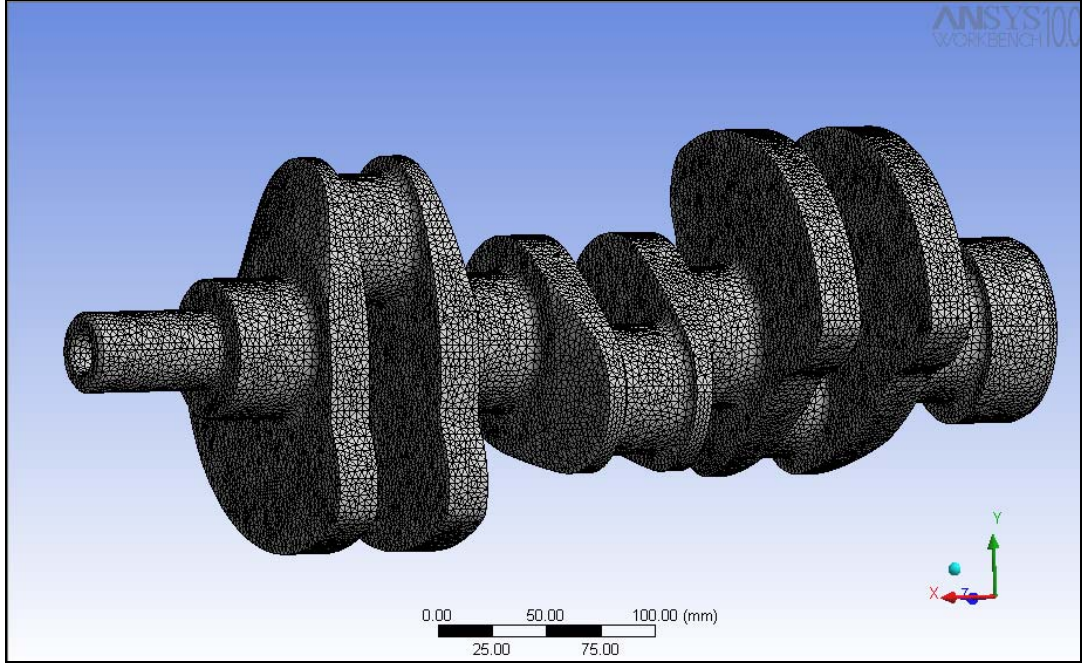
4.3.4.2 Üç Boyutlu Statik Analiz

ANSYS WORKBENCH 10.0 programı kullanılarak aşağıdaki analizlar yapılmıştır.

Mesh boyutu 3,5 mm, mesh geometrisi üçgen piramit olup lineer analiz yapılmıştır.



Şekil 4.11: Mesh atılmış Krank Mili Kesiti

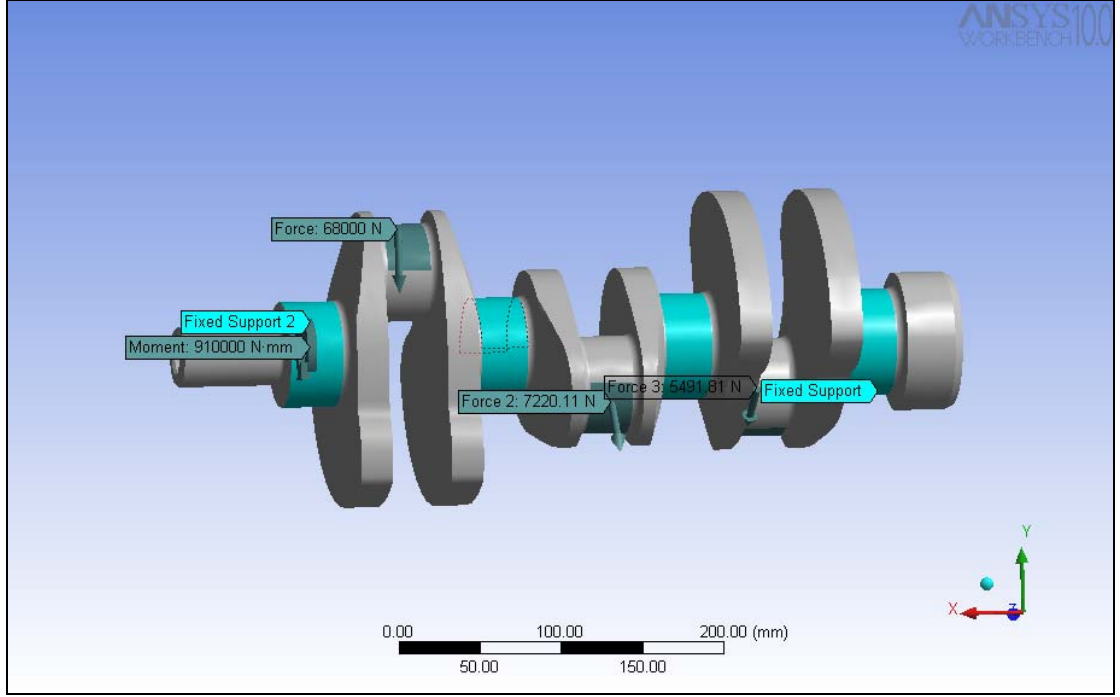


Şekil 4.12: Mesh atılmış Krank Mili

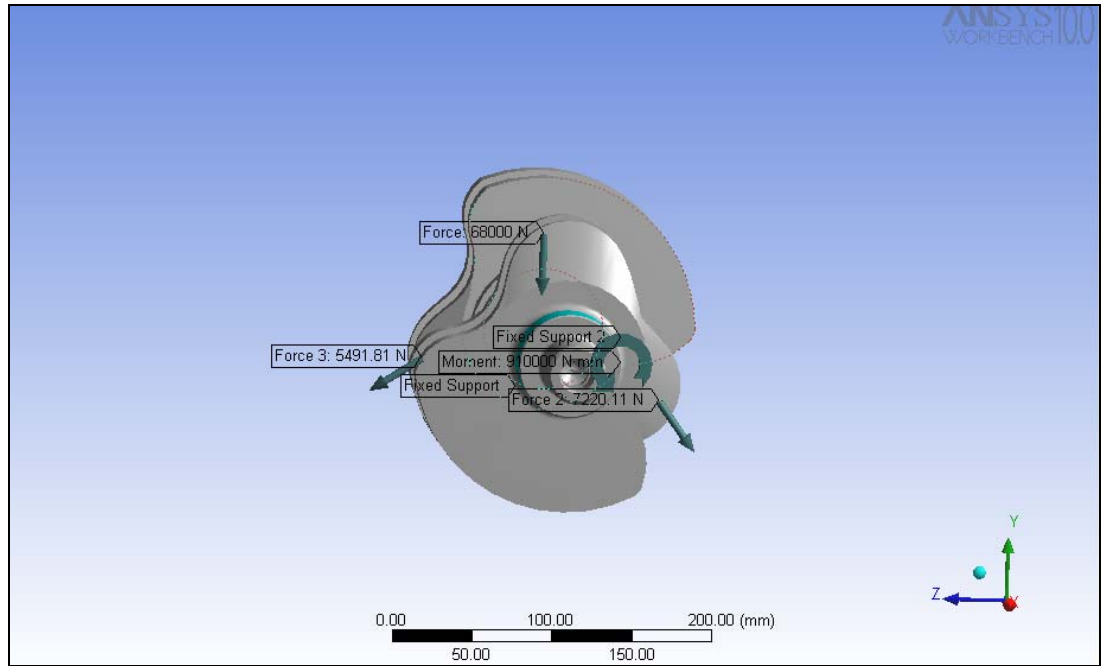
Birinci silindirden başlayarak sırasıyla piston üzerine gelen maksimum kuvvete göre analizler yapılmıştır. Örneğin 1. silindirin ÜÖN’da olduğu anda diğer silindirlerin konumuna göre biyel muylularına gelen kuvvetler hesaplanarak uygulanmıştır.

Şekil 4.13’de görüldüğü gibi ana yataklardan sadece dönme serbestliği olacak şekilde sabitlenmiştir.

Krank milini döndüren teğetsel kuvvetin oluşturduğu döndürme momenti hesaplanarak analize dahil edilmiştir.

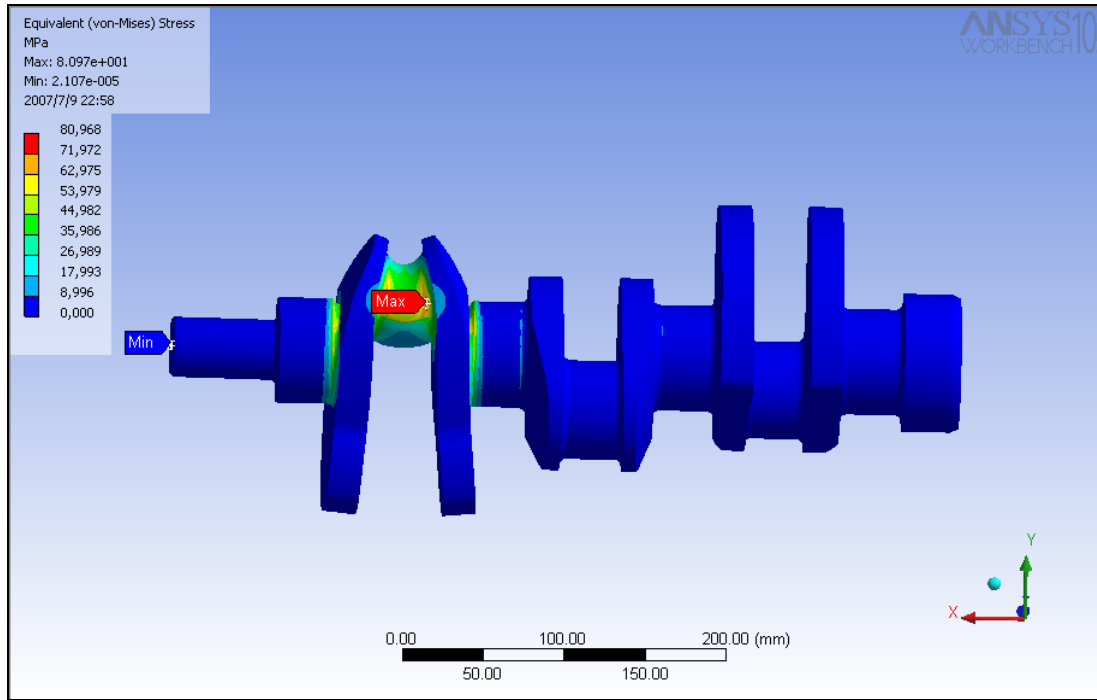


Şekil 4.13: Üç Boyutlu Analizde Uygulanan Sınır Şartlar-1

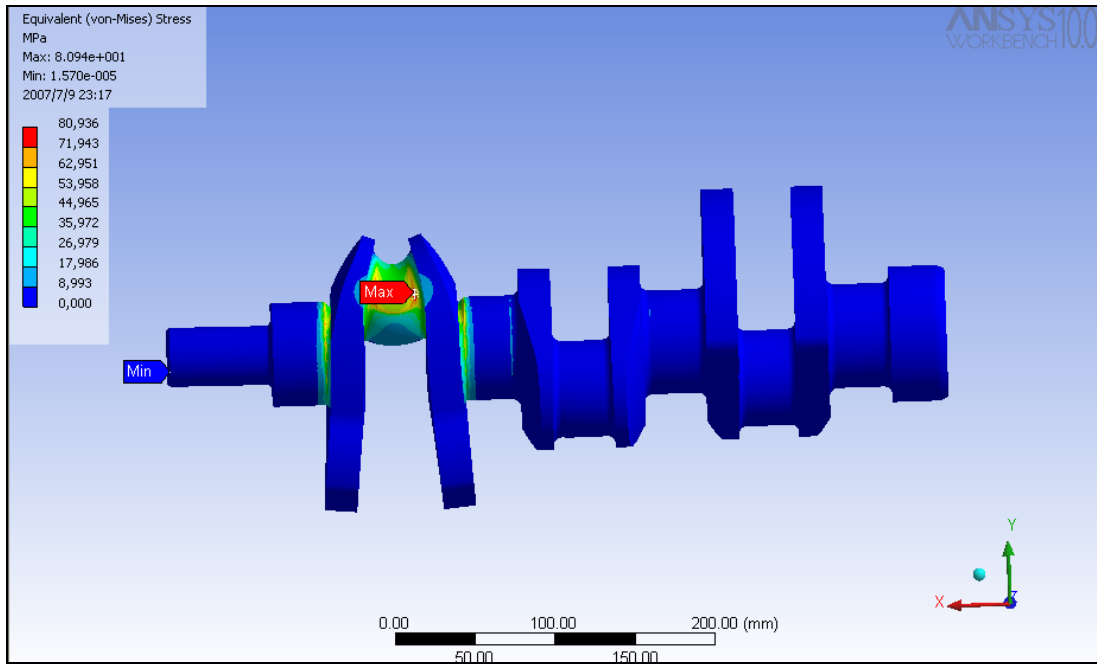


Şekil 4.14: Üç Boyutlu Analizde Uygulanan Sınır Şartlar-2

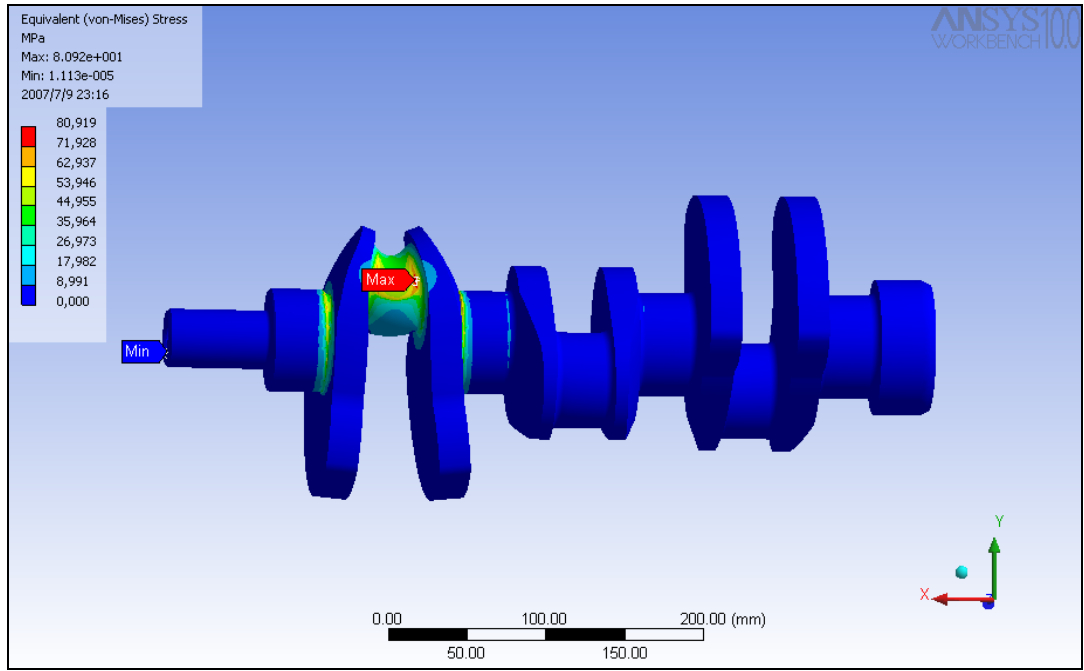
DIN 17200 standartı çelik, GGG 60 ve GGG 80 malzemeleri kullanılarak analizler yapılmıştır.



Şekil 4.16: Çelik İçin Maksimum Kuvvetin 1.Silindire Geldiği An

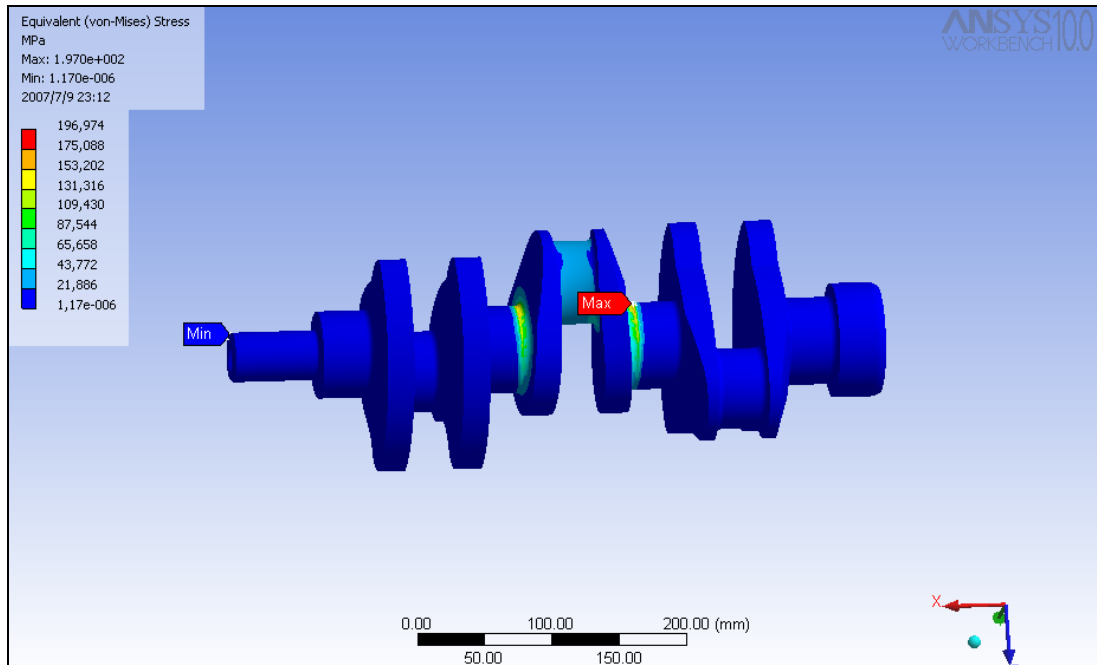


Şekil 4.17: GGG 80 İçin Maksimum Kuvvetin 1.Silindire Geldiği An

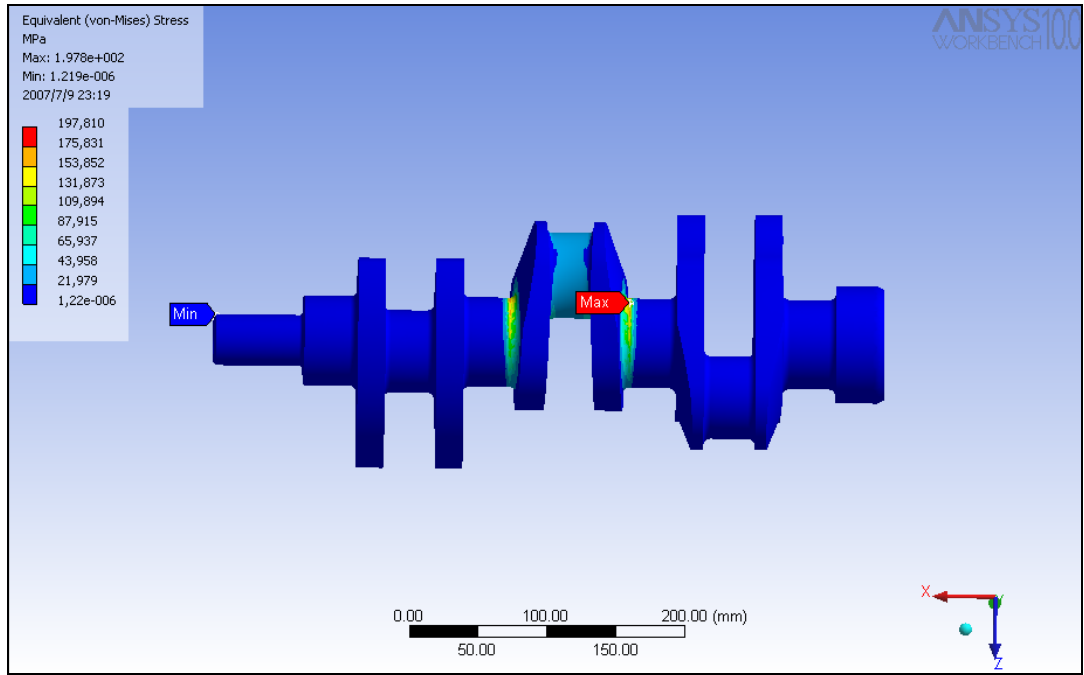


Şekil 4.18: GGG 60 İçin Maksimum Kuvvetin 1.Silindire Geldiği An

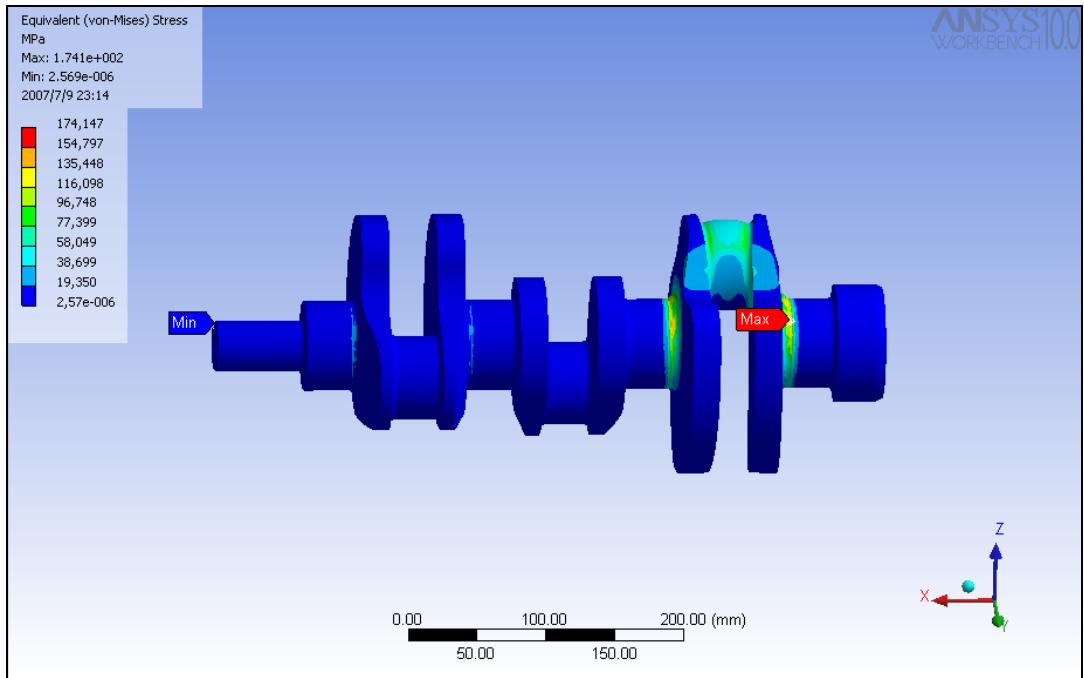
Yapılan analizler sonucu maksimum eş değer gerilmelerin hesaplanan değerle yaklaşık bir sonuç verdiği ve her üç malzeme içinde akma dayanımının altında kaldığı gözlemlenmiştir.



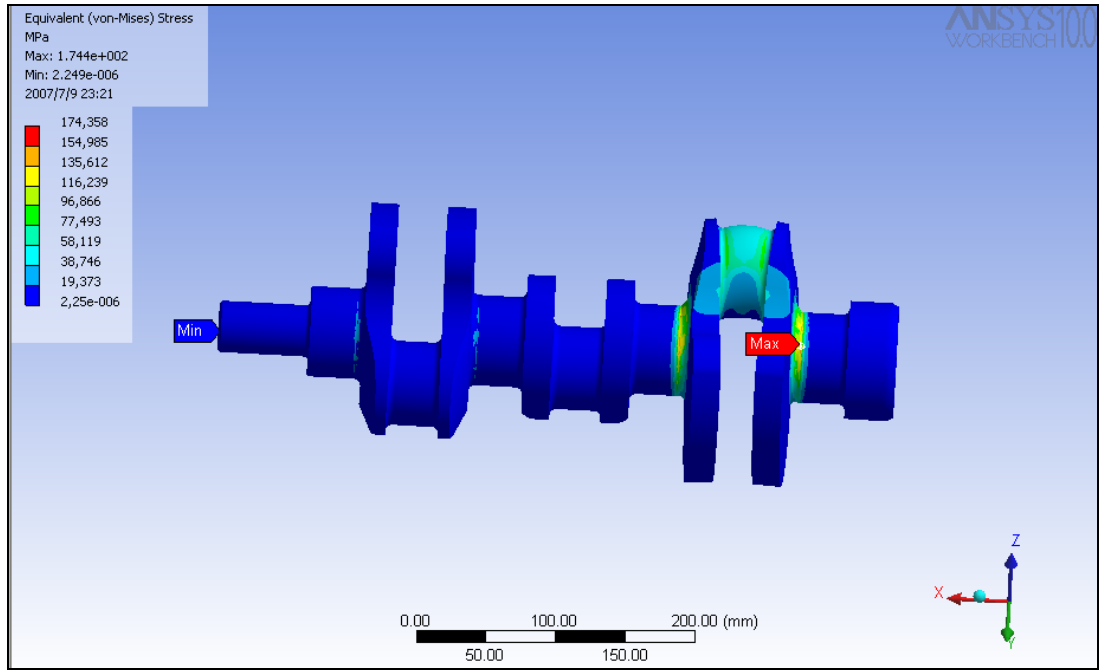
Şekil 4.19: Çelik İçin Maksimum Kuvvetin 2.Silindire Geldiği An



Şekil 4.20: GGG 80 İçin Maksimum Kuvvetin 2.Silindire Geldiği An



Şekil 4.21: Çelik İçin Maksimum Kuvvetin 3.Silindire Geldiği An



Şekil 4.22: GGG 80 İçin Maksimum Kuvvetin 3.Silindire Geldiği An

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Hazırlanan matematik modelle Vibe fonksiyonunun etkisi gözönüne alındığında dizel motorunun silindirindeki iş gazlarının hal değişimlerinin deneysel olarak elde edilen sonuçlara oldukça yakın olduğu tespit edilmiştir.

Ayrıca aşırı hızlı yanma kanunlarına alternatif olarak düşük ve optimum hızdaki yanmanın daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. m küçüldükçe aşırı hızlı yanma gerçekleşmekte, basınç yükselmekte, maksimum sıcaklık artmakta; bu da motor gürültüsünü ertirmektedir. Büyük m değerlerinde ise sıcaklıklar düşmekte, daha doğrusu yüksek sıcaklıklar egzozu kayarak, çevrimi kötüleştirir. Yapılan deneyler sonucunda $m=1,2,3,4,5$ ve $\alpha_z=50-60^\circ\text{KMA}$ değerlerinin optimum yanma kanununu verdiği tespit edilmiştir.

Ele alınan üç silindirli dizel motorunda Vibe fonksiyonu $m=1,2$, teorik yanma süresi $\alpha_z=50^\circ\text{KMA}$ alınarak Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'deki grafikler elde edilmiştir.

Üç silindir traktör motoru aşırı doldurmalı olduğu için motora ek gerilmeler getirmiştir. Mevcut olan motorun pistonu ve biyeli bu gerilmeler altında sorunsuz çalışırken krank mili malzemesinin daha iyi seçilmesi gerekmektedir.

Öncelikle mevcut motorda bulunan ve malzemesi GGG 60 olan krank milinin neden dayanıklı olmadığı malzemenin kimyasal analizinin yapılmasıyla ortaya çıkacaktır. Çünkü kimyasal bileşeni standart değerler içinde olmasına rağmen imalat sırasında yanlış taşlama yapılması sertliğin azalması, dolayısıyla parçanın ömrünün azalmasına neden olmaktadır.

Bir sonraki aşama ise; yapılan statik analiz sonucu çok sağlıklı olmamakla beraber, daha doğru kabullerle dinamik analizin yapılması malzeme seçimi açısından daha yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Mehdiyev R., Arslan H.**, 2002. İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi Ders Notları, İstanbul.
- [2] **Kolchin A., Demidov V.**, 1984. Design of Automotive Engines, MIR Publishers, Moscow
- [3] **Mehdiyev R., Soruşbay C, Özgür L, Arslan H, Kutlar A.**, 2006. Dizel Motorların Geliştirilmesinin Alternatif Bir Yolu, 3. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, Türkiye, Haziran 26-28.
- [4] **Mehdiyev R., Arslan H., Kocabaş Ç., Çakır E.**, 2006. Dizel Motorlarında Yanma, Azot Oksit Oluşumu ve Gerçek Çevrimin Matematik Modellenmesi, 9. *Uluslararası Yanma Sempozyumu*, Kırıkkale, Türkiye, Kasım 16-17.
- [5] **Akçakoyunlu O.**, 1974. Diesel Motorlarında Yanma Olayının Kinetik Analizi ve Reel Çevrimin Kompüter Yardımıyla Hesabı, *Doktora Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [6] **Raşidova A.**, 2003. Vibe Fonksiyonu Kullanılarak Diesel Motorlarında Yanma Hızının Gürültü Emisyonuna Etkisinin İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [7] **Gencay U.**, 1990. Diesel Motorlarında Yanma Kanununun Bilgisayar Modellemesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [8] **Hoag L. K.**, 2006. Vehicular Engine Design, SAE International, USA.
- [9] **Arslan E., Ergeneman M., Safgönül B., Soruşbay C.**, 1993. İçten Yanmalı Motorlar, Birsan Yayınevi, Türkiye.
- [10] **Köroğlu R.**, 1995. Krank Milleri, Atatürk Üniversitesi Makina Mühendisliği, Erzurum

- [11] **Gönültaş B.**, Motor Konstrüksiyonu Ders Notları, İTÜ Makina Fakültesi,
İstanbul

EKLER

EK A

“Üç Silindirli Dizel Motoru İçin Oluşturulan Matematik Model”

```
C=0.870,H=0.126,O=0.04,Hu=42440,my=190,rov=0.842,lambda=1.7,lambda1=1,
nuv=0.944,SO=16.1,mh=28.97,D=0.1,S=0.1,Rh=287,Po=0.1,oran=1.8,Pk=0.18,
To=293,n=2400,si=3,k1=1.377,n1=1.36,k=1.39,k2=1.2512,n2=1.26,kisiz=0.8,
emmeportu=2.7,w=50,deltaalfa=0.5,teta=5,alfaz=50,deltaT=10,kisid=1.03;
m=1.2;
Fp=(pi*D^2)/4;%piston alanı
Vh=pi*D^2*S/4;%strok hacmi
Vc=Vh/(SO-1);%ölü hacim
Va=Vh+Vc;%toplama hacim
Tk=To*(oran)^(0.7/1.7);%doldurucu sonrası hava sıcaklığı
rok=(oran*Po*10^6)/(287*Tk);%doldurucu sonrası hava yoğunluğu
lo=(1/0.23)*(((8/3)*C)+(8*H)-O);%havanın teorik küte miktarı
Lo=(1/0.21)*((C/12)+H/4-O/32);%havanın teorik mol miktarı
gcevrin=(nuv*rok*Vh)/(lambda*lo);%çevrim başına püskürtülen yakıt
ro0=(Po*(10^6))/(Rh*To);%ortam hava yoğunluğu
M1=(1/my)+lambda*Lo;%genel yakıt-hava karışımının mol ağırlığı
nuo=1+((H/4+O/32-1/my))/((lambda)*Lo+1/my);%genel karışımın
moleküler değişim katsayısı lambda>1
Pr=0.95*oran*Po;%artık gaz basıncı
Tr=1600-403*lambda+0.037*n-7,38*SO;%artık gaz sıcaklığı
Pa=Pc-((emmeportu*w^2*rok)/(2*(10^6)));%emme sonu basıncı
gamar=((Tk+deltaT)*Pr)/(((SO*Pa)-Pr)*Tr);%artık gazlar katsayısı
Ta=(Tk+deltaT+(gamar*Tr))/(1+gamar);%emme sonu sıcaklığı
Pc=(SO^n1)*Pa;%sıkıştırma sonu basıncı
Tc=Ta*(SO)^(n1-1);%sıkıştırma sonu sıcaklığı
tc=Tc-273;
mcvtc=20.6+2.638*(10^(-3))*tc;%sıkıştırma sonu havanın özgül ısısı
nu=(nuo+gamar)/(1+gamar);%genel yanma ürünleri moleküler değişim
katsayısı
nu1=1+((H/4+O/32-1/my))/((lambda1*Lo+1/my);%yerel yanma ürünleri
moleküler değişim katsayısı
M2=M1*nu;%genel yanma ürünlerinin mol ağırlığı
M2y=lambda1*Lo*nu1;%yerel yanma ürünlerinin mol ağırlığı
V2=nu/lambda;%yanma ürünlerinin bağıl hacmi
A=0.0021*nu1;
B=33.414*nu1;
alfa=zeros(1441,1);%krank mili açısı
for i=1:1441
    for j=1
        alfa(i,j)=(i-1)*deltaalfa;
        alfarad(i,j)=(alfa(i,j)*pi)/180;
    end
end
```

```

for i=1:1441
    for j=1
        Sx(i,j)=S/2*((1-cos(alfarad(i,j)))+(0.25/4*(1-
cos((2*alfarad(i,j))))));
        Vx(i,j)=Vc+Fp*Sx(i,j);%anlık hacim
        p(i,j)=Pa*(Va/Vx(i,j))^n1; %Cari Basınc (Yanmasız)
    %
        end
        alfa(i,j)=(i-1)*deltaalfa;
        alfarad(i,j)=(alfa(i,j)*pi)/180;
        if i==1
            kisido=0.597;%başlangıç disosyasyon katsayısı
        else
            kisido=2.222;
        end
        if alfa(i,j)<=(360-teta);
            alfalgecici(i,j)=0;%püskürtme başlangıç ayarı 1
        elseif alfa(i,j)>(360-teta);
            alfalgecici(i,j)=alfa(i,j)-(360-teta);
        end
        if alfa(i,j)<360;
            no=n1;%politropik üs
        elseif alfa(i,j)>=360;
            no=k;
        end
        if alfalgecici(i,j)<=alfaz;
            alfa1(i,j)=alfalgecici(i,j);%püskürtme başlangıç ayarı 2
        elseif alfalgecici(i,j)>alfaz;
            alfa1(i,j)=alfaz;
        end
    end
end
for b=1:1
    for i=1:1441
        x(i,b)=1-exp(-6.908*((alfa1(i,b)/alfaz)^(m+1)));%viebe
fonksiyonu
        Qh(i,b)=kisiz*Hu*gcevrin*x(i,b);%giren ısı miktarı
        nux(i,b)=1+((nu-1)*x(i,b));%yanma ürünleri moleküler değişim
katsayısı
        Ma(i,b)=Lo*lambda*(1-gamar)*gcevrin*nux(i,b);%iş gazın mol
miktarı
        Ua(i,b)=Ma(i,b)*Ta*(20.6+0.002638*(Ta-273));%iş gazı iç
enerjisi
    end
end
CX=zeros(361,1);
Qw=zeros(361,1);
Pj=zeros(361,1);
Qj=zeros(361,1);
Tj=zeros(361,1);
for i=1:361
    for j=1
        Qw(i,j)=0;
        Pj(i,j)=Pa;
        Tj(i,j)=Ta;
        Qj(i,j)=0.344;
        CX(i,j)=102100.7433;
    end
end
for j=1
    for i=362:1:1081

```

```

        Qw(i,j)=(Pj(i-1,j)*Vx((i-1),j)*(1-(Vx((i-
1),j)/Vx(i,j))^(n1-1))*1000)/(n1-1)+Qw(i-1,j);%sıkıştırma ve
genişleme işi
        Qj(i,j)=Ua(i,j)+Qh(i,j)-Qw(i,j);
        alfa(i,j)=(i-1)*deltaalfa;
        alfarad(i,j)=(alfa(i,j)*pi)/180;
        if alfa(i,j)<=360;
            Tj(i,j)=Tj(i-1,j)+((Qj(i,j)-Qj(i-
1,j)))/(Ma(i,j)*(20.6+0.002638*(Tj(i-1,j)-273)));%cari sıcaklık
        elseif alfa(i,j)>360;
            Tj(i,j)= Tj(i-1,j)+((Qj(i,j)-Qj(i-
1,j)))/(Ma(i,j)*(21.352+0.00394*(Tj(i-1,j)-273)));
        end
        Pj(i,j)=(8.314*Ma(i,j)*Tj(i,j))/Vx(i,j)/1000;%cari basınç
        alfap(i,j)=Pj(i,j)/Pc;%basınç artış oranı

CX(i,j)=((kisid*Hu)/(lambda1*Lo*(1+gamar)))+(mcvtc+8.314*alfap(i,j))
*tc+2770*(alfap(i,j)-nul);
    end
end
end
tyerel=zeros(361,1);
Tyerel=zeros(361,1);
mcv=zeros(360,1);
mcvty=zeros(360,1);
mcpty=zeros(360,1);
ky=zeros(360,1);
pcy=zeros(361,1);
dp=zeros(361,1);
dp2=zeros(361,1);
dBA=zeros(360,1);
dp=zeros(361,1);
for i=1:361
    for j=1
        tyerel(i,j)=2100;
        Tyerel(i,j)=2373;
        mcv(i,j)=0;
        mcvty(i,j)=0;
        mcpty(i,j)=0;
        ky(i,j)=0;
        pcy(i,j)=0;
        dp(i,j)=0;
        dp2(i,j)=0;
        dBA(i,j)=0;
        dp(i,j)=0;
    end
Pmax=10.1292;
for j=1
    for i=362:1:1081;
        mcv(i,j)=21.352+0.00394*(Tj(i,j)-273);% Gazın mol ozgul isisi
        tyerel(i,j)=(-B+sqrt((B^2)+(4*A*CX(i,j))))/(2*A);%yerel
sıcaklık
        Tyerel(i,j)=tyerel(i,j)+273;
        mcvty(i,j)=25.1+0.0021*Tyerel(i,j);%yanma ürünlerinin yerel
sıcaklığa göre özgül ısısı
        mcpty(i,j)=mcvty(i,j)+8.314;%yanma ürünlerinin yerel sıcaklığa
göre özgül ısısı
        ky(i,j)=mcpty(i,j)/mcvty(i,j);%yanma ürünlerinin adyabat üssü
        if Pj(i,j)-Pj(i-1,j)<0;
            p2(i,j)=Pj(i,j);%p2 ara kontrol cari basınc
        else

```

```

        p2(i,j)=0;
    end
    pcy(i,j)=Pa*(Va/Vx(i,j))^1.36; %cari basinc(yanmasiz)
    dp(i,j)=(Pj(i,j)-Pj(i-1,j))/deltaalfa; %basinc gradyani
    dp2(i,j)=dp(i,j)*12; %basinc gradyani MPa/ms
    dBA(i,j)=87+0.85*dp2(i,j); %gurultu
    if Pj(i,j)==Pmax; %ara kontrol
        Tyerel1(i,j)=Tyerel(i,j);
    else
        Tyerel1(i,j)=0;
    end
    if p2==0; %Ara kontrol 2
        Tyerel2(i,j)=0;
    else
        Tyerel2(i,j)=3030.464653;
    end
    if Tyerel2(i,j)==0;
        Tyerelo(i,j)=0;
    else
        Tyerelo(i,j)=Tyerel2(i,j)*((Pj(i,j)/Pmax))^( (ky(i,j)-1)/ky(i,j));
    end
end
end
end
end
PX=Pj;
PX(1082:1:1441)=0.171;
alfax=zeros(360,1);
f=1082:1441;
for i=1:360
    for j=1
        alfax(i,j)=(f(i)-1)*deltaalfa;
        alfaradx(i,j)=(alfax(i,j)*pi)/180;
    end
end
for i=1:360
    for j=1
        Sxx(i,j)=S/2*((1-cos(alfaradx(i,j)))+(0.25/4*(1-cos((2*alfaradx(i,j))))));
        Vxx(i,j)=Vc+Fp*Sxx(i,j);
        px(i,j)=Pa*(Va/Vxx(i,j))^n1; %Cari Basinc (Yanmasiz)
        alfax(i,j)=(f(i)-1)*deltaalfa;
        alfaradx(i,j)=(alfax(i,j)*pi)/180;
        if i==1
            kisido=0.597;
        else
            kisido=2.222;
        end
        if alfax(i,j)<=(360-teta);
            alfalgecicix(i,j)=0;
        elseif alfax(i,j)>(360-teta);
            alfalgecicix(i,j)=alfax(i,j)-(360-teta);
        end
        if alfax(i,j)<360;
            no=n1;
        elseif alfax(i,j)>=360;
            no=k;
        end
        if alfalgecicix(i,j)<=alfaz;
            alfalx(i,j)=alfalgecicix(i,j);
        elseif alfalgecicix(i,j)>alfaz;

```

```

        alfa1x(i,j)=alfaz;
    end
end
end
for b=1:1
    for i=1:360
        xx(i,b)=1-exp(-6.908*((alfa1x(i,b)/alfaz)^(m+1)));
        Qhx(i,b)=kisiz*Hu*gcevrin*xx(i,b);
        nuxx(i,b)=1+((nu-1)*xx(i,b));
        Max(i,b)=Lo*lambda*(1-gamar)*gcevrin*nuxx(i,b);
        Uax(i,b)=Max(i,b)*Ta*(20.6+0.002638*(Ta-273));

    end
end
Qwx=zeros(1,1);
Qjx=zeros(1,1);
Tjx=zeros(1,1);
for i=1
    for j=1
        Qwx(i,j)=1.0421;
        Qjx(i,j)=1.05428;
        Tjx(i,j)=1203.4;
    end
end
Pjx=0.171;
for j=1
    for i=2:1:360
        Qwx(i,j)=(Pjx*Vxx((i-1),j)*(1-(Vxx((i-1),j)/Vxx(i,j))^(n1-1)))*1000)/(n1-1)+Qwx(i-1,j);
        Qjx(i,j)=Uax(i,j)+Qhx(i,j)-Qwx(i,j);
        Tjx(i,j)=Tjx(i-1,j)+((Qjx(i,j)-Qjx(i-1,j))/(Max(i,j)*(21.352+0.00394*(Tjx(i-1,j)-273))));
        alfapx(i,j)=Pjx/Pc;

        CXx(i,j)=((kisid*Hu)/(lambda1*Lo*(1+gamar)))+(mcvtc+8.314*alfapx(i,j))*tc+2770*(alfapx(i,j)-n1);
    end
end
QwX=[Qw;Qwx];
QjX=[Qj;Qjx];
TjX=[Tj;Tjx];
alfapX=[alfap;alfapx];
CXX=[CX;CXx];
for j=1
    for i=1:1:360;
        mcvx(i,j)=21.352+0.00394*(Tjx(i,j)-273); % Gazın mol ozgul isisi
        tyerelx(i,j)=(-B+sqrt((B^2)+(4*A*CXX(i,j))))/(2*A);
        Tyerelx(i,j)=tyerelx(i,j)+273;
        mcvtyx(i,j)=25.1+0.0021*Tyerelx(i,j);
        mcptyx(i,j)=mcptyx(i,j)+8.314;
        kyx(i,j)=mcptyx(i,j)/mcvtyx(i,j);
        p2x(i,j)=0;
        pcyx(i,j)=Pa*(Va/Vxx(i,j))^1.36; %cari basinc(yanmasiz)
        dpx(i,j)=0; %basinc gradyani
        dp2x(i,j)=dpx(i,j)*12; %basinc gradyani MPa/ms
        dBAX(i,j)=87+0.85*dp2x(i,j); %gurultu
        mcvX=[mcv;mcvx];
        tyerelX=[tyerel;tyerelx];
        TyerelX=[Tyerel;Tyerelx];
        mcvtyX=[mcvty;mcvtyx];
        mcptyX=[mcpty;mcptyx];
        kyX=[ky;kyx];
    end
end

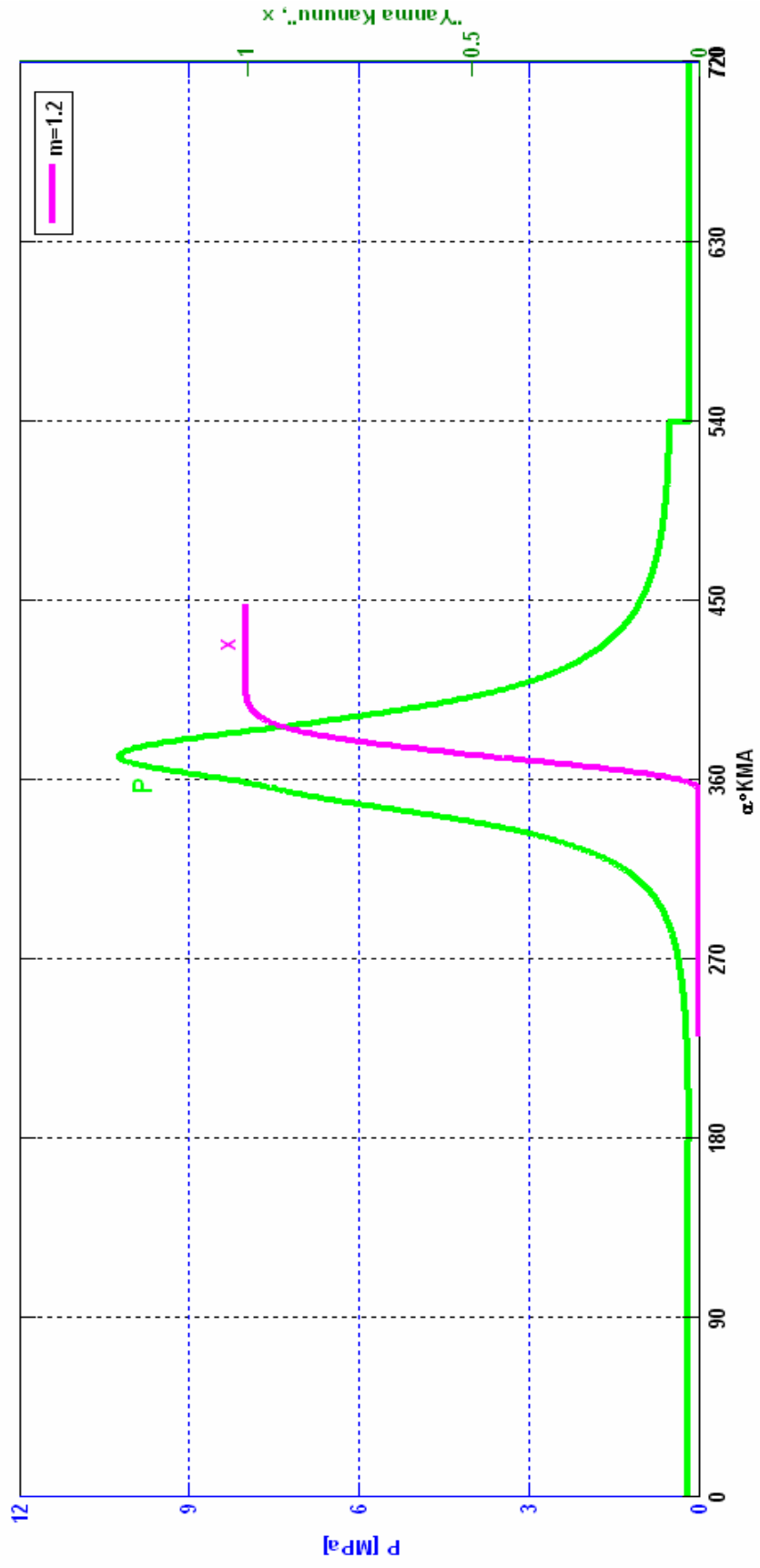
```

```

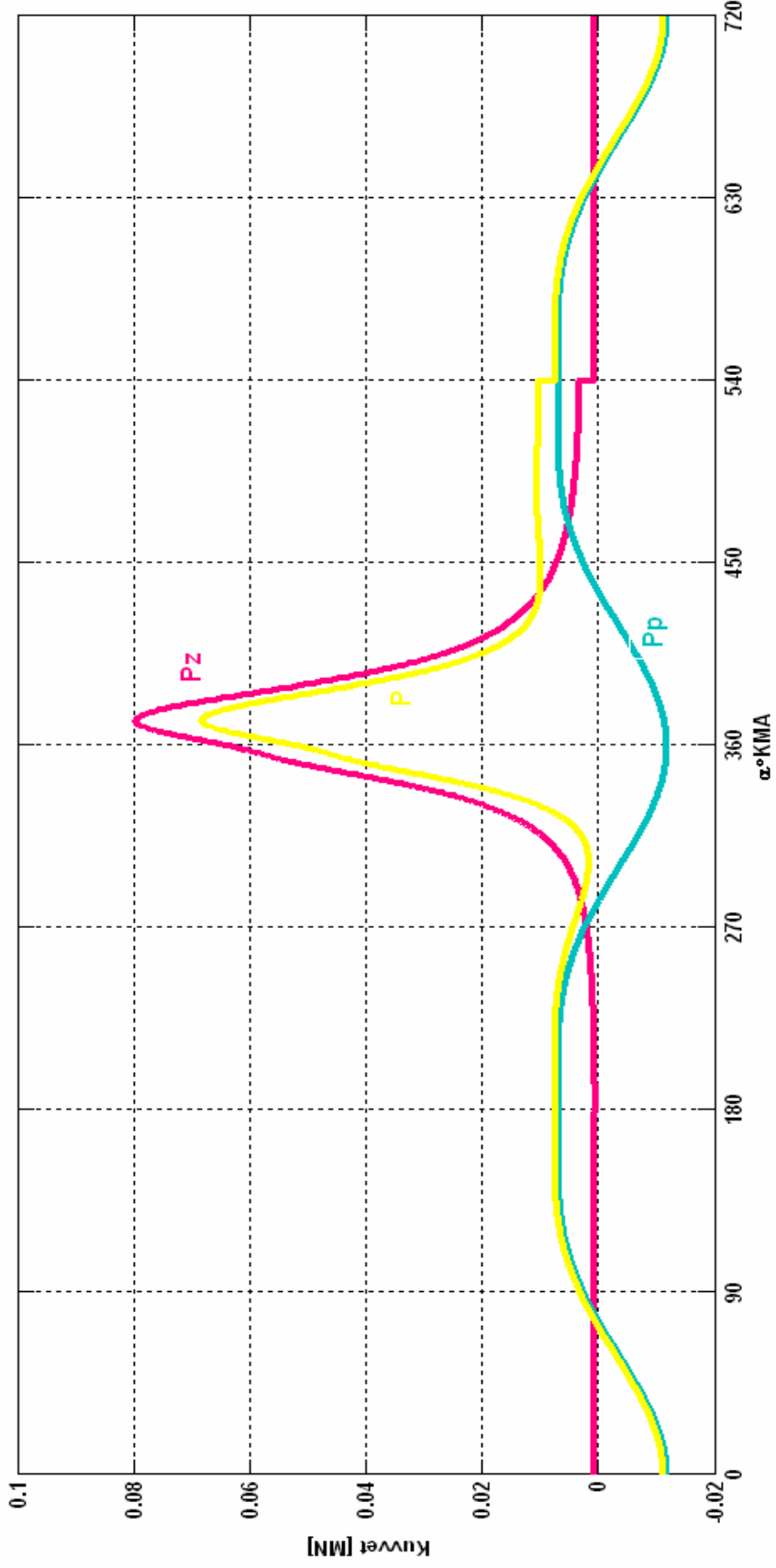
pcyX=[pcy;pcyx];
dpX=[dp;dpX];
dp2X=[dp2;dp2x];
dBAX=[dBA;dBAX];
    end
end
figure(1), plotyy(alfa,PX,alfa,x)
title('Farklı yanma hızlarında yanan yakıtın kütlelesel kesri(x) ve
yanma basıncının KMA na bağlı olarak değişimi');
grid on;
figure(4),plotyy(alfa,TjX,alfa,dpX)
grid on;
alfa=zeros(1441,1);
for i=1:1441
    for j=1
        alfa(i,j)=(i-1)*deltaalfa;
        alfarad(i,j)=(alfa(i,j)*pi)/180;
    end
end
v=960:2400;
for i=1:1441
    for j=1
        Pz(i,j)=(PX(i,j)-Po)*Fp;
        Pp(i,j)=-
        (2.9564*(pi*n/30)^2*S/2*(cos(alfarad(i,j))+0.267*cos(2*alfarad(i,j))
        ))/10^6;
        ToplamP(i,j)=Pz(i,j)+Pp(i,j);
        Sb(i,j)=ToplamP(i,j)*[1+0.25*0.267^2*(1-cos(2*alfarad(i,j)))] ;
        T(i,j)=ToplamP(i,j)*[sin(alfarad(i,j))+0.5*0.267*sin(2*alfarad(i,j))
        ];
        K(i,j)=ToplamP(i,j)*[cos(alfarad(i,j))-
        0.5*0.267*cos(2*alfarad(i,j))];

    end
end
Pi=(1.0421/(0.0007854*1000))-(0.171-0.17433);%Ortalama indike basınç
[Mpa]
Pm=0.13+((0.0118*S*n)/30);%Ortalama mekanik basınç [MPa]
Pe=Pi-Pm;%Ortalama efektif basınç [MPa]
Ni=(Pi*0.000758*n*si*1000)/120; %İndike güç [kW]
Ni2=1.36*Ni;%İndike basınç [BG]
Ne=(Pe*Vh*n*si*1000)/120;%Efektif güç [kW]
Ne2=1.36*Ne;%Efektif güç [BG]
Me=(9554*Ne)/n;%Efektif moment[Nm]
nui=(Pi*lo*lambda*1000)/(Hu*rok*nuv);%indike verim
num=Pe/Pi;%Mekanik verim
nue=nui*num;%efektif verim
bi=(3.6*10^6)/(Hu*nui);%İndike özgül yakıt[g/Kwh]
be=(3600*1000)/(Hu*nue);%efektif özgül yakıt tüketimi [g/kWh]
be2=be/1.36;%efektif özgül yakıt tüketimi [g/BGh]
Gyakit=(Ni*bi)/1000;%saatteki yakıt tüketimi [kg/h]
figure(2),plot(alfa,Pz,alfa,Pp,alfa,ToplamP)
title('Piston-Biyel Mekanizmasına etki eden Gaz Basınç (Pz), git-gel
yapan parçaların Atalet(Pp) ve Toplam (P) kuvvetlerin KMA'a bağlı
olarak değişimi');
grid on;
figure(3),plot(alfa,T,alfa,K);
title('Krank mili muylusuna etki eden teğetsel(T) ve radyal (K)
kuvvetlerin KMA'a bağlı olarak değişimi');
grid on;

```

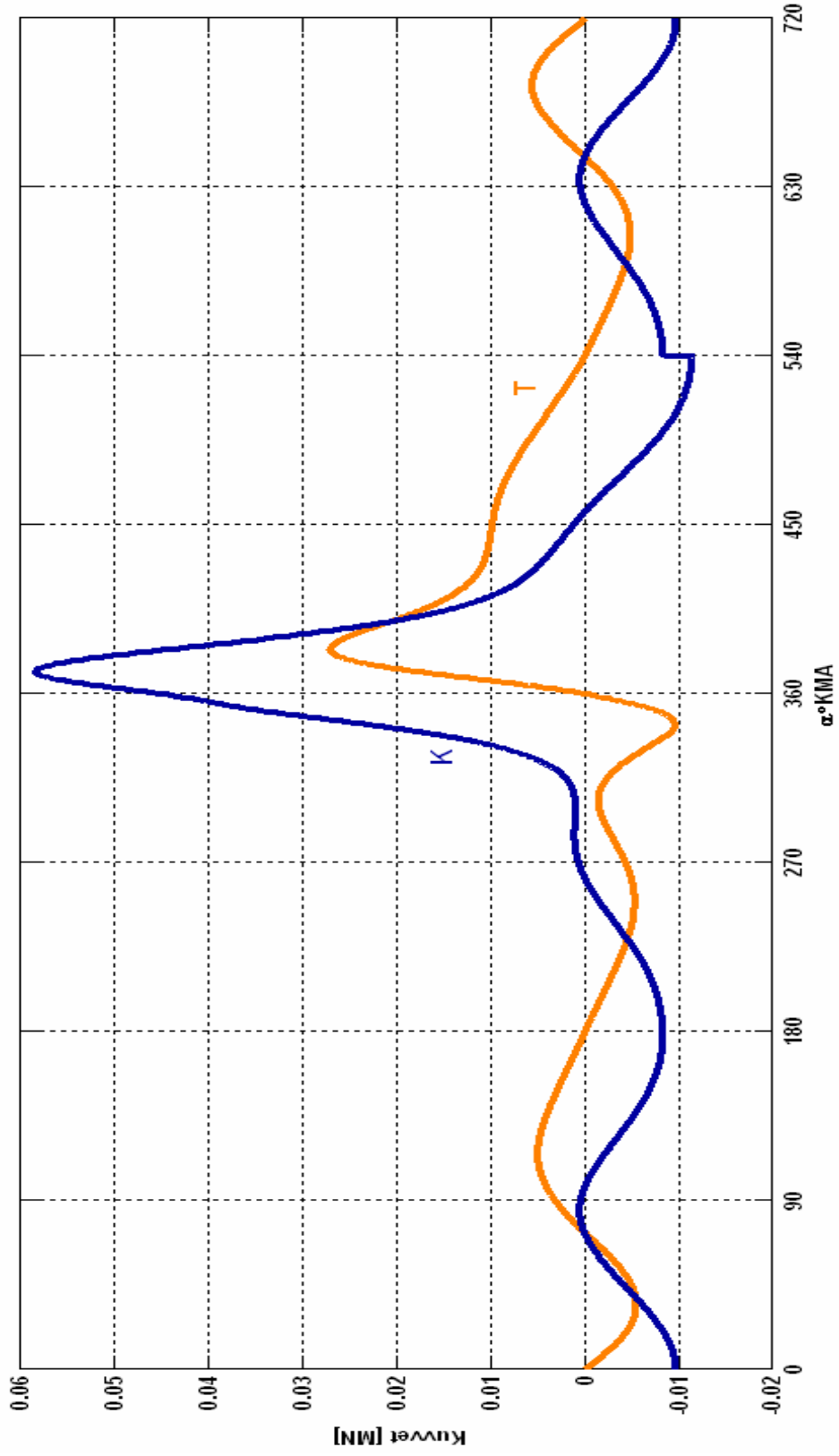


Şekil B1: Yanan yakıtın kütlesek kesri (x) ve Yanma Basıncının (P) KMA'na bağlı olarak değişim grafiği.



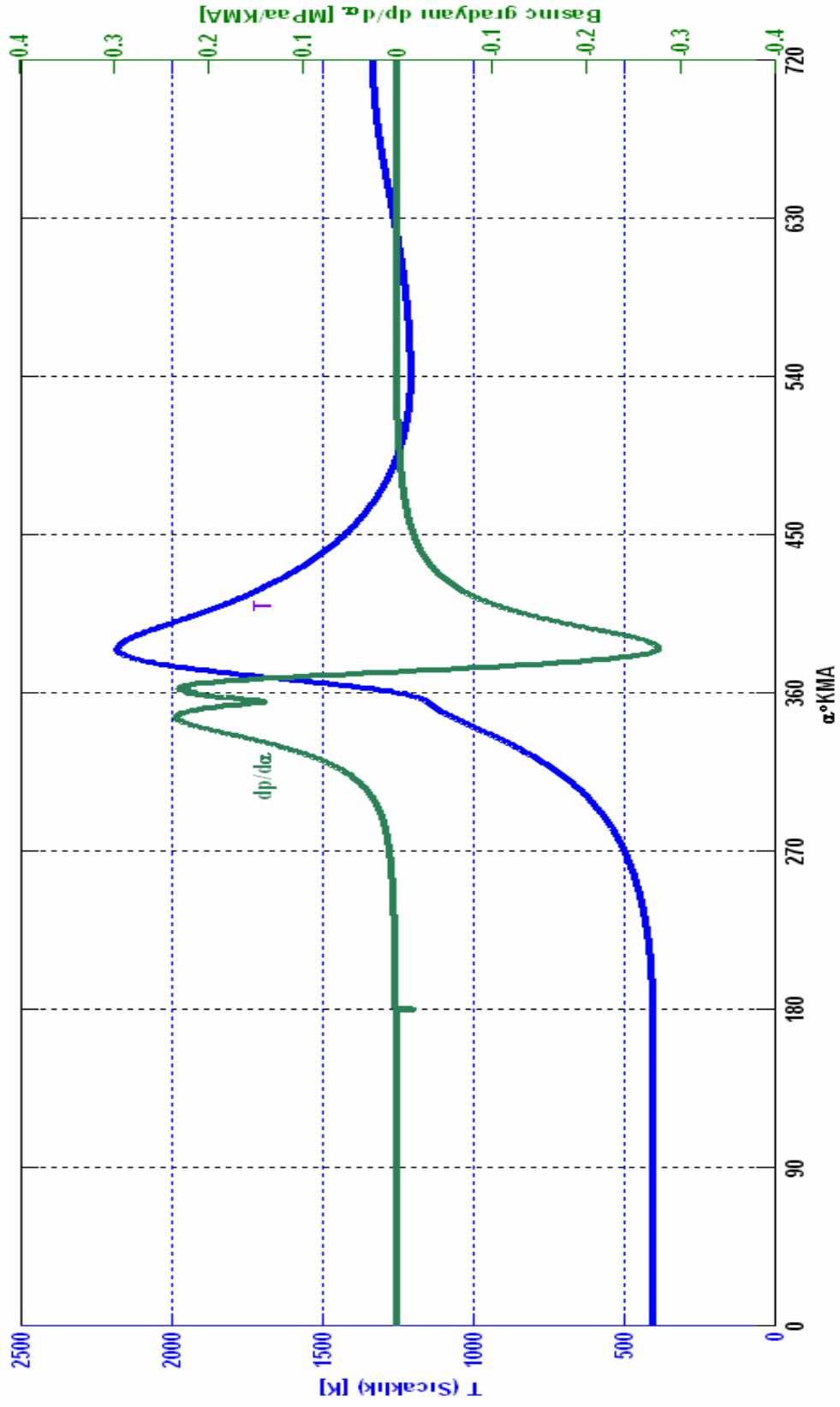
Şekil C1: Piston-Biyel Mekanizmasına etki eden gaz basıncı (P_z), git-gel yapan parçaların atalet (P_i) ve toplam

(P) kuvvetlerin KMA'na bağlı değişimi grafiği.

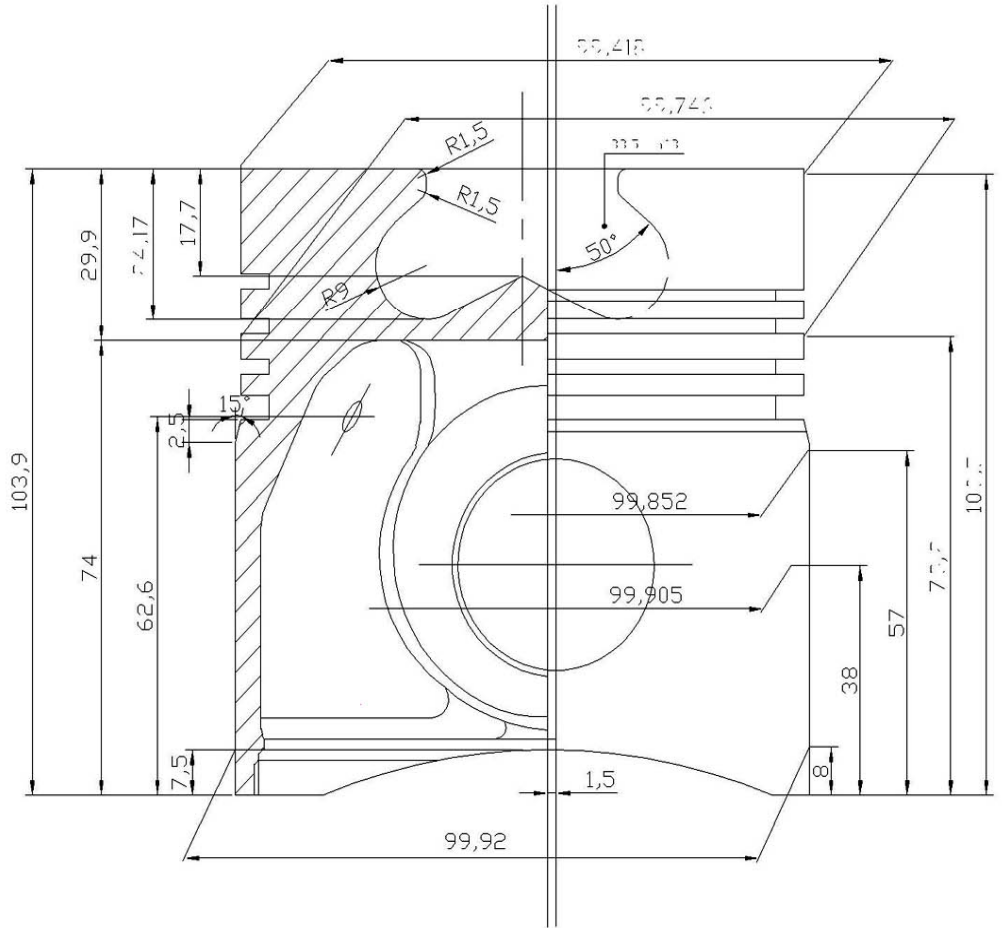


Şekil D1: Krank mili muylusuna etki eden teğetsel (T) ve radyal (K) kuvvetlerin KMA'na bağlı değişim grafiği.

EKE



Şekil E1: Basıncı gradyanı ($dp/d\alpha$) ve silindirik sıcaklığının (T) KMA'na bağlı değişim grafiği.



PİSTON

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

Ölçek
1/1

EK F

Fakülte

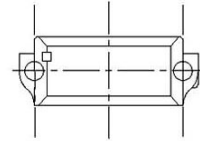
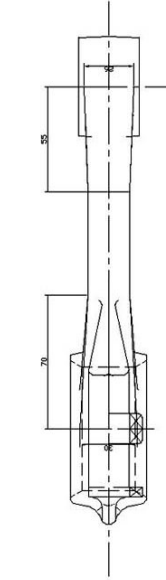
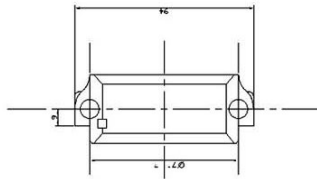
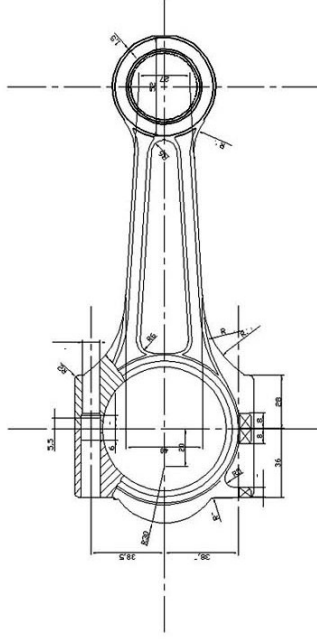
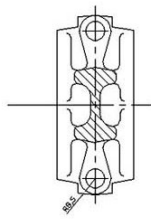
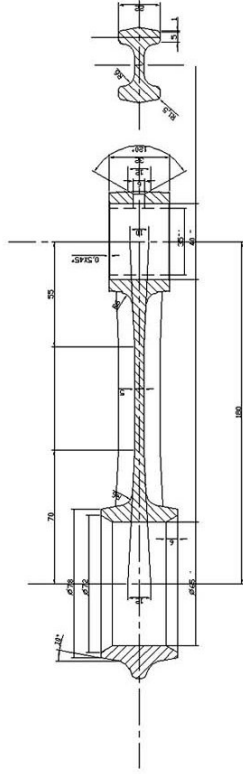
Söm.

Adı ve Soyadı

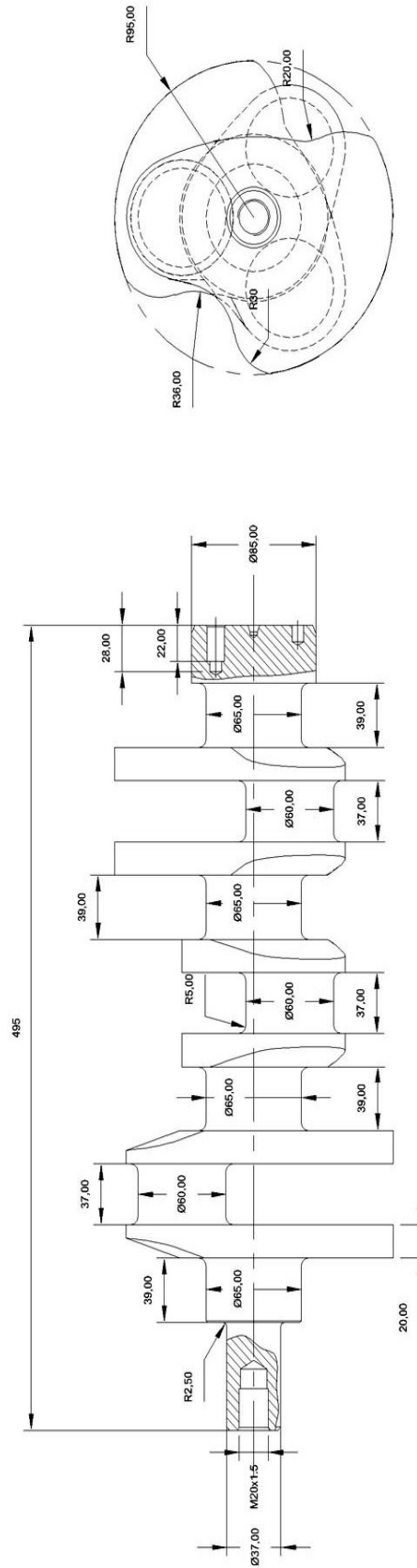
Numara

Makina

Teslim Tarihi



Biyel		İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	
Ölçek 1/1	EK G	Fakülte	Sim.
		Makina	Adı ve Soyadı
		Teslim Tarihi	



KRANK		İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ			
Ölçek 2/5	EK H	Fakülte	SİM.	Adı ve Soyadı	Numara
		Makina			
		Teslim Tarihi			

ÖZGEÇMİŞ

Esin ÇAKIR, 18.08.1980 tarihinde İstanbul’da doğdu. 1998 yılında lise öğrenimini Şişli Yunus Emre Lisesi’nde tamamladı. 1999 yılında İstanbul Üniversitesi Matematik Bölümü’ne girdi, burada 2 yıl okuduktan sonra 2001 yılında tekrar üniversite sınavına girerek Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nü kazandı ve 2005 yılında mezun oldu. 2005 Eylül’de İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü’ne kabul edildi ve halen Otomotiv Programı’na devam etmektedir. 2006 Aralık’dan itibaren de İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği İmalat Teknolojisi ve Makina Malzemesi Anabilim Dalı’nda araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.