

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ HAVACILIK MOTORU
KRANK MİLİNİN TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

Serkan GALATA

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Otomotiv Mühendisliği Programı

Danışman

Dr. Öğretim Üyesi Övün IŞIN

Aralık, 2022

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ HAVACILIK MOTORU
KRANK MİLİNİN TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

Serkan GALATA tarafından hazırlanan tez çalışması 20.12.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Otomotiv Mühendisliği Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğretim Üyesi Övün IŞIN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Öğretim Üyesi Övün IŞIN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğretim Üyesi Osman Taha ŞEN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Dr. Öğretim Üyesi Övün IŞIN sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Sıkıştırma Ateşlemeli Havacılık Motoru Krank Milinin Tasarımı ve Optimizasyonu başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Serkan GALATA

İmza



Bu çalışma, TEI – TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş. tarafından 2020-PMM-3885-01 numaralı proje ile desteklenmiştir.

TEŞEKKÜR

Sıkıştırma Ateşlemeli Havacılık Motoru Krank Milinin Tasarımı ve Optimizasyonu başlıklı doktora tez çalışmamın gerçekleştirilmesi sırasında bilgi ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Doktor Öğretim Üyesi Övün IŞIN'a, tez döneminde yaptıkları yönlendirmeler ile tecrübelerini paylaşan Tez İzleme Komitesi üyeleri Profesör Doktor Muammer ÖZKAN ve Doçent Doktor Osman Akın KUTLAR'a teşekkür ederim.

Projeyi destekleyen TEI – TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'ye ve Pistonlu Motorlar Müdürü Emin TUZLU'ya, fikir ve deneyimleriyle projenin yürütülmesinde önemli katkıları olan Kıdemli Takım Lideri Emre ÜNLÜ'ye, tez dönemi boyunca desteğini esirgemeyen Kıdemli Mekanik Tasarım Mühendisi Nafız Çağrı ŞAHİN ve Uzman Yapısal Analiz Mühendisi Yiğit OKUR başta olmak üzere emeği geçen tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Her alanda olduğu gibi eğitim hayatım boyunca da beni sonsuz destekleyen aileme teşekkür ederim.

Serkan GALATA

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	26
1.3 Hipotez	27
2 TERSİNE MÜHENDİSLİK ÇALIŞMALARI	28
3 ÖN TASARIM FAALİYETLERİ	30
3.1 Kinematik Hesaplar	30
3.2 Yanma Fenomeni	36
3.3 Krank Mili Yükleri ve Ön Tasarım Alternatifleri	41
4 AĞIRLIK VE GERİLME OPTİMİZASYONU	51
4.1 Karşı Ağırlık Sayısı	53
4.2 Muylu İç Çap Boşaltması	55
4.3 Model Düzgünleştirme	58
4.4 Ana Yatak İç Çap Boşaltması	59
4.5 Karşı Ağırlık Boşaltması	62
4.6 Omuz Boşaltması	63
4.7 Diğer Tasarım Faaliyetleri	66
4.8 Yazılım Geliştirme – KMT: Krank Mili Tasarımcısı	70
4.9 Matematiksel Model	72
5 DOĞRULAMA FAALİYETLERİ	73
5.1 İmalat Faaliyetleri	73
5.2 Kontrol Faaliyetleri	75
5.3 Test Faaliyetleri	76
6 SONUÇ VE ÖNERİLER	80
KAYNAKÇA	82
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	90

SİMGE LİSTESİ

ω	Açısal Hız
M	Ağırlık Belirsizi
Rp0,2	Akma Mukavemeti
Z	Alan Daralması
d _a	Ana Yatak Çapı
l _a	Ana Yatak Genişliği
σ_a	Ana Yatak Gerilmesi
n	Anlık Durumda Biyel Kolu İzdüşümü
m	Anlık Durumda Krank Mili İzdüşümü
V	Anlık Strok Hacmi
V _x	Anlık Strok Hacmi
S _x	Anlık Strok Uzunluğu
P ₀	Atmosfer Basıncı
P	Basınç (Pressure)
l	Biyel Boyu
β	Biyel Kolu Açısı
S	Biyel Kolu Boyunca Etki Eden Kuvvet
λ'	Biyel-Krank Oranı
R _m	Çekme Mukavemeti
Q _d	Difüzif Yanma Isısı
M _d	Difüzif Yanmada Wiebe Şekil Faktörü
R _{gaz}	Evrensel Gaz Sabiti
Δ	Fark
P _p	Gaz Basınç Kuvveti
m	Gaz Kütlesi
σ	Gerilme
B	Gerilme Belirsizi
S	Gerilme Belirsizi
P _j	Gidip Gelen Kütlelerin Atalet Kuvveti
V	Hacim (Volume)
H	Havacılık
Hz	Hertz

Q	Isı
G	ISO 1940-1'e Göre Balans Kalitesi
u	İç Enerji
D _i	i'nci Ana Yatak Çapı
W	İş (Work)
U _{per}	Kabul Edilebilir Kalıcı Balanssızlık Değeri
A5	Kalıcı Uzama
kg	Kilogram
kJ	KiloJoule
km	Kilometre
kN	KiloNewton
kW	KiloWatt
kWh	KiloWatt-Saat
λ	Krank-Biyel Oranı
α	Krank Mili Açısı
θ	Krank Mili Açısı
K	Krank Mili Boyunca Etki Eden Kuvvet
K _R	Krank Mili Boyunca Etki Eden Merkezkaç Kuvveti
O	Krank Mili Merkez Noktası
t	Krank Mili Omuz Kalınlık Artışı
R	Krank Mili Omuz Yarıçapı
R	Krank Mili Yarıçapı
T	Krank Milini Döndüren Teğetsel Kuvvet
m _R	Krank Milinin Muylu Merkezindeki Parçalarının Ağırlığı
F	Kuvvet Belirsizi
l	Litre
n	Maksimum Çalışma Devri
MPa	MegaPascal
m	Metre
m ²	Metrekare
μ m	Mikrometre
mm	Milimetre
ms	Milisaniye
d _m	Muylu Çapı

l_m	Muylu Genişliği
σ_m	Muylu Gerilmesi
B	Muylu Merkez Noktası
N	Newton
#	Numara
O	Otomotiv
V_c	Ölü Hacim
S_c	Ölü Uzunluk
Q_p	Ön Karışımlı Yanma Isısı
M_p	Ön Karışımlı Yanmada Wiebe Şekil Faktörü
m	Parça Ağırlığı
A	Perno Merkez Noktası
P	Pernonun Biyel Koluna Etki Kuvveti
D	Piston apı
m_j	Piston Grubunun Ağırlığı
c	Piston Hızı
a	Piston İvmesi
F_p	Piston Yüzey Alanı
h	Saat (Hour)
k	Sabit Basınçtaki Özgöl Isının Sabit Hacimdeki Özgöl Isıya Oranı
C_v	Sabit Hacimdeki Özgöl Isı
cm^2	Santimetre Kare
cc	Santimetre Kúp (Cubic Centimeter)
cm^3	Santimetre Kúp
T	Sıcaklık (Temperature)
ϵ	Sıkıştırma Oranı
P	Silindir Ekseni Boyunca Etki Eden Kuvvet
P_j	Silindir İçi Yanma Basıncı
V_H	Strok Hacmi
S_H	Strok Uzunluğu
t	Süre (Time)
P_z	Yanma Yükyyle Birlikte Oluşan Gaz Basınc Kuvveti

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
CMM	Koordinat Ölçme Cihazı (Coordinate Measuring Machine)
CS-E	Motorlar için Sertifikasyon Spesifikasyonları (Certification Specifications for Engines)
EASA	Avrupa Havacılık Emniyeti Ajansı (European Union Safety Agency)
EBW	Elektron Işın Kaynağı (Electron Beam Welding)
FEM	Sonlu Elemanlar Yöntemi (Finite Element Method)
FTA	Arıza Sınıflandırması (Fault Tree Analysis)
HP	Beygir Gücü (Horse Power)
HRC	Rockwell C Standardında Sertlik Değeri (Hardness Rockwell Scale-C)
KE	Kinetik Enerji
KMA	Krank Mili Açısı
KMT	Krank Mili Tasarımcısı Yazılımı
MA	Mikro Alaşım
MPI	Manyetik Partikül Tahribatsız Muayenesi (Magnetic Particle Inspection)
NVH	Gürültü, Titreşim ve Sertlik (Noise, Vibration, and Harshness)
PE	Potansiyel Enerji
QT	Su Verme ve Temperleme (Quench and Temper)
rpm	Dakikadaki Devir Sayısı (Revolutions per Minute)
SAE	Amerikan Otomotiv Mühendisleri Birliği (Society of Automotive Engineers)
SEM	Elektron Mikroskobu (Scanning Electron Microscope)
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1 Krank milinin şematik gösterimi	31
Şekil 3.2 Trigonometrik yöntem ve Mac Laurin serisine göre piston yolu grafiği	34
Şekil 3.3 Krank mili açısına göre piston hızı grafiği	35
Şekil 3.4 Krank mili açısına göre piston ivmesi grafiği	36
Şekil 3.5 Krank mili açısına göre silindir içi basınç grafiği	39
Şekil 3.6 Silindir içi basınç ve hacim grafiği.....	39
Şekil 3.7 Krank mili açısına göre ön karışımli yanma ısısı grafiği	40
Şekil 3.8 Krank mili açısına göre difüzyon yanma ısısı grafiği.....	40
Şekil 3.9 Krank mili açısına göre toplam yanma ısısı grafiği	41
Şekil 3.10 (a) Krank miline (b) muyluya etki eden kuvvetlerin gösterimi [6].....	42
Şekil 3.11 (a) Krank miline (b) muyluya etki eden kuvvetler.....	46
Şekil 3.12 A1, A2, A3 kodlu krank millerinin (a) izometrik (b) yandan görünüşü	48
Şekil 3.13 Analize girecek krank millerinin (a) gerçek (b) indirgenmiş görünüşü.....	48
Şekil 4.1 (a) B1 (b) B2 kodlu krank milleri	54
Şekil 4.2 (a) 10 mm (b) 20 mm (c) 25 mm muylu boşaltmalı krank milleri.....	55
Şekil 4.3 Ağ yapısı kalitesinin sınıflandırılması [115].....	56
Şekil 4.4 Muylu işleme yönleri.....	58
Şekil 4.5 Karşı ağırlık tapasının gösterimi	58
Şekil 4.6 D modeli	59
Şekil 4.7 (a) 10 mm (b) 20 mm (c) 30 mm ana yatak boşaltmalı krank milleri.....	60
Şekil 4.8 Ana yatak tapasının gösterimi	62
Şekil 4.9 Karşı ağırlık boşaltması.....	62
Şekil 4.10 Omuz boşaltma parametreleri	63
Şekil 4.11 Optimizasyon akış şeması	64
Şekil 4.12 Parametrelerin gerilme etkileri	65
Şekil 4.13 Omuz boşaltması	66
Şekil 4.14 Krank mili yağlama örnekleri.....	67
Şekil 4.15 Krank mili yağlama devresi	69
Şekil 4.16 KMT paket 1 adımları	70
Şekil 4.17 KMT paket 2, 3, 4 adımları	71
Şekil 4.18 Matematiksel modelin doğrulama değerleri.....	72

Şekil 5.1 Krank mili imalat fazları [75].....	74
Şekil 5.2 Yağlama deliği görsel kontrolü	75
Şekil 5.3 Krank mili balans alma görseli.....	76
Şekil 5.4 Metalografik inceleme numuneleri	76
Şekil 5.5 Rezonans test cihazı şematiği.....	77
Şekil 5.6 Test sistemi şematiği	77



TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Krank mili tersine mühendislik çalışması sonuçları	28
Tablo 2.2 Krank mili malzeme örnekleri	29
Tablo 3.1 Motorun teknik özellikleri	41
Tablo 3.2 Krank miline etki eden kuvvetler.....	45
Tablo 3.3 Ön tasarım fazındaki krank millerinin geometrik parametreleri	49
Tablo 4.1 B1, B2 kodlu krank millerinin geometrik parametreleri.....	54
Tablo 4.2 C1, C2, C3 kodlu krank millerinin ağırlık kıyaslaması	56
Tablo 4.3 Alternatif tasarımların analiz sonuçları.....	57
Tablo 4.4 D kodlu krank milinin ağırlık kıyaslaması	59
Tablo 4.5 E1, E2, E3 kodlu krank millerinin ağırlık kıyaslaması.....	61
Tablo 4.6 Alternatif tasarımların analiz sonuçları.....	61
Tablo 4.7 F kodlu krank milinin ağırlık kıyaslaması	63
Tablo 4.8 Tasarım konfigürasyonları ve analiz sonuçları	64
Tablo 4.9 İlave tasarım kanfigürasyonları ve analiz sonuçları	65
Tablo 4.10 G kodlu krank milinin ağırlık kıyaslaması	66
Tablo 5.1 Krank mili kontrol adımları	75
Tablo 5.2 CS-E 440 test adımları.....	78
Tablo 5.3 Harici enstrümantasyon listesi	79

Sıkıştırma Ateşlemeli Havacılık Motoru Krank Milinin Tasarımı ve Optimizasyonu

Serkan GALATA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Dr. Öğretim Üyesi Övün IŞIN

Sıkıştırma Ateşlemeli Havacılık Motoru Krank Milinin Tasarımı ve Optimizasyonu başlıklı tez kapsamında, hava araçlarında kullanılması planlanan motor için krank mili tasarlanmıştır. Literatür taraması ve tersine mühendislik çalışmaları ile sektördeki güncel durum araştırılmıştır. Kinematik hesaplar ve yanma fenomeni hesabı yapılmıştır. Krank miline etki eden yükler hesaplanmış ve geometrik olarak ön tasarım ortaya konulmuştur. Parça davranışı analizler ile de incelenmiştir. Karşı ağırlık sayısı, muylu iç çap boşaltması, ana yatak iç çap boşaltması, karşı ağırlık boşaltması, omuz boşaltması kategorilerinde ağırlık ve gerilme optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır. Krank milinin tasarım işlemlerinin yazılım yardımıyla otomatik olarak yapılması için KMT programı oluşturulmuştur. Krank milinin omuz bölgesindeki ağırlık azaltma işlemi için tasarım parametreleri arasındaki ilişkiler matematiksel model ile tanımlanmıştır. Modelin doğrulanması işlemi analizler ile yapılmıştır. Elde edilen tasarım imal edilerek motor üzerinde geliştirme testleri yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: İçten yanmalı motor, krank mili, tasarım, ağırlık azaltma, gerilme optimizasyonu.

Compression Ignition Aviation Engine Crankshaft Design and Optimization

Serkan GALATA

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Övün IŞIN

Within the scope of thesis entitled as Compression Ignition Aviation Engine Crankshaft Design and Optimization, a crankshaft was designed for an aircraft engine. The current situation in the market was presented through literature survey and reverse engineering. Kinematic analyses and combustion phenomenon calculations were made. The loads acting on the crankshaft were calculated and preliminary design was created. Behavior of part was examined assistance of a computer-generated softwares. Weight and stress optimization studies were carried out in the categories of counterweight number, hollow crank pin, hollow main bearing, counterweight shape, and web shape. The KMT software was written to automatically perform the design processes. The relationship between design parameters for weight reduction in the web region of the crankshaft was defined by a mathematical model. The validation of the model was done with analyses. The final design model was manufactured and was tested on the internal combustion engine.

Keywords: Internal combustion engine, crankshaft, design, weight reduction, stress optimization.

1.1 Literatür Özeti

Hava aracında kullanılması planlanan sıkıştırma ateşlemeli motor için krank mili tasarımı çalışması kapsamında literatür taraması ile akademik ve ticari bakış açılarından sektörün güncel durumu araştırılmıştır. Elde edilen bilgiler ışığında, tez çalışmasında izlenecek takvim şekillendirilerek iş planları ortaya konulmuştur. Özellikle detay tasarım fazındaki kritik kararlarının alınmasında dayanak noktası oluşturan literatür taramaları; analitik çözümleme yapılan çalışmalar, gerilmelerin yazılım ile incelendiği çalışmalar, ham malzeme ve imalat yöntemlerinin incelendiği çalışmalar, ham malzeme ve test incelemelerinin yapıldığı çalışmalar, yatak dibinin incelendiği çalışmalar, balans konusunun incelendiği çalışmalar, tribolojik davranışın incelendiği çalışmalar, testlerin incelendiği çalışmalar, ölçüm yöntemlerinin incelendiği çalışmalar, hata modlarının incelendiği çalışmalar, deneysel yöntemlerin kullanıldığı çalışmalar, ömür tahmininin incelendiği çalışmalar, kitap ve standart incelemeleri ile patent incelemeleri şeklinde sınıflandırılmıştır.

1.1.1 Analitik Çözümleme Yapılan Çalışmalar

O. ALPAY [1] çalışmasında, 90 kW gücündeki bir dizel motor için krank mili, biyel kolu, piston ve volanın dinamik ve statik hesaplamalarını yapmıştır. Çalışma kapsamında, ön tasarımı yapılmış olan motorun kinematik ve dinamik hesaplamaları MATLAB programında gerçekleştirilmiştir. Bu hesaplamalar sonucu bulunan atalet kuvvetlerinin asgari seviyeye indirilebilmesi için gerekli denge ağırlıklarının miktarı ve yeri belirlenmiştir. Krank mili üzerinde piston, biyel kolu ve denge ağırlıkları kaynaklı toplam kuvvet belirlendikten sonra motor devrinin düzgünlüğünü sağlamak için volan hesabı yapılmıştır. Krank milinin mukavemet kontrolüne geçilmiş ve parça, burulma, eğilme ve bileşik mukavemet açılarından incelenmiştir. Hesaplar, analitik yöntemle, Nastran yazılımıyla 1 boyutlu modellemeyle ve 3 boyutlu modellemeyle statik ile dinamik şartlarda yapılmıştır.

E. ÇAKIR [2] çalışmasında, Başak Traktör marka, üç silindirli, dört stroklu, aşırı doldurmalı bir dizel motor için yanma prosesini, yarı ampirik Wiebe denklemine göre

çözümlemiş ve iş çevrimini hesaplamıştır. Çalışma kapsamında silindir içi parametrelerin hesabı yapılarak motorda oluşan güç ve basınç değerleri elde edilmiştir. Piston-biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler hesaplanarak piston, biyel kolu ve krank mili parçalarının dayanım hesabı yapılmıştır.

S. ERKAYA [3] çalışmasında, geleneksel krank-biyel mekanizmasından farklı olarak eksanterli krank-biyel mekanizmasında kinematik ve dinamik analizler yapmıştır. Tasarlanan sistemde geleneksel yapıdan farklı olarak biyel büyük başı ve muylu arasında, dönme merkezi muylu ekseni olacak şekilde bir eksanter ve pinyon dişli yerleştirilmiştir. Sistemde; tahrik kuvveti, atalet kuvvetleri, bileşke kuvvet etkisiyle oluşan çıkış momenti değerleri, krank milinin açısız pozisyonuna göre elde edilmiştir.

X. Y. ZHANG v.d. [4] çalışmalarında, tek silindirli bir dizel motora ait krank milinin kinematik ve dinamik davranışlarını incelemişlerdir. Oluşturulan dinamik modelde karşı ağırlıksız krank mili, biyel kolu ve piston mevcuttur. Çözümlere, yay ve sönüm elemanları kullanılarak analitik olarak yaklaşmıştır. Rijit ve hareketli kütle yöntemleri ile piston ivmesi, biyel kuvveti, krank mili radyal kuvveti gibi karakterlerin krank mili açısı eksenindeki değerleri hesaplanmıştır.

E. ÖZTÜRK v.d. [5] çalışmalarında, tek silindirli, dört stroklu bir dizel motorun piston, biyel kolu, krank mili ve motor bloğunun; krank mili açısız hareketi, motor bloğu açısız hareketi, motor bloğunun düşey ve yataydaki doğrusal hareketlerini içeren dört serbestlik dereceli dinamik modelini oluşturmuş ve krank milinin açısız hız değişimleri ile motor bloğundaki titreşimleri incelemişlerdir. Krank milinin açısız hızındaki değişimlerin motor yüküyle, motor bloğundaki açısız titreşimlerin gaz kuvvetleriyle, motor bloğundaki düşey ve yataydaki doğrusal titreşimlerin piston ve krank mili balanssızlığıyla ilişkili olduğu belirlenmiştir. Piston ataletinden kaynaklanan düşey titreşiminin azaltılması için kullanılan karşı ağırlıkların yataydaki titreşimi artırdığı görülmüş ve düşeydeki titreşim genliğinin yarıya indirilmesinin yeterli olacağı yorumlanmıştır.

M. OLGUN [6] çalışmasında, Antor 3LD 510 marka, tek silindirli bir dizel motorun dengelenmesini teorik olarak ve analiz yardımıyla incelemiştir. ADAMS yazılımındaki dengeleme işlemine başlanmadan önce standart bir motorun işlemleri yapılarak modelin doğruluğu sağlanmıştır. İkili Lanchester mili kullanılarak dengeleme yapılmış ve bu dengelemenin bir dizel motor için önemli bir avantajının olmadığı tespit edilerek motor maliyetini gereksiz şekilde artıracığı yorumlanmıştır.

H. SAĞLAM [7] çalışmasında, gemiye ait 16 silindirli bir dizel motorun çalışması sırasında yatak noktalarında statik ağırlığın oluşturduğu kuvvetler, ötelenen ve dönen kütlelerin oluşturduğu dinamik kuvvetler ile gaz basıncının yarattığı kuvvetlerin bileşkesini incelemiştir. Çalışmada motor performansının uzun süre korunması ve makine dairesindeki gürültü seviyesinin azaltılması amacıyla motor titreşiminin minimum seviyede tutulması amaçlanmıştır. Statik motor ağırlığının yataklar üzerindeki etkisi ile ötelenen ve dönen kütleler kaynaklı oluşan dinamik kuvvetler hesaplanmış ve yataklardaki bileşke kuvvetler bulunmuştur. Yapılan incelemelerde dinamik kuvvetlerin statik kuvvetlere kıyasla 10 kat mertebesinde yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Ö. ÖZDEN [8] çalışmasında, tek silindirli bir dizel motora ait elemanların, kinematik bağlantılar kullanarak yer değiştirme, hız, ivme gibi fiziksel özelliklerini hesaplamış ve hareketli sistemlerin dengelemesini yapmıştır. Çalışma kapsamında ADAMS yazılımı kullanılarak yataklardaki kuvvet değerleri elde edilmiş ve sonlu elemanlar yöntemiyle ana yatakların termal yükler altındaki gerilme analizi gerçekleştirilmiştir.

S. KÜÇÜKATEŞ [9] çalışmasında, zirai aletler ve su pompaları için tasarlanan V tipi bir içten yanmalı motorda piston, biyel kolu ve krank milinin hareketi kaynaklı olarak oluşan titreşimleri, Lanchester mekanizması ile en aza indirmeyi amaçlamıştır. Çalışmada seçilen motor, bir elektrikli araçta menzil uzatıcı olarak kullanılacağından dolayı titreşim konforunun yüksek seviyeye çıkartılması hedeflenmiştir. Araştırmacı, kütle indirgeme yapmadan, kendi geliştirdiği yöntem olan ve parçaların direkt olarak kendi ağırlıklarının hesaba katıldığı sadeleştirilmiş bir teknik kullanarak dengeleme hesaplarını yapmıştır.

L. YANNICK [10] çalışmasında, iki silindirli bir motorun ön tasarımını gerçekleştirmiştir. Çalışmada hareket eden parçalar için denklemler oluşturularak basit model kurulmuştur. Hazırlanan model ile krank milinin her açısı için atalet kuvvetleri ve atalet momentleri hesaplanabilmekte ve model, sıralı ve karşıt silindirli motorlar için kullanılabilir. Motor tarafından oluşturulan titreşim kaynakları için krank mili modifikasyonu, balans şaftları eklenmesi gibi balans çözümleri araştırılmış ve atalet kuvvetlerine ek olarak silindir içerisine yakıt ilavesi yapılarak motorda oluşan kuvvetler ve momentler hesaplanmıştır.

Y. HAO v.d. [11] çalışmalarında, üç boyutlu parametrik modelleme tekniği ile karşı ağırlık modeli hazırlamış ve ağırlık optimizasyonlu model oluşturmuşlardır. Karşı ağırlık optimizasyon prosesi, karşı ağırlık dış bölgesinin ana hatlarının belirlenmesi ve artırılmış

hassasiyet ile geometrinin dondurulması adımlarından oluşmaktadır. Çalışmada yazılım yardımıyla yapılan karşı ağırlık optimizasyonu sonrasında %6,50 oranında hacim azalışı elde edilmiştir.

H. NIGUS [12] çalışmasında, krank millerinin kinematik hesaplarını MATLAB yazılımı kullanarak yapmıştır. Krank-biyel mekanizmasının kinematik çözümü vektör döngü sistemi kullanılarak yapılmış; piston konumu, piston ile biyel kolunun hızı, krank mili ile biyel kolunun konumları, ivme değerleri hesaplanmıştır.

D. HODGETTS [13] çalışmasında, titreşimin eğilme, aksel ve burulma yönlerindeki modlarını dinamik model üzerinden incelemiştir. Yapılan deneylerde, eş düzlemlilik krank millerinin dinamik bir modelinin eğilme, aksel ve burulma yönlerindeki titreşim modlarının frekanslarının tahmin edilebileceği sonucuna ulaşılmış ve değerler, dört silindirik, 1.100 cc hacimli benzinli motora ait krank milinde doğrulanmıştır. Ana yataklardaki yer değiştirmeler hesaplanmış ve yatakların sabit mesnetli şekilde alınması, burulma titreşimi frekansları hakkında iyi bir yakınsama sağlamıştır.

A. P. SIME [14] çalışmasında, örtüşmeli krank millerinde geometrik parametrelerinin gerilmelerin etkisi altındaki davranışını incelemiştir. Çalışmada inceleme noktalarında öngörülen gerilme değerlerinin hesaplanması için sonlu elemanlar ve sınırlı elemanlar yöntemleri kullanılarak korelasyonlar oluşturulmuştur. Krank milinin bağımsız muyluları eğilme ve burulma ile yüklenmiştir. Gerilme yoğunlaşma faktörü ile maksimum gerilmeler normalize edilmiştir. Analizler, mümkün olduğunca simetri eksenleri kullanılarak 2 ve 3 boyutlu olarak yapılmıştır.

F. ORBECK [15] çalışmasında, altı silindirik bir dizel motorun krank miline ait 7 ana yatağın kuvvet analizini yapmıştır. Krank mili, sürekli elastik gövde olarak kabul edilerek yataklarla desteklenmiş ve yatak altlarındaki kuvvet etkileşimleri incelenmiştir. Çalışmada 4. ana yatağın davranışı numune olarak seçilmiştir. Yatakların yatay yer değiştirmesi ve burulma miktarları analitik olarak hesaplanmış ve yer değiştirme miktarı deneysel olarak bulunmuştur. Teorik ve analitik hesaplamalar kıyaslanarak uygulanan teorik yaklaşımın geçerli olduğu belirlenmiştir.

R. MUNRO [16] çalışmasında, marin krank mili uygulamalarındaki sıkı geçme uygulamalarını araştırmıştır. Çalışmada çeşitli yükleme koşullarında sıkı geçmenin teorik analizi yapılmıştır. Sürtünme momenti dayanımı isminde bir yaklaşım geliştirilmiş ve

kritik hasar mekanizmaları incelenmiştir. İlave olarak krank milinin test edilmesi için bir hidrolik test makinesi tasarlanmış ve imal edilmiştir.

W. R. S. DAVIDSON [17] çalışmasında, büyük boyutlu marin krank millerinde kullanılan sıkı geçme prosesindeki varyasyonlar ve montaj prosesindeki bilgi eksiklikleri kaynaklı hata modları üzerinde durmuştur. Yapılan araştırmalarda sıkı geçme sırasında oluşan gerilmeler hakkında çok az şey bilindiği ortaya konulmuş ve bu çıkarıma istinaden çalışmanın kapsamı bu yönde genişletilmiştir. Deneysel araştırmalarda, gemilerden hurdaya ayrılan krank milleri kullanılmış ve serbest aksenal çekmenin önlenmesinin belli bir dereceye kadar mümkün olduğu görülmüştür. Yüzey final işlemlerinin geçme üzerindeki etkisinin düşük seviyede olduğu tespit edilmiştir.

H. CAMERON [18] çalışmasında, FORD Zephyr otomobiline ait 6 silindirli motorun değişken hızlarda tahrik edilmesi ile birlikte krank mili üzerinde oluşan burulma salınımının sönümlenmesini araştırmıştır. Hesaplamalar Elliot 803B isimli bir bilgisayarda yapılmıştır. Literatür taramasından farklı olarak bu çalışmada, hız sönüm katsayıları kullanılarak yeni bir yaklaşım geliştirilmiş ve elde edilen değerler Shannon'un enerji yaklaşımı ile karşılaştırılmıştır.

T. GRUNERT [19] çalışmasında, krank mili ile motor bloğu bağlantılarının dinamik analizi için analitik ve nümerik metotlar kullanmıştır. Analitik uygulamalar arasındaki ideal yöntem, krank mili ile motor bloğunun modal modelinin dinamik cevabının frekans tabanında incelenmesidir. Bu yöntemde lineer olmayan ana yatak yaklaşımı yapılmaktadır. Motor yüzeylerinin dinamik cevabının oluşturduğu ışıma yapan gürültü için radyasyon metodolojisi kullanılarak yazılım ortamında çalışma yapılmıştır.

1.1.2 Gerilmelerin Yazılım ile İncelendiği Çalışmalar

S. BARAGETTI [20] çalışmasında, 6 silindirli bir motora ait krank milinde Nastran yazılımını kullanarak muylu üzerindeki eşdeğer gerilmeleri incelemiştir. Çok silindirli motorlara ait krank millerinde çentik etkisi oluşabilecek noktalardaki gerilme ve gerinim davranışlarının belirlenmesi amacıyla nümerik sonlu elemanlar simülasyonu kullanılması genellikle zaman alıcı bir uygulama olduğundan dolayı çalışmada, basitleştirilmiş bir nümerik model geliştirilmiş ve krank mili tasarımındaki tasarım süresinin azaltılması amaçlanmıştır. Krank milinin gerilme değerleri hesaplanmış ve yorulma için bir yaklaşım yapılmıştır.

S. TENG v.d. [21] çalışmalarında, bir dizel motor krank mili için ANSYS ve FE-SAFE yazılımlarını kullanarak eğilme momenti ve yorulma ömrü hesaplamalarını yapmışlardır. Sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen değerler, deneysel yöntemlerle doğrulanmıştır. Analizler ve testlerde krank milinin bir muylusu ve muylunun iki yanındaki omuz bölgeleri kullanılmıştır. Test sisteminde, ana yatak diplerinin krank mili yorulma dayanımında en zayıf noktalar olduğu görülmüş ve bu kısımlarda ekstra çalışma yapılması gerektiği belirtilmiştir.

M. CHENG v.d. [22] çalışmalarında, ADAMS/Engine yazılımı kullanarak 76 kW gücündeki, 4 silindirli 491 kodlu motorun dinamik analizini yapmak için güç aktarım sisteminin modelini kurmuşlar ve krank mili burulma titreşimlerini incelemiştir. Çalışmada 1.000-6.000 rpm motor hızı aralığında burulma açıları elde edilmiş ve krank mili pah kısımlarındaki güvenlik katsayısı değerleri araştırılmıştır.

P. HORVATH v.d. [23] çalışmalarında, Formula Student yarış aracının tek silindirli motoruna ait krank milinin ağırlığının azaltılarak daha homojen bir gerilme dağılımı elde edilmesini amaçlamışlardır. Çalışmada krank miline etki eden kuvvetler el hesabı ile ve CREO yazılımı ile bulunarak kıyaslanmıştır. Krank mili için ANSYS yazılımında bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Analizler, kritik yükleme koşulu ve kinematik sınır şartları altında iki farklı yöntemle hesaplanmıştır. Sabit ve değişken yük altında gerilme dağılımları incelenmiştir. Ağ yapısındaki farklı eleman boyutlarının gerilmeler üzerine etkisi araştırılmıştır. Mevcut karşı ağırlık geometrisi modifiye edilerek krank mili üzerinde iyileştirme çalışması yapılmıştır.

B. TALIKOTI v.d. [24] çalışmalarında, 2 silindirli bir motora ait krank milini ANSYS yazılımında sonlu elemanlar yöntemi ile statik olarak incelemiştir. Krank mili üzerinde muylular üzerinde olan maksimum gerilmeler ve maksimum deformasyon noktası araştırılmıştır. Elde edilen gerilme değerleri neticesinde krank miline bir miktar ağırlık çıkarma ve ekleme işlemleri yapılarak gerilme değerlerindeki indirgeme miktarları kıyaslanmıştır.

S. K. PRASAD v.d. [25] çalışmalarında, tek silindirli, 4 stroklu bir dizel motora ait dökme demir ham malzemeden imal edilmiş olan ve CATIA yazılımında modellenen krank milinde ANSYS yazılımı yardımıyla yapılan statik analiz sonucunda kritik noktaların tespitini yapmışlardır. Araştırmacılar, analizden elde edilen sonuçlar ile muylu çapını küçülterek ağırlık optimizasyonuna gitmiş ve alternatif tasarımlar oluşturmuşlardır.

Motor bloğunu değiştirmeden geometri değişikliği yaparak orijinal parçanın altındaki bir seviyede gerilme değeri elde edilmesini amaçlamışlardır.

K. THRIVENI v.d. [26] çalışmalarında, CATIA V5 yazılımında modellenen tek silindirli, dört stroklu bir motora ait krank milinin statik analizini ANSYS yazılımıyla yapmışlardır. Çalışmada sınır koşulları tanımlanarak krank milinin kritik noktalarındaki gerilme değişimleri incelenmiştir. Muylu üzerindeki gerilmeler analitik yöntemle de hesaplanarak bilgisayar ortamında elde edilen statik analiz sonuçları ile kıyaslama yapılmıştır.

S. S. SHELKE v.d. [27] çalışmalarında, Bajaj Pulsar 150 DTS-i motosikletine ait tek silindirli, 4 stroklu, hava soğutmalı, benzinli bir motorun krank milini CATIA V5 yazılımı kullanarak modellemişlerdir. Muylu üzerindeki gerilmeler analitik yöntemle hesaplanmıştır. ANSYS yazılımında statik analiz ile maksimum deformasyon ve eşdeğer gerilme değerleri hesaplanmıştır.

K. SANDYA v.d. [28] çalışmalarında, 4 silindirli bir motora ait krank milini SolidWorks yazılımında modellemiş, modelin ağ yapısını HyperWorks yazılımında işlemiş ve statik analizleri ANSYS kullanarak yapmışlardır. Krank mili teğetsel kuvvet nedeniyle kesme, eğilme ve burulmaya; radyal bileşen sebebiyle eğilmeye maruz kalmaktadır. Tüm bu kuvvetleri krank milinin tüm açılarında incelemek zor bir çalışma olacağından dolayı krank mili, maksimum burulma ve eğilme momentlerinin elde edildiği noktalar için kontrol edilmiştir. Çalışmada krank milinin matematiksel modeli oluşturulmuş ve gerilme değerleri hesaplanmıştır. Bilgisayar ortamında, krank milinde üç farklı malzemenin toplam deformasyon, eşdeğer gerilme ve kesme gerilmesi üzerine olan etkisi, farklı krank mili açılarında araştırılmıştır.

V. PRAKASH v.d. [29] çalışmalarında, 4 silindirli bir motora ait krank milinde doğal frekans, kritik mod ve kritik hız tespiti, kritik modlardaki gerilme gibi değerleri araştırmışlardır. Çalışmada krank milinin sonsuz ömrü için sistematik bir prosedür izlenmiş ve klasik yöntem ile sonlu elemanlar yöntemi birlikte kullanılmıştır. Parçanın ilk değerlerinin elde edilmesi ve yaklaşımlar için klasik yöntem kullanılırken geliştirilen TVAL yazılımı ile krank millerinin doğal frekansları hızlı bir şekilde hesaplanmıştır. Daha kesin sonuçlar için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Araştırmacılar, farklı malzeme alternatiflerinde ömür ve yorulma değerlerine yaklaşım yapmışlardır.

V. C. SHAHANE v.d. [30] çalışmalarında, tek silindirli bir motora ait krank milinde matematiksel yöntemle kuvvetleri hesaplamışlardır. Çalışmada, bilgisayar ortamında

ANSYS yazılımını kullanarak toplam deformasyon, eşdeğer gerilme, kesme gerilmesi, güvenlik katsayısı gibi parametreler incelenmiştir. Parçaya dinamik analiz yapılarak krank milinin modları ve bu modlara göre deformasyon değerleri araştırılmıştır. Krank milinde muylu boşaltması ile karşı ağırlık şekil değişikliği yapılarak bir geometrik optimizasyona gidilmiş ve statik ile dinamik analizler tekrarlanmıştır.

R. J. DESHBHRATAR v.d. [31] çalışmalarında, 4 silindirli bir dizel motora ait krank milinin modal analizini yapmışlardır. Çalışmada krank mili, Pro/ENGINEER yazılımında modellenmiş ve parçanın titreşim modelinin analizinde ANSYS yazılımı kullanılmıştır. Deformasyon analizi ile maksimum gerilme noktası ve kritik bölgeler tespit edilmiştir. Analizler alüminyum ve çelik alaşımı malzemeleri için tekrarlanmış ve elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır.

Y. YILMAZ [32] çalışmasında, analitik ve nümerik metotlar kullanarak sıra tipi 6 silindirli bir dizel motora ait krank milinin dinamik analizini gerçekleştirmiştir. Dinamik analiz, sabit hızdaki bir iş çevrimi boyunca krank miline etki eden kuvvet, yer değiştirme ve gerilme değerlerini içermektedir. Analize, krank mili, motor bloğu, piston seti, biyel kolu, volan, harmonik sönümleyici, yataklar ve takozlar dâhil edilmiştir. Sistem yüklemesi, gaz basıncı ve güç aktarım sistemi elemanlarının ataletleri ile yapılmıştır. Çalışmanın analitik kısmında, parçaya etki eden kuvvetler belirlenmiştir. Elde edilen değerlere göre ana yatak yükleri ve burulma titreşimleri hesaplanarak gerilme analizleri yapılmıştır. Nümerik analiz fazında, Nastran ile ADAMS yazılımları kullanılmış ve krank mili üzerindeki dinamik gerilme dağılımı hesaplanmıştır. Yağlama kanallarının krank mili dinamik gerilmeleri üzerindeki etkisinin belirlenmesi amacıyla kanalların mevcut olmadığı ve mevcut olduğu modeller kullanılmıştır. Harmonik sönümleyicinin krank mili gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Ana yataklarda ADAMS yazılımının hidrodinamik yatak modelleri kullanılarak krank milinin dinamik gerilme ve titreşim karakteristikleri incelenmiştir.

A. YILMAZ [33] çalışmasında, GGG60 malzemedен imal edilen 95 HP gücünde, dört silindirli, 1,30 litre hacmindeki bir dizel motora ait krank milinin dinamik analizini yapmıştır. Çalışmada, ANSYS yazılımı yardımıyla krank milinin doğal frekans değerlerindeki modal analizi incelenmiştir. Yapılan analizlerdeki kritik gerilme noktaları belirlenerek elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır.

M. T. KAHVECİ [34] çalışmasında, 6 silindirli iki farklı dizel motorun krank millerini dinamik olarak analiz etmiştir. Analiz için oluşturulan krank sistemi, 1 boyutlu analiz modelinde temsil edilmiş ve dengeleme kontrolü yapılmıştır. İkinci tasarımda strok uzatılmış ve dengeleme kontrolü tekrarlanmıştır. İlk versiyon krank milinde harmonik sönümleyicinin mevcut olduğu ve olmadığı varyasyonlarda burulma titreşimleri karşılaştırılarak harmonik sönümleyicinin etkisi araştırılmıştır. İkinci krank milinde farklı harmonik sönümleyiciler ile dinamik analizler tekrarlanmıştır. Her iki motor için de 3 boyutlu sonlu elemanlar modelleri kurulmuş ve doğal frekans ile eğilme titreşimi kontrolleri yapılmıştır.

A. MIKULEC v.d. [35] çalışmalarında, Ford Güç Aktarım ve Taşıt Sistemleri Araştırma Laboratuvarı tarafından geliştirilen Powertrain Engineering Tool (PET) yazılımını kullanarak bir güç aktarım sistemi modeli oluşturmuşlardır. Yazılım ile güç aktarma sistemi bileşenlerinin geometrilerinin oluşturulmasında ve motor performansı ile sürtünmesi değerlerinin ortaya konulmasında hızlı bir yaklaşım oluşturmaktadır. Yazılım, tork, güç ve geometrik kısıtlamalar gibi tasarım hedefleri ile çizilen çerçeve neticesinde doğrusal olmayan programlama kullanılarak bileşen geometrilerinin parametrik katı modellerini üretmektedir. Güç aktarım sistemindeki elemanların optimum geometrisinin elde edilmesi için dinamik analiz gereklidir. Çalışmada optimum krank mili geometrisi; perno çapı, piston ağırlığı ve piston eteği sürtünmesi çıktıları ile birlikte ele alınmıştır.

L. DRAPAL v.d. [36] çalışmalarında, krank mili ana yatak sürtünmelerinin motor verimine etkisini araştırmışlardır. Çalışmada, yenilikçi bir yaklaşımla krank mili tasarımı yapılmıştır. Krank mili için kurulan model üzerinde hidrodinamik yatak modelleri eklenmiştir. Test sonuçlarına göre burulma yönündeki titreşimler hesaplanmış ve bir harmonik sönümleyicinin konsept tasarımı yapılmıştır.

T. ORTJOHANN v.d. [37] çalışmalarında, 6 silindirli bir motora ait krank mili için kurdukları modelde kritik bölgelerde çeşitli ağ yapıları teknikleri uygulayarak burulma ve eğilme yönündeki gerilmeleri incelemişlerdir. Krank milinin dayanıklılığının değerlendirilmesi için 3 boyutlu dinamik simülasyon gerçekleştirilmiştir. Motor bloğu ve güç aktarım sistemi elemanlarının katılık değerleri için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Modal indirgeme yöntemi kullanılarak gaz kuvvetleri ve yağ sıcaklığı gibi parametreler analize dâhil edilmiştir. Motorun tüm çalışma hızları taranarak rezonans bölgeleri ve minimum güvenlik katsayıları bulunmuştur. Maksimum gerilme değerleri ile deformasyonlar incelenmiştir.

J. E. CHOTTINER [38] çalışmasında, hibrit elektrikli bir direkt enjeksiyonlu dizel motor için güç aktarım sistemi tasarlamıştır. Çalışmaya, perno tasarımı ile başlanmış, minimum perno çapına göre en düşük piston ağırlığı elde edilmiştir. Biyel küçük başının şekillendirmesi perno ölçülerine göre yapılmıştır. Biyel büyük başında ise yağ filmi analizi yapılarak genişlik değeri elde edilmiş ve sonuçlar sonlu elemanlar yöntemiyle doğrulanmıştır. Güvenlik katsayısı değerlerine göre krank milinin ana yatakları boyutlandırılmış ve ardından eğilme ile burulma durumları incelenmiştir. Son olarak volan boyutlandırması, transmisyona da göz önüne alınarak minimum ağırlık ile yapılmıştır.

A. JAMIL v.d. [39] çalışmalarında, dönen parçaların karşı ağırlıklarını matematiksel olarak modellemek için bir prosedür hazırlamışlardır. Çalışmada tipik bir karşı ağırlık geometrisi, CAD ortamında parametrik olarak modellenmiş ve ardından moment dengesi ve ağırlık merkezi denklemleri kullanılarak bir değişkenli formata dönüştürülmüştür. Yöntemin tasarım aşamasında yüksek zaman kazancı sağladığı tespit edilmiştir.

P. HAMRLE [40] v.d. çalışmalarında, krank millerinin dayanım analizini yapmışlardır. Krank milindeki boy arttıkça eğilme momenti artmaktadır. Krank milinin belirli bir uzunluğundan sonra, parçayı ortasından da yataklama zarurietiyi oluşturmaktadır. Çalışmada katı cisim teorisi ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak merkezdeki destek yatağının krank mili dayanım analizindeki etkisi araştırılmış ve merkez nokta yatağının krank mili üzerindeki gerilmeleri azalttığı görülmüştür.

V. KHASNIS v.d. [41] çalışmalarında, dinamik balans için krank mili karşı ağırlıklarının optimizasyonuna odaklanmışlardır. Çalışmada balanssızlıklar, krank milinde çok sayıda balans deliği açılmasına sebep olabildiğinden dolayı karşı ağırlık profili optimize edilmiştir. Balans işlemlerinden sonra eğilme yorulması için testler yapılmış ve parçanın beklenmedik bir noktadan hasarlandığı görülmüştür. Problemin çözülmesi için sonlu elemanlar analizi yardımıyla gerilmeleri azaltıcı çözümler uygulanmıştır.

M. R. HANIPAH [42] v.d. çalışmalarında, iki silindirli, 2 stroklu, buji ateşlemeli bir jeneratör prototipini geliştirmişlerdir. Çalışma özellikle seri hibrit elektrikli araçlara hizmet etmektedir. Geliştirme faaliyetlerinde bir boyutlu araçlarla modelleme ve simülasyonlar yapılmış ardından da 3 ana simülasyon modeli geliştirilerek optimize edilmiştir. Motor modeli, supap zamanlaması optimizasyonu için parametrik olarak hazırlanmıştır. Model, jeneratör prototipi kullanılarak doğrulanmıştır.

P. THEJASREE v.d. [43] çalışmalarında Tata Indica V2 DLS aracına ait krank milini CATIA V5 yazılımı ile modellemiş ve ardından modeli ANSYS'e aktarmışlardır. Krank mili, sıralı 4 silindirli bir dizel motora ait olsa da statik analiz için bir krank diliminin yeterli olduğu değerlendirilmiştir. Çalışmada krank milinin karşı ağırlık ve omuz bölgelerinde ağırlık azaltma çalışması yapılarak 3 konsept tasarım oluşturulmuştur. Konseptlere etki eden kuvvetler belirlenerek gerilme dağılımları incelenmiştir. Maksimum değerlerin 3 tasarım için de benzer noktalarda ve ana yatak diplerinde olduğu görülmüştür. Konsept 2'de gerilmelerde majör bir artış olmadan %12,8 ağırlık azalışı elde edilmiştir.

K. D. PRASAD v.d. [44] çalışmalarında, tek silindirli 4 stroklu dizel motorun krank mili üzerinde statik bir simülasyon gerçekleştirmişlerdir. CATIA V5 yazılımı kullanılarak üç boyutlu krank mili modeli oluşturulmuş ve krank milinin kritik konumlarındaki gerilme büyüklüğünün değişimini elde etmek için sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizi sonuçları ile teorik hesaplama sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Bu nedenle sonlu elemanlar analizinin, zaman alan teorik çalışmayı azaltmak için iyi bir araç olduğu vurgulanmıştır. Çalışmada, maksimum deformasyon muylu dış yüzeyinin merkezinde, maksimum gerilme ise muylu ile omuzlar arasındaki bölgede görülmüştür. Ana yatak diplerinin yüksek gerilme alanları olduğu belirlenmiştir. Analizden elde edilen gerilme değerleri, malzemenin akma değerinden çok daha az olduğu için oluşturulan tasarım güvenli olarak nitelendirilmiştir. Çalışmada maliyeti azaltmak için optimizasyona gidilebileceği önerilmiştir.

H. D. DESAI [45] çalışmasında, yatay, tek silindirli, 4 stroklu bir içten yanmalı motor için kinematik ve birleşik statik analiz yaparak yatak yükleri ve kuvvet analizini ortaya koymuştur. Fortran ile kinematik ve dinamik hesap için yazılım hazırlanmıştır. Çalışmada analitik yaklaşımın daha doğru sonuçlar ortaya koyduğu görülmüştür.

O. KEITA v.d. [46] çalışmalarında, hava soğutmalı, direkt enjeksiyonlu Deutz F8L413 dizel motoruna ait krank milinin dinamik davranışını 3 boyutlu bir modelde incelemişlerdir. Krank milindeki maksimum gerilme noktası simülasyonlarla belirlenmiş ve krank milinin yorulma davranışı incelenmiştir. Modelin verimliliği, doğal titreşim modları testi ile elde edilen deneysel veriler ve sayısal sonuçlar arasında karşılaştırma yapılarak gösterilmiştir.

T. SINGH v.d. [47] çalışmalarında, dizel lokomotif krank milinin sonlu elemanlar analizini, yorulma ömrünün tahmin edilmesi amacıyla yapmışlardır. Çalışmada, yatak dip bölgelerinde yüksek deformasyon, gerilme, gerilme yoğunluğu ve elastik gerinim durumları gözlenmiştir. Krank milinin yatak diplerinde yapılan herhangi bir kalıcı değişikliğin, kullanım ömrünü büyük ölçüde etkileyeceği belirtilmiştir. Krank milinin, genellikle muylunun gövdeye yakın köşelerindeki gerilme konsantrasyonu nedeniyle arızalandığı ve yüzey alanının artırılarak gerilme değerlerinin azaltılabileceği önerilmiştir. Ancak dizel lokomotif motorunun tasarımı ve boyut sınırlaması nedeniyle çalışmada geometrik değişiklik sınırlı seviyede uygulanabilmiştir. Yatak dibi değerleri optimal bir seviyede tasarladıktan sonra krank milinin metalurjik özellikleri değiştirilerek parçanın yorulma ömrünün daha da iyileştirilebileceği açıklanmıştır. Dövme çelik E-4130 olan malzemenin; EN-9, EN-41, 4140 ve E-4145 çeliği gibi farklı malzemelerle değiştirilebileceği önerilmiştir. Çalışmada, ön tasarım aşamasında krank mili ve ana yatağın ömür tahmininde kullanılacak tasarım detayları sunulmuştur. Toplam ısı akısı, deformasyon, eşdeğer gerilme, gerilme yoğunluğu, gerinim ve yorulma ömrü analizleri hakkında genel bir bakış sağlanmıştır.

S. S. SHENKAR v.d. [48] çalışmalarında, bir krank milinin analitik yöntemle ve sonlu elemanlar yöntemi ile analizini yapmışlardır. Elde edilen gerilmelerin malzemenin akma mukavemetinin oldukça altında olduğu görülmüştür. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarının teorik hesaplama ile eşleştiği görüldüğünden dolayı analizin, sonraki iterasyonlarda zaman alıcı teorik çalışmayı azaltmak için iyi bir araç olduğu belirtilmiştir. Analizlerde maksimum deformasyon, muylu yüzeyinin merkezinde; maksimum gerilme ise muylu ile omuz arasındaki bölgede görülmüştür. Ana yatağın kenarının da yüksek gerilme alanı olduğu belirtilmiştir. Çalışmada, maliyeti azaltmak için optimizasyona gidilmesi önerilmiştir.

P. A. PATIL v.d. [49] çalışmalarında, mikro alaşımlı dövme çelik krank milinin maksimum eğilme yükünü maksimum gaz basıncını dikkate alarak hesaplamışlardır. Ana yatak ve muylulara 55-60 HRC mertebesinde indüksiyonla sertleştirme uygulanmış ve yüzeydeki sertlik derinliği 3,5-4,0 mm aralığında yapılmıştır. Eğilme yükü nedeniyle muyludaki yağlama deliğinde oluşan maksimum gerilme 829,83 MPa olarak elde edilmiştir. Bu değer sertleştirme derinliği artırıldığında azaltılabileceği belirtilmiştir. Ayrıca yatak diplerindeki maksimum gerilmelerin azaltılması için dip yarıçapı değerinin de artırılması gerektiği belirtilmiştir.

G. MATHAN v.d. [50] çalışmalarında, krank mili ağ yapısının performansını gösteren şekil faktörlerini tanımlamışlar ve krank mili ağırlığını optimize etme metodolojisi oluşturmuşlardır. Çalışma sonunda, üst yüz ofseti ve yan genişliğin, burulma ve eğilme sertliği üzerinde büyük etkiye sahip olduğu; karşı ağırlık profilinin burulma ve eğilme sertliği üzerinde daha az etkisi olduğu; optimize edilmiş şekil faktörleriyle tasarlanan krank milinin tüm tasarım kabul kriterlerini karşıladığı belirtilmiştir.

1.1.3 Ham Malzeme ve İmalat Yöntemlerinin İncelendiği Çalışmalar

J. R. WILLIAMS v.d. [51] çalışmalarında, dövme çelik ve sfero dökme demir krank millerinin yorulma performansını değerlendirerek karşılaştırmışlardır. Yorulma, çevrimsel yükleme ve yatak diplerindeki gerilme yığılmalarının varlığı nedeniyle krank mili hasarlarının başlıca sebebidir. Çalışmada, çim biçme makinelerinde kullanılan tek silindirik motorlara ait krank milleri kullanılmıştır. Deney seti, monotonik çekme testleri, gerinim kontrollü yorulma testleri, çentik darbe testleri ve yük kontrollü yorulma testlerini içermektedir. İki malzemenin monotonik ve çevrimsel özellikleri karşılaştırıldığında dövme çelik, sfero döküme kıyasla daha yüksek bir çekme mukavemeti ve daha iyi yorulma performansı göstermiştir. Çentik darbe testlerinden elde edilen sonuçlar, dövme çelik malzemenin sfero döküm malzemenin daha yüksek darbe tokluğuna sahip olduğunu göstermiştir. Yorulma testlerinin sonuçları, iki farklı malzeme için S-N eğrileri olarak verilmiş ve dövme çelik krank milleri için üstün bir yorulma performansının olduğu görülmüştür.

V. ANGELOPOULOS [52] çalışmasında, krank milinin üretiminde kullanılan geleneksel imalat tekniklerine alternatif olarak toz metalürjisi yönteminin parçayı, daha ekonomik ve verimli hale getirebileceğini aktarmıştır. Bu yöntemde krank milinin farklı parçalar halinde üretilmesi gerekmektedir. Omuz, ana yataklar, muylular bağımsız olarak üretilmekte ve montajlanmaktadır. Tez çalışmasındaki ana odak noktası, parçaların tamamının ayrı halde mi yoksa mümkün olduğunca az parça halinde mi üretilbileceğinin belirlenmesidir. Bu kapsamda mevcut bir krank milinden taranarak bilgisayar ortamında oluşturulan CAD model kullanılarak kinematik analiz yapılmış ve MATLAB yazılımından elde edilen değerler ADAMS modeli ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra krank milinin balansı analiz edilerek karşı ağırlıkların uzayda nasıl düzenlenmesi gerektiği, kütle ve geometrik özelliklerinin ne olması gerektiği araştırılmış ve alternatif modeller oluşturulmuştur.

P. D. SRIVYAS v.d. [53] çalışmalarında, otomotiv endüstrisinde çevre dostu araç geliştirme fazında ağırlık azaltmanın önemini vurgulamışlar ve alüminyum matrisli kompozit kullanımı üzerine yoğunlaşmışlardır. Alüminyumun şase, motor bloğu, gömlek, piston, supap, zincir, biyel kolu, kardan mili, kam mili ve krank milinde kullanımı durumları açıklanmıştır. Çalışmada, krank milinin yüksek aşınma dayanımı ve uzun bir çalışma ömrüne sahip olması gerektiği vurgulanarak parça imalatında SiC ve grafit ile güçlendirilmiş alüminyum kompozitin kullanılabilceği değerlendirilmiştir.

L. KARTHICK v.d. [54] çalışmalarında, SolidWorks ile ANSYS yazılımlarını kullanarak iki tekerlekli bir araca ait krank milinin 3 boyutlu modelini geliştirmiş ve analiz etmişlerdir. Krank mili malzemesi olarak EN8 ve dövme çelik seçilerek performansları karşılaştırılmıştır. Motorun tam güçte çalışması sırasında krank milindeki gerilme durumu, doğrusal bir sonlu eleman analizi kullanılarak incelenmiştir. Biyel kolunun etkileşimini simüle etmek için karmaşık sınır koşulları tanımlanmıştır. Sonuçlar, krank milinde oluşan gerilmelerin güvenlik faktörü içinde olduğunu ve EN8'in dövme çelikten daha iyi yapısal davranışa sahip olduğunu göstermiştir. EN8 krank mili statik yüke dayanabildiğinden ve dövme çelik krank miline göre daha yüksek bir çekme mukavemetine sahip olduğundan dolayı dövme çelik krank milinin EN8 krank mili ile değiştirilmesi sürecinde mukavemet açısından bir sakınca olmadığı görülmüştür. Ayrıca EN8 krank mili maliyetinin seri üretimle azaltılabileceği belirtilmiştir.

P. CITTI v.d. [55] çalışmalarında, yüksek performanslı motorların krank milleri için malzeme seçimlerini analiz etmişlerdir. Ayrıca yüzey sertleştirme yöntemlerine teknik ve mali açıdan da yaklaşmıştır. Yüksek performanslı motorlarla ilgili son teknolojinin su verilmiş ve temperlenmiş çelikler (QT) ve nitrülenmiş çelikler ile mikro alaşımlı (MA) çelikler olduğu belirtilmiştir. Su verilmiş ve temperlenmiş çelikler ile nitrür çelikleri, indüksiyonla sertleştirme ve haddelenme ile bir araya geldiğinde mekanik özellikler ve yorulma direnci açısından en yüksek potansiyeli sunmaktadır. Öte yandan mikro alaşımlı çelikler ve indüksiyonla sertleştirme, su verilmiş ve temperlenmiş çeliklere kıyasla daha yüksek mekanik özelliklere ulaşamamakla birlikte, su verme aşamasının olmaması nedeniyle yüksek hacimli üretim sağlamak ve parçaların çarpılması ve işlenmesi açısından avantajlar sağlamaktadır.

B. V. RAMNATH v.d. [56] çalışmalarında, bir krank milinde parçanın bilinmeyen verilerinin öğrenilmesi için CMM kullanarak tersine mühendislik yapmışlardır. Ayrıca orijinal krank milinin dökme demirden üretildiği görülmüş ve alternatif olarak farklı

özelliklere sahip üç malzeme seçilerek ANSYS'te yapısal analizler yapılmıştır. Deformasyon, gerilme ve gerinim hakkında ayrıntılı sonuçlar elde edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre dövme çelik seçilmiş ve ağırlık %18 düşürülmüştür. Ağırlığı azaltılmış krank mili ayrıca dayanıklılık, performans ve verimlilik açısından da kontrol edilmiştir.

S. PAL v.d. [57] çalışmalarında, dövme krank mili üzerine yapılan talaşlı imalat işlemlerini incelemiştir. İstenilen ölçülere ulaşmak için yapılan talaşlı imalatta, verimliliği artırmak için zaman etüdü, mevcut süreci analiz etmek ve değiştirmek için kullanılmıştır. İşleme süresi, kaba tornalama ve taşlama olmak üzere iki işlemde incelenmiştir. Gerekli tüm işlemler için ilk çevrim süresi 92,73 dakika iken modifikasyondan sonra 88,63 dakika değeri elde edilmiştir. Böylece aynı girdilerle verimlilik artırılmış ve işleme maliyeti azaltılmıştır.

A. SANDEEP v.d. [58] çalışmalarında, 7475 ve 6061 alüminyum alaşımlarından imal edilen krank milleri üzerinde simülasyon yapmışlardır. Çalışmada, verimli bir çıktı elde etmek için yağlama, sıvı akışı gibi etmenler hariç tutularak statik ve termal analizler yapılmıştır. 7475'in 6061 alaşımından daha iyi olduğu, termal gradyanda eşit dağılımın sağlandığı ve krank mili gövdesi boyunca sabit sıcaklık elde edildiği görülmüştür.

J. WILLIAMS v.d. [59] çalışmalarında, dövme çelik ve sfero dökme demir krank millerinin yorulma performansını incelemiştir. Sfero dökme demirin akma ve çekme mukavemetlerinin, dövme çeliğe kıyasla sırasıyla %80 ve %66 olduğu ve dövme çeliğin, sfero dökümden daha fazla sünek olduğu belirtilmiştir. Sabit genlikli numune yorulma testinde yorulma mukavemeti dövme çelik için 359 MPa ve sfero döküm için 263 MPa olarak elde edilmiştir. Dövme çelik numunelerin, uzun ömür bölgesindeki dökme demir numunelerden yaklaşık 50 kat daha uzun ömre sahip olduğu belirtilmiştir. Dövme çelik numunelerin, sfero döküm numunelerden önemli ölçüde daha yüksek darbe tokluğuna sahip olduğu görülmüştür. Parça testlerinde, çatlak büyüme ömrünün, parçanın kırılmasına kadar olan ömrün önemli bir parçası olduğu belirtilmiş ve çatlak büyüme ömrü, çatlak çekirdeklenme ömrünün yaklaşık üç katı olarak belirlenmiştir. Dövme çelik ve dökme demir krank milleri, uygulanan aynı bükülme momentinde test edildiğinde dövme çeliğin 6 kat daha uzun ömre sahip olduğu görülmüştür.

L. A. ARCHER [60] çalışmasında, dökme çelik krank mili için yeni bir yolluk sistemi geliştirmiştir. Çalışmada krank mili MAGMASoft kullanılarak simüle edilmiş ve düşük seviyelerde gözenek yapısı olduğu tespit edilmiştir. Tasarlanan çelik bir krank milinin

dökümü için bir kum kalıbının CAD modeli oluşturulmuştur. İki adet kum kalıp hazırlanarak iki adet prototip çelik döküm krank mili dökülmüştür. Prototip imalat sonrasında gözenek yapısının, analizlerde öngörülen ile örtüştüğü tespit edilmiştir. Dökümlerin X-RAY görüntüleri ve penetrant testleri yapılarak muayenesi gerçekleştirilmiştir.

Y. ZHANG v.d. [61] çalışmalarında, mikro alaşımlı çeliğin krank mili için sıcak dövme işlemini incelemiştir. Krank mili modeli, doğrudan krank milinden ölçülen verilere göre yapılmıştır. Krank mili dövme simülasyonu, FEM yazılımı aracılığıyla yapılmıştır. Sıcak dövme sırasında yapı ve sıcaklık alanındaki değişiklikler simüle edilerek krank milindeki metal akış kuralları ile sıcaklık alanı arasındaki ilişkiler açıklanmıştır. Krank mili dövme işlemi sırasında merkez hattı kusurlarının şekilleri analiz edilmiştir. Malzeme kullanım oranını iyileştirmek için analize göre net şekle yakın bir tasarım ortaya konulmuştur.

P. CITTI v.d. [62] çalışmalarında, yüksek performanslı motorların krank milleri için malzeme seçimi ile ilgili mevcut ve gelecek senaryoları analiz etmişlerdir. Çalışmada farklı malzemeler; yüzey sertleştirme teknikleri, ısıl işlemler ve bunların teknik ve maliyet tasarrufu potansiyelleri ile birlikte analiz edilmektedir.

1.1.4 Ham Malzeme ve Test İncelemelerinin Yapıldığı Çalışmalar

B. STOJANOVIC v.d. [63] yazmış oldukları kitap bölümünde, otomotiv motorlarında kullanılan malzemeleri detaylı olarak incelemiştir. Kitapta, araç ağırlıklarının yıllar içerisinde değişimi ve buna paralel olarak da araçlardaki alüminyum ham malzeme kullanımının grafiği verilmiştir. Motor bloğu, gömlek, piston, supap, biyel kolu, kam mili, zincir gibi elemanlara ilave olarak krank mili malzemeleri detaylı şekilde ele alınmıştır.

T. KAYA [64] çalışmasında, dövme krank miline alternatif olarak bir döküm krank mili üretimi yaparak her iki parçanın kıyaslamasını yapmıştır. Çalışmada krank mili, motor içerisindeki parçalar arasında en kompleks, en pahalı ve en gelişmiş parçalardan biri olarak tanımlanarak ilgili parça için dövme işleminin yüksek maliyetlerinden bahsedilmiştir. Bu mali dezavantaja rağmen firmalar, korumacı bir yaklaşım izleyerek dövme krank mili kullanımını sürdürmektedir. Farklı üretim yöntemleri ve ham malzeme kullanımı ile geliştirilmiş mukavemet değerleri elde edilebilmesine rağmen çalışmada krank mili, dövme alternatif olarak dökümden üretilmiştir. Döküm parçanın daha düşük mukavemet değerlerine sahip olsa bile testlerde doğrulanması amaçlanmıştır. Parçalar

motor ömrü olan 250.000 km değerine denk gelecek şekilde yüksek hızlı dayanım testine sokulmuş ve test sonucunda döküm krank milinin başarılı olduğu görülmüştür. Çalışma sonucunda döküm krank mili, dövme parçaya alternatif olarak tanımlanmıştır.

G. ÇEVİK [65] çalışmasında, dizel motor krank miline uygulanan ezme işleminin yorulma performansına etkisini incelemiştir. Çalışmada sfero dökme demir EN-GJS 800-2 ve mikro alaşımlı çelik 38MnVS6 olmak üzere iki farklı malzemeye rezonans eğme testi yapılarak malzemelerin yorulma değerlerine geçiş yapılmıştır. Ezme işlemi mekanizmasına ve etkisine ışık tutması amacıyla işlem, bilgisayar ortamında simüle edilerek kalıntı gerilim dağılımları incelenmiştir. Krank millerinin yorulma performansları, ezme prosesi öncesi ve sonrasında yapılan testler ile ortaya konulmuştur. Farklı ezme kuvveti uygulanan çelik krank millerinde kuvvetin etkisi araştırılmıştır. Yapılan testlerde, eğme yorulma şartında, hem ezme işlemi öncesinde hem de sonrasında sfero dökme demir parçada mikro alaşımlı çelik parçaya göre daha iyi yorulma performansı olduğu; yorulma mukavemetinin artan ezme kuvveti ile birlikte, yüzey kalitesinin bozulmaya başladığı eşik noktasına kadar arttığı görülmüştür. Uygulanan kalıntı gerilim analizlerinde, aynı koşullardaki işlemler sonucunda çelik krank millerinde daha yüksek değerler elde edilebileceği; dökme demir parçalarda ise kalıntı gerilim etkili derinliğinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

R. SERT [66] çalışmasında, parçaların yorulma özelliklerinin iyileştirilmesinde sıkça kullanılan, gerilme yığılması olan noktaların ezilerek kalıcı basma artık gerilmelerinin oluşmasını sağlayan ovalama işleminin parametrelerinin krank mili yorulma özellikleri üzerindeki etkisini incelemiştir. Ovalama kuvveti, ovalama yarıçapı, krank mili malzemesi, flanş kalınlığı parametreleri değiştirilerek rezonans eğme yorulma test cihazı için numuneler hazırlanmış ve yorulma dayanım seviyeleri elde edilmiştir. Her numune için yük-ömür grafiği oluşturularak parametrelerin, yorulma özelliğinin iyileştirilmesindeki etkileri incelenmiş ve optimum değerlerin elde edilmesi amaçlanmıştır. Elde edilen yorulma dayanımı değerlerinin, ovalanmamış numunelere kıyasla yaklaşık iki katına çıktığı belirlenmiştir.

A. P. DRUSCHITZ v.d. [67] çalışmalarında, krank millerinde ağırlık azaltma potansiyellerine odaklanmışlardır. Çalışmada, döküm krank millerinde minimal bir yatırım maliyeti ile önemli ağırlık azalışı elde edilebileceği yorumlanmıştır. İşlenebilir sünek demir gibi yeni, yüksek mukavemetli malzemelerin ortaya çıkması ile mukavemet, tokluk, işlenebilirlik, maliyet ve ağırlık gibi parametrelerin çok düşük maliyetle elde

edilebileceği belirlenmiştir. 1.100 HP motor gücündeki Darrell Cox yarı kompakt yarış aracının krank miline odaklanılmış ve küresel grafitli dökme demir, östenitik sünek dökme demir, yüksek işleme kabiliyetli östenitik sünek dökme demir, dövme çelik malzemelerinin yorulma karakteristiği ile araç performansına olan etkileri incelenmiştir.

N. ZUHDI v.d. [68] çalışmalarında, 2,20 litre hacmindeki benzinli motorun krank milinin 2 farklı alternatifi için analitik yaklaşımda bulunmuşlardır. 8 karşı ağırlıklı krank mili %80,30, 4 karşı ağırlıklı krank mili %56,60 balans oranına sahiptir. Buna karşılık 4 karşı ağırlıklı krank milinde yüksek seviyede ağırlık avantajı mevcuttur. Çalışmada motor çalışma hız aralıklarında yüksüz ve tam yüklü koşullar altında yağ filmi kalınlığı, yatak eğilme açısı gibi parametreler incelenmiştir. 4 ile 8 karşı ağırlıklı krank mili kullanılan motorlarda, yatak kuvvetleri ile yağ filmi kalınlığındaki farkların çok küçük seviyede olduğu görülmüştür. Ancak krank milinin 2. ve 4. ana yataklarındaki eğilme açısında; 4 karşı ağırlıklı krank milinde yaklaşık %20 artış olduğu belirlenmiştir. Ancak ilgili parçada 1,42 kg ağırlık azalışı olduğundan dolayı parçanın kullanılabilir olduğu değerlendirilmiştir. Yüksek motor hızlarında 5. ana yatakta en yüksek burulmanın olduğu görülmüş ve bu bölge, her iki parça için de kritik nokta olarak tespit edilmiştir.

M. Y. YUSOF v.d. [69] çalışmalarında, sıralı 4 silindire sahip bir benzinli motorun krank milinde 4 ve 8 karşı ağırlık kullanımının etkilerini incelemişlerdir. Yüksek hız ve dayanım şartlarında, N. ZUHDI v.d. [68] çalışmalarında elde edilen analiz sonuçlarının valide edilmesi için testler yapılmıştır. Öngörülen dayanım çevrimleri simüle edilerek 100 saatlik testler koşulmuş ve yatak koşullarında kıyaslamaya gidilmiştir. Ana yataklar görsel kontrol metodu ve aşınma ölçümleri ile incelenmiştir. Çalışma sonunda, sıralı dört silindire sahip bir benzinli motora ait olan 4 karşı ağırlıklı krank milinde kabul edilebilir seviyede yatak dayanımı olduğu yorumlanmıştır.

1.1.5 Yatak Dibinin İncelendiği Çalışmalar

S. HO v.d. [70] çalışmalarında, haddeleme işleminden kaynaklanan artık gerilimi simüle etmek için doğrusal olmayan bir sonlu eleman analizini, eşdeğer gerilme yoğunluğu faktör aralığını tahmin etmek için bir çatlak modelleme tekniğini, tek biçimli tasarım yöntemine dayalı bir meta-model oluşturma stratejisini ve bir Monte Carlo simülasyon tekniğini araştırmışlardır. Güvenilirlik değerlendirmesi ve tasarım optimizasyonu için Hooke-Jeeves doğrudan model arama yöntemi, mevcut bir krank mili tasarımını değerlendirmek amacıyla kullanılmıştır.

K.S. CHOI v.d. [71] çalışmalarında, döngüsel yükleme koşulları altında basınca duyarlı malzemeler için önerilen akış kuralını, köşe haddeme ve ardından bükülme altındaki bir krank mili bölümünün iki boyutlu sonlu elemanlar analizinde kullanmışlardır. Boşaltma ve yeniden yükleme işlemleri sırasında aktif akma yüzeyi için evrim denklemi ilk olarak anizotropik sertleşme kuralına dayalı olarak sunulmuştur. Basınca duyarlı Drucker-Prager akma fonksiyonu, çekme ve sıkıştırma altındaki farklı gerilme-gerinim eğrilerini ve dökme demirin basınca duyarlı plastik davranışını karakterize etmek için; tanjant odulus prosedürü hıza duyarlı malzemelerde kurucu ilişkiyi türetmek için benimsenmiştir. Anizotropik sertleştirme kuralına ve kurucu bağıntıya dayalı bir kullanıcı malzemesi alt programı, ticari sonlu elemanlar yazılımı ABAQUS'te uygulanmıştır.

G. ÇEVİK v.d. [72] çalışmalarında, bir sünek dökme demir krank milinin yorulma davranışını ve yatak diplerini araştırmışlardır. Gerilmeye karşı çevrim eğrisi sayısı elde etmek; haddelenmiş ve haddelenmemiş koşullar altında sünek demir krank milinin yorulma dayanıklılık sınırlarını değerlendirmek için rezonans eğilme yorulma testleri yapılmıştır. Uygulanan test momentleri ile yatak dibi bölgesine karşılık gelen gerilme seviyeleri, krank mili test teçhizatının sonlu eleman modellemesi ile hesaplanmıştır. Test verileri, dayanıklılık sınırlarını hesaplamak için Dixon-Mood yöntemiyle analiz edilmiştir. Kırılma yüzeyi incelemesi makroskopik olarak ve taramalı elektron mikroskobu ile yapılmıştır. Haddelenmemiş ve haddelenmiş krank milleri için ölçülen yorulma dayanım limitleri sırasıyla 201 MPa ve 811 MPa'dır ve bu, köşe haddeme işlemi ile önemli bir yorulma dayanım sınırı iyileştirmesini vurgulamaktadır.

1.1.6 Balans Konusunun İncelendiği Çalışmalar

V. UYSAL v.d. [73] çalışmalarında, dönen makinelerdeki balanssızlık arızalarını araştırmışlardır. Çalışmada, balans arızalarının tipleri tanıtılmış ve titreşim analizi, spektrum grafikleri, faz açısı yardımıyla arızanın hangi sınıfa girdiği belirlenmiştir.

1.1.7 Tribolojik Davranışın İncelendiği Çalışmalar

K. KARA [74] çalışmasında, M113 A1-A2 zırhlı aracına ait Detroit marka 6V53 model, 2 stroklu, hava soğutmalı motorun muylu yataklarındaki aşınma durumunu; 650, 1.500, 3.000 rpm motor hızları; 1, 2, 3 saat çalışma süresi; 263, 497, 989, 2.099 N kuvvet; 80, 85 mikrometre yatak boşluğu; 0,52, 2,10, 4,92 kg/cm² yağ basıncı parametrelerine göre tribolojik performans testi ile incelemiştir. Çalışmada yağ sıcaklığı, elektrik motorunun harcadığı enerji, muylu yatağı ve burcun yüzey pürüzlülükleri ile ağırlık değişimleri göz

önüne alınarak değerlendirmeler yapılmıştır. Deneyler 8 grupta ve her bir sınıfta tek parametre değiştirilerek kontrollü şekilde yapılmıştır.

1.1.8 Testlerin İncelendiği Çalışmalar

T. KAYA [75] çalışmasında, dövme krank miline alternatif olarak döküm krank mili üretmiştir. Dövme krank mili, piyasada mevcut bir motorlarda kullanılmasına rağmen daha düşük mukavemet değerlerine sahip olan döküm krank mili ile değiştirilebileceği anlaşılmıştır. Geliştirilen döküm krank mili, motor ömrü kadar yüksek hızlı rodaj testi ile test edilmiştir. Döküm krank milinin, testi başarılı şekilde tamamlaması ve motor gerekliliklerini tam olarak sağlayabilmesi sebebiyle dövme krank milinin alternatif olarak kullanılabilmesi belirtilmiştir.

M. BABAGİRAY [76] çalışmasında, tek silindirli ve dört stroklu bir dizel motorun dinamik modelini oluşturarak krank mili hız dalgalanmalarının simülasyonu ve validasyonu gerçekleştirmiştir. Oluşturulan dinamik model, silindir içi gaz basınç kuvvetlerini, hidrodinamik ve kuru sürtünme kuvvetlerini, hareketli parçaların kütle atalet momentlerini, marş momentini ve harici yük momentini içermektedir. Analizde tek silindirli bir dizel motordan alınan basınç verileri kullanılmıştır. Matematiksel modelin çözümünde Taylor seri metodu kullanılmış ve MATLAB programlama dilinde bir simülasyon programı hazırlanmıştır. Oluşturulan simülasyon programından elde edilen sonuçlar ile tek silindirli bir dizel motordan elde edilen deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler ile sayısal çözümün birbirine oldukça benzer oldukları görülmüştür. Ayrıca geliştirilen simülasyon programında farklı motor hızlarının, farklı indike ortalama efektif basınçların, dönel parçaların kütle atalet momentlerinin, biyel kütle atalet momentinin, piston kütesinin ve sürtünmelerin krank mili hız dalgalanmalarına etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak içten yanmalı bir motorun hız dalgalanmalarının önceden tahmin edilebileceği belirlenmiştir.

1.1.9 Ölçüm Yöntemlerinin İncelendiği Çalışmalar

K. NOZDRZYKOWSKI v.d. [77] çalışmalarında, büyük boyutlu krank millerinin geometrik ölçümlerinin desteklenmesi için en uygun koşulları oluşturan temel poliharmonik, spline tabanlı poliharmonik ve monoharmonik fonsiyonlar gibi matematiksel modelleri kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlar, sistem doğruluğunu iyileştirmiş ve ölçümler sırasındaki sapmayı en aza indirerek alternatif çözümler sağlamıştır. Çalışmada, esnek krank mili desteklerindeki değişken reaksiyon

kuvvetlerinin, kaynak verilerine iyi şekilde uyan bir monoharmonik model kullanılarak haritalanabileceği ortaya konulmuş ve onaylanmıştır. Seçilen çeşitli krank mili konumlarında, üç farklı matematiksel model, tepki kuvvetlerini belirlemek için sonlu elemanlar analizi yazılımı kullanılmış ve her model, kaynak değerlerin haritalanmasının karışıklığı ve doğruluğu açısından araştırılmıştır.

1.1.10 Hata Modlarının İncelendiği Çalışmalar

M. FONTE v.d. [78] çalışmalarında, 90 HP gücündeki bir dizel motor krank milinde meydana gelen hatayı incelemiştir. Parça 3 yıl süresince hizmet verdikten sonra 2. muyluda bir kilitlenme meydana gelmiştir. Yapılan tamir işlemi sonrasında parça 30.000 km boyunca çalışmış ve aynı bölgeden tekrardan hasarlanmıştır. Krank milinde, muylu üzerinde enine kesit alınarak makro ve mikro incelemeler yapılmıştır. Parçanın, SAE 1045 ham malzemeden dövme ile imal edildiği görülmüştür. Dış çaptan içeri doğru ilerleyen 2 adet yorulma çatlak tespit edilmiştir.

A. VENCL v.d. [79] çalışmalarında, krank millerindeki yatak hasarlarını araştırmışlardır. Çalışmada krank mili ana yatak aşınması, motorun güvenilirlik seviyesi ve ömrü üzerinde etkiye sahip olan önemli parametrelerden biri olarak tanımlanmıştır. 616 kodlu krank mili yatakları kullanılarak farklı oluşum mekanizmalarındaki hata modları incelenmiştir. Yataklar yüksek hızlı bir dizel motora takılarak 2 yıl ve 3.000-5.000 saat çalışma süresinden sonra incelenmek üzere demonte edilmişlerdir. Tespit edilen hasar türleri için arıza sınıflandırmaları (FTA) yapılmıştır. Tüm aşınma mekanizmaları detaylı şekilde açıklanmış ve hata modları için kök neden analizi yaklaşımı yapılmıştır. Kök nedenlerin ağırlıklı olarak aşınma, yapışma ve yorulma kaynaklı olduğu belirtilmiştir.

M. FONTE v.d. [80] çalışmalarında, 150 HP gücündeki boksör tip dizel motor krank milinde karşı ağırlık ile ana yatak arasındaki bölgede gerçekleşen kırılma mekanizmasını araştırmışlardır. Krank millerinin rotasyonel hareket sebebiyle şiddetli ve karmaşık dinamik yüklere maruz kaldığı belirtilmiştir. Özellikle muylu ile omuz geçişlerindeki radyüslerde gözlenen gerilme seviyesinin yüksek olduğu ve ilgili alanlarda yorulma kırıklarının görüldüğü belirtilmiştir. Çalışmada 95.000 km servis sağlayan krank milinin 3. muylu radyüsünde meydana gelen kırılma incelenmiştir. Ana yataklarda malzeme kusuru ve salgı bulguları tespit edilmemiştir. Hatanın yorulma kaynaklı olduğu tespit edilmiştir.

M. FONTE v.d. [81] çalışmalarında, 2.200 cm³ hacmindeki 51 HP motora ait krank milinin 3. muylusundaki ve 2.000 cm³ hacmindeki 183 HP gücündeki motora ait krank milinin 1. muylusundaki hasarları incelemişlerdir. Her iki krank mili de muylunun omuz kısmına yakın noktasından kırılmıştır. Birinci krank milinde muyludaki ısıl işlem derinliği yaklaşık olarak 3 mm ölçülmesine karşın ikinci krank milinde ısıl işleme rastlanmamıştır. Parçalarda mikro yapı incelemeleri yapılmıştır. Her iki parçada da yorulma kırılmasının muylu radyüsünden başladığı tespit edilmiştir.

J. M. VINES [82] Amerikan havacılık sektörüne hitaben yayınlamış olduğu tavsiye niteliğindeki genelgede, havacılık motoru krank millerinin servis süresinin artırılmasını ve hata modlarının azaltılmasını hedeflemiştir. Raporda hata modları; malzeme, imalat, kalite kontrol kaçakları, aşırı sıcaklık, aşırı gerilme kaynaklı olarak sınıflandırılmıştır. Malzeme ve imalat kaynaklı hata modlarının montaj ekibinin sorumluluğunda olmadığı değerlendirilerek aşırı sıcaklık ve gerilme konularına odaklanılmıştır. İlgili hata modları için potansiyel kök nedenler verilerek çözüm önerileri operasyonel koşullar ve bakım prosedürleri olarak iki sınıfta incelenmiştir.

M. KUMAR v.d. [83] çalışmalarında, krank milinin gerilme altında çalışan bir bileşen olması sebebiyle tasarım sürecinde bu bileşenin yorulma performansının ve dayanıklılığının dikkate alınmasını vurgulamışlardır. Krank mili üzerine etki eden kuvvetler krank mili açısına ve tork değerine göre incelenmiştir. Malzeme seçimi ve tasarım metodolojisi sunulmuştur. Yatak dip geometrisi, yağlama delikleri ve omuz kalınlığı parametrelerinin tasarım optimizasyonu yapılmış ve kritik konumlardaki maksimum gerilmeyle olan ilişkileri çıkartılmıştır. Farklı kriterler kullanılarak krank milindeki yorulma tahminleri ortaya konulmuştur.

1.1.11 Deneysel Yöntemlerin Kullanıldığı Çalışmalar

M. HINGNE v.d. [84] çalışmalarında, krank milinin karşı ağırlıklarından malzeme kaldırarak sıkıştırma stroku sırasında silindir içindeki maksimum basıncın değişimini incelemişlerdir. Çalışma sonunda, krank milinden belirli bir sınıra kadar ağırlık azaltılmasının, silindir üzerindeki etkisinin çok az olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Parçadan 113 gram ağırlık azaltıldığında sıkıştırma stroku sırasında silindir içindeki maksimum basınçta %0,66'lık bir değişiklik gözlenmiştir. Böylece, motorun performansını etkilemeden bir ağırlık azalışı elde edilmiştir.

1.1.12 Ömür Tahmininin İncelendiği Çalışmalar

T. SINGH v.d. [85] çalışmalarında, dizel lokomotif krank mili arızasının analizini sunmuşlardır. Dizel lokomotiflerin krank mili, maksimum yanma basıncından ve soğutma suyu sıcaklığından kötü bir şekilde etkilenmektedir. Çalışmanın temel amacı, ANSYS yazılımı kullanılarak dizel lokomotifin dövme çelik krank mili üzerinde sonlu elemanlar analizini araştırarak krank mili yatak dibi yarıçapının boyut ve tasarım değerlendirmesine dayanan bazı yeni simülasyon stratejileri önermektir. Araştırmada krank milinin seçimi, görsel inceleme, krank milinin tahribatsız muayenesi, arıza analizi, krank milinin 3 boyutlu modellemesi ve sonlu eleman analizi yapılmıştır. Krank milinin, statik yapısal koşullar altında yatak dibi yarıçapı değiştirilerek analiz edildiği yeni bir yaklaşım geliştirilmiştir. Krank mili, CAM yazılımı SolidWorks'e aktarılmış ve 3D modellemeden sonra ANSYS yazılımında sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Krank mili maksimum yanma basıncına maruz bırakılarak yorulma ömrü analiz edilmiştir.

R. SERT [86] çalışmasında, krank millerinin yorulma özelliklerinin iyileştirilmesinde sıkça kullanılan mekanik yöntemlerden biri olan ovalama işleminde, parametrelerin krank mili yorulma özellikleri üzerindeki etkilerini incelemiştir. Ovalama parametrelerinden ovalama kuvveti ve ovalama yarıçapı, bunun yanı sıra krank mili malzemesi ile geometrik özellik olan flanş kalınlığı değiştirilerek numuneler hazırlanmıştır. Rezonans yorulma test cihazında yorulma testleri gerçekleştirilmiş ve her numune için yük-ömür grafikleri elde edilmiştir. Yorulma özelliklerinin iyileştirilmesi için optimum parametreler oluşturulmuş ve bu değerlere göre hazırlanan numunelere test yapılarak yorulma dayanımı seviyeleri bulunmuştur. Bu değerler, test cihazında uygulanan yük değeri olduğu için yorulma dayanımının elde edilmesi amacıyla sonlu elemanlar benzetiminden yararlanılmıştır. Benzetim sonucu elde edilen yorulma dayanımı, ovalanmamış numunelerinden sağlanan yorulma dayanımının yaklaşık iki katına çıkmıştır.

1.1.13 Kitap ve Standart İncelemeleri

E. KÖHLER v.d. [87] yazmış oldukları kitap bölümünde, krank millerine etki eden yükleri, krank milinin dengelenmesi sürecini, krank mili burulma titreşimlerini, yatakları, piston ve elemanlarını detaylı şekilde anlatmışlardır.

P. A. LAKSHMINARAYANAN v.d. [88] yazmış oldukları kitap bölümünde, krank mili tipleri, dayanım hesapları, dinamik balans, balanssızlığın etkileri ve limitleri, burulma

titreşimleri ve harmonik sönümleyiciler, krank millerinin test yöntemleri, hata modları, malzeme seçimi ve ısıl işlem konularını detaylı şekilde incelemişlerdir.

N. DAVITASHVILI v.d. [89] yazmış oldukları kitapta, krank-biyel-piston mekanizmasını dinamik davranışını, sürtünme ve aşınma gibi operasyonel kinematik davranışları, krank millerindeki potansiyel çatlak oluşum mekanizmalarını detaylı şekilde açıklamışlardır.

M. M. ALI [90] vermiş olduğu derste, krank mili tipleri, krank millerinde kullanılan malzemeler, kuvvet analizi yaklaşımı konularını detaylı şekilde ele almıştır.

DNV GL firması [91] yayınlamış olduğu tasarım standardı kitabında, bir krank mili tasarımında izlenebilecek olan yöntemi paylaşmıştır. Kitapta, gerilmelerin hesaplanması, gerilme dağılımını etkileyen geometrik özelliklerinin incelenmesi, eğilme gerilmeleri ve yorulma dayanımı konuları anlatılmıştır.

G. GENTA [92] yazmış olduğu kitapta, pistonlu motorlardaki dinamik problemleri ele almıştır. Kitapta, burulma titreşimleri, doğal frekanslar, burulma kararsızlığı, harmonik sönümleyiciler, aksenal titreşimler ve balans problemleri gibi konular detaylı şekilde incelenmiştir.

IACS firması [93] yayınlamış olduğu tasarım standardı kitabında, gerilmelerin hesaplanması, gerilme dağılım faktörleri, ek eğilme gerilme kaynakları, eşdeğer gerilme hesabı, yorulma dayanımı hesabı ve kabul edilebilirlik kriterleri konularını detaylı şekilde ele almıştır.

FEV firması [94] yayınlamış olduğu tasarım dokümanında, krank millerinin 3 boyutlu dayanım analizlerinde takip edilecek olan adımları tanımlayarak gerilme, gürültü, ağırlık ve sürtünme parametreleri için optimizasyon detaylarını paylaşmıştır.

H. KUŞÇU [95] vermiş olduğu derste, krank millerinde sıklıkla yaşanan arızaları sınıflandırmış ve düzeltilmesi mümkün olan arızalar için taşlama ile yapılabilecek çözümleri incelemiştir.

MEB [96] yayınlamış olduğu ders kitabında krank millerinin tiplerini, dengelenmesini, kontrol gereksinimi olan noktalarını ve yataklarını detaylı şekilde ele almıştır.

S. SARIGÜL [97] vermiş olduğu derste, farklı tipteki içten yanmalı motorlarda krank millerine etkileyen kuvvetleri açıklayarak yataklardaki yükleri hesaplamıştır.

JNTUA [98] vermiş olduğu derste, pistonlu motorların dinamik parçalarının analizinde kullanılan yaklaşımları paylaşmıştır.

NPTEL [99] yayınlamış olduğu ders kitabı modülünde, tek silindirli bir motora ait krank-biyel mekanizmasının kinematik davranışını incelemiştir.

1.1.14 Patent İncelemeleri

D. E. MARRISH v.d. [100] patentlerinde, V tipi krank milinde ağırlık azaltımı yapmak ve ana yataklardan muyluların yağlanmasını sağlamak için bir boyutlandırma çalışması yapmıştır.

C. C. DODGE [101] patentinde, otomobil ve uçakların yüksek motor devirlerinde karşı ağırlıklandırılmış krank mili kullanımı tanımlamıştır. Dövme işlemiyle imal edilen krank milleri evrensel olarak kullanılmaktadır çünkü gerekli olan mukavemet değerleri ancak bu işlemle makul bir maliyetle elde edilebilmektedir. Dövme işleminde karşı ağırlıklar o ana dek 2 yöntemle yapılmaktadır: Civata veya vidalarla sabitlemek, kaynakla sabitlemek. Sunulan bu buluş dosyasında, makul bir maliyetle mevcut tekniklerden çok daha güvenli olan bir yöntemle dövme karşı ağırlık imal edilmesi anlatılmıştır.

E. C. NEWCOMB [102] patentinde, içten yanmalı motorlar ve benzer makinelerdeki krank millerinde, daha özel olarak ise 2 stroklu 4 silindirli krank millerinde dengeleme ağırlıklarının düzenlenmesi ile motora minimum ağırlığın eklenmesi ve yapının minimum karmaşıklık ile dengelenmesine olanak tanımıştır.

C. W. ISELER [103] patentinde, W tipi 9 silindirli bir motorun dengelenmesini, daha özel olarak da atalet kuvvetlerinin tam veya kısmi şekilde dengelenmesini işlemiştir. Titreşim sonucunda parçaların aşınması arttığından dolayı motor ömrünü uzatmak için titreşimleri minimuma indirmek hedeflenmiştir.

H. BARTH [104] patentinde, pistonlu motorlarda krank mili ile ters yönde ve aynı hızda dönen balans ağırlıklarına odaklanmıştır.

P. HERON [105] patentinde, benzinli ve dizel yakıtlı içten yanmalı motorlarda, farklı silindirlerde meydana gelen patlamalar sırasında oluşan titreşimleri elimine etmek ve motor fiyatını azaltmak üzerine çalışmıştır.

F. W. LANSCHETER [106] patentinde, 4 ve 6 silindirli yüksek hızlı motorlara ait krank millerinde titreşimleri elimine etmek adına çalışmıştır.

N. M. OHTA v.d. [107] patentlerinde, içten yanmalı motorlarda birinci derece dengeleyiciler üzerine çalışmışlardır.

T. SUZUKI [108] patentinde, 3 silindirli bir motorda titreşimleri elimine etmek adına krank mili ile aynı hızda ve krank milinin ters yönünde dönen bir karşı shaft araştırması yapmıştır.

A. HOSHIBA v.d. [109] patentlerinde, pistonları lineer hareket yapan çok silindirli motorlar için ağırlık azaltılmış ve güçlendirilmiş bir volan üzerine çalışmışlardır. Tasarlanan krank mili dönüş ekseninden bir öteleme içermektedir ve ana yataklardan bir tanesi üzerine de volan entegre edilmiştir.

T. SUGANO [110] patentinde, V tipi bir motora ait krank milinde montaj grubunda statik ve dinamik balansların sağlanmasına odaklanmıştır. Krank mili genişliği ile yüksekliğini artırmadan motor uzunluğunun azaltılması üzerine çalışılmıştır.

G. MAIORANA [111] patentinde, 4 stroklu 5 silindirli bir içten yanmalı motor için bir dengeleme sistemini aktarmıştır. Tasarlanan krank mili asimetrik bir geometriye sahiptir ve dengeleme amacıyla iki ek karşı ağırlığa sahiptir.

D. E. MURRISH v.d. [112] patentlerinde, V tipi motora ait bir krank milinin açılabilir olarak dengelenmesi ve omuz bölgelerinden yapılan ağırlık azaltma çalışması ile ana yataklardaki yağlama prosesinin kolaylaştırılmasını araştırmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Pistonlu bir içten yanmalı motorda, silindir içerisine yanmamış yakıt-hava karışımı alınmakta ve yanma sonucunda oluşan gaz kuvvetleri, pistonun lineer hareketini sağlamaktadır. Bu hareket krank miline aktarılarak dairesel bir hareket oluşturulmakta ve motorun kullanım alanına göre tekerlek, palet veya pervaneye iletilmektedir.

Bazı tip havacılık taşıtlarında, ağırlık merkezinin dengelenmesi için uçağın burun veya kuyruk kısmına eklenen balast ağırlığı, motor ağırlığından etkilenmektedir. Motorun hafifletilmesi ile elde edilen kazanç; ilave yakıt eklenerek uçuş süresinin artırılmasında veya ilave faydalı yük olarak değerlendirilmektedir. Bu sebeplerle havacılık parçalarındaki hafiflik, dayanım ile birlikte en önemli tasarım şartı olarak nitelendirilmektedir. Tez kapsamında, hava araçlarında kullanılması planlanan bir sıkıştırma ateşlemeli motor için krank mili tasarımı çalışılmış ve minimum ağırlık değerinin optimal gerilme değerleri ile elde edilmesi amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Çalışmada kapsamında literatür taraması ile akademik ve ticari bakış açılarından sektörün güncel durumu araştırılmıştır. Elde edilen bilgiler ışığında, kinematik analizler yapılmıştır. Yanma fenomeninin hesabı sonrasında motor gücünün karşılanması için gerekli olan maksimum yanma basıncı değeri üzerinden hareket edilerek krank miline etki eden yükler hesaplanmış ve krank milinin geometrik olarak ön tasarımı ortaya konulmuştur. Hazırlanan ön modelde muylularda oluşan gerilme değerleri analitik yöntemler ve analizler ile belirlenmiştir.

Çalışmada, optimum gerilme değerlerinin minimum ağırlık ile elde edilmesi amaçlanmıştır. Tasarımının otomatik şekilde yapılması için Krank Mili Tasarımcısı isimli bir yazılım geliştirilmiştir. Ağırlık ve gerilme optimizasyonları için omuz bölgesine odaklanılarak bir matematiksel model olurturulmuş ve model, bilgisayar ortamındaki analizler ile doğrulanmıştır. Elde edilen çıktılar sonucunda yapılan iyileştirmeler sonrasında uygun görülen tasarım imal edilerek motor üzerinde geliştirme testleri yapılmıştır.

TERSİNE MÜHENDİSLİK ÇALIŞMALARI

Sektördeki güncel durumun ortaya konulması için yapılan literatür taramasına ilave olarak bilgi edinme amacıyla farklı firmaların yapmış oldukları tasarımlar araştırılmıştır.

Proje kapsamında, inceleme yapılması amacıyla otomotiv ve havacılık alanlarında kullanılan motorlara ait krank milleri tedarik edilmiştir. Tedarik sırasında, özellikle kritik parametrelerin toleranslarının çıkarılması konusunda aşınma etkilerinin ortadan kaldırılması için sıfır parça tercih edilmiştir. Otomotiv alanında kullanılan 3 adet krank mili yurt içi, havacılık alanında kullanılan 2 adet krank mili yurt dışı kaynaklı olarak temin edilmiştir. Parçalar, kullanım alanlarına göre otomotiv sektörü için “O” ve havacılık sektörü için “H” ön kodu ile tanımlanmıştır.

Parçalar üzerinde yapılan geometrik ölçümler sonucunda elde edilen veriler Tablo 2.1’de gösterilmiştir:

Tablo 2.1 Krank mili tersine mühendislik çalışması sonuçları

PARAMETRE	BİRİM	O1	O2	O3	H1	H2
Motor Hacmi	cm ³	2.000			2.300	2.200
Motor Gücü	HP	200			220	210
Yanma Tipi	-	Sıkıştırma Ateşlemeli (CI)				
Ana Yatak Çapı	mm	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅
Muylu Çapı	%D _{1÷5}	90,90	86,66	94,54	87,69	86,15
Ana Yatak Çap Toleransı	10 ⁻³ mm µm	-36 -46	-50 -60	-18 -25	+10 0	-11 -23
Karşı Ağırlık Sayısı	Adet	8	4	4	4	4
Ağırlık	g	18.000	16.000	14.000	15.000	13.500
Malzeme Kalitesi	-	Düşük	Orta	Orta	Orta	Yüksek
Fiyat	-	Düşük	Orta	Yüksek	Yüksek	Çok Yüksek
Araç Sınıfı	-	E	D	C+ ve D	-	-

Krank mili, yüksek tekrarlı değişken yüke maruz kaldığından dolayı parçanın imalatında kullanılacak olan malzemenin yüksek yorulma mukavemeti, yüksek darbe ve aşınma dayanımı özellikleri ile öne çıkması gerekmektedir. Özellikle yatak bölgelerindeki yüksek dayanım gereksinimi sebebiyle ham malzemenin sertleştirilebilme kabiliyetinin yüksek olması istenmektedir. Birim maliyetin yüksek olmaması için endüstride sıklıkla kullanılması ve bulunabilirliğinin kolay olması tercih edilmektedir.

Yapılan incelemeler sonucunda elde edilen malzeme verileri Tablo 2.2’de gösterilmiştir:

Tablo 2.2 Krank mili malzeme örnekleri

MALZEME ÖZELLİKLERİ		Rm [N/mm ²]	Rp0,2 [N/mm ²]	A5 [%]	Z [%]
Alaşım-sız Çelik	SAE 1046	600 800	>350	>18	>40
	SAE 1546	600 800	>350	>18	>40
Mikro Alaşım-lı Çelik	38MnS6	750 900	>450	>12	>30
	38MnSiVS5	850 1.000	>580	>12	>25
	44MnSiVS6	950 1.100	>680	>10	>25
Bainitik Çelik	25MnCrSiV5	950 1.100	>620	>12	>25
Alaşım-lı Çelik	42CrMoS4	1.000 1.150	>850	>12	>30
	34CrNiMo6	1.000 1.150	>850	>12	>40

Detayları önceki kısımlarda aktarılan literatür taraması ve tersine mühendislik çalışmaları kapsamında krank milinin tasarım sürecine başlanmıştır. İncelemeler neticesinde elde edilen veriler ışığında tasarım planı aşağıdaki şekilde yapılmıştır:

- Yanma incelemesi yapılarak maksimum basınç değerinin elde edilmesi,
- Basınç değerlerine göre krank miline etki eden kuvvetlerin hesaplanması,
- Kuvvet değerlerine göre krank milinin ana hatlarının şekillendirilmesi,
- Belirlenen ana hatların analiz ile doğrulanması ve ön tasarımın bitirilmesi,
- Krank mili üzerinde ağırlık azaltma çalışması yapılması,
- Dengeleme hesaplarının yapılması,
- Model üzerinde analiz çalışmalarının yapılması,
- Ağırlık ve gerilme optimizasyonu yapılması,
- Nihai geometrinin oluşturulması.

3.1 Kinematik Hesaplar

Pistonlu bir içten yanmalı motorda, silindir içerisine alınan ve taze dolgu olarak isimlendirilen yanmamış yakıt-hava karışımının çeşitli yöntemlerle tutuşturulması sonucunda açığa çıkan gaz kuvvetlerinin, pistonu sıkıştırma sonu konumu olan üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru itmesi sonucunda pistonda oluşturulan lineer hareket, biyel kolu vasıtası ile krank mekanizmasına aktarılarak dairesel bir hareket elde edilmektedir. Bu dönme hareketi, motor çıkış torku veya şaft torku olarak adlandırılmaktadır.

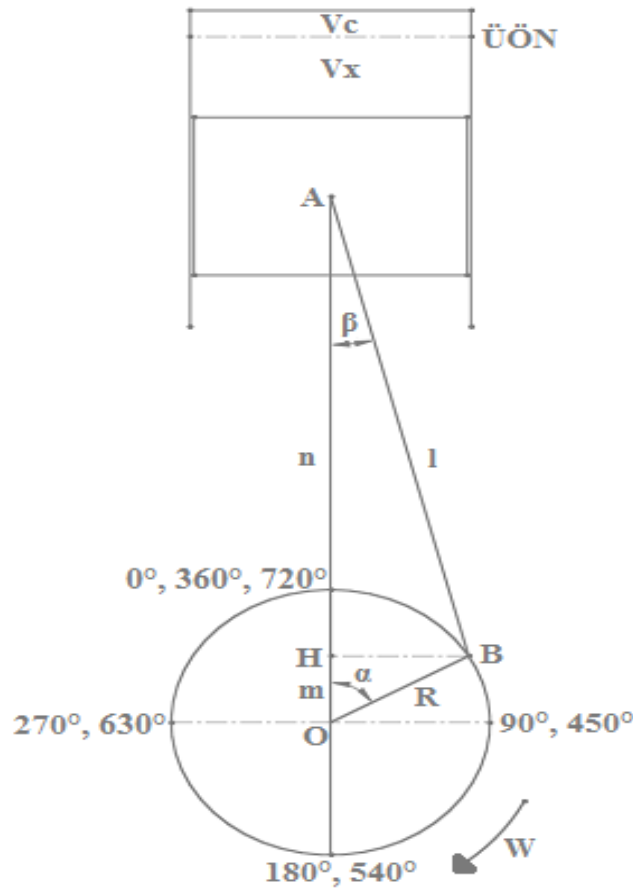
Yanma sırasında piston üzerine değişken gaz kuvvetleri etki ederek sabit olmayan açısal çıkış hızı elde edilmesine karşın kinematik hesaplarda krank milinin sabit açısal hızda hareket ettiği varsayımı yapılmaktadır. Bu kabul, tüm hesaplamaları zaman tabanlı yapma olanağı vermektedir. Bir içten yanmalı motorda zaman kavramı, motor devrine göre yanmaya ayrılan sürenin değişkenlik göstermesinden dolayı krank milinin hareketi ile eşleştirilmiştir. Krank mili açısı ($^{\circ}$ KMA), motor devri ne olursa olsun aynı olan büyüklük tabanında işlemlerin yapılmasına ve grafiklerin çizilmesine olanak sağlamaktadır. Güç

elde edilen genişleme prosesi 4 stroklu bir motorda; 750 rpm hızda 40,00 ms; 4.000 rpm hızda 7,50 ms; 10.000 rpm hızda 3,00 ms sürmektedir. Oysaki tüm bu değişken süreler 180°KMA 'ya eşittir. 4 stroklu bir motorda 1 iş çevrimi 720°KMA , 2 stroklu bir motorda 1 iş çevrimi 360°KMA sürdüğünden dolayı grafiklerde söz konusu değerler baz alınacaktır.

Krank milinin 180° hareketi sonucunda üst ölü nokta (ÜÖN) ve alt ölü nokta (AÖN) arasında piston hareketi gerçekleşmektedir. Üst ölü noktada, Şekil 3.1'de B noktası olarak gösterilen krank mili muylu merkezi, olabileceği en yüksek noktadadır ve böylece biyel kolu ile piston da maksimum noktasına ulaşmaktadır. Alt ölü noktada krank mili muylu merkezi, olabileceği en alt noktadadır ve böylece biyel kolu ile piston da minimum noktasında olmaktadır.

3.1.1 Piston Yolu

Yanma sırasında pistonun üst ölü noktadan olan mesafesine piston yolu denilmekte ve S_x ile gösterilmektedir. İfade aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır:



Şekil 3.1 Krank milinin şematik gösterimi

Şekil 3.1’de ABH üçgeninde;

$$n = |AH| = l \cdot \cos\beta \text{ [mm]} \quad (3.1)$$

Şekil 3.1’de OBH üçgeninde;

$$m = |OH| = R \cdot \cos\alpha \text{ [mm]} \quad (3.2)$$

ABH ve OBH üçgenlerinde $|HB|$ ortak elemandır;

$$|HB| = l \cdot \sin\beta = R \cdot \sin\alpha \text{ [mm]} \quad (3.3)$$

$$\lambda = R / l \text{ [-]} \quad (3.4)$$

Denklem (3.4), Denklem (3.3) düzenlenerek yerine yazıldığında Denklem (3.5) elde edilmektedir:

$$\sin(\beta) = \lambda \cdot \sin\alpha \quad (3.5)$$

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (3.6)$$

Piston üst ölü noktada iken (3.7) eşitliği yazılabilmektedir:

$$l + R = S_x + m + n \quad (3.7)$$

Denklem (3.7)’de, Denklem (3.1) ve Denklem (3.2) yerine yazıldığında Denklem (3.8) elde edilmektedir:

$$l + R = S_x + R \cdot \cos\alpha + l \cdot \cos\beta \quad (3.8)$$

Denklem (3.8)’de, Denklem (3.6) yerine yazıldığında Denklem (3.9) elde edilmektedir:

$$l + R = S_x + R \cdot \cos\alpha + l \cdot \cos(\arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha)) \quad (3.9)$$

Denklem (3.9) düzenlendiğinde Denklem (3.12) elde edilmektedir:

$$S_x = l + R - R \cdot \cos\alpha - l \cdot \cos(\arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha)) \quad (3.10)$$

$$S_x = l + R (1 - \cos\alpha) - l \cdot \cos(\arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha)) \quad (3.11)$$

$$S_x = R (1 - \cos\alpha) + l [1 - \cos(\arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha))] \quad (3.12)$$

Denklem (3.12) düzenlenerek Denklem (3.4) yerine yazıldığında anlık strok uzunluğu (S_x) ifadesi Denklem (3.14)’teki gibi elde edilmektedir:

$$S_x = R \{1 \cdot (1 - \cos\alpha) + (l/R) [1 - \cos(\arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha))]\} \quad (3.13)$$

$$S_x = R \{(1 - \cos\alpha) + (1/\lambda) [1 - \cos(\arcsin(\lambda.\sin\alpha))]\} \text{ [mm]} \quad (3.14)$$

Denklem (3.6), Denklem (3.14)'te yerine yazıldığında bir diğer anlık strok uzunluğu (S_x) ifadesi Denklem (3.15)'teki gibi elde edilmektedir:

$$S_x = R [(1 - \cos\alpha) + (1/\lambda) (1 - \cos(\beta))] \text{ [mm]} \quad (3.15)$$

Denklem (3.5), $\sin^2\alpha + \cos^2\alpha = 1$ ifadesine göre düzenlendiğinde elde edilen Denklem (3.16), Denklem (3.15)'te yerine yazıldığında bir diğer anlık strok uzunluğu (S_x) ifadesi Denklem (3.17)'deki gibi elde edilmektedir:

$$\cos(\beta) = (1 - \lambda^2.\sin^2\alpha)^{1/2} \quad (3.16)$$

$$S_x = R (1 - \cos\alpha) + 1 [1 - (1 - \lambda^2.\sin^2\alpha)^{1/2}] \text{ [mm]} \quad (3.17)$$

Elde edilen Denklem (3.14), Denklem (3.15), Denklem (3.17) ifadelerinden; Denklem (3.15) α ve β açılarının fonksiyonu iken Denklem (3.14) ve Denklem (3.17) yalnızca α açısının bir fonksiyonudur. Bu durum, yalnızca krank mili açısı ile çözüme gitmek için Denklem (3.14) veya Denklem (3.17)'nin daha kullanışlı olduğunu göstermektedir.

Trigonometrik yöntemle elde edilen çözümlere ilave olarak Denklem (3.17), Mac Laurin serisi şeklinde düzenlenebilmektedir [21]. Buna göre Denklem (3.17)'deki $(1 - \lambda^2.\sin^2\alpha)^{1/2}$ ifadesi aşağıdaki şekilde düzenlenebilir:

$$\lambda^2.\sin^2\alpha = X \quad (3.18)$$

$$\sqrt{1 - \lambda^2.\sin^2\alpha} = Y \quad (3.19)$$

$$Y = \sqrt{1 - X} \quad (3.20)$$

Mac Laurin serisi genel formülasyonu aşağıdaki şekildedir:

$$Y(X) = Y(0) + Y'(0) \frac{X}{1!} + Y''(0) \frac{X^2}{2!} + \dots + Y^n(0) \frac{X^n}{n!} + \dots \quad (3.21)$$

Denklem (3.20), Denklem (3.21)'e göre düzenlendiğinde Denklem (3.22) elde edilmektedir:

$$Y = 1 - \frac{1}{2} \frac{X}{1!} \quad (3.22)$$

Denklem (3.18) ve Denklem (3.19), Denklem (3.22)'de yerine yazıldığında kök ifadesi için yaklaşık çözüm Denklem (3.23)'teki gibi elde edilmektedir:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{1}{2}(-1 + \lambda^2 \sin^2 \alpha + 1) \quad (3.23)$$

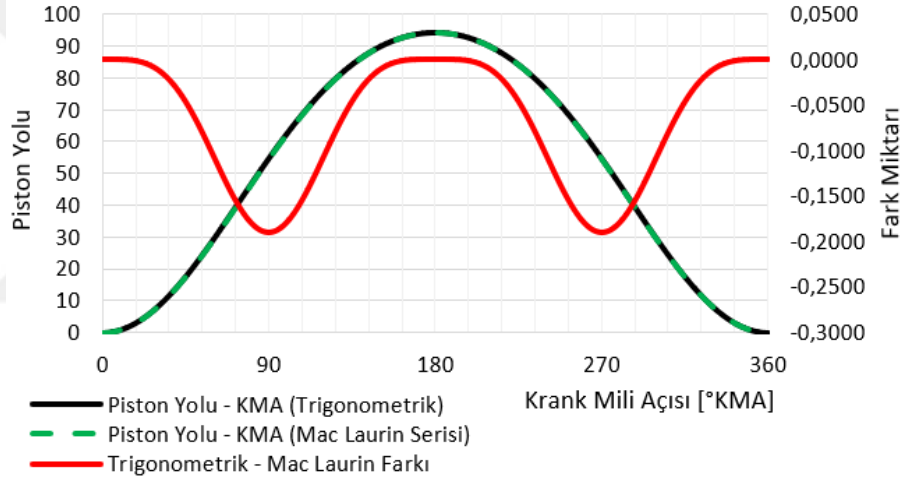
Denklem (3.23), Denklem (3.17)'de yerine yazıldığında Mac Laurin Serisi'ne göre yaklaşık anlık strok uzunluğu (S_x) ifadesi Denklem (3.26)'daki gibi elde edilmektedir:

$$S_x = R(1 - \cos \alpha) + l \left[1 - \left(1 - \frac{1}{2}(\lambda^2 \sin^2 \alpha) \right) \right] \quad (3.24)$$

$$S_x = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \right] \quad (3.25)$$

$$S_x = R \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right) [\text{mm}] \quad (3.26)$$

İlgili seri, $\sin \alpha$ 'nın bütün kuvvetlerini içerdiğinden dolayı Denklem (3.26)'daki en büyük hata 90° ve 270° 'de; en küçük hata ise 0° , 180° ve 360° 'de görülmektedir.



Şekil 3.2 Trigonometrik yöntem ve Mac Laurin serisine göre piston yolu grafiği

3.1.2 Piston Hızı

Pistonun yanma sırasında herhangi bir andaki hızı (c), piston yolu ve pistonun krank mili açısına göre oluşturulan fonksiyonunun diferansiyelinin alınması ile bulunmaktadır [113].

$$c = \frac{dS_x}{dt} = \frac{dS_x}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} [\text{m/s}] \quad (3.27)$$

Denklem (3.26)'nın α 'ya göre türevi alındığında Denklem (3.32) elde edilmektedir:

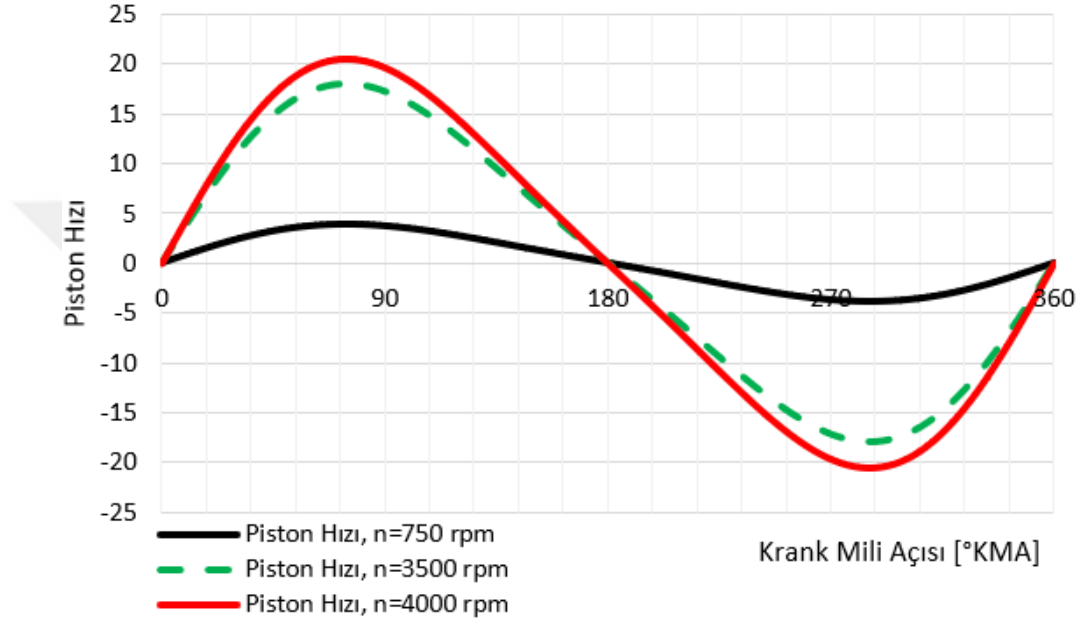
$$\frac{dS_x}{d\alpha} = \frac{d\left\{ R \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right) \right\}}{d\alpha} \quad (3.28)$$

$$\frac{dS_x}{d\alpha} = R \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} 2 \sin\alpha \cos\alpha \right) \quad (3.29)$$

$$\frac{dS_x}{d\alpha} = R \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (3.30)$$

$$c = \omega R \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \text{ [mm/s]} \quad (3.31)$$

$$c = \omega \frac{R}{1.000} \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \text{ [m/s]} \quad (3.32)$$



Şekil 3.3 Krank mili açısına göre piston hızı grafiği

3.1.3 Piston İvmesi

Pistonun yanma sırasında herhangi bir andaki ivmesi (a), piston yolu ve pistonun krank mili açısına göre oluşturulan fonksiyonunun diferansiyelinin alınması ile hesaplanmaktadır [113].

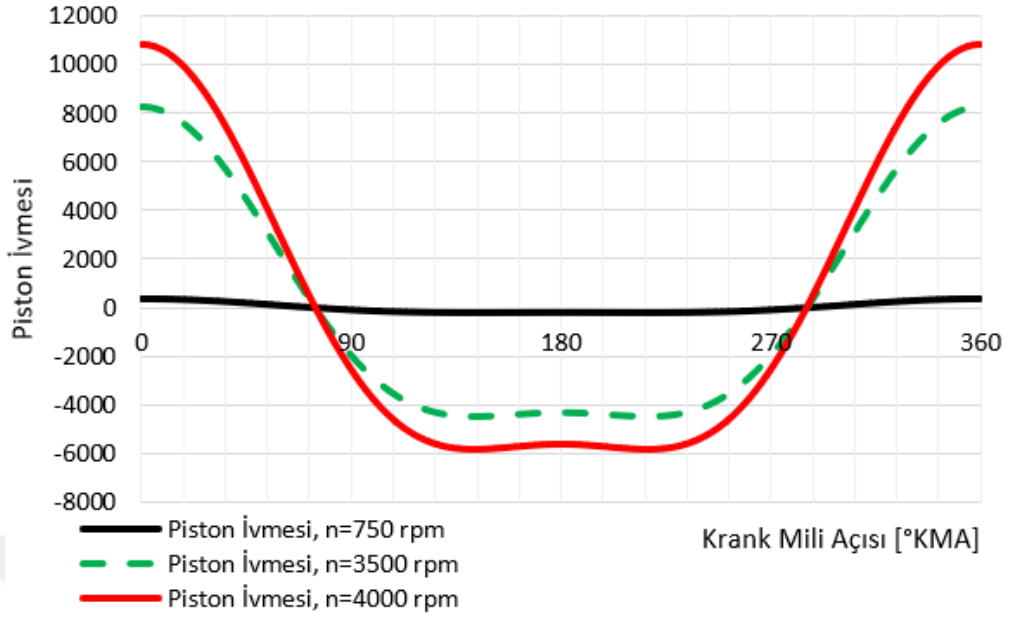
$$a = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \text{ [m}^2\text{/s]} \quad (3.33)$$

Denklem (3.27)'nin α 'ya göre türevi alındığında Denklem (3.36) elde edilmektedir:

$$\frac{dc}{d\alpha} = \frac{d\left\{\omega \frac{R}{1.000} \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)\right\}}{d\alpha} \quad (3.34)$$

$$\frac{dc}{d\alpha} = \omega \frac{R}{1.000} (\cos\alpha + \cos 2\alpha) \quad (3.35)$$

$$a = \omega^2 \frac{R}{1.000} (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \text{ [m}^2\text{/s]} \quad (3.36)$$



Şekil 3.4 Krank mili açısına göre piston ivmesi grafiği

3.2 Yanma Fenomeni

3.2.1 Strok Hacmi Hesabı

Motor işletimi sırasında strok hacminin krank mili açısına göre değişimi aşağıdaki işlemlerle hesaplanmaktadır:

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_H}{V_c} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} (S_c + S_H)}{\frac{\pi D^2}{4} S_c} \quad (3.37)$$

$$\varepsilon * S_c = S_c + S_H \quad (3.38)$$

Denklem (3.38) düzenlendiğinde ölü uzunluk ifadesi olarak Denklem (3.39) elde edilmektedir:

$$S_c = \frac{S_H}{\varepsilon - 1} = \frac{2R}{\varepsilon - 1} [\text{mm}] \quad (3.39)$$

$$V = (S_c + S_H) \frac{\pi D^2}{4} [\text{mm}^3] \quad (3.40)$$

Denklem (3.40) düzenlendiğinde toplam anlık strok hacmi ifadesi olarak Denklem (3.41) elde edilmektedir:

$$V = 10^{-3} (S_c + S_H) \frac{\pi D^2}{4} [\text{cm}^3] \quad (3.41)$$

3.2.2 Silindir İçi Basınç Hesabı

Motor işletimi sırasında silindir içindeki yanma basıncının krank mili açısına göre değişimi aşağıdaki işlemlerle hesaplanmaktadır:

$$Q - W = \Delta u + KE + PE \quad \{ KE = 0, PE = 0 \} \quad (3.42)$$

$$\left(\frac{dQ}{d\alpha} \right) - \left(P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) \right) = m * C_v * \left(\frac{dT}{d\alpha} \right) \quad \{ \left(\frac{dQ}{d\alpha} \right) = 0 \} \quad (3.43)$$

$$P * V = m * R_{gaz} * T \quad (3.44)$$

$$P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) + V * \left(\frac{dP}{d\alpha} \right) = m * R_{gaz} * \left(\frac{dT}{d\alpha} \right) \quad (3.45)$$

$$\left(\frac{dT}{d\alpha} \right) = \frac{P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) + V * \left(\frac{dP}{d\alpha} \right)}{m * R_{gaz}} \quad (3.46)$$

Denklem (3.46), Denklem (3.43)'te yerine yazıldığında Denklem (3.47) elde edilmektedir:

$$- P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) = m * C_v * \frac{P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) + V * \left(\frac{dP}{d\alpha} \right)}{m * R_{gaz}} \quad (3.47)$$

$$- P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) = \frac{C_v}{R_{gaz}} * [P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) + V * \left(\frac{dP}{d\alpha} \right)] \quad (3.48)$$

$$0 = \left(P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) \right) + \left[\frac{C_v}{R_{gaz}} * P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) \right] + \left[\frac{C_v}{R_{gaz}} * V * \left(\frac{dP}{d\alpha} \right) \right] \quad (3.49)$$

$$0 = \left[\left(P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) \right) * \left(1 + \frac{C_v}{R_{gaz}} \right) \right] + \left[\frac{C_v}{R_{gaz}} * V * \left(\frac{dP}{d\alpha} \right) \right] \quad (3.50)$$

$$\left(\frac{dP}{d\alpha} \right) = \frac{- \left(P * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) \right) * \left(1 + \frac{C_v}{R_{gaz}} \right)}{\frac{C_v}{R_{gaz}} * V} \quad (3.51)$$

$$\left(\frac{dP}{d\alpha} \right) = - \frac{P}{V} * \frac{R_{gaz}}{C_v} * \left(1 + \frac{C_v}{R_{gaz}} \right) * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) \quad (3.52)$$

$$C_v = \frac{R_{gaz}}{k-1} \quad (3.53)$$

Denklem (3.53), Denklem (3.52)'de yerine yazıldığında Denklem (3.54) elde edilmektedir:

$$\left(\frac{dP}{d\alpha} \right) = - \frac{P}{V} * \frac{R_{gaz}}{\frac{R_{gaz}}{k-1}} * \left(1 + \frac{\frac{R_{gaz}}{k-1}}{R_{gaz}} \right) * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) \quad (3.54)$$

$$\left(\frac{dP}{d\alpha} \right) = - \frac{P}{V} * \left[(k-1) * \left(1 + \frac{1}{k-1} \right) \right] * \left(\frac{dV}{d\alpha} \right) \quad (3.55)$$

$$\left(\frac{dP}{d\alpha}\right) = -\frac{P}{V} * \left[(k-1) + \frac{k-1}{k-1} \right] * \left(\frac{dV}{d\alpha}\right) \quad (3.56)$$

Denklem (3.56) düzenlendiğinde yanma basıncının krank mili açısına göre değişim ifadesi olarak Denklem (3.57) elde edilmektedir:

$$\left(\frac{dP}{d\alpha}\right) = -\frac{P}{V} * k * \left(\frac{dV}{d\alpha}\right) \quad (3.57)$$

Yanma modellemesi için ön karışımli ve difüzyif yanmanın toplam ısınısını içeren boyutsuz Wiebe denklemi (3.58) kullanılmıştır:

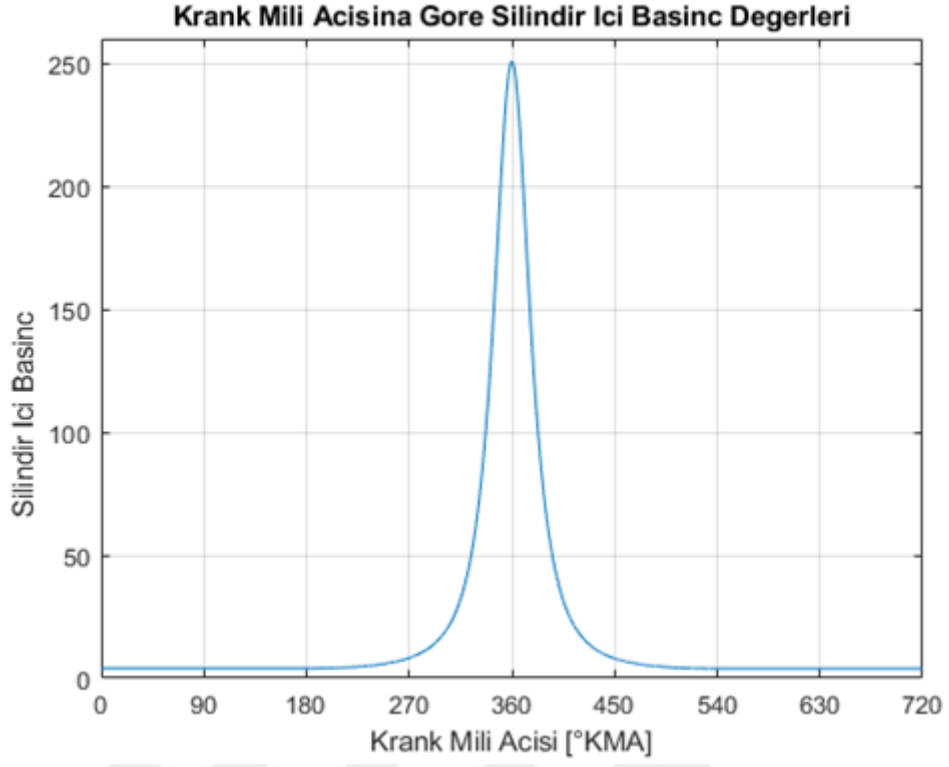
$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} = & 6,9 * \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{M_p} * \exp\left(-6,9 * \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{M_p+1}\right) + 6,9 \\ & * \frac{Q_d}{\theta_d} (M_d + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{M_d} * \exp\left(-6,9 * \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{M_d+1}\right) \end{aligned} \quad (3.58)$$

3.2.3 MATLAB Hesaplamaları

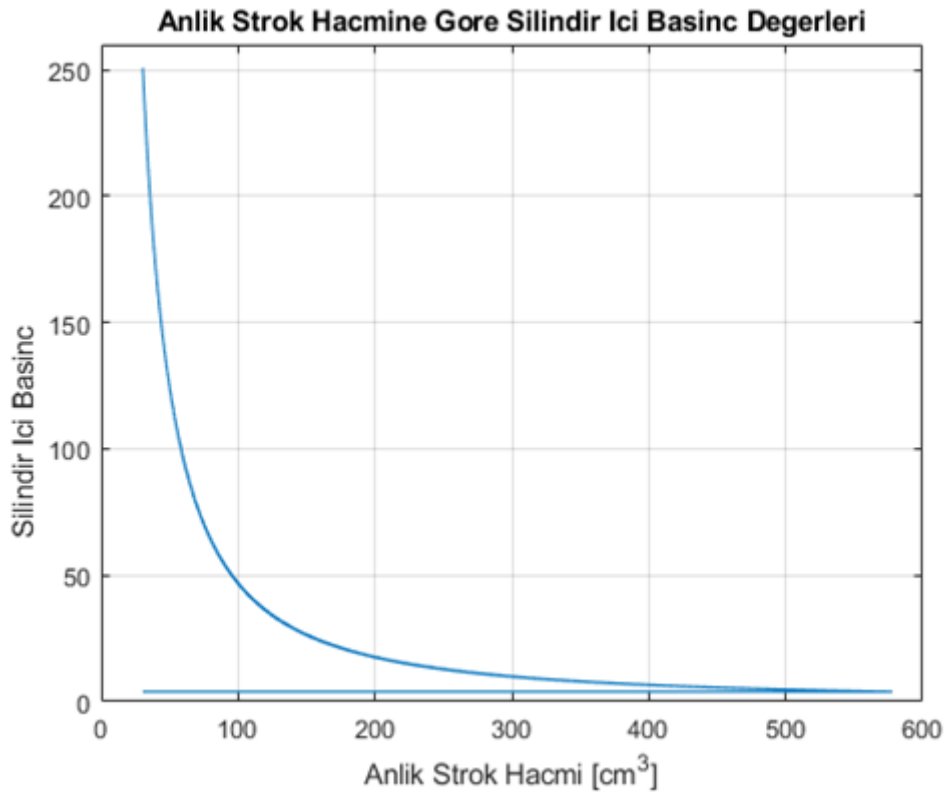
Önceki kısımlarda, yanma grafiklerinin oluşturulması amacıyla anlık olarak silindir hacmi ve silindir içi basınç değerleri formülleri elde edilmiştir. İlgili formüller MATLAB R2020a Update 3 (9.8.0.1396136) sürümündeki yazılım yardımıyla 0,1 °KMA hassasiyette hesaplanmıştır.

Silindir içi basınç değerinin krank mili açısına göre değişiminin; silindir içi basıncın anlık silindir hacmine göre değişiminin; yanmanın ön karışımli fazında açığa çıkan ısının yanma süresine göre değişiminin; yanmanın difüzyif fazında açığa çıkan ısının yanma süresine göre değişiminin ve toplam yanma ısınısının yanma süresine göre değişiminin çözümünde kullanılan kodlar, proje destekleyici şirketin bilgi güvenliği kuralları sebebiyle paylaşılmamıştır.

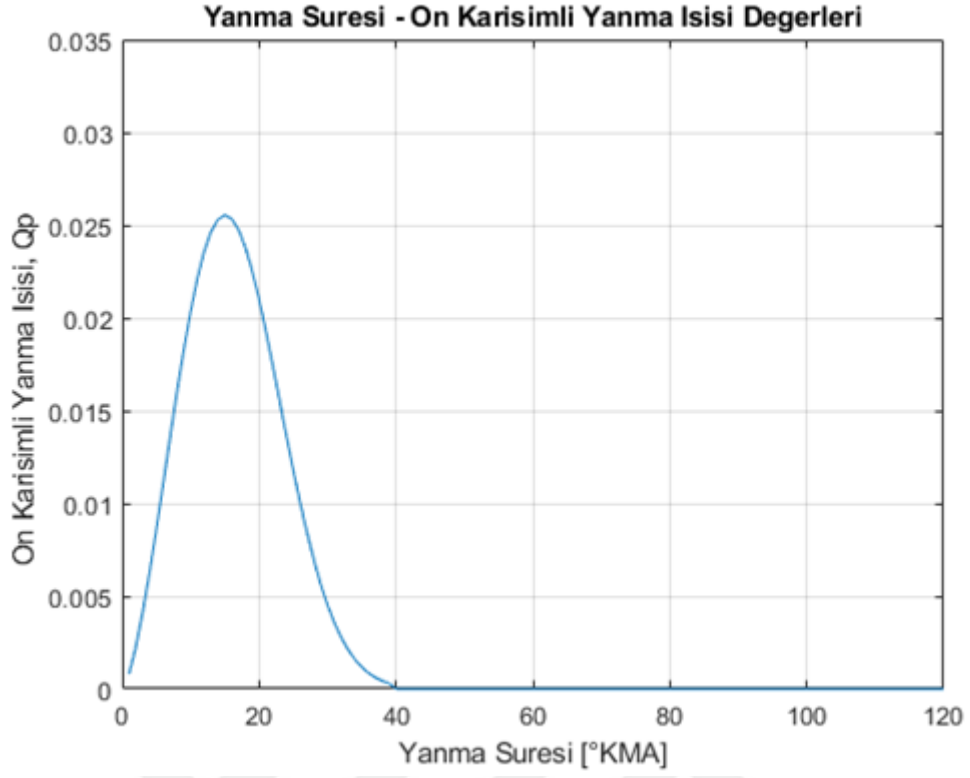
Çözümde kullanılan kodlar sonrasında elde edilen maksimum yanma basıncı, birim dönüşümü sonucunda 245,9472 B olarak elde edilmiştir. Bilgi güvenliği sebebi ile bir sayıya B kodu verilmiş ve gerilme değerleri B cinsinden gösterilmiştir. Programın çalıştırılması sonrasında toplam hesap süresinin 2,9628 saniye olduğu görülmüş ve elde edilen veriler aşağıdaki şekillerdeki gibi grafiğe dökülmüştür:



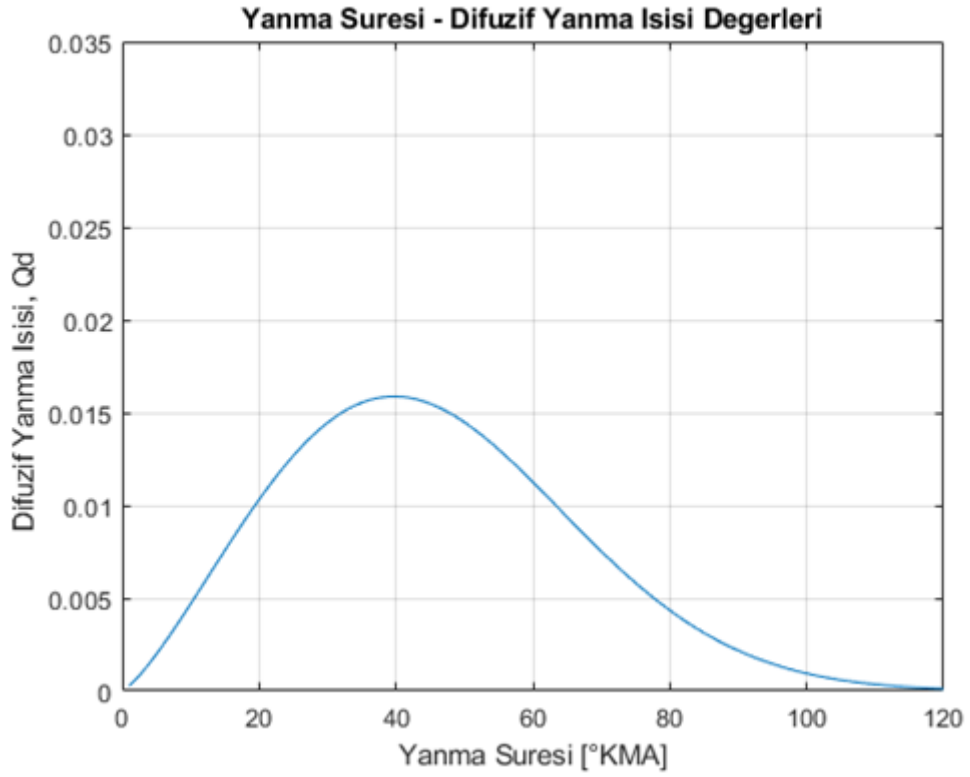
Şekil 3.5 Krank mili açısına göre silindir içi basınç grafiği



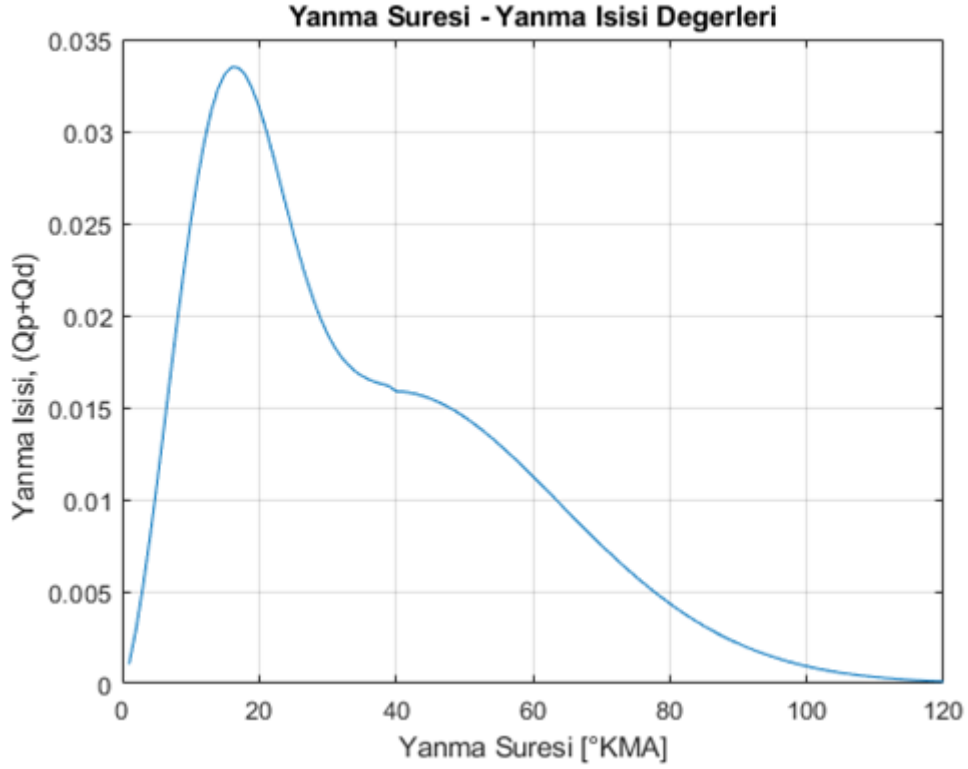
Şekil 3.6 Silindir içi basınç ve hacim grafiği



Şekil 3.7 Krank mili açısına göre ön karışimli yanma ısısı grafiği



Şekil 3.8 Krank mili açısına göre difüzif yanma ısısı grafiği



Şekil 3.9 Krank mili açısına göre toplam yanma ısısı grafiği

3.3 Krank Mili Yükleri ve Ön Tasarım Alternatifleri

Bölüm 3.2’de yanma fenomeninin incelemesi ile ortaya çıkan sonuçlar göz önüne alınarak tasarlanan motorda esas alınan parametreler Tablo 3.1’de verilmiştir.

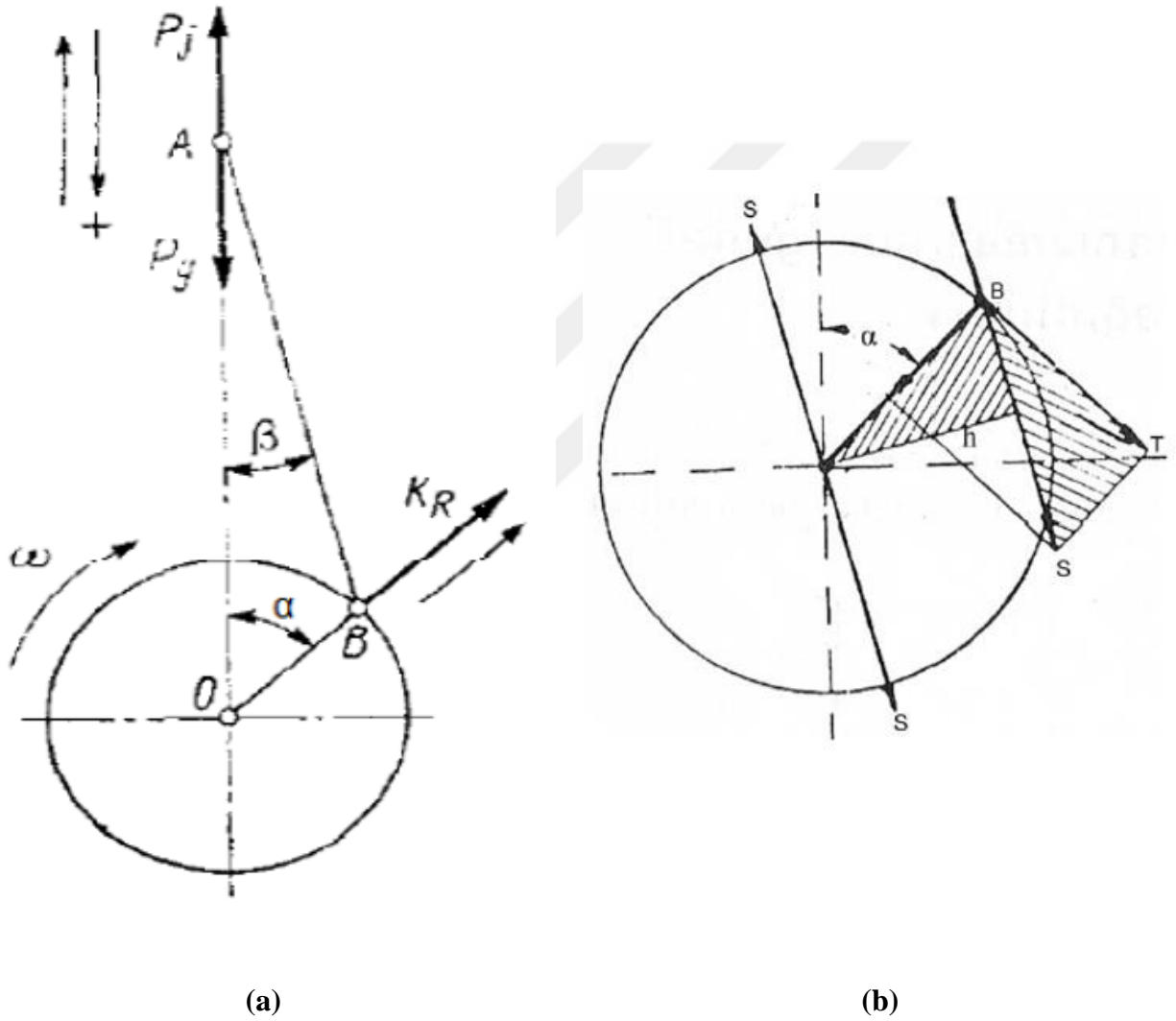
Tablo 3.1 Motorun teknik özellikleri

PARAMETRE	BİRİM	DEĞER
Çap x Strok	mm x mm	92 x 94
Biyel Boyu	mm	150
Krank-Biyel Oranı, λ	-	0,3133
Biyel-Krank Oranı, λ'	-	3,1914
Strok Hacmi	cm ³	624,87
Silindir Sayısı	Adet	4
Yanma Odası Hacmi	cm ³	2.499,50
Motor Gücü	HP kW	250±2 @3.500 rpm 186,50±1,50 @3.500 rpm
Hesaplanan Maksimum Yanma Basıncı	-	245,9472 B
İdealleştirilmiş Maksimum Yanma Basıncı	-	250 B
Hesaplanan Yakıt Tüketimi	kg/(Silindir*Çevrim) l/h g/kWh	30x10 ⁻⁶ 16,94 77,41

Çevresel koşullar ile ana hatları çizilmeye başlanan motorda, detayları Tablo 3.1’de gösterildiği şekilde, 3.500 rpm motor hızında, 250 B maksimum yanma basıncı altında 250 HP güç üretilebilmektedir.

3.3.1 Ana Yatak ve Muylu Hesabı

İçten yanmalı motorda güç elde edilmesi sırasında oluşan yanma basıncının krank mili muyluları ve ana yataklarına taşılması sırasında ideal lokal çapların belirlenmesi amacıyla mukavemet hesapları yapılmıştır.



Şekil 3.10 (a) Krank miline (b) muyluya etki eden kuvvetlerin gösterimi [6]

Kuvvet ve mukavemet değerleri, Microsoft Office Professional Plus Excel 2016 yazılımı yardımıyla 1 °KMA hassasiyette [2] ve [6] referansları ile hesaplanmıştır.

Yanma yüküyle birlikte oluşan gaz basınç kuvveti Denklem (3.59) ile hesaplanmaktadır:

$$P_z = (P_p - P_0)F_p \text{ [kN]} \quad (3.59)$$

P_z : Yanma yüküyle birlikte oluşan gaz basınç kuvveti [kN]

P_p : Gaz basınç kuvveti [kN]

P_j : Silindir içi yanma basıncı [MPa]

P_0 : Atmosfer basıncı [MPa]

F_p : Piston yüzey alanı [m^2]

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} [m^2] \quad (3.60)$$

D : Piston çapı [m]

Gidip gelen kütlelerin atalet kuvveti Denklem (3.61) ile hesaplanmaktadır:

$$P_j = -m_j \omega^2 R (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \text{ [kN]} \quad (3.61)$$

P_j : Gidip gelen kütlelerin atalet kuvveti [kN]

m_j : Piston grubunun ağırlığı [kg]

ω : Açısal hız [rad/s]

R : Krank mili yarıçapı [m]

α : Krank mili açısı [$^\circ$ KMA]

λ : Krank-biyel oranı [-] \rightarrow Denklem (3.4)

Silindir eksenine boyunca etki eden kuvvet Denklem (3.62) ile hesaplanmaktadır:

$$P = P_z + P_j \text{ [kN]} \quad (3.62)$$

P : Silindir eksenine boyunca etki eden kuvvet [kN]

P_z : Yanma yüküyle birlikte oluşan gaz basınç kuvveti [kN] \rightarrow Denklem (3.59)

P_j : Gidip gelen kütlelerin atalet kuvveti [kN] \rightarrow Denklem (3.61)

Biyel kolu boyunca etki eden kuvvet Denklem (3.63) ile hesaplanmaktadır:

$$S = P [1 + 0,25\lambda^2 (1 - \cos 2\alpha)] \text{ [kN]} \quad (3.63)$$

S : Biyel kolu boyunca etki eden kuvvet [kN]

P : Silindir eksenine boyunca etki eden kuvvet [kN] \rightarrow Denklem (3.62)

λ : Krank-biyel oranı [-] → Denklem (3.4)

α : Krank mili açısı [°KMA]

Krank milini döndüren teğetsel kuvvet Denklem (3.64) ile hesaplanmaktadır:

$$T = P (\sin\alpha + 0,5\lambda \sin 2\alpha) \text{ [kN]} \quad (3.64)$$

T: Krank milini döndüren teğetsel kuvvet [kN]

P: Silindir eksenine boyunca etki eden kuvvet [kN] → Denklem (3.62)

α : Krank mili açısı [°KMA]

λ : Krank-biyel oranı [-] → Denklem (3.4)

Krank mili boyunca etki eden kuvvet Denklem (3.65) ile hesaplanmaktadır:

$$K = P [\cos\alpha + 0,5\lambda(1 - \cos 2\alpha)] \text{ [kN]} \quad (3.65)$$

K: Krank mili boyunca etki eden kuvvet [kN]

P: Silindir eksenine boyunca etki eden kuvvet [kN] → Denklem (3.62)

α : Krank mili açısı [°KMA]

λ : Krank-biyel oranı [-] → Denklem (3.4)

Krank mili boyunca etki eden merkezkaç kuvveti Denklem (3.66) ile hesaplanmaktadır:

$$K_R = m_R \omega^2 R \text{ [kN]} \quad (3.66)$$

K_R : Krank mili boyunca etki eden merkezkaç kuvveti [kN]

m_R : Krank milinin muylu merkezindeki parçaların ağırlığı [kg]

ω : Açısal hız [rad/s]

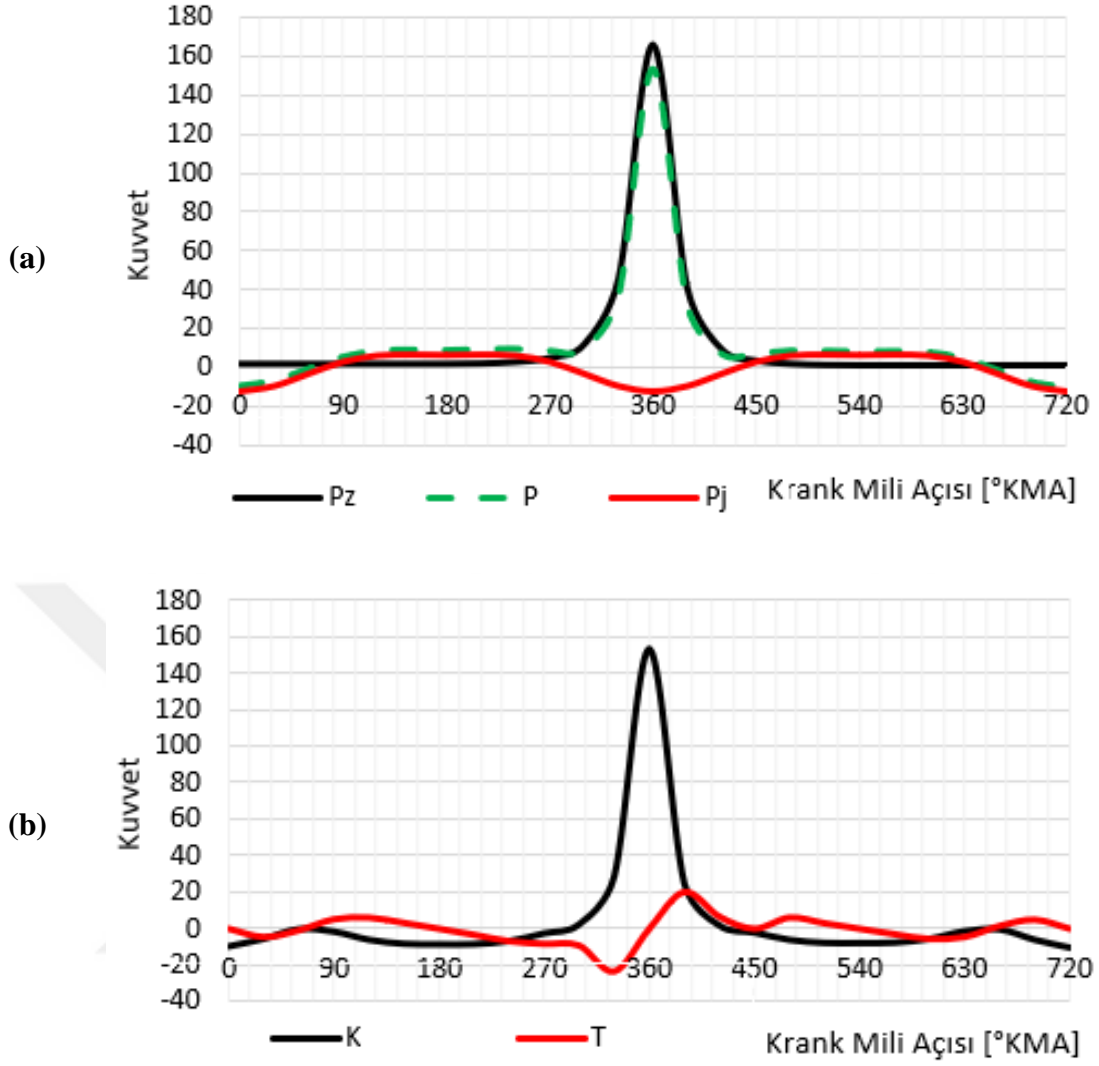
R: Krank mili yarıçapı [m]

Yapılan hesaplamalar sonucunda krank miline etki eden gaz kuvveti, atalet kuvveti, pernonun biyel koluna etki kuvveti, krank mili boyunca etki eden kuvvet ve krank milini döndüren teğetsel kuvvet değişkenlerinin sayısal değerleri, 30 °KMA çözünürlükte Tablo 3.2'de verilmiştir. Bilgi güvenliği sebebi ile bir sayıya F kodu verilmiş ve kuvvet değerleri F cinsinden gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Krank miline etki eden kuvvetler

Krank Mili Açısı	Gaz Kuvveti	Atalet Kuvveti	Pernonun Biyel Koluna Etki Kuvveti	Krank Mili Boyunca Etki Eden Kuvvet	Krank Milini Döndüren Teğetsel Kuvvet
θ, α	Pz	Pj	P	K	T
[°KMA]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
0	2,3009 F	-12,0371 F	-9,7362 F	-9,7362 F	0,0000 F
30	2,3009 F	-9,3733 F	-7,0724 F	-5,5708 F	-4,4957 F
60	2,3009 F	-3,1468 F	-0,8458 F	-0,2241 F	-0,8473 F
90	2,3009 F	2,8718 F	5,1727 F	-1,6208 F	5,1727 F
120	2,3009 F	6,0186 F	8,3195 F	-6,1148 F	6,0761 F
150	2,3009 F	6,5015 F	8,8024 F	-8,3127 F	3,2069 F
180	2,3007 F	6,2935 F	8,5943 F	-8,5943 F	0,0000 F
210	2,4988 F	6,5015 F	9,0003 F	-8,4995 F	-3,2790 F
240	3,2558 F	6,0186 F	9,2743 F	-6,8166 F	-6,7735 F
270	5,3609 F	2,8718 F	8,2327 F	-2,5796 F	-8,2327 F
300	12,2778 F	-3,1468 F	9,1311 F	2,4197 F	-9,1466 F
330	45,9518 F	-9,3733 F	36,5785 F	28,8126 F	-23,2521 F
360	165,5168 F	-12,0371 F	153,4797 F	153,4797 F	0,0000 F
390	40,8937 F	-9,3733 F	31,5204 F	24,8284 F	20,0368 F
420	9,7422 F	-3,1468 F	6,5954 F	1,7478 F	6,6066 F
450	4,0093 F	2,8718 F	6,8812 F	-2,1561 F	0,0000 F
480	2,3420 F	6,0186 F	8,3606 F	-6,1450 F	6,1061 F
510	1,7543 F	6,5015 F	8,2558 F	-7,7964 F	3,0078 F
540	1,6022 F	6,2935 F	7,8957 F	-7,8957 F	0,0000 F
570	1,6022 F	6,5015 F	8,1037 F	-7,6528 F	-2,9524 F
600	1,6022 F	6,0186 F	7,6207 F	-5,6012 F	-5,5658 F
630	1,6022 F	2,8718 F	4,4740 F	-1,4018 F	-4,4740 F
660	1,6022 F	-3,1468 F	-1,5446 F	-0,4093 F	1,5472 F
690	1,6022 F	-9,3733 F	-7,7711 F	-6,1213 F	4,9399 F
720	1,6022 F	-12,0371 F	-10,4350 F	-10,4350 F	0,0000 F

Krank miline etki eden kuvvetler 1 °KMA çözünürlükte aşağıdaki şekilde elde edilmiştir:



Şekil 3.11 (a) Krank miline (b) muyluya etki eden kuvvetler

Krank milinin muylu bölgesindeki gerilme değerleri Denklem (3.67) ile hesaplanmaktadır:

$$\sigma_m = \frac{P/1.000}{d_m * l_m} \text{ [MPa]} \quad (3.67)$$

σ_m : Muylu gerilmesi [MPa]

P: Silindir eksenine boyunca etki eden kuvvet [kN] → Denklem (3.62)

d_m : Muylu çapı [m]

l_m : Muylu genişliği [m]

Krank milinin ana yatak bölgesindeki gerilme değerleri Denklem (3.68) ile hesaplanmaktadır:

$$\sigma_a = \frac{P/1.000}{d_a * l_a} \text{ [MPa]} \quad (3.68)$$

σ_a : Ana yatak gerilmesi [MPa]

P: Silindir eksenine boyunca etki eden kuvvet [kN] → Denklem (3.62)

d_a : Ana yatak çapı [m]

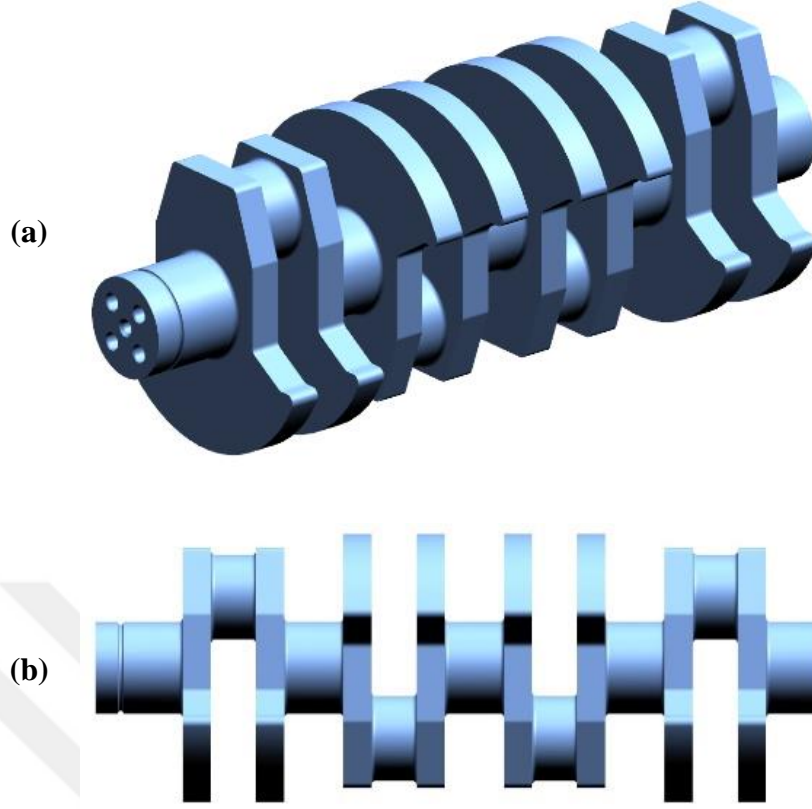
l_a : Ana yatak genişliği [m]

Denklem (3.67) ve Denklem (3.68)'den yararlanılarak Microsoft Office Professional Plus Excel 2016 yazılımı yardımıyla ana yatak ve muylular için bir boyutlandırma çalışması yapılmıştır. Hesaplama modülünde ana yatak ve muylunun çap ve genişlik değerleri girilerek meydana gelecek olan gerilme değerleri optimize edilmiş ve 3 adet nihai ön model oluşturulmuştur.

Krank milindeki minimum omuz genişliği, ana yatak ve muylu çapları; ana yatak ve muylu çapları da ana yatak ve muylu genişlikleri ile ilişkili olduğundan dolayı krank milinin toplam genişliği ve buna bağlı olarak da ağırlığı birçok parametre ile ilişkilidir. Krank milinin aksel genişliği arttıkça, buna paralel olarak, baz motor komponentleri de büyüyeceğinden dolayı artışın motor ağırlığına etkisi daha yüksek seviyede olacaktır. Bu nedenle ağırlık minimizasyonu için minimum kesitlerde kalmanın ve gerekli ömür değerini sağlamak için ağırlık ve gerilme optimizasyonu çalışması yapmanın önemi yüksektir.

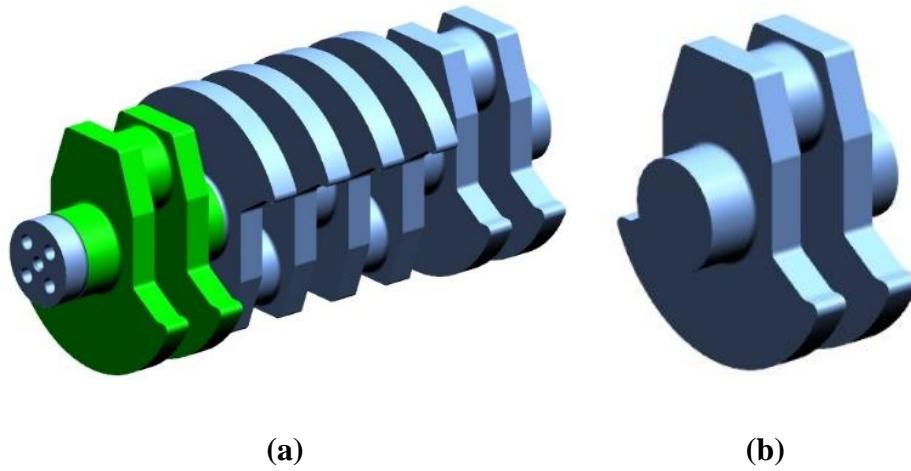
Siemens NX yazılımı, kavramsal tasarımdan nihai ürüne kadar olan süreçteki tüm modelleme ihtiyaçlarına cevap vermektedir. Tasarımcı, 2 ve 3 boyutlu tel kafes, katı modelleme, montaj modelleme, teknik resim oluşturma gibi işleri bu yazılım aracılığıyla yapabilmektedir. Siemens NX ile değişik parça modelleme teknikleri kullanılarak katı modeller tasarlanabilmekte ve bunlar üzerinde değişiklik yapılabilmektedir. Ayrıca yüzey, hacim, atalet, ağırlık gibi fiziksel değerler de kolayca belirlenebilmektedir.

Bilgisayar ortamında, Siemens NX 11.0.0.33 yazılımı yardımıyla, A ön kodu ile adlandırılan olgunlaşmamış modeller Şekil 3.12'de, modellerin parametreleri Tablo 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.12 A1, A2, A3 kodlu krank millerinin (a) izometrik (b) yandan görünüşü

Tasarlanan krank milinin simetrik yapısından dolayı parçanın dörde bölünmesi ile oluşturulan çeyrek dilim, bütünü simüle etmek adına seçilmiş ve muyluda oluşan gerilme hesabı bilgisayar ortamında tekrarlanmıştır. Şekil 3.13 (b)'de gösterilen çeyrek modelin krank mili üzerindeki konumu, Şekil 3.13 (a)'da yeşil ile renklendirilerek gösterilmiştir.



Şekil 3.13 Analize girecek krank millerinin (a) gerçek (b) indirgenmiş görünüşü

ANSYS yazılımı, mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi alanlarında kullanılan genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır. Gerçekleştirilecek olan testlerin ve çalışma şartlarının simüle edilmesine olanak sağlayan yazılım, ürünlerin henüz prototip üretimi yapılmadan sanal ortamda test edilmesine imkân sağlamaktadır. Analiz çıktısı olarak zayıf noktalar tespit edilerek potansiyel risk noktaları görülmekte ve iyileştirme aksiyonları alınabilmektedir [114]. Sonlu elemanlar yöntemi (FEM) kullanılmasının aşağıdaki avantajları mevcuttur [27]:

- Örnekleme sayısının azalması,
- Prototip testine uygun olmayan parça imalatlarının yapılmasının engellenmesi,
- Maliyet kazancı sağlanması,
- Zaman tasarrufu sağlanması,
- İdeal tasarıma en az değişiklik ile ulaşılması,
- Ömür değerleri ve potansiyel hasar noktalarının önceden tahmin edilebilmesi.

Siemens NX yazılımında “part” (.prt) dosya biçiminde tasarlanan krank mili, “parasolid” (.x_t) formatına çevrilmiştir. Şekil 3.13 (b)’de gösterilen geometri, gerilme analizinin yapılması amacıyla ANSYS Workbench 15.0.7 yazılımına aktarılmıştır. Yazılımda, analitik yöntemle muyluya etkidiği belirlenen kuvvet uygulanarak muylu üzerindeki gerilme bulunmuş ve elde edilen sonuçlar Tablo 3.3’te gösterilmiştir. Bilgi güvenliği sebebi ile gerilme B ve ağırlık M cinsinden gösterilmiştir.

Tablo 3.3 Ön tasarım fazındaki krank millerinin geometrik parametreleri

PARAMETRE	BİRİM	A1	A2	A3
Muylu Çapı	mm	60	60	56
Muylu Genişliği		33	30	27
Hesaplanan Muylu Gerilmesi	-	89,67 B	98,64 B	117,42 B
Muylu Gerilmesinin Analiz Sonucu		89,82 B	99,63 B	119,25 B
Analizdeki Gerilme Sapması	%	0,16	1,00	1,55
Ana Yatak Çapı	mm	65	65	60
Ana Yatak Genişliği		50	30	28
Hesaplanan Ana Yatak Gerilmesi	-	54,63 B	91,05 B	105,68 B
Ağırlık	-	33.305,81 M	30.441,67 M	28.990,28 M
Atalet	kg.mm ²	97.969	95.813	93.249
Tam Boy	mm	562	450	428

Yatak dayanım limitleri göz önüne alınarak gerilmelerin düşük, orta ve görece yüksek olduğu modeller hazırlanmıştır. Alternatif olarak seçilebilecek olan biyel kolları da incelenerek muylu çapları 60 ve 56 mm olarak belirlenmiştir. 60 mm çapı için 33 ve 30 mm genişlik seçilirken 56 mm çapı için 27 mm genişlik olması kararlaştırılmıştır.

Alternatif olarak seçilebilecek olan yataklar da incelenerek ana yatak çapları 65 ve 60 mm olarak belirlenmiştir. 65 mm çapı için 50 ve 30 mm genişlik seçilirken 60 mm çapı için 28 mm genişlik olması kararlaştırılmıştır.

A1, A2 ve A3 kodlu ön tasarımlar incelendiğinde; A1 modeli, yatak yükleri ile yatak ömrü gibi kriterler açısından oldukça iyi durumda olsa da özellikle motor boyutları ve paketleme anlamında dezavantajlıdır. Tasarlanan motorun havacılık sektöründe kullanılacak olması sebebiyle minimal paket tasarımı ve ağırlık, dayanım sonrasında en önemli parametrelerdendir. Bu sebeple A1 modelinin ilerletilmesi uygun olarak değerlendirilmemiş ve tasarım çalışması sonlandırılmıştır.

A2 ve A3 modelleri incelendiğinde A3'ün üst limitlere yakın bir model olduğu görülmüştür. Paketleme açısından kıyaslandığında A3'ün tam boyunun A2'ye kıyasla 22 mm küçük olduğu görülmüştür. Bu minimal fark ile detay tasarım fazında olabilecek gerilme artışları da göz önüne alınarak ön tasarım sürecinde A2 modeli ile ilerlenmesinin uygun olacağı değerlendirilmiştir.

AĞIRLIK VE GERİLME OPTİMİZASYONU

Bir krank milinin sıfırdan tasarımı veya daha güçlü bir motor için modifikasyonu, tasarım mühendisleri açısından zorlu bir süreç oluşturmaktadır. Krank mili üzerine, işletim ömürleri boyunca çok sayıda tekrarlı yük uygulandığından dolayı yorulma problemleri oluşabilmektedir. Bu sebeple krank mili, maruz kaldığı yüksek yüklerden dolayı güçlü ve dayanıklı bir yapıya sahip olmalı; aynı zamanda da atalet ve merkezkaç kuvvetlerinden dolayı hafif olmalıdır. Özellikle yüksek güç yoğunluğunun elde edilmesi amacıyla günümüz motorları daha hafif ve daha kompakt olarak tasarlanmaktadır. Otomotiv sektöründe uluslararası otoritelerce daraltılan emisyon değerleri, firmaları yakıt verimliliğinin artırılmasına ve daha çevreci motorlar üretilmesine yönlendirmektedir. Dönen parçaların ağırlığında yapılacak olan azaltma, aracın ivmelenmesi sırasında daha düşük güç ihtiyacı ortaya koymaktadır. Özellikle havacılık sektöründe kullanılacak olan motor parçalarında ağırlık; uçağın kalkış gücü, kalkış ağırlığı, havada kalma süresi gibi kritik parametreleri direkt olarak etkilediğinden dolayı en önemli tasarım çıktılarından biridir. Belirtilen tezat isterler göz önüne alındığında krank mili tasarımında ağırlık ve gerilme değerleri için optimizasyon işleminin önemi açıkça görülmektedir.

İçten yanmalı motor tasarımında düşük ağırlık ve maliyet değerlerini, yüksek performans ve sağlamlık ile birlikte elde etmek temel tasarım amacıdır. Otomobillerde motor ağırlığının azaltılması ile birlikte yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinde azalış görülmektedir. Böylece daha ekonomik ve çevreci ürünler ortaya konulabilmektedir. Bazı tip havacılık motorlarında, motor ağırlığının azalması ile birlikte uçağın burun veya kuyruk kısmına eklenen balast ağırlığı da azalmaktadır. Elde edilen bu kazanç; ilave yakıt eklenerek uçuş süresinin artırılmasında veya ilave faydalı yük olarak değerlendirilmektedir. Bu sebeplerle havacılık parçalarındaki hafiflik, dayanım ile birlikte en önemli tasarım şartı olarak nitelendirilmektedir.

Krank mili, toplam motor ağırlığı içerisinde yaklaşık olarak %10 paya sahip olduğundan dolayı ağırlık azaltma projelerinde dikkatleri üzerine çekmektedir. Krank mili, sabit parça olmadığından dolayı parça üzerinde odaklanılacak bölge konusunda oldukça dikkatli olunmalıdır. Farklı bölgelerden kaldırılacak olan malzeme, krank milinin balans, balans oranı ve doğal frekanslarını farklı şekilde etkileyebilmektedir.

Krank millerinde ağırlık azaltma yöntemleri temel olarak aşağıdaki şekilde sınıflandırılmaktadır:

- Yoğunluk değişimi,
- Yanma basıncı düşürülmesi,
- Ana yatak ve muyluda çap ile boy değişimi,
- Geometri optimizasyonu.

Motor üzerinde motor bloğu ve silindir kafası gibi ana parçalarda alüminyuma geçilmesi, yüksek seviyede ağırlık azalışı sağlamıştır. Krank milinde bu değişiklik uygulandığında çelik malzemeye göre katılık değerinde kayıp olmakta ve oluşan kuvvetlerin dengelenmesi için gereken ağırlığa ulaşılan hacim değerleri artarak paket boyutları büyümektedir. Bu durumlarda yoğunluğu yüksek olan tungsten tapalar kullanılabilir [23]. Ancak bu işlemin uygulanabilirliği efektif olmadığından dolayı alternatif imalat teknikleri üzerine yoğunlaşmıştır. Malzeme ve yoğunluk farkı kaynaklı olarak dökme demir krank mili, dövme çelik parçaya kıyasla %10 oranında daha hafif olmaktadır. Döküm prosesinin, parçanın bazı kısımlarının işleme yapılmadan içi boş yapıda üretilmesine imkân sağlaması da ağırlıkta kazanç potansiyeli getirmektedir.

İçten yanmalı motorlarda, yanma odasında üretilen basınç, piston kafasına etki etmekte ve pistonun lineer hareketi sağlanmaktadır. Hareket, biyel kolu üzerinden krank miline aktarılmaktadır. Krank mili üzerindeki karşı ağırlıklar pistonun hareketi sırasında oluşan kuvvetin dengelenmesinde kullanılmaktadır. Yanma odası içerisindeki maksimum gaz basıncı değerinin düşürülmesi ile karşı ağırlıklarda ağırlık azalışına gidilebilmektedir. İlgili yöntem ile ağırlık azalışı, motorun güç karakteristiğinden ödün verilerek gerçekleştirildiği için yöntemin uygulanması, yüksek öncelikli olarak tercih edilmemektedir.

Güç aktarım sisteminde oluşan mekanik kayıplar, piston, biyel kolu, krank mili ana yatakları ve krank mili muyluları kaynaklı olmaktadır. Bu kayıpların azaltılması için krank milinin ana yatakları ve muylularının çaplarının küçültülmesi ile genişliklerinin azaltılması yöntemleri uygulanmaktadır. Mekanik kayıpların azaltılması için uygulanan bu işlem, aynı zamanda krank mili ağırlığında da önemli iyileştirme getirmektedir. Ancak bu küçültme işlemi sonrasında yanma odaları merkezleri arasındaki mesafe değişmekte, motor bloğu üst bölgesi ile silindir kafasının yapısal dayanımları etkilenmekte ve özellikle muylular üzerine etki eden yüzey basıncı değeri artacağından dolayı yatakların

dayanım sınırı limitleyici parametre olmaktadır. Ayrıca krank mili genişliğinin azaltılması motor bloğu; muylu çapının azaltılması ise biyel kolu geometrilerinin değiştirilmesi sonucunu doğuracağından dolayı bu yöntemin, prototip imalatı henüz yapılmamış olan tasarım aşamasındaki parçalar üzerinde uygulanması daha efektif olmaktadır.

Krank milinin geometrisi üzerinde, lokal bölgelere odaklanması tasarımcıya birçok optimizasyon imkânı sunmaktadır. Bu yöntemde, karşı ağırlıklarda geometri optimizasyonu, muylu ile ana yataklarda şaft boşaltması ve omuz optimizasyonu gibi farklı alternatifler mevcuttur.

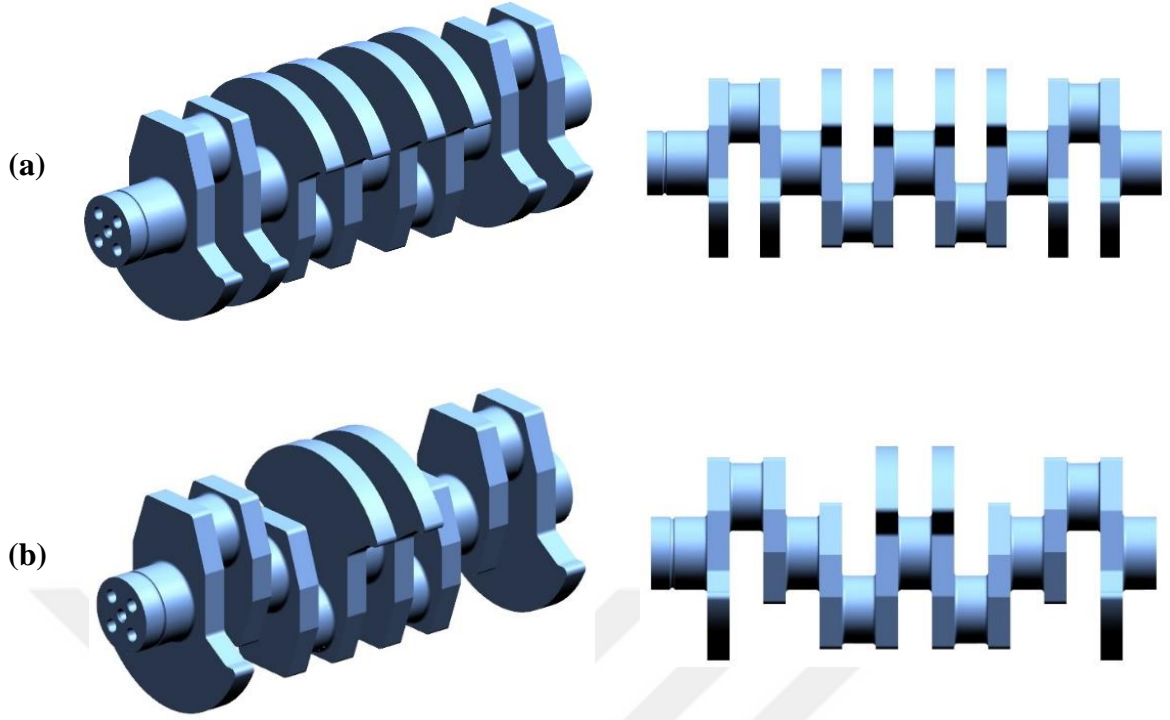
Ana yatak ve muyluların boşaltılmasında dolu olarak üretilen parçaya matkaplama tekniği uygulanabilmektedir. Bu yöntemde, parçanın iç kısımlarına işleme takımının ulaşamaması ve sınırlı miktarda boşaltma yapılması riski mevcuttur. Üretim aşamasında ise döküm prosesinde kullanılacak maçalar ile boşluklu yapı oluşturulabilmektedir. Yüksek hızlı ve yüksek güçlü yarış motorlarında, tasarlanan geometriye göre krank milinin ayrı yapılarda işlenip EBW gibi yöntemlerle birleştirilmesi de mümkündür.

Krank mili üzerinde yapılan analiz çalışmalarında gerilme değerleri, karşı ağırlıklar ve omuzlar üzerinde, ana yatak ve muylulara kıyasla daha düşük seviyede elde edilmektedir. Bu sebeple krank mili omuz optimizasyonunda sonlu elemanlar metodu ile yapısal optimizasyon çalışması yapılarak optimum omuz tasarımına ulaşabilmektedir. Bu yöntemde krank milinin artan devir sayılarında krank milinin dayanıklılığı kritik olduğundan dolayı özellikle yüksek hızlı buji ateşlemeli motorlarda yorulma analizi yapılmalıdır.

Çalışma kapsamında, yanma sonucunda meydana gelen yüklerin krank mili muylusu ile ana yataklarında oluşturacağı etki sonucunda oluşacak gerilmelerin miktarına göre 3 adet ön tasarım ortaya konulmuş ve yapılan değerlendirmeler neticesinde A2 kodlu tasarım ile devam edilmesi kararlaştırılarak B ön kodlu detay tasarım fazına geçilmiştir.

4.1 Karşı Ağırlık Sayısı

Detay tasarım fazında, karşı ağırlık sayısının krank mili davranışı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Literatür araştırmasında, M. Y. YUSOF v.d. [69] referansında, sıralı 4 silindire sahip bir benzinli motorun krank milinde 4 ve 8 karşı ağırlık kullanımında, yatak kuvvetleri ve yağ filmi kalınlığında düşük seviyede değişiklik tespit edilmiştir. Bu sebeple 4 karşı ağırlıklı bir model çalışılmıştır.



Şekil 4.1 (a) B1 (b) B2 kodlu krank milleri

A2 modeli, B1; yeni çalışılan 4 karşı ağırlıklı model B2 olarak isimlendirilmiştir. Modellere ait geometrik özellikler Tablo 4.1’de gösterilmiştir.

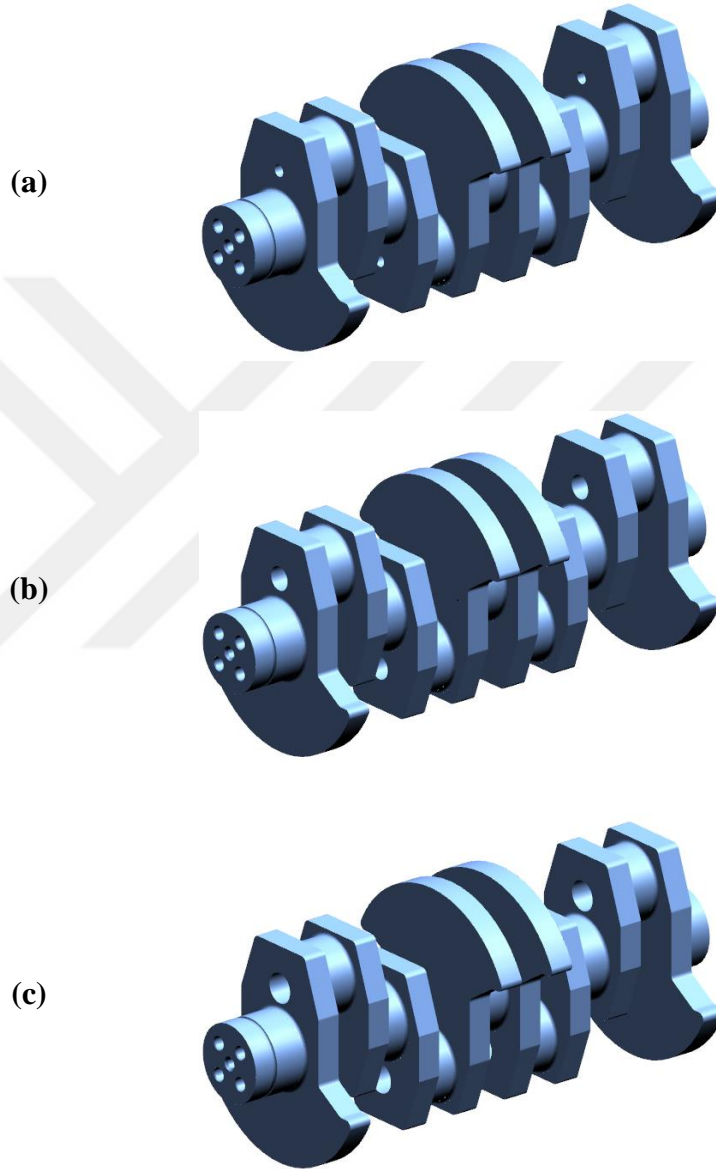
Tablo 4.1 B1, B2 kodlu krank millerinin geometrik parametreleri

PARAMETRE	BİRİM	B1	B2
Muylu Çapı	mm	60	
Muylu Genişliği		30	
Ana Yatak Çapı		65	
Ana Yatak Genişliği		30	
Karşı Ağırlık Sayısı	Adet	8	4
Ağırlık	-	30.441,67 M	25.387,59 M
Atalet	kg.mm ²	95.813	67.788
Tam Boy	mm	450	

B1 ve B2 modelleri incelendiğinde geometrik olarak B2 modelinin B1 tabanında inşa edildiği görülmüştür. CAD ortamında yapılan ağırlık ölçümünde modeller arasında 5.054,08 M ağırlık farkı olduğu görülmüş ve detaylandırma çalışmasına devam edilecek model, B2 olarak seçilmiştir.

4.2 Muylu İç Çap Boşaltması

Detay tasarım fazında, muylu iç çapının optimizasyonu üzerinde çalışılmıştır. Ağırlık azaltma çalışması kapsamında muylu içerisine 10 mm, 20 mm, 25 mm çaplarında delik açılan ve sırasıyla C1, C2, C3 kodları ile isimlendirilen 3 adet alternatif model oluşturulmuştur. Alternatif tasarımlar Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 (a) 10 mm (b) 20 mm (c) 25 mm muylu boşaltmalı krank milleri

Hazırlanan alternatif tasarımlara CAD ortamında ağırlık ölçümü yapılmıştır. C1 kodlu konfigürasyon 25.215,38 M; C2 kodlu konfigürasyon 24.698,77 M; C3 kodlu konfigürasyon 24.311,31 M olarak ölçülmüştür. B2 kodlu tasarım referans olarak

alındığında C1’de 172,21 M; C2’de 688,82 M; C3’te 1.076,28 M ağırlık azaltma potansiyeli olduğu belirlenmiştir. Ağırlık ölçüm sonuçları Tablo 4.2’de verilmiştir.

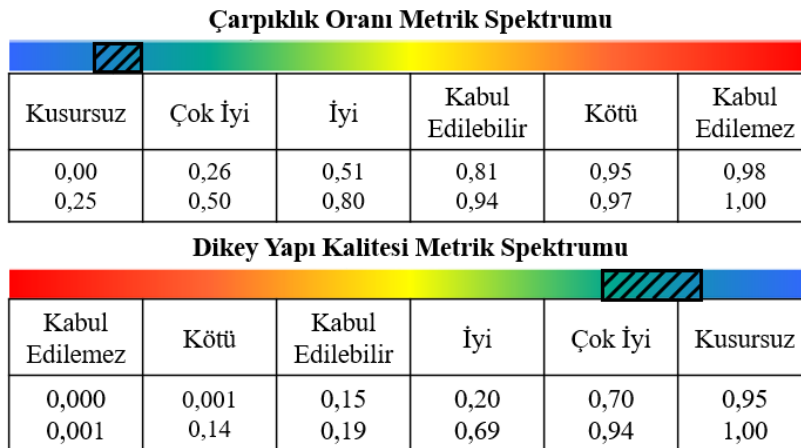
Tablo 4.2 C1, C2, C3 kodlu krank millerinin ağırlık kıyaslaması

TASARIM KODU	BİRİM	AĞIRLIK	LOKAL KAZANÇ	TOPLAM KAZANÇ
A1	-	33.305,81 M	-	Referans
B2		25.387,59 M	Referans	7.918,22 M
C1		25.215,38 M	172,21 M	8.090,43 M
C2		24.698,77 M	688,82 M	8.607,04 M
C3		24.311,31 M	1.076,28 M	8.994,50 M

Çalışma kapsamında Siemens NX 11.0.0.33 yazılımında “part” (.prt) dosya biçiminde tasarlanan krank milleri, “parasolid” (.x_t) formatına çevrilerek ANSYS Workbench 15.0.7 yazılımına aktarılmıştır. Analizlerde krank milinin simetrik yapısından dolayı oluşturulan çeyrek dilimler, bütünü simüle etmek adına seçilmiştir.

Ağ yapısında; kritik alanlarda 0,20 mm ve kritik alanlar dışındaki yerlerde 1,00 mm eleman boyutu kullanılmış ve referans model üzerinde 2.727.930 düğüm noktası ve 1.684.933 eleman kullanılmıştır.

Oluşturulan ağ yapısının metrik şekilde kalitesi incelenmek istendiğinde çarpıklık oranı ve dikey yapı kalitesi değerleri öne çıkmaktadır. Analiz modelinde, yüksek çarpıklık oranı ve düşük dikey yapı kalitesi önerilmemektedir [115]. Çalışma genelinde yapılan alternatif tasarımlar için oluşturulan modellerde; çarpıklık oranı (*skewness*) 0,20-0,25 arasında, dikey yapı kalitesi (*orthogonal quality*) 0,80-0,96 arasında tutulmuştur. Ağ yapısının kalite spektrumu ve çalışmada kullanılan kalite değerleri Şekil 4.3 üzerinde siyah renkli kutucuk ile gösterilmiştir.



Şekil 4.3 Ağ yapısı kalitesinin sınıflandırılması [115]

Oluşturulan modelde, sınır koşulları (*boundary conditions*) girişi yapılmıştır. Yapılan literatür taramasında ana yatakların sabit destek ile sınırlandırıldığı yayınlar görülmüştür [116], [117], [118], [119]. Ancak krank milinin yataklaması, analiz doğruluğunun artırılması amacıyla sol yandan sabit destek ve iki ana yataktan silindirik destek ile yapılmıştır [120]. Silindirik desteğe, radyal olarak hareket izni verilmiş, eksenel ve tanjant yönlerinde sabitlenmiştir.

Yapılan literatür taramasında yükün muylu üzerinden basınç şeklinde verildiği [117], [119] görülse de muylu üzerine direkt olarak kuvvet etkisi olduğu yorumlanmış ve yanma değerleri göz önüne alınarak hesaplanan 90.000 F değerindeki kuvvet muylu üzerine, yatak yükü şeklinde verilmiştir [116], [120].

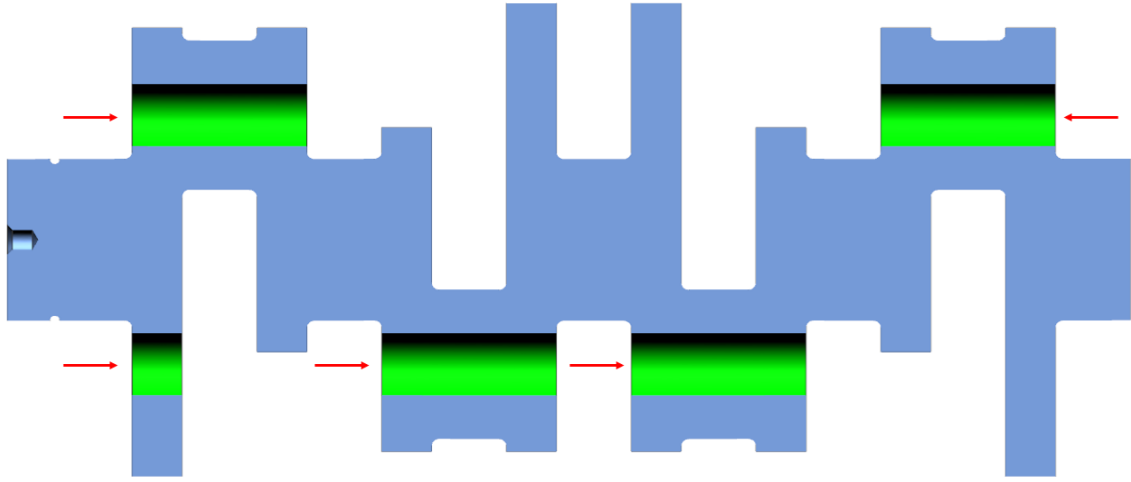
Statik analizlerde eşdeğer gerilme ve güvenlik katsayısı değerleri incelenmiştir. Tablo 4.3'te, bilgi güvenliği sebebi ile bir sayıya S kodu verilmiş ve gerilme değerleri S cinsinden gösterilmiştir. Eşdeğer gerilme miktarının, muylu delik çapı arttıkça arttığı görülmüştür. Elde edilen sonuçların, literatürde muylu boşaltması uygulanan çalışmalardaki sonuçlar ile örtüştüğü tespit edilmiştir [120].

Tablo 4.3 Alternatif tasarımların analiz sonuçları

TASARIM KODU	EŞDEĞER GERİLME [-]	GÜVENLİK KATSAYISI [-]
B2	3,2366 S	2,2897
C1	3,4051 S	2,1763
C2	3,7080 S	1,9986
C3	4,0485 S	1,8304

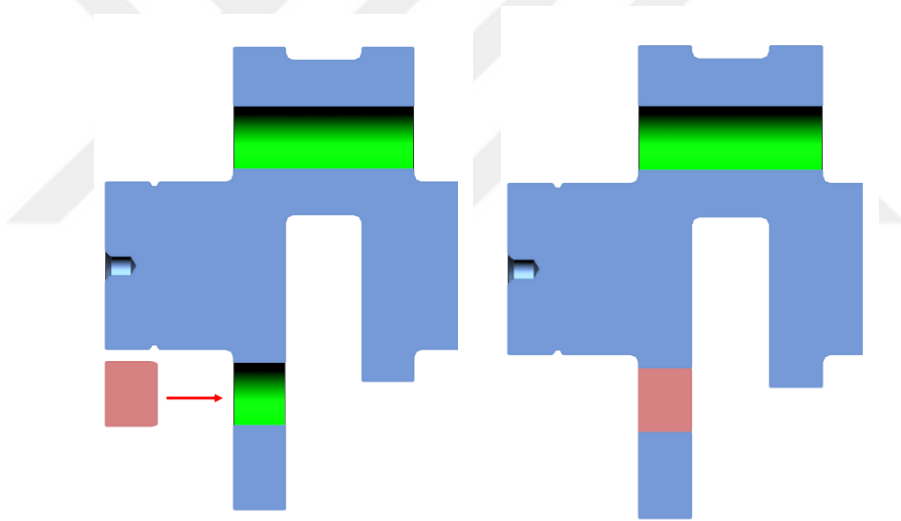
Elde edilen sonuçlar incelendiğinde C3'ün 1.076,28 M ile en çok ağırlık kazancı sağlayan model olduğu ve statik analizlere göre güvenlik katsayısını 1,8304 gibi yüksek bir değerde tuttuğu görülmüştür. Tasarım faaliyetlerine C3 ile devam edilmesi kararlaştırılmıştır.

C3 modelinin imal edilebilirliği araştırılmıştır. 1. ve 4. muyluların dıştan içe doğru boşaltılabileceği görülmüştür. Ancak 2. ve 3. muyluların işlenmesi için takımın ilgili bölgeye erişemediği görülmüştür. Bu sebeple 1. karşı ağırlık da delinerek 2. ve 3. muyluların işlenmesi planlanmıştır.



Şekil 4.4 Mıyılı işleme yönleri

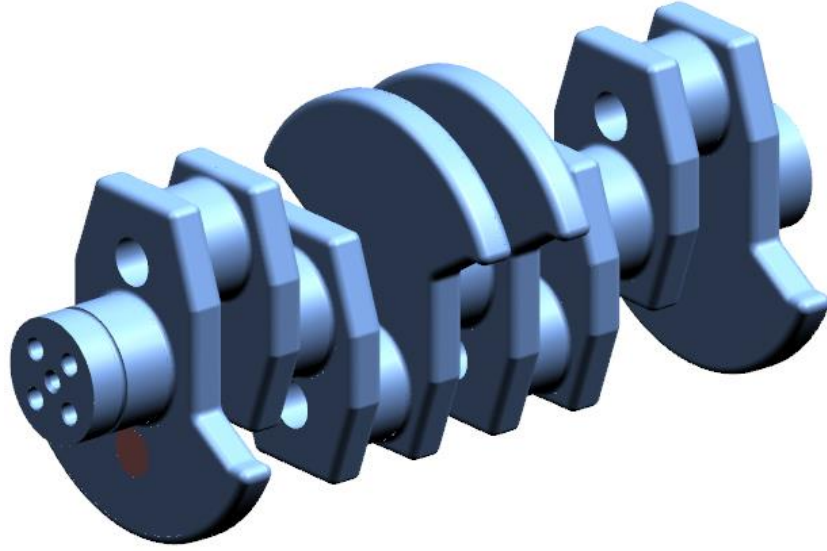
Karşı ağırlığın delinmesi sebebiyle balans etkisi olmaması için takım işleme bölgesinin tapa ile kapatılması değerlendirilmiştir. İlgili bölgeye sıkı geçme tapa tasarlanmış ve Şekil 4.5'teki gibi montajlanması planlanmıştır.



Şekil 4.5 Karşı ağırlık tapasının gösterimi

4.3 Model Düzgünleştirme

Yapılan incelemede modelin keskin köşeler içerdiği görülmüştür. C3 modeli üzerinde yapılan düzenlemede yumuşatmalar yapılarak D modeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.6 D modeli

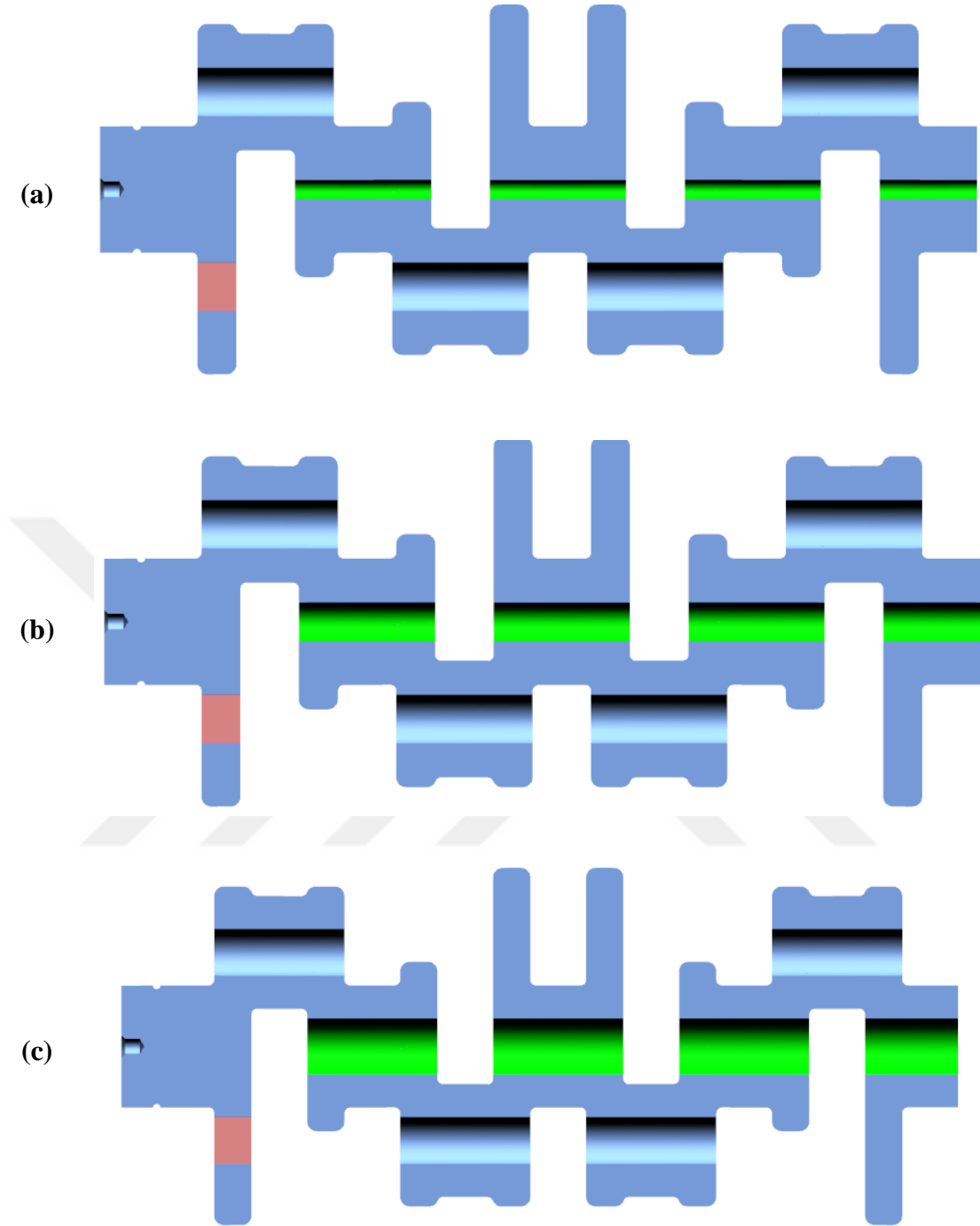
D modelinin CAD ortamında ağırlığı ölçüldüğünde, bir önceki C3 modeline göre 318,29 M ağırlık azalışının olduğu görülmüştür. Kazanç, çalışmanın başlangıcındaki A1'e göre 9.312,79 M'dir.

Tablo 4.4 D kodlu krank milinin ağırlık kıyaslaması

TASARIM KODU	BİRİM	AĞIRLIK	LOKAL KAZANÇ	TOPLAM KAZANÇ
A1	-	33.305,81 M	-	Referans
C3		24.311,31 M	Referans	8.994,50 M
D		23.993,02 M	318,29 M	9.312,79 M

4.4 Ana Yatak İç Çap Boşaltması

Muylu ağırlık azaltma çalışmasına ilave olarak ana yatakların da içerisine 10 mm, 20 mm, 30 mm çaplarında delik açılan ve sırasıyla E1, E2, E3 kodları ile isimlendirilen 3 adet alternatif model oluşturulmuştur. Alternatif tasarımlar Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4.7 (a) 10 mm (b) 20 mm (c) 30 mm ana yatak boşaltmalı krank milleri

Hazırlanan alternatif tasarımlara CAD ortamında ağırlık ölçümü yapılmıştır. E1 kodlu konfigürasyon 23.833,11 M; E2 kodlu konfigürasyon 23.353,40 M; E3 kodlu konfigürasyon 22.553,88 M olarak ölçülmüştür. D kodlu tasarım referans olarak alındığında ise E1’de 159,91 M; E2’de 639,62 M; E3’te 1.439,14 M ağırlık azalış potansiyeli olduğu belirlenmiştir. Ağırlık ölçüm sonuçları Tablo 4.5’te verilmiştir.

Tablo 4.5 E1, E2, E3 kodlu krank millerinin ağırlık kıyaslaması

TASARIM KODU	BİRİM	AĞIRLIK	LOKAL KAZANÇ	TOPLAM KAZANÇ
A1	-	33.305,81 M	-	Referans
D		23.993,02 M	Referans	9.312,79 M
E1		23.833,11 M	159,91 M	9.472,70 M
E2		23.353,40 M	639,62 M	9.952,41 M
E3		22.553,88 M	1.439,14 M	10.751,93 M
E3+		22.664,05 M	1.328,97 M	10.641,76 M

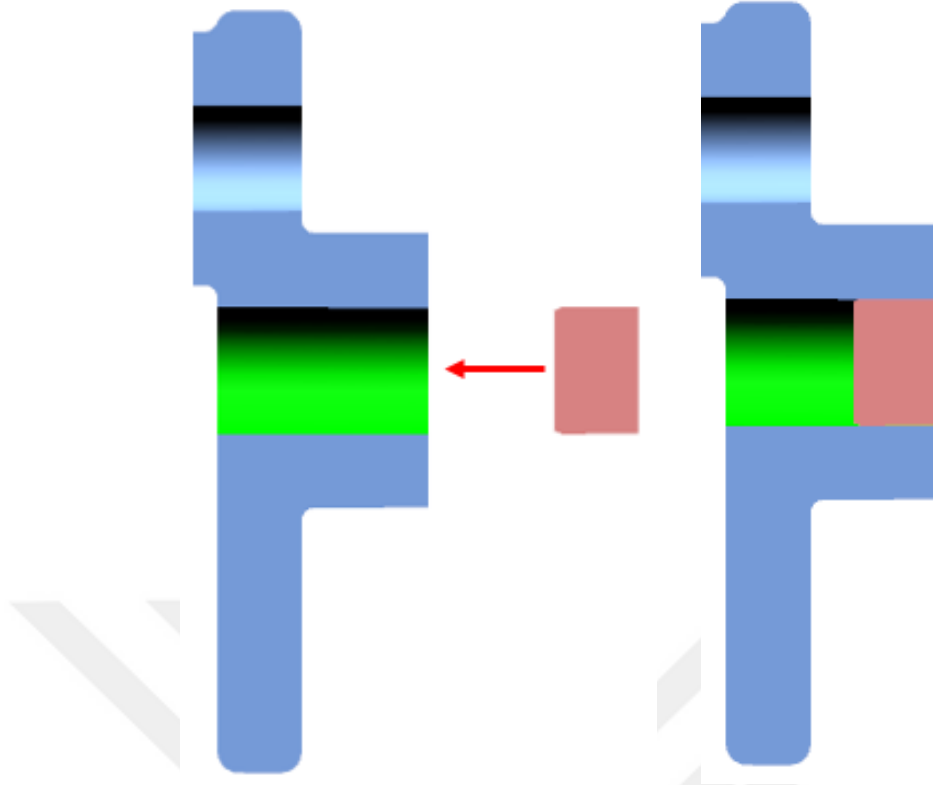
Uygun bir ana yatak çap boşaltma çapı seçilmesi için D modeli baz alınarak E3 modellerine analiz çalışması yapılmıştır. Analiz süresinin uzunluğundan dolayı ağırlık getirisi en yüksek olan E3 kodlu tasarım analize alınmıştır. Tablo 4.6’da, bilgi güvenliği sebebi ile bir sayıya S kodu verilmiş ve gerilme değerleri S cinsinden gösterilmiştir.

Tablo 4.6 Alternatif tasarımların analiz sonuçları

TASARIM KODU	MUYLU GERİLMESİ [-]	ANA YATAK GERİLMESİ [-]
D	5,8214 S	8,4107 S
E3	5,3571 S	10,7857 S

Analiz sonuçları incelendiğinde ana yatak çapına 30 mm boşaltma açılan E3 modelinin muyluda oluşan maksimum gerilmeyi düşürdüğü ancak ana yatakta oluşan maksimum gerilmeyi artırdığı görülmüştür.

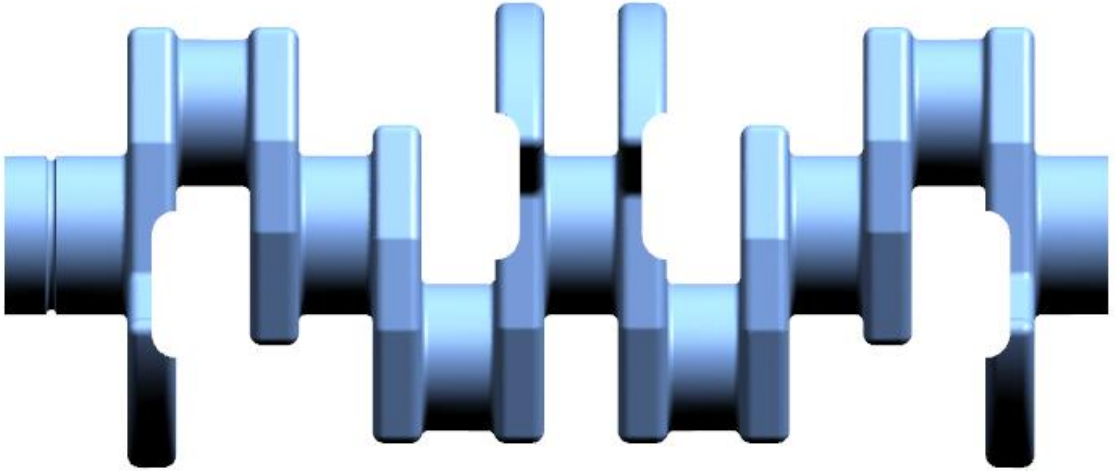
Ana yatak boşaltmasının uygulandığında motor içerisindeki yağın dış ortama kaçak yapma durumu söz konusudur. Bu sebeple 5. ana yatağın delinmesi sonucunda, takım giriş noktasının tapa ile kapatılması değerlendirilmiştir. İlgili bölgeye sıkı geçme tapa tasarlanmış ve Şekil 4.8’deki gibi montajlanması planlanmıştır. E3+ kodlu tapalı konfigürasyon 22.664,05 M olarak ölçülmüş ve D kodlu tasarım referans olarak alındığında 1.328,97 M ağırlık azalış potansiyeli olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.8 Ana yatak tapasının gösterimi

4.5 Karşı Ağırlık Boşaltması

Yapılan ağırlık azaltma çalışmasında karşı ağırlıklara odaklanılarak F kodlu model oluşturulmuştur. Model, Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Karşı ağırlık boşaltması

F modelinin CAD ortamında ağırlığı ölçüldüğünde 20.720,14 M değeri görülmüş ve bir önceki E3+ modeline göre 1.943,91 M ağırlık azalışı olduğu belirlenmiştir.

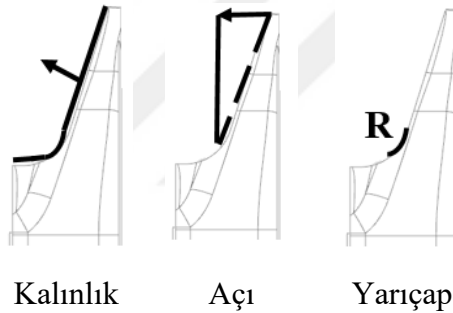
Tablo 4.7 F kodlu krank milinin ağırlık kıyaslaması

TASARIM KODU	BİRİM	AĞIRLIK	LOKAL KAZANÇ	TOPLAM KAZANÇ
A1	-	33.305,81 M	-	Referans
E3+		22.664,05 M	Referans	10.641,76 M
F		20.720,14 M	1.943,91 M	12.585,67 M

4.6 Omuz Boşaltması

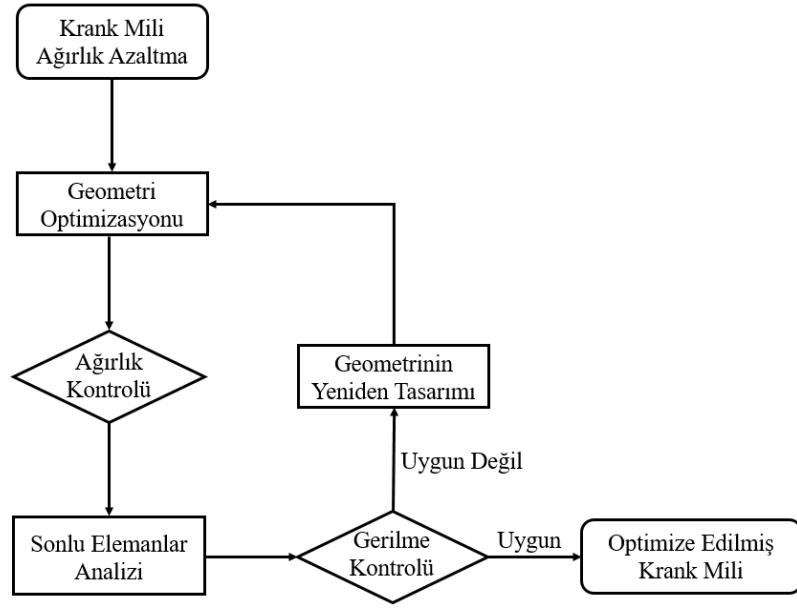
Yapılan ağırlık azaltma çalışmasında omuzlara odaklanılarak manuel ve sezgisel şekilde ağırlık azaltılmış bir model oluşturulmuştur. Bu referans model üzerinde Şekil 4.10'da gösterilen 3 adet kalınlık, açı ve yarıçap parametreleri tanımlanmış ve hafifletilmiş model üzerindeki omuz bölgelerinde aşağıdaki işlemler uygulanmıştır:

- Omuz kalınlaştırma (0 mm ve 1 mm)
- Omuz açısı artırma (0° ve 5°)
- Omuz dip yarıçapı büyütme (10 mm ve 20 mm)



Şekil 4.10 Omuz boşaltma parametreleri

Referans modelin analizi sonrasında, gerilme artış değeri %15 seviyesini geçmeyecek şekilde ağırlık minimizasyonu hedeflenmiştir. İlk değerlendirme, referans model ve hafifletilmiş ilk model (konfigürasyon #0) arasında yapılmış ve takiben Şekil 4.11'deki şema baz alınarak hafifletilmiş model üzerinde geometrik optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Referans geometrinin optimize edilmesi neticesinde modelden elde edilen ağırlık kazancı belirlenmiştir. Modelin analizi sonrasında elde edilen çıktılar değerlendirilmiş; uygunsuzluk durumunda akış şemasında geometri optimizasyonu adımına geri gelinerek süreç tekrarlanmış ve hedeflenen ağırlık ile gerilme değerleri göz önüne alınarak ideal çıktıya ulaşılmıştır.



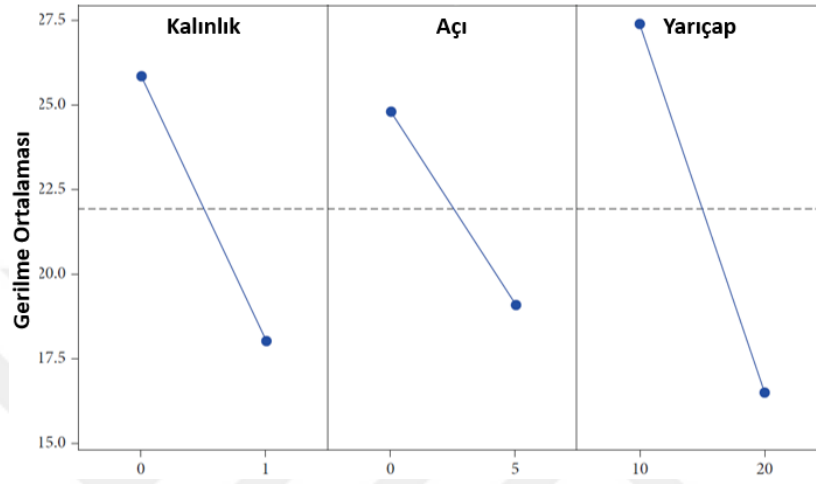
Şekil 4.11 Optimizasyon akış şeması

Analiz faaliyetlerinden alınan çıktılar ve geri bildirimler neticesinde, krank milinin omuz kısmına odaklanılarak oluşturulan ilk alternatif tasarımlar Tablo 4.8’de gösterilmiştir. Manuel ağırlık azaltılmış versiyon, konfigürasyon #0 olarak isimlendirilmiştir. İterasyon #0 üzerinden geliştirilen konfigürasyon #1’de omuz bölgesi 1 mm kalınlaştırılmıştır. İterasyon #2’de omuz açısı 5° artırılmıştır. İterasyon #3’te omuz dip yarıçapı 10’dan 20 mm’ye çıkartılmıştır. İterasyon #4’te 2. ve 3. konfigürasyonlar, konfigürasyon #5’te 1. ve 2. konfigürasyonlar, konfigürasyon #6’da 1. ve 3. konfigürasyonlar birleştirilmiştir. İterasyon #7’de 1., 2. ve 3. konfigürasyonlar birleştirilmiştir.

Tablo 4.8 Tasarım konfigürasyonları ve analiz sonuçları

TASARIM KODU	KALINLIK [mm]	AÇI [°]	YARIÇAP [mm]	GERİLME FARKI [%]
Referans	-	-	-	0
Manuel Azaltma #0	0	0	10	+34,2
#1	1	0	10	+26,1
#2	0	5	10	+28,7
#3	0	0	20	+24,2
#4	0	5	20	+16,3
#5	1	5	10	+20,5
#6	1	0	20	+15,7
#7	1	5	20	+10,8

Manuel ve sezgisel olarak oluşturulan ve ilerletilen ilk 7 konfigürasyon sonrasında, krank milinin hafifletilme potansiyelinin devam ettiği görülmüştür. Bu potansiyeli realize etmek için Minitab 2019.1.1 programında 2^3 tam faktöriyelli deney tasarımı oluşturulmuştur. Mevcut tasarım (konfigürasyon #0) baz alınarak ilave olarak oluşturulan 7 konfigürasyondaki gerilme artışı ve ağırlık azalış miktarları ile parametrelerin arasındaki ilişki hassasiyeti hesaplanmıştır. Sonuçların etkileri Şekil 4.12’de verilmiştir.



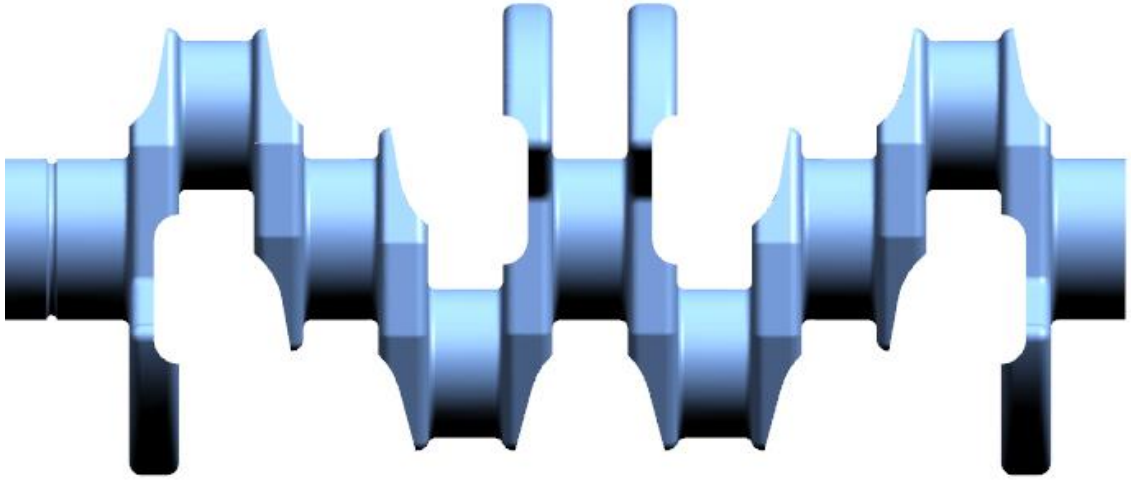
Şekil 4.12 Parametrelerin gerilme etkileri

Omuz açısının artırılmasının ağırlığı en az düşüren ve gerilmeyi en çok artıran; yarıçapın büyütülmesinin ağırlığı en çok düşüren ve gerilmeyi en az artıran konfigürasyon olduğu tespit edilmiş ve Tablo 4.8’deki gibi 3 aday tasarım daha oluşturulmuştur. Tasarımlarda omuz açısı 0° ve omuz dip yarıçapı 30 mm olarak alınmış ve omuz, sırasıyla 0, 1,0 ve 0,5 mm kalınlaştırılmıştır.

Tablo 4.9 İlave tasarım kanfigürasyonları ve analiz sonuçları

TASARIM KODU	KALINLIK [mm]	AÇI [°]	YARIÇAP [mm]	GERİLME FARKI [%]
#8	0	0	30	+17,0
#9	1,0	0	30	+11,9
#10	0,5	0	30	+14,4

Nihai durumda omuzun 0,5 mm kalınlaştırılması ve yarıçapın 10’dan 30 mm’ye çıkartılması ile %14,4 gerilme artışı görülmüştür. Bu koşulda mümkün olan en hafif geometrinin elde edildiği görülmüş ve G kodlu ilgili konfigürasyon #10’un imalat prosesinde kullanılması kararlaştırılmıştır. İmalat fazına girmeye elverişli olan ancak motor testleri ile doğrulanmamış nihai model, Şekil 4.13’te gösterilmiştir.



Şekil 4.13 Omuz boşaltması

G modelinin CAD ortamında ağırlığı ölçüldüğünde 18.483,71 M değeri görülmüş ve bir önceki F modeline göre 2.230,43 M ağırlık azalışı olduğu belirlenmiştir.

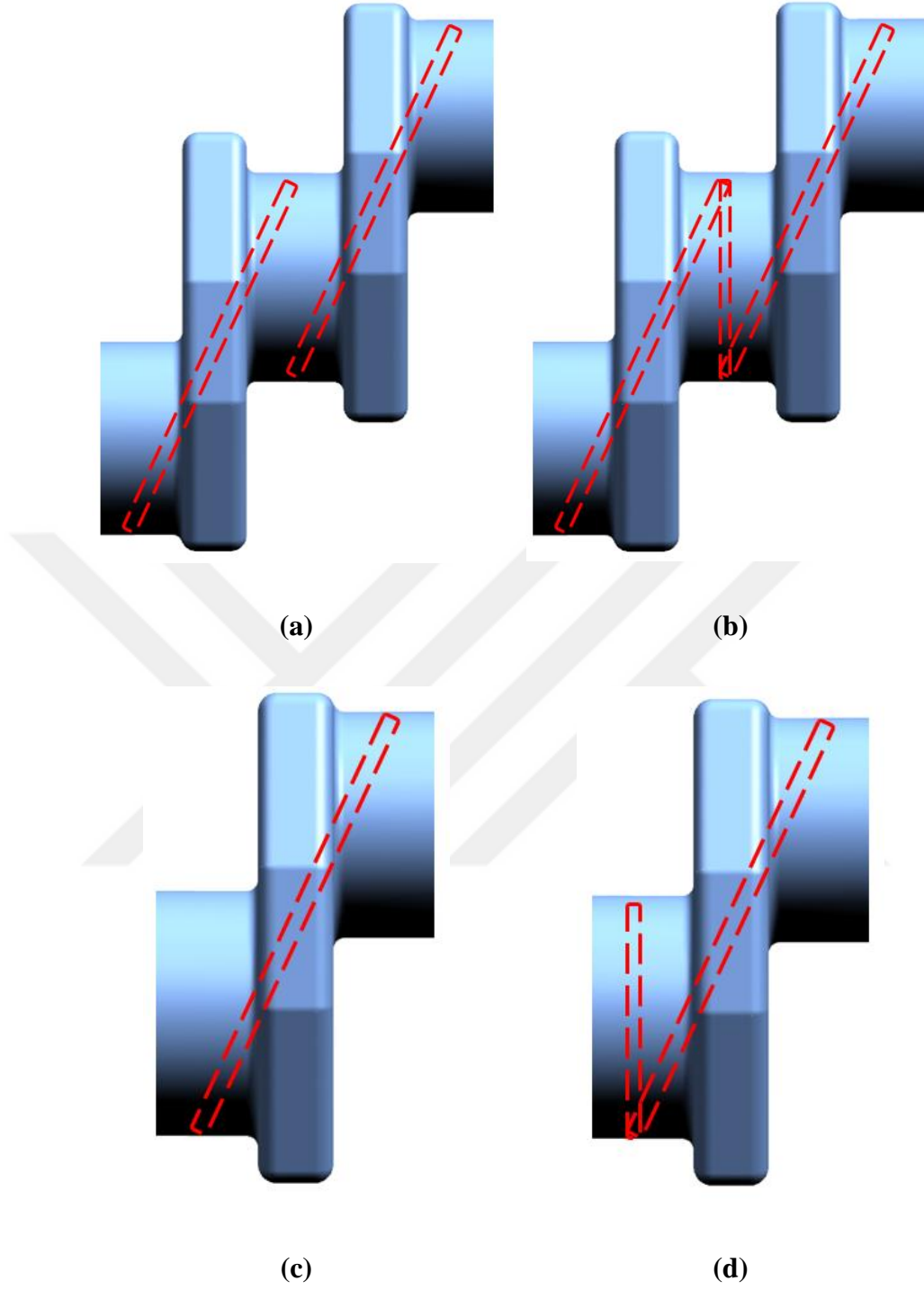
Tablo 4.10 G kodlu krank milinin ağırlık kıyaslaması

TASARIM KODU	BİRİM	AĞIRLIK	LOKAL KAZANÇ	TOPLAM KAZANÇ
A1	g	33.305,81 M	-	Referans
F		20.720,14 M	Referans	12.585,67 M
G		18.483,71 M	2.230,43 M	14,822,10 M

4.7 Diğer Tasarım Faaliyetleri

Krank mili kendi içerisinde bir yağlama devresine sahiptir. Karterden basıldıktan sonra filtrelenerek ana yağ galerisine gelen yağ, ana yataklar ile biyel yataklarının yağlanmasında kullanılmaktadır.

Krank milinin yağlanmasında temel olarak Şekil 4.14 (a) ve (b)'de gösterilen 1 ana yatağın 2 biyel yatağını beslediği tipler ile Şekil 4.14 (c) ve (d)'de gösterilen 1 ana yatağın 1 biyel yatağını beslediği tipler mevcuttur [5].



Şekil 4.14 Krank mili yağlama örnekleri

Şekil 4.14 (a)'daki yapının oyuklu üst ana yatak ve oyuksuz alt ana yatak ile kullanıldığı şart için T2 ve T4'te iyi alt yataklama; T1, T3 ve T5'te oyuksuz yatakta iyi yataklama mevcuttur. T1, T3 ve T5'te düşük yağ beslemesinden dolayı aşırı ısınma sebebiyle kilitleme riski; 180 °KMA boyunca bir ana yatağın 2 muyluyu yağlamasından dolayı

muylularda düşük yağ debisi oluşmaktadır. Bu tip yağlama yapısı genellikle günümüz motorlarında kullanılmamaktadır.

Şekil 4.14 (a)'daki yapının oyuklu üst ve alt ana yataklar ile kullanıldığı şart için T1, T3 ve T5'te iyi üst yataklama; 360 °KMA boyunca yağlamadan dolayı muylularda iyi yağ debisi oluşmaktadır. T1, T3 ve T5'te düşük yağ beslemesinden dolayı aşırı ısınma sebebiyle kilitlenme riski; T2 ve T4'te alt ana yataklar yüksek silindir içi basınç ile uyumlu değildir. Bu tip yağlama yapısı genellikle bazı motorlarda benzinli kullanılmaktadır.

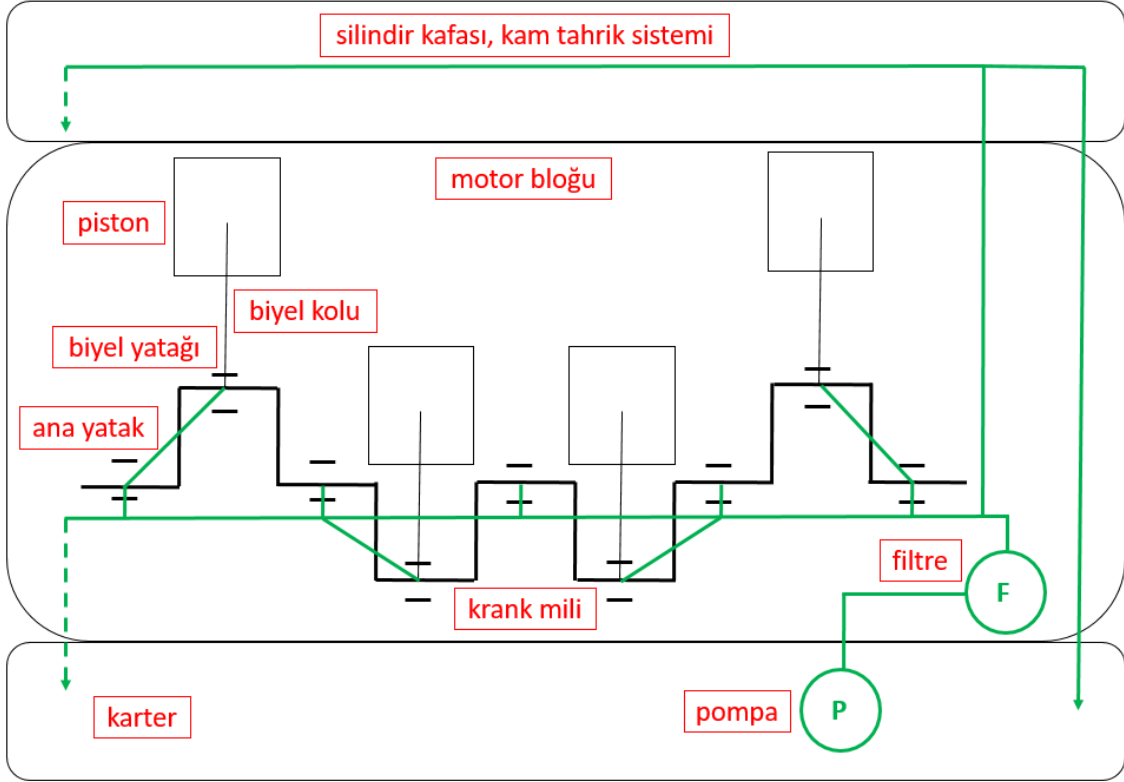
Şekil 4.14 (b)'deki yapının oyuklu üst ana yatak ve oyuksuz alt ana yatak ile kullanıldığı şart için T2 ve T4'te iyi alt yataklama; T1, T3 ve T5'te oyuksuz yatakta iyi yataklama mevcuttur. T1, T3 ve T5'te düşük yağ beslemesinden dolayı aşırı ısınma sebebiyle kilitlenme riski; 360 °KMA boyunca yağlamadan dolayı muylularda orta yağ debisi oluşmaktadır. Bu tip yağlama yapısı genellikle bazı motorlarda kullanılmaktadır.

Şekil 4.14 (c)'deki yapının oyuklu üst ve alt ana yataklar ile kullanıldığı şart için 360 °KMA boyunca yağlamadan dolayı muylularda çok iyi yağ debisi oluşmaktadır. T2 ve T4'te kötü alt yataklama oluşmaktadır. Bu tip yağlama yapısı genellikle günümüz motorlarında kullanılmamaktadır.

Şekil 4.14 (c)'deki yapının oyuklu üst ana yatak ve oyuksuz alt ana yatak ile kullanıldığı şart için özellikle T2 ve T4'te iyi alt ana yatak yağlaması; 180 °KMA boyunca yağlama olduğundan dolayı muylularda ortalama seviyede bir yağ debisi oluşmaktadır. Bu tip yağlama yapısı genellikle çoğu benzinli ve dizel motorlarda kullanılmaktadır.

Şekil 4.14 (d)'deki yapının oyuklu üst ana yatak ve oyuksuz alt ana yatak ile kullanıldığı şart için özellikle T2 ve T4'te iyi alt ana yatak yağlaması; 360 °KMA boyunca yağlama olduğundan dolayı muylularda iyi seviyede bir yağ debisi oluşmaktadır. Bu tip yağlama yapısı genellikle çoğu benzinli ve dizel motorlarda kullanılmaktadır.

Projede tasarlanan krank milinde yağ devresi Şekil 4.15'te gösterildiği gibi 5. ana yataktan 4. biyel yatağını, 4. ana yataktan 3. biyel yatağını, 2. ana yataktan 2. biyel yatağını, 1. ana yataktan 1. biyel yatağını besleyecek şekilde oluşturulmuştur.



Şekil 4.15 Krank mili yağlama devresi

İmalatı tamamlanacak olan krank mili için balans alma işlemi çalışılmıştır. Kalıcı balanssızlık değeri, ISO 1940-1 standardına göre hesaplanmıştır.

$$U_{per} = (G * m * 60) / (2 * \pi * n) \quad (4.1)$$

U_{per} : Kabul edilebilir kalıcı balanssızlık değeri [$g*mm$]

G: ISO 1940-1'e göre balans kalitesi

m: Parça ağırlığı [g]

n: Maksimum çalışma devri [rpm]

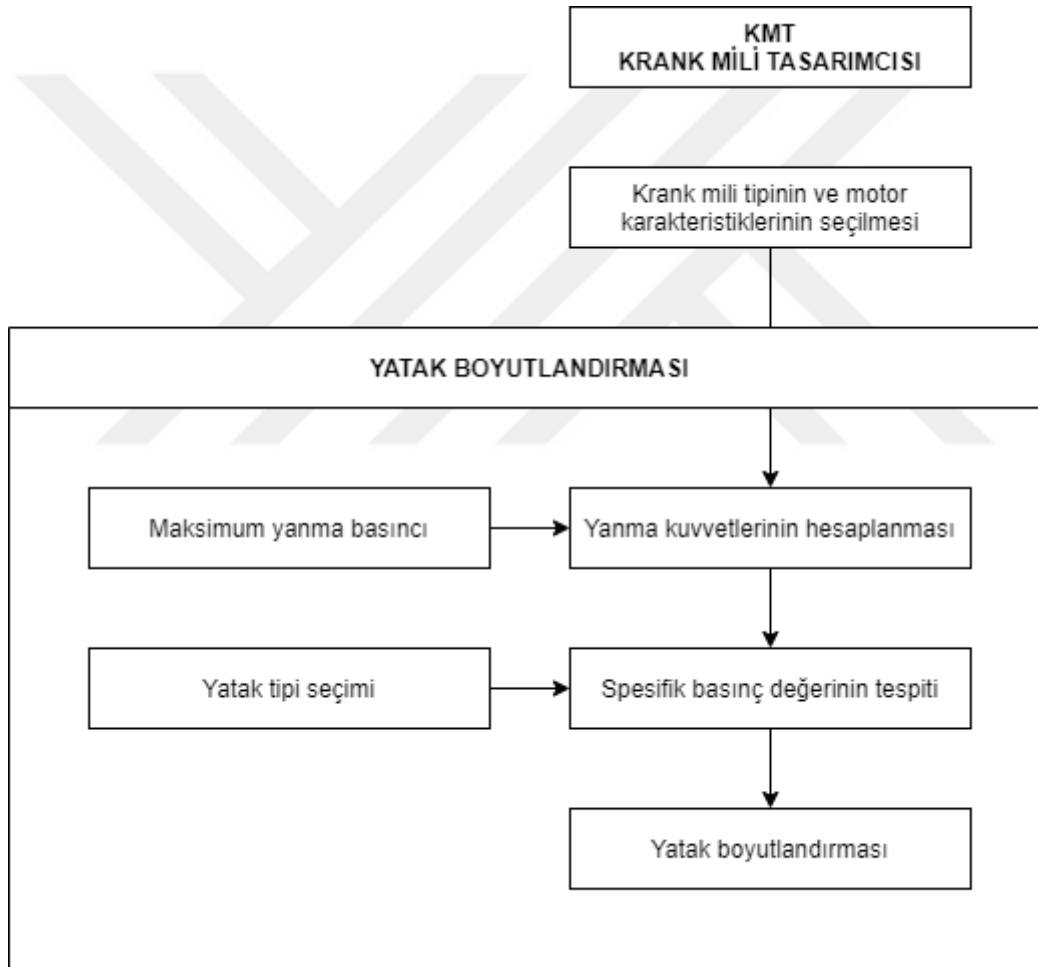
İlgili formülde G değeri, havacılık gaz türbinli motorlarının referansı ile 6,3 olarak alınmıştır. Böylece;

$U_{per} = (G * m * 60) / (2 * \pi * n) = (6,3 * 15000 * 60) / (2 * \pi * 4000) = 200 \text{ g*mm}$ değeri elde edilmiştir.

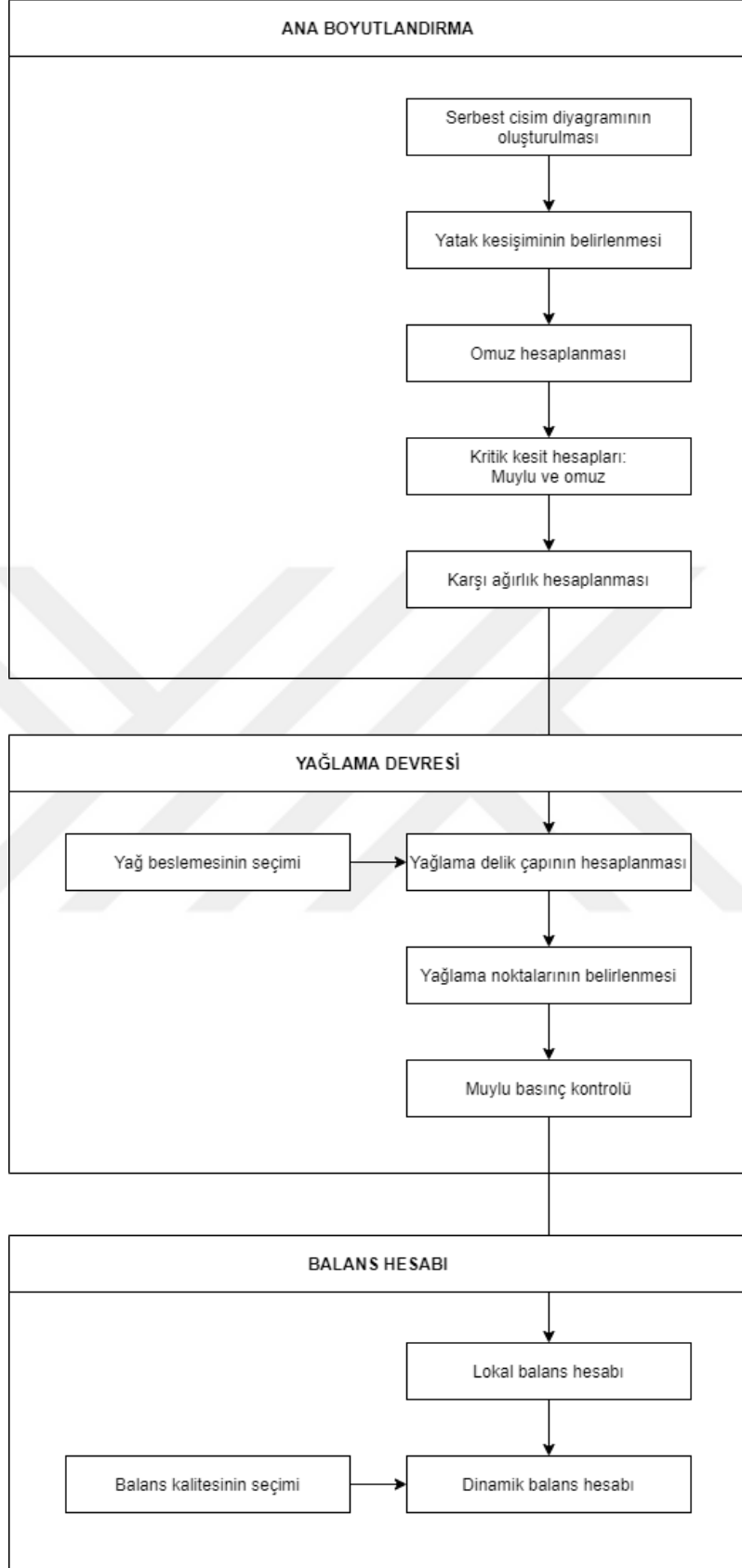
4.8 Yazılım Geliştirme – KMT: Krank Mili Tasarımcısı

Krank mili tasarım işlemleri, Excel yazılımı ve el hesapları ile yapılan boyutlandırmalar neticesinde tamamlanmıştır. İkinci proje raporunun sunumunda tez izleme komitesi üyeleri, bu işlemlerin bir yazılım yardımıyla otomatik olarak yapılmasını önermiştir. Bu sebeple MATLAB yazılımı kullanılarak kullanıcı girdileri ile birlikte bir program oluşturulmuştur.

Yazılım, 4 ana kategorideki paketleri kapsayacak şekilde oluşturulmuştur. Bu paketler birbirinden bağımsız olarak çalıştırılabilecekleri gibi bütünleşik olarak da kullanılabilir. Yazılımın adım şeması aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir:



Şekil 4.16 KMT paket 1 adımları



Şekil 4.17 KMT paket 2, 3, 4 adımları

4.9 Matematiksel Model

KMT yazılımının geliştirilmesi sürecinde tasarım ve ağırlık azaltma parametreleri arasındaki ilişkiler matematiksel model ile tanımlanmıştır.

Krank milinin omuzdan ağırlık optimizasyonunda referans modelin üzerinde, başlangıçta 3, sonrasında 2 parametre ile ağırlık ve gerilme optimizasyonu yapılmıştır. Denklem (4.2)'de omuz kalınlığı ile yarıçapın yüzdesel gerilme artışına etkisi formülize edilmiştir.

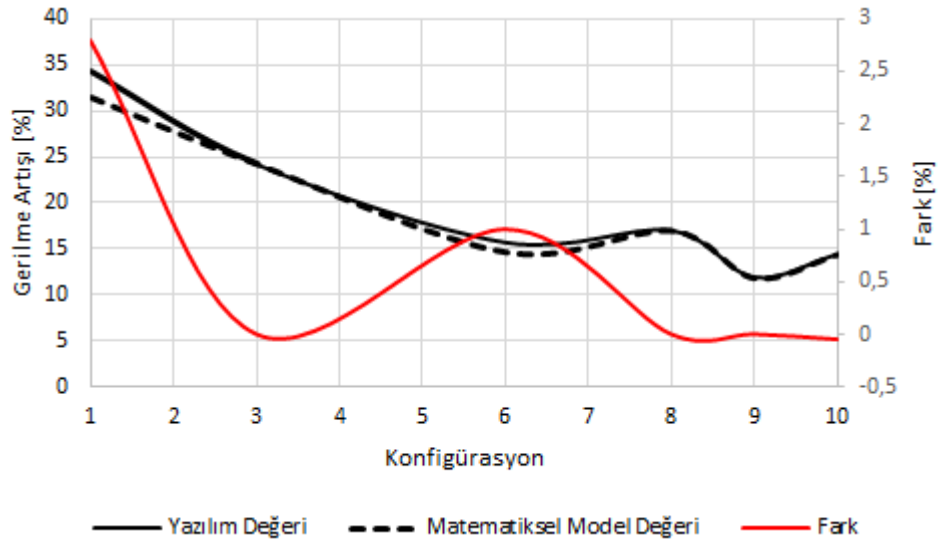
$$\Delta\sigma = 38,60 - 18,30 \cdot t - 0,72 \cdot R + 0,44 \cdot t \cdot R [\%] \quad (4.2)$$

$\Delta\sigma$: Gerilme artış oranı [%]

t: Krank mili omuz kalınlık artışı [mm]

R: Krank mili omuz yarıçapı [mm]

Matematiksel modelin doğrulanması ANSYS Workbench 15.0.7 yazılımı ile yapılmıştır. Modelin doğrulanması aşamasında, matematiksel model hesaplaması yapıldıktan sonra ortaya çıkarılan eğri, yazılım yardımıyla da oluşturularak kıyaslama ve tutarlılık seviyesi ölçülmüştür. Şekil 4.18'de yazılımdan ve matematiksel modelden elde edilen değerler siyah; bu iki yöntem arasındaki yüzdesel fark da kırmızı ile gösterilmiştir.



Şekil 4.18 Matematiksel modelin doğrulama değerleri

Yapılan incelemede, matematiksel model ile yazılım değeri arasında -0,05 – +2,80 arasında fark olduğu görülmüştür. Fark, %10'un altında olduğundan dolayı ilgili matematiksel modelin konfigürasyonlarda kullanılabileceği değerlendirilmiştir.

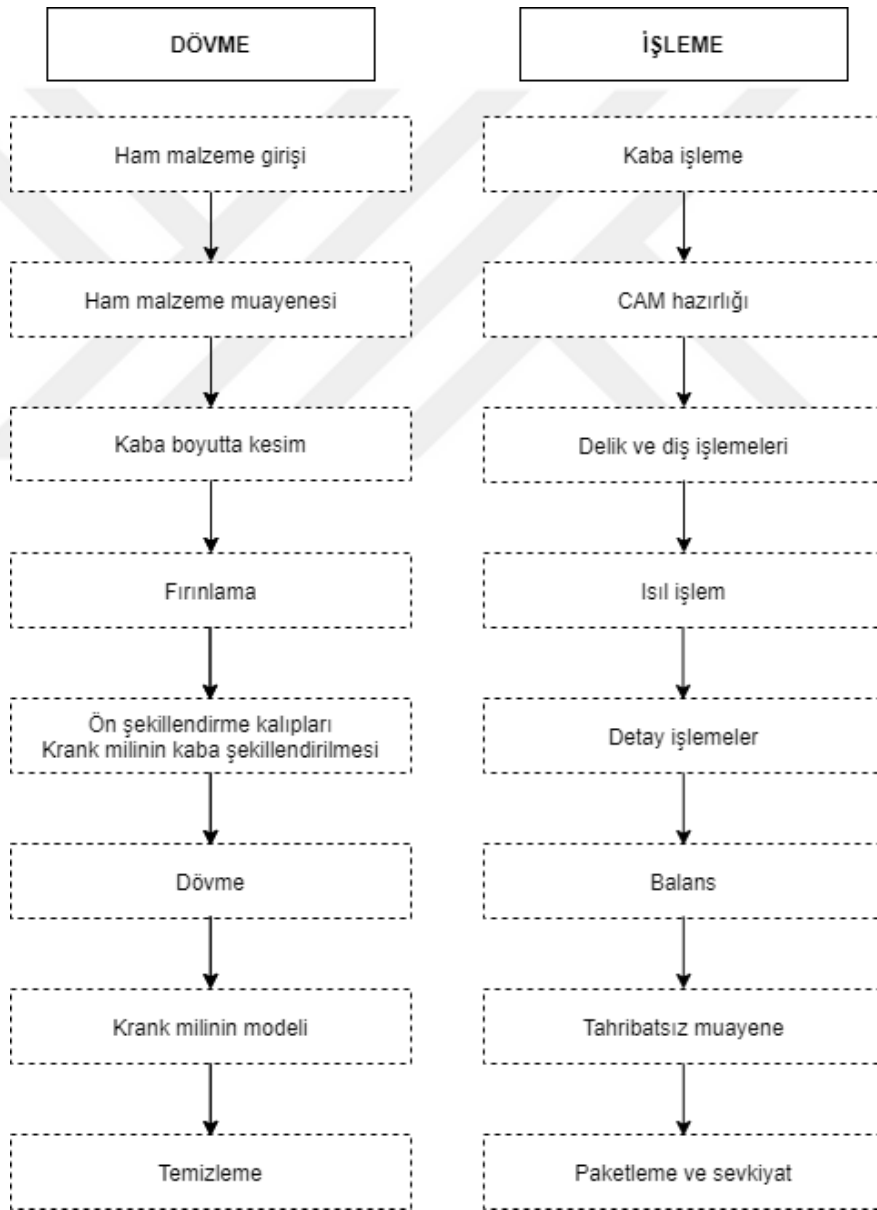
5.1 İmalat Faaliyetleri

Motor üzerinde motor bloğu ve silindir kafası gibi ana parçalarda alüminyuma geçilmesi, yüksek seviyede ağırlık azalışı sağlamıştır. Krank milinde bu değişiklik uygulandığında oluşan kuvvetlerin dengelenmesi için gereken ağırlığa ulaşılan hacim değerleri artmakta ve paket boyutları büyümektedir. Bu durumlarda yoğunluğu yüksek olan tungsten tapalar kullanılabilir [23]. Ancak bu işlemin uygulanabilirliği efektif olmadığından dolayı alternatif imalat teknikleri üzerine yoğunlaşmıştır. Malzeme ve yoğunluk farkı kaynaklı olarak dökme demir krank mili, dövme çelik parçaya kıyasla %10 oranında daha hafif olmaktadır. Döküm prosesinin, parçanın bazı kısımlarının işleme yapılmadan içi boş yapıda üretilmesine imkân sağlaması da ağırlıkta kazanç potansiyeli getirmektedir. Dövme çelik parçaların ağırlık dezavantajının yanında üretim ve işleme maliyetleri de yüksek olmaktadır, dökme demir krank milleri ise yüksek üretim adetlerinde düşük maliyetli olmaktadır [121]. Buna rağmen krank millerinde dövme yöntemi sıklıkla kullanılmaktadır. Mikro alaşımlı çelik yapıları ile yüksek akma ve çekme değerleri elde edilmekte ve %30-50 mertebesinde iyileşme yakalanabilmektedir [52]. Çeliğin yüksek elastisite modülü NVH değerlerini iyileştirmekte ve araç kullanıcılarına yüksek konfor sunmaktadır [67]. Dövme parçalar, yüksek performans motorlarında yüksek yorulma dayanımı sağlamaktadırlar [51], [60]. Döküm yönteminde gözenekli yapı oluşma ihtimalinin yüksek olması ve bunun da çentik etkisine yol açma riski mevcut olduğundan dolayı dövme yöntemi öne çıkmaktadır.

Literatür taraması incelendiğinde çok farklı imalat teknikleri olduğu görülmüştür. Parçalı üretim yapıp kaynakla birleştirme gibi yöntemler tahribatsız muayene işçiliği ve kaynak sırasındaki çarpılma ihtimali, kaynak dikişinin operatörden operatöre kalitesinin değişeceği için otomatikleştirilmesi gereksinimi gibi sebeplerle yapılmamıştır. Alüminyum kompozit gibi alternatif malzemeler de Türkiye’de tedarik ve imalat prosesinin zor olmasından dolayı maliyeti artıracığı için seçilmemiştir. Geleneksel imalat yöntemlerine odaklanılmış ve krank mili imalatında dövme yöntemi ile ilerlenmesi kararlaştırılmıştır.

Tersine mühendislik çalışmalarından elde edilen bilgilere göre krank milinin teknik resim oluşturma ve toleranslandırma çalışmaları yapılmıştır. Özellikle ana yatak, muylu ve aksenel yatak genişliği toleranslarının belirlenmesine odaklanılmıştır. Çalışmalardan elde edilen bilgilere göre teknik resimlere, en dar tolerans değerleri uygulanmış ve imalatçı firma ile yapılan ortak çalışmalarla kabiliyetler dâhilindeki toleranslara genişletme yapılmıştır.

Proje kapsamında dövme firmasına sipariş oluşturulmuştur. Kalıpların imalatının ardından ilk yarı mamuller üretilmiştir. Bu mamullere metalografik kontroller yapılmıştır. Parçanın gördüğü imalat fazları Şekil 5.1’de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Krank mili imalat fazları [75]

5.2 Kontrol Faaliyetleri

İmalatı tamamlanan krank milinin, imalatçı firma tarafından yapılan kontrollerine ilave olarak montaj öncesi kontroller de yapılmıştır. Boyutsal ölçümler motora takılması planlanan parça üzerinden, tahribatlı muayeneler ise ikinci parça ve kupon üzerinden karşılaştırmalı olarak yapılmıştır.

Tablo 5.1 Krank mili kontrol adımları

KONTROL TİPİ	KONTROL ADIMI
Boyutsal	Ana yatak ölçümü Muylu ölçümü Salgı ölçümü
Tahribatsız	Görsel kontrol Optik tarama Manyetik parçacık kontrolü Balans kontrolü
Tahribatlı	Mikro yapı analizi SEM analizi Sertlik ölçümü Kimyasal kompozisyon analizi

Gelen parçaların motora montaj prosesi öncesinde boyutsal kontrolleri yapılmıştır. İmalatçı firma tarafından %100 ölçüm yapıldığından dolayı yalnızca ana yatak ve muylu çapları gibi kritik karakterlerin ölçümü yapılmıştır. İlgili çaplar 0,001 mm hassasiyetle ve 360° boyunca taranarak minimum-maksimum şeklinde ölçülmüştür.

Krank mili, 1. ve 5. ana yataklarından V yatağa alınarak 2., 3., 4. ana yatakların salgıları mihengir aracılığıyla 0,001 mm hassasiyet ile ölçülmüştür.

Krank mili, üzerindeki görsel kusurlara karşı kontrol edilmiştir. Ayrıca yağlama deliklerinin kenar bölgelerine keskin köşe kontrolü yapılmıştır.



Şekil 5.2 Yağlama deliği görsel kontrolü

ATOS tarama cihazında krank milinin 3 boyutlu modeli oluşturulmuştur. Motor testleri sonrasında bu taramanın tekrarlanması ve çıktı olarak alınan 3 boyutlu modellerin bilgisayar ortamında kıyaslanması planlanmıştır.

İmalat sonrasında, yüzey ve yüzey altında olabilecek çatlaklar için manyetik parçacık kontrolü (MPI) yapılmıştır. Bu testte, kontrol bölgesine ferromanyetik tozlar serpilmiştir. Uygulanan teknikler ile tozlar, süreksizlikler üzerinde toplandığından dolayı kusurlar tespit edilmekte ve çatlak aranmaktadır.

Krank mili için G6,3 kalitesine göre balans alma işlemi yapılmıştır.



Şekil 5.3 Krank mili balans alma görseli

Krank milinin tahribatlı incelemesi 2. bir parça ve bu parçalarla aynı işlemleri gören kupon üzerinden yapılmıştır. Krank mili gövdesi üzerindeki 4 farklı alandan numune çıkartılmıştır. Mikro yapı analizi, SEM analizi, sertlik ölçümü, kimyasal kompozisyon analizi yapılmıştır.



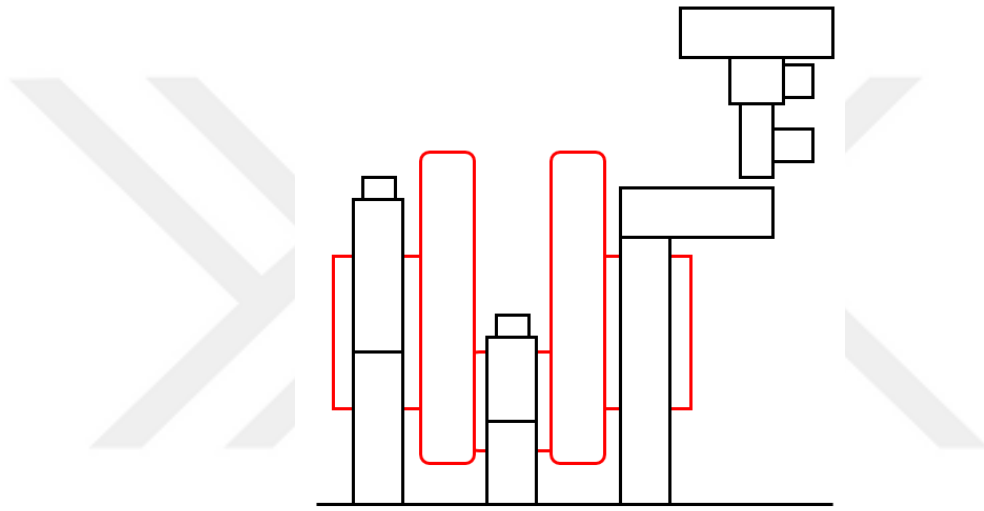
Şekil 5.4 Metalografik inceleme numuneleri

5.3 Test Faaliyetleri

Krank mili, motorun yük taşıyan parçaları arasında en önemli dinamik parça olduğundan dolayı parçanın direkt olarak motor testine alınması, genellikle çok yüksek risk

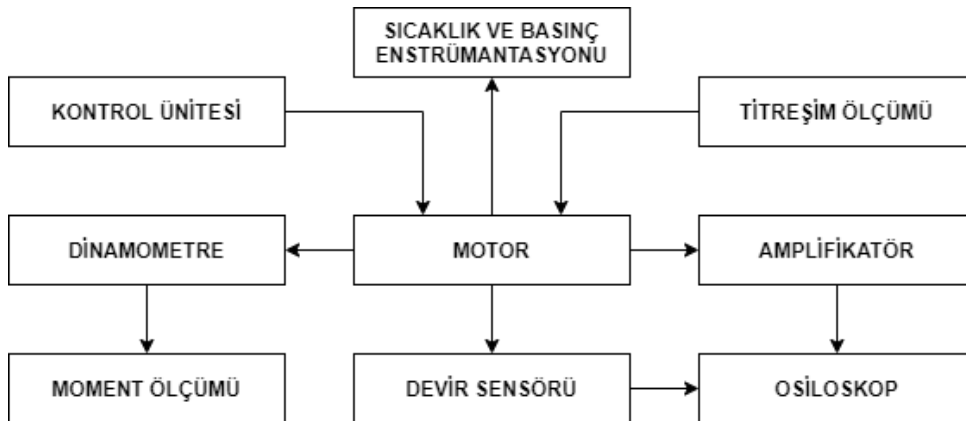
içermektedir. Bu sebeple parçalara öncelikle rezonans test sisteminde yorulma testi gibi motor dışı testler uygulanması tavsiye edilmektedir. Sistemde, krank mili sisteme çeyrek dilim olarak bağlanmaktadır. Plaka, sistem doğal frekansını etkileyerek testin hızlandırılmasında rol oynamaktadır. Hasar, analizlerde kritik olarak görülen yatak diplerinde görülmektedir. Genellikle 35-40 Hz mertebesinde koşulan testte üst tabla, dengesiz kütle ile titreşim uygulamakta ve yanma yükleri simüle edilmektedir.

Krank mili doğrulamasında bu tip bir motor dışı test, parçanın genel dayanımı üzerinde fikir sahibi olmak adına uygun olsa da proje kapsamında parçanın direkt olarak motor testine alınması kararlaştırılmıştır.



Şekil 5.5 Rezonans test cihazı şematığı

Parçanın geliştirme testlerinin yapılması için hava araçlarında kullanılması planlanan sıralı tip 4 silindirli ve yanma odası hacmi 2.499 cm³ olan 250 HP gücündeki sıkıştırma ateşlemeli motor kullanılmıştır. Test sisteminin şematik çizimi aşağıdaki şekildedir:



Şekil 5.6 Test sistemi şematığı

Motorda, Avrupa Havacılık Emniyeti Ajansı (EASA) CS-E 440 kodlu dayanım testi adımları uygulanmıştır:

Tablo 5.2 CS-E 440 test adımları

KISIM	MOTOR YÜKÜ [%]	1 ÇEVİRİM SÜRESİ [SAAT]	TOPLAM ÇEVİRİM SAYISI [ADET]	TOPLAM TEST SÜRESİ [SAAT]
1-A	100	0:05	180	15:00
1-B	70	0:05	180	15:00
2-A	100	1:30	10	15:00
2-B	75	1:30	10	5:00
3-A	100	1:30	10	15:00
3-B	70	0:30	10	5:00
4-A	100	1:30	10	15:00
4-B	65	0:30	10	5:00
5-A	100	1:30	10	15:00
5-B	60	0:30	10	5:00
6-A	100	1:30	10	15:00
6-B	50	0:30	10	5:00
7-A	100	2:30	4	10:00
7-B	70	2:30	4	10:00

CS-E 440 testi 150 saat sürmektedir. Motor için ekstra zorlamalı bir test olduğundan dolayı 1 test çevrimi sonrasında son kullanıcı için daha yüksek zamanlı ömür tanımlaması yapılabilmektedir. Bu sebeple motor testi; 1. testin koşulması, motorun demonte edilmesi, muayenelerin yapılması ve 2. testin koşulması şeklinde planlanmıştır.

Test çevrimi sırasında özellikle krank mili, ana yataklar, krank mili kepleri ve motor bloğu gibi baz motor ve güç aktarım sistemi parçaları üzerinde olabilecek olumsuz durumların gözlenmesi amacıyla motor üzerindeki 3 noktadan testin her 10 saatinde bir olmak üzere 3 eksenli ivme sensörleri ile titreşim verisi alınmıştır. Kıyaslama amacıyla testin başlangıcında alınan değerler referans olarak kullanılmıştır.

Motor testinde aşağıdaki işlemler uygulanmıştır:

- Krank mili üzerine gelen yüklerin irtifaya bağlı olarak artmadığı varsayılarak test sistemi irtifa şartlandırılmalı olarak kullanılmamış ve testler yer seviyesinde yapılmıştır.
- Test öncesinde motor bütünü için genel kontrol listesi uygulanmış ayrıca tüm motor sıvıları yenilenmiştir.
- Test boyunca motor ve dinamometre ölçüm verileri 1 Hz; ivme ölçüm verileri 3.200 Hz frekans ile kaydedilmiştir.

Tablo 5.3 Harici enstrümantasyon listesi

EKİPMAN	BİRİM	MARKA	MODEL
Tork Sensörü	Nm	HBM	T40
Yakıt Debi Sensörü	kg/h	AVL	Fuel Balance 733S
Dinamometre Devir Sensörü	rpm	Heidenhain	ROD 426 1024

Motor geliştirme testi aşağıdaki şekilde gerçekleştirilmiştir:

- 1. teste başlanması,
- En zorlayıcı bölüm olan Kısım 1, 30:00 saat test süresi sonunda tamamlandığında motorun test sisteminden sökülmesi, karterin açılması ve ana yatakların kontrol edilmesi,
- 1. testin tamamlanması,
- Motorun test sisteminden sökülmesi, komple söküm yapılması ve Başlık 5.2’de belirtilen boyutsal ve tahribatsız kontrol faaliyetlerinin tekrarlanması,
- 2. teste başlanması,
- 2. testin tamamlanması,
- Motorun test sisteminden sökülmesi, komple söküm yapılması ve Başlık 5.2’de belirtilen boyutsal ve tahribatsız kontrol faaliyetlerinin tekrarlanması,
- Parça hakkındaki kararın verilmesi.

Proje kapsamında, hava araçlarında kullanılması planlanan sıralı tip 4 silindirli ve yanma odası hacmi 2.499 cm^3 olan 250 HP gücündeki sıkıştırma ateşlemeli motor için krank mili tasarımı çalışılmıştır.

Literatür taraması ile akademik ve ticari bakış açılarından sektörün güncel durumu araştırılmıştır. Literatür taramaları; analitik çözümlene yapılan çalışmalar, gerilmelerin yazılım ile incelendiği çalışmalar, ham malzeme ve imalat yöntemlerinin incelendiği çalışmalar, ham malzeme ve test incelemelerinin yapıldığı çalışmalar, yatak dibinin incelendiği çalışmalar, balans konusunun incelendiği çalışmalar, tribolojik davranışın incelendiği çalışmalar, testlerin incelendiği çalışmalar, ölçüm yöntemlerinin incelendiği çalışmalar, hata modlarının incelendiği çalışmalar, deneysel yöntemlerin kullanıldığı çalışmalar, ömür tahmininin incelendiği çalışmalar, kitap ve standart incelemeleri ile patent incelemeleri şeklinde sınıflandırılmıştır.

Literatür taramasına ilave olarak bilgi edinme amacıyla farklı firmaların yapmış oldukları tasarımlar üzerinde inceleme yapılması için otomotiv alanında kullanılan 3 adet krank mili yurt içi, havacılık alanında kullanılan 2 adet krank mili yurt dışı kaynaklı olarak temin edilerek tersine mühendislik çalışmaları yapılmıştır.

Elde edilen bilgiler ışığında piston yolu, piston hızı, piston ivmesi gibi kinematik hesaplar yapılmıştır. Yanma fenomeninin hesabı yapılarak motor gücünün karşılanması için gerekli olan yanma basıncı değeri üzerinden hareket edilmiştir. Krank miline etki eden yükler hesaplanmış ve krank milinin geometrik olarak ön tasarımı ortaya konulmuştur. Hazırlanan ön model bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Parçanın simetrik yapısından dolayı krank mili çeyrek modelinin bütünü simüle edebileceği değerlendirilmiş ve muyluda oluşan gerilme hesabı bilgisayar ortamında tekrarlanmıştır. Elde edilen sonuçlar analitik hesaplar ile karşılaştırılmıştır ve maksimum sapma değeri %1,55 olarak tespit edilmiştir.

Krank milinde yapılabilecek çeşitli ağırlık azaltma yöntemlerinden uygun olanlar seçilmiş ve karşı ağırlık sayısı, muylu iç çap boşaltması, ana yatak iç çap boşaltması, karşı

ağırlık boşaltması, omuz boşaltması kategorilerinde ağırlık ve gerilme optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır. İyileştirmeler sonrasında nihai model oluşturulmuştur.

Krank milinin tasarım işlemlerinin yazılım yardımıyla otomatik olarak yapılması için MATLAB yazılımı kullanılarak KMT programı oluşturulmuştur. Yazılım, birbirinden bağımsız veya bütünleşik olarak kullanılabilen; yatak boyutlandırması, ana boyutlandırma, yağlama devresi ve balans hesabı kategorilerindeki 4 ana paket şeklinde hazırlanmıştır.

KMT yazılımının geliştirilmesi sürecinde, krank milinin ağırlık azaltma ve gerilme optimizasyonu işlemleri için tasarım parametreleri arasındaki ilişkiler matematiksel model ile tanımlanmıştır. Ağırlık azaltma miktarı artarken kritik kesitlerdeki gerilme de artacağından dolayı proje kapsamında tasarlanan havacılık motoru krank milinin gerilme miktarının %15 oranında artışına izin verilmiş ve bu limit içerisindeki minimum ağırlık hedeflenmiştir. Matematiksel modelin doğrulaması bilgisayar ortamında analizler ile yapılmış ve matematiksel model ile yazılım değerleri arasında -0,05 – +2,80 oranlarında fark olduğu görülmüştür. Bu farkın %10'un altında olmasından dolayı modelin direkt olarak kullanılabileceği değerlendirilmiştir.

Tasarım faaliyetleri sonrasında elde edilen krank mili, imalatı sonrasında motor dışında boyutsal, tahribatsız ve tahribatlı testlere tabii tutulmuştur. Parça, motor üzerinde test edilerek analizlerin doğrulaması yapılmıştır.

Tez çalışması kapsamında ağırlık ile gerilme optimizasyonu, üretimi ve testleri yapılan krank milinin kullanımı sonrasında motor ağırlığı azaltılabilmekte ve bu da uçağın burun veya kuyruk kısmına eklenen balast ağırlığı miktarını düşürmektedir. Bu kazanç, ilave yakıt eklenerek uçuş süresinin artırılmasında veya ilave faydalı yük olarak değerlendirilebilmektedir.

Krank milinin motor işletim süresine bağlı olarak hasarlanacağı noktanın belirlenmesi faaliyeti, gelecek çalışma önerisi olarak planlanmıştır.

- [1] O. Alpay, “1500 D/D’de 90 kW Üretecek Dört Silindirli Dizel Motor için Krank-Biyel-Piston Zinciri ve Volan: Hesap, Tasarım ve Numune Üretimi”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2008.
- [2] E. Çakır, “Dizel Motorun Gerçek Çevrimi ve Piston-Biyel Mekanizmasının Kinematik, Dinamik ve Mukavemet Hesaplarının Matematik Modellenmesi”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2007.
- [3] S. Erkaya, “Eksanterli Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi”, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 2004.
- [4] X. Y. Zhang, J. Guo, Z. Wenping, “Dynamic Analysis of the Crank Train in a Single Cylinder Lumped Parameter Method”, ICEF2016 – Proceedings of the ASME 2016 International Combustion Engine Fall Technical Conference, Greenville, South Carolina, USA, 2016.
- [5] E. Öztürk, H. Karabulut, “Tek Silindirli Bir Dizel Motorunun Dinamik ve Titreşim Analizi”, Journal of Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, Vol 27 No 3 pp.491-500, 2012.
- [6] M. Olgun, “Tek Silindirli Bir Dizel Motorun Atalet Kuvvetlerinin Analizi ve Dengeleme Hesaplamaları”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2010.
- [7] H. Sağlam, “Gemi Dizel Motorunun Çalışması Esnasında Ayak Basma Yerlerinde Oluşan Kuvvetlerin Analizi”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2013.
- [8] Ö. Özden, “Tek Silindirli Bir Dizel Motorun Dinamik Hesapları ve Yapısal Analizleri”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2011.
- [9] S. Küçükateş, “İkiz V Model Pistonlu Motorun Atalet Kuvvetlerinin Analitik Olarak Hesaplanması, Lanchester Denge Mekanizması ile Dengelenmesi ve Mukayesesi”, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2019.
- [10] L. Yannick, “Preliminary Design of Twin-Cylinder Engines”, Universite de Liege Yüksek Lisans Tezi, Wallonia, Belgium, 2008.
- [11] Y. Hao, T. Zhang, H. Zhang, K. Yin, “Engine Crankshaft Counterweight Design Optimization”, Applied Mechanics and Material, Vol 62 pp.150-154, Switzerland, 2014.
- [12] H. Nigus, “Kinematics and Load Formulation of Engine Crank Mechanism”, Mechanics, Materials Science & Engineering, 2015, ISSN: 2412-5954.
- [13] D. Hodgetts, “The Vibrations of Crankshafts”, University of London Doctor of Philosophy Thesis, Bedford, United Kingdom, 1974.
- [14] A. P. Sime, “Stress Analysis of Overlapped Crankshafts”, University of Nottingham Doctor of Philosophy Thesis, Nottingham, United Kingdom, 1998.

- [15] F. Orbeck, "Torsional Vibrations of Crankshafts: A Study of Forces, Displacements and Damping Related to Multi-Cylinder Engines", University of Glasgow Doctor of Philosophy Thesis, Glasgow, United Kingdom, 1956.
- [16] R. Munro, "Effect of Superposed Stress Systems on the Strength of Grip of Built-up Crankshaft Webs", University of Glasgow Doctor of Philosophy Thesis, Glasgow, United Kingdom, 1958.
- [17] W. R. S. Davidson, "Shrink-Fit Stress Systems in Built Crankshafts", University of Glasgow Doctor of Philosophy Thesis, Glasgow, United Kingdom, 1951.
- [18] H. Cameron, "An Investigation of the Damping Influences on the Torsional Oscillation of an Engine Crankshaft", University of Edinburgh Master of Science Thesis, Edinburgh, United Kingdom, 1968.
- [19] T. Grünert, "Analysis of Crankshaft-Crankcase Interaction for the Prediction of the Dynamic Structural Response and Noise Radiation of IC-Engine Structures", Loughborough University Aeronautical and Automotive Engineering and Transportation Studies Doctor of Philosophy Thesis, Loughborough, Leicestershire, United Kingdom, 2000.
- [20] S. Baragetti, "Design Criteria for High Power Engines Crankshafts" *The Open Mechanical Engineering Journal*, 2015:9:271-281.
- [21] S. Teng, S. Wang, Z. Yao, Z. Li, L. Guo, H. Li, J. Liu, "Study on the Bending Fatigue of a Diesel Engine Crankshaft", Society of Automotive Engineers of China (SAE-China) Congress, 2014, DOI:10.1007/978-3-662-45043-7_12.
- [22] M. Cheng, J. Bao, Q. Zhou, "Dynamics Simulation of Engine Crankshaft Based on Adams/Engine", *Recent Advances in CSIE*, 2011, LNEE 125, pp. 435-439.
- [23] P. Horvath, J. Egert, "Stress Analysis and Weight Reduction of a One-Cylinder Engine Crankshaft", *ACTA Technical Journals*, Vol:8 No:3 pp. 201-217, 2015.
- [24] B. Talikoti, S. N. Kurbet, V. V. Kuppast, "Optimization of a Two-Cylinder Crankshaft by Computer-Aided Engineering" *Advances in Intelligent Systems and Computing* Volume 989, pp. 685-691, 2018, ISBN: 978-981-13-8617-6.
- [25] S. K. Prasad, A. V. S. S. Somasundar, "Modeling and Optimization of Crankshaft Design using ANSYS", *International Journal of Engineering and Management Research*, Volume: 4 Issue: 4 pp.285-289, 2014, ISSN: 2250-0758.
- [26] K. Thriveni, B. JayaChandraiah, "Modeling and Analysis of the Crankshaft Using Ansys Software", *International Journal of Computational Engineering Research*, Volume 03 Issue 5 pp.84-89, 2013.
- [27] S. S. Shelke, C. L. Dhamejani, A. S. Gadhave, "Modeling and Analysis of the Crankshaft Using ANSYS Software", *International Journal of Engineering Science and Computing*, Volume 6 Issue 6 pp.6796-6800, 2016.
- [28] K. Sandya, M. Keerthi, K. Srinivas, "Modeling and Stress Analysis of Crankshaft Using FEM Package ANSYS", *IRJET - International Research Journal of Engineering and Technology*, Volume 03 Issue 01 pp.687-693, 2008.
- [29] V. Prakash, K. Aprameyan, U. Shrinivasa, "An FEM Based Approach to Crankshaft Dynamics and Life Estimation", SAE – American Society of Automotive Engineers Technical Paper Number: 980565, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, USA, 1998.

- [30] V. C. Shahane, R. S. Pawar, "Optimization of the Crankshaft using Finite Element Analysis Approach", *Automotive Engine Technology*, 2:1-23, 2017.
- [31] R. J. Deshbhratar, Y. R. Suple, "Analysis & Optimization of Crankshaft Using FEM", *IJMER – International Journal of Modern Engineering Research*, Volume 2 Issue 5 pp.3086-3088, 2012.
- [32] Y. Yılmaz, "Dynamic Analysis of Diesel Engine Crankshaft System Using Finite Elements and Multibody System Simulation Programs", *Boğaziçi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi*, İstanbul, 2008.
- [33] A. Yılmaz, "95 HP 1.3 Multijet Dört Silindirli Dizel Motora Ait Krank Milinin Dinamik Analizi", *Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi*, Zonguldak, 2013.
- [34] M. T. Kahveci, "Dizel Motorlarda Krank Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi", *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul, 2020.
- [35] A. Mikulec, L Reams, J. Chottiner, R. W. Page, S. Lee, "Cranktrain Component Conceptual Design and Weight Optimization", *SAE – American Society of Automotive Engineers Technical Paper Number: 980566*, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, USA, 1998.
- [36] L. Drapal, P. Novotny, "Torsional Vibration Analysis of Crank Train with Low Friction Losses", *JVE – Journal of Vibroengineering*, Volume 19 Issue 8 pp.5691-5701, 2017.
- [37] T. Ortjohann, M. Rebbert, F. Maassen, M. Robers, "3D-Durability Analysis of Crankshafts via Coupled Dynamics Simulation including Modal Reduction", *SAE – American Society of Automotive Engineers Technical Paper Number: 2006-01-0823*, SAE World Congress, Detroit, Michigan, USA, 2006.
- [38] J. E. Chottiner, "Cranktrain Design for Ford's HEV DI Diesel Engine", *SAE – American Society of Automotive Engineers Technical Paper Number: 981915*, Future Transportation Technology Conference & Exposition, Costa Mesa, California, USA, 1998.
- [39] A. Jamil, M. B. Baharom, T. A. Lemma, "Mathematical Modelling and Design of Counterweights for Unbalanced Links", *Journal of Mechanical Engineering*, Volume S17 No 1 pp.17-166, 2018.
- [40] P. Hamrle, J. Hlavac, "Load Analysis of Crankshaft of Two-Point Crank Press", *29th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation*, pp.601-608, Vienna, Austria, 2018.
- [41] V. Khahnis, M. Ukhande, G. Tilekar, R. Mane, G. Shegavi, "Crankshaft Design Optimization to Improve Dynamic Balancing and Fatigue Strength", *International Journal of Automotive Engineering*, Vol 6 pp.59-66, 2015.
- [42] M. R. Hanipah, "Development of a Spark Ignition Free-Piston Engine Generator", *Newcastle University Sir Joseph Swan Centre for Energy Research Doctor of Philosophy Thesis*, Newcastle upon Tyne, United Kingdom, 2015.
- [43] P. Thejasree, G. D. Kumar, S.L. Prasanna Lakshmi, "Modelling and Analysis of Crankshaft for Passenger Car Using ANSYS", *Materials Today: Proceedings*, 4, 2017, 11292-11299, 2017.

- [44] K. D. Prasad, K. V. J. P. Narayana, N. Kiranmayee, "Design and Stress Analysis of Crankshaft for Single Cylinder 4 Stroke Diesel Engine", *International Journal of Engineering Research & Technology*, 7, 11, 2018.
- [45] H. D. Deasi, "Computer Aided Kinematic and Dynamic Analysis of a Horizontal Slider Crank Mechanism Used for Single-Cylinder Four Stroke Internal Combustion Engine", *Proceedings of the World Congress on Engineering*, 01-03 July 2009, London, United Kingdom.
- [46] O. Keita, T. Hedhli, J. Bessrou, "Model for Dynamic Behavior of the Crankshaft of an Air Cooled Diesel Engine Subjected to Severe Functioning", *International Journal of Automotive Technology*, 15, 5, pp. 823-833, 2014.
- [47] T. Sarun, S. S. Sengar, "Least Life Analysis of Diesel Locomotive Crankshaft", *Materials Today: Proceedings*, 44 (2021) pp.4369-4374, 2021.
- [48] S. S. Shenkar, N. Biradar, "Design and Static Structural Analysis of Crank Shaft", *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research*, 4, 7, pp.1393-1398, 2015.
- [49] P. A. Patil, M. Kamkar, A. H. Hulagabali, J. Shivakumar, "The Forge Steel Crankshaft Analysis Using Finite Element Method", *International Research Journal of Engineering and Technology*, 3, 9, pp.1008-1012, 2016.
- [50] G. Mathan, J. Daniel, P. Vishnu, V. Satyanarayana, "Impact of Web and Counterweight Shape Factors on Crank Shaft Design for Better Strength and Optimised Geometry", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1128 (2021) 012045, 2021.
- [51] J. R. Williams, A. Fatemi, "Fatigue Performance Comparison and Life Predictions of Forged Steel and Ductile Cast Iron Crankshafts", *Forging Industry Educational Research Foundation ve American Iron and Steel Institute Proje Final Raporu*, Toledo, USA, 2007.
- [52] V. Angelopoulos, "A Model-Based Design Approach to Redesign a Crankshaft for Powder Metal Manufacturing", *KTH Industrial Engineering and Management, Machine Design Master of Science Thesis*, Stockholm, Sweden, 2015.
- [53] P. D. Srivivas, M. S. Charoo, "Application of Hybrid Aluminum Matrix Composite in Automotive Industry", *Materials Today: Proceedings*, 18 (2019) pp. 3189-3200, 2019.
- [54] L. Karthick, N. Mallireddy, J. Yogaraja, S. Sivakumar, A. Sasikumar, "Modelling and Analysis of an EN8 Crankshaft Material in Comparison with Forged Steel Crankshaft", *Materials Today: Proceedings*, Volume: 47, Part:17, pp. 6168-6172, 2021.
- [55] P. Citti, A. Giorgetti, U. Millefanti, "Current Challenges in Material Choice for High-Performance Engine Crankshaft", *International Conference on Stress Analysis*, 06-09 September 2017, Pisa, Italy.
- [56] B. V. Ramnath, C. Elanchezhian, J. Jeykrishnan, R. Ragavendar, P. K. Rakesh, J. S. Dhamodar, A. Danasekar, "Implementation of Reverse Engineering for Crankshaft Manufacturing Industry", *Materials Today: Proceedings*, 5 (2018) pp. 994-999.
- [57] S. Pal, S. K. Saini, "Experimental Investigation on Cycle Time in Machining of Forged Crankshaft", *Materials Today: Proceedings*, 44 (2021) pp.1468-1471, 2021.

- [58] A. Sandeep, M. V. John, S. P. Jani, “Theoretical Modelling and Analysis of a Four-Wheeler Crank Shaft by Different Aluminum Alloys”, *Materials Today: Proceedings*, 45 (2021) pp.1679-1683, 2021.
- [59] J. Williams, A. Fatemi, “Fatigue Performance of Forged Steel and Ductile Cast Iron Crankshafts, SAE – American Society of Automotive Engineers Technical Paper Number: 2007-01-1001, World Congress, Detroit, Michigan, USA, 2007.
- [60] L. A. Archer, “Development of High-Performance Cast Steel Crankshafts”, University of Iowa Graduate College, Mechanical Engineering Master of Science Thesis, Iowa, USA, 2016.
- [61] Y. Zahng, W. Hui, H. Dong, “Hot Forging Simulation Analysis and Application of Microalloyed Steel Crankshaft”, *Proceedings of Sino-Swedish Structural Materials Symposium*, (2017) 189-194.
- [62] P. Citti, A. Giorgetti, U. Millefanti, “Current Challenges in Material Choice for High-Performance Engine Crankshaft”, *Procedia Structural Integrity*, 8 (2018) 486-500.
- [63] B. Stojanovic, J. Glisovic, “Automotive Engine Materials”, Reference Module in Materials Science and Materials Engineering, Elsevier, pp.1-9, 2016.
- [64] T. Kaya, “Manufacturing, Testing and Cost Analysis of Crankshafts”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2011.
- [65] G. Çevik, “Evaluation of Effect of Fillet Rolling Process on the Fatigue Performance of a Diesel Engine Crankshaft”, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi, Ankara, 2012.
- [66] R. Sert, “Ovalama İşlemi Parametrelerinin Optimizasyonu ile Krank Mili Yorulma Ömrünün İyileştirilmesi”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2009.
- [67] A. P. Druschitz, D. C. Fitzgerald, I. Hoegfeldt, “Lightweight Crankshafts”, SAE – American Society of Automotive Engineers Technical Paper Number: 2006-01-0016, SAE World Congress, Detroit, Michigan, USA, 2006.
- [68] N. Zuhdi, F. N. A. Aziz, P. Carden, D. Bell, “4 Versus 8 Counterweights for an I4 Gasoline Engine Crankshaft – Analytical Comparison”, SAE – American Society of Automotive Engineers Technical Paper Number: 2008-01-0088, 2008.
- [69] M. Y. Yusof, F. N. A. Aziz, M. F. Zuhdi, P. Carden, D. Bell, “4 Versus 8 Counterweights for an I4 Gasoline Engine Crankshaft – Measurements of Vibration and Bearing Wear”, SAE – American Society of Automotive Engineers Technical Paper Number: 2009-01-1938, 2009.
- [70] S. Ho, Y. Lee, H. Kang, C.J. Wang, “Optimization of a Crankshaft Rolling Process for Durability”, *International Journal of Fatigue*, 31 (2009) 799-808.
- [71] K.S. Choi, J. Pan, “Effects of Pressure-Sensitive Yielding on Stress Distributions in Crankshaft Sections under Fillet Rolling and Bending Fatigue Tests”, *International Journal of Fatigue*, 31 (2009) 1588-1597.
- [72] G. Çevik, R. Gürbüz, “Evaluation of Fatigue Performance of a Fillet Rolled Diesel Engine Crankshaft”, *Engineering Failure Analysis*, 27 (2013) 250-261.

- [73] V. Uysal, Ö. K. Morgül, “Dönen Makinelerde Dengesizlik (Balanssızlık) Arızasının Titreşim Analizi ve Faz Açısı Yardımıyla Teşhisi”, SAÜ Fen Bilimleri Dergisi Cilt 19 Sayı 3 pp.245-256, 2015.
- [74] K. Kara, “Krank Kol Yataklarının Aşınma Davranışının İşlem Parametrelerine Bağlı Olarak İncelenmesi”, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 2006.
- [75] T. Kaya, “Manufacturing, Testing and Cost Analyses of Crankshafts”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 2011.
- [76] M. Babagiray, “Krank Mili Hız Dalgalanmalarının Simülasyonu ve Validasyonu”, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 2020.
- [77] K. Nozdrzykowski, L. Chybowski, L. Dorobczynski, “Model-Based Estimation of the Reaction Forces in an Elastic System Supporting Large-Size Crankshafts During Measurements of Their Geometric Quantities”, *Measurement*, 155 (2020) 107543, 2020.
- [78] M. Fonte, B. Li, L. Reis, M. Freitas, “Crankshaft Failure Analysis of a Motor Vehicle”, *Engineering Failure Analysis*, Volume 35 pp.147-152, 2013.
- [79] A. Vencl, A. Rac, “Diesel Engine Crankshaft Journal Bearings Failures: Case Study”, *Engineering Failure Analysis*, Volume 44 pp.217-228, 2014.
- [80] M. Fonte, V. Anes, P. Duarte, L. Reis, M. Freitas, “Crankshaft Failure Analysis of a Boxer Diesel Motor”, *Engineering Failure Analysis*, Volume 56 pp.109-115, 2015.
- [81] M. Fonte, V. Infante, M. Freitas, L. Reis, “Failure Mode Analysis of Two Diesel Engine Crankshafts”, PCF - XV Portuguese Conference on Fracture, Paço de Arcos, Portugal, 2016.
- [82] J. M. Vines, “Aircraft Engine Crankshaft Failure”, United States of America Department of Transportation Federal Aviation Administration Advisory Circular, AC No: 20-103, 1978.
- [83] M. Kumar, S. N. Prajapati, “Crankshaft Design Optimality and Failure Analysis: A Review”, *International Journal of Science and Research*, 6, 7, 2017.
- [84] M. Hingne, R. Dwivedi, R. V. Choudri, S. Chhalotre, “Analysing the Effect of Weight Reduction of Crankshaft on the Pressure Parameter Inside Cylinder of Single Cylinder SI Engine”, *Materials Today: Proceedings*, 47, 17, pp.6296-6300, 2021.
- [85] T. Singh, S.S. Sengar, “Least Life Analysis of Diesel Locomotive Crankshaft”, *Materials Today: Proceedings*, 44 (2021) 4369-4374.
- [86] R. Sert, “Ovalama İşlemi Parametrelerinin Optimizasyonu ile Krank Mili Yorulma Ömrünün İyileştirilmesi”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 2009.
- [87] E. Köhler, E. Schopf, U. Mohr, “Crankshaft Assembly Design, Mechanics and Loading”, *Handbook of Diesel Engines*, pp. 221-290, 2010, DOI: 10.1007/978-3-540-89083-6_8.
- [88] P. A. Lakshminarayanan, A. K. Agarwal, “Design and Development of Heavy Duty Diesel Engines”, Chapter 15, Springer Nature Singapore Pte Ltd, 2020. ISBN:978-981,15-0969-8, DOI: 10.1007-978-981-1-0970-4.

- [89] N. Davitashvili, V. Bakhshaliev, “Dynamics of Crank-Piston Mechanisms”, Springer Science+Business Media Singapore Pte Ltd, ISBN: 978-981-10-0322-6, DOI: 10.1007/97-981.10.0323-3.
- [90] M. M. Ali, “Design of the Crankshaft”, Al-Furat Al-Awsat Technical University Mechanical Engineering Department Applied Mechanics Lecture Notes, Najaf, Iraq.
- [91] DNL GV, “Calculation of Crankshafts for Reciprocating Internal Combustion Engines”, DNL GV AS Class Guideline DNLGV-CG-0037, 2015.
- [92] G. Genta, “Vibration of Structures and Machines: Practical Aspects”, Third Edition, Chapter 5, Springer Science+Business Media, LLC, Torino, Italy, 1998, ISBN: 978-1-4612-7149-9.
- [93] IACS, “Calculations for I.C. Engine Crankshafts”, Revision 4, IACS Ltd – International Association of Classification Societies Design Standard Number: M53, London, United Kingdom, 2019.
- [94] FEV Europe GmbH, “Cranktrain Design Optimized for Reducing Weight and Friction Supported by Coupled CAE Tools”, https://www.fev.com/fileadmin/user_upload/Media/TechnicalPublications/Design/OptimizedCranktrainDesignSupportedbyCAE.pdf, Erişim Tarihi: 29 Haziran 2020.
- [95] H. Kuşçu, “Krank Milleri ve Yenileştirilmesi”, Trakya Üniversitesi Motor Yenileştirme Ders Notları, Edirne.
- [96] MEB – Milli Eğitim Bakanlığı, “Piston Biyel Krank Mekanizması”, Motorlu Araçlar Teknolojisi Kitabı, 525MT0281, Ankara, 2011.
- [97] S. Sarigül, “Dynamics of Reciprocating Engines”, Dokuz Eylül Üniversitesi Dynamics of Machinery Lecture Notes, İzmir.
- [98] JNTUA, “Dynamics of Reciprocating Parts”, Jawaharlal Nehru Technological University Anantapur Lecture Notes, Andhra Pradesh, India.
- [99] NPTEL, “Dynamics of Reciprocating Machines with Single Slider; Unbalance in Single Cylinder Engine Mechanisms”, NPTEL – The National Programme on Technology Enhanced Learning, Chennai, India.
- [100] D. E. Marrish, T. M. Briolat, “Crankshaft Counterweights”, United States Patent Number: 5,195,398, General Motors Corporation, Troy, Michigan, USA, 1993.
- [101] C. C. Dodge, “Counterbalanced Crank Shaft”, United States Patent Number: 1,351,417, The Park Drop Forge Company, Cleveland, Ohio, USA, 1920.
- [102] E. C. Newcomb, “Crank Shaft Balancing”, United States Patent Number: 1,898,459, North Scituate, Massachusetts, USA, 1928.
- [103] C. W. Iseler, “Engine Balancing”, United States Patent Number: 2,182,988, General Motors Corporation, Detroit, Michigan, USA, 1936.
- [104] H. Barth, “Balance Weight Arrangement for Reciprocating Engines”, United States Patent Number: 3,230,274, Gesellschaft für Linde’s Eismaschinen Aktiengesellschaft, Munich, Germany, 1962.
- [105] P. Heron, “Vibrationless Engines”, United States Patent Number: 3,402,707, Oakville, Ontario, Canada, 1968.

- [106] F. W. Lanchester, “Damping Torsional Vibrations in Crank Shafts”, United States Patent Number: 1,085,443, Edgbaston, Birmingham, England, 1914.
- [107] N. M. Ohta, S. S. Kamei, N. K. Aoki, “First-Order Balancer of Internal Combustion Engine”, United States Patent Number: 4,538,481, Hitachi Shipbuilding & Engineering Co. Ltd., Japan, 1984.
- [108] T. Suzuki, “Balancer Structure for Three-Cylinder Engines”, United States Patent Number: 4,569,316, Fuji Jukogyo Kabushiki Kaisha, Tokyo, Japan, 1986.
- [109] A. Hoshiya, H. Fujimoto, “Crankshaft for an Internal Combustion Engine with Multiple Cylinders”, United States Patent Number: 4,699,098, Sanshin Kogyo Kabushiki Kaisha, Hamamatsu, Japan, 1987.
- [110] T. Sugano, “Crankshaft Assembly”, United States Patent Number: 5,000,141, Isuzu Motors Limited, Tokyo, Japan, 1991.
- [111] G. Maiorana, “System for Balancing a Four-Stroke Internal Combustion Engine”, United States Patent Number: 5,063,892, Fiat Auto SPA, Turin, Italy, 1991.
- [112] D. E. Murrish, T. M. Briolat, “Crankshaft Counterweights”, United States Patent Number: 5,195,398, General Motors Corporation, Detroit, Michigan, USA, 1991.
- [113] S. Çetinkaya, “Motor Dinamiği”, 3. Basım, Nobel Akademik Yayınları, Ankara, 2014, ISBN:978-605-133-915-3.
- [114] H. Kovacı, O. Albayrak, “Ankastre Kiriş Tasarımı için MatLab ve ANSYS Optimizasyonu”, Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Erzurum.
- [115] M. Özen, “Meshing Workshop”, ANSYS Meshing Workshop Training Notes, İstanbul, 2014.
- [116] S. Shelke, S. Surekha, C. L. Dhamejani, A. S. Gadhve, “Modelling and Analysis of the Crankshaft Using ANSYS Software”, IJESC – International Journal of Engineering Science and Computing Journal, 6:6, p.6796-6800, 2016.
- [117] K. Thriveni, B. J. Chandraiah, “Modelling and Analysis of the Crankshaft Using Ansys Software”, International Journal of Computational Engineering Research, (2013):03:5, p.83-89, 2013.
- [118] R. J. Deshbhratar, Y. R. Suple, “Analysis & Optimization of Crankshaft Using FEM”, IJMER – International Journal of Modern Engineering Research, (2012):02:5, p.3086-3088, 2012.
- [119] K. Sandya, M. Keerthi, K. Srinivas, “Modelling and Stress Analysis of Crankshaft Using FEM Package ANSYS”, IRJET – International Research Journal of Engineering and Technology, (2016):03:01, p.687-693, 2016.
- [120] V. C. Shahane, R. S. Pawar, “Optimization of the Crankshaft Using Finite Element Analysis Approach”, Automotive and Engine Technology, (2017):2:1-23, 2017.
- [121] M. Zoroufi, A. Fatemi, “A Literature Review on Durability Evaluation of Crankshafts Including Comparisons of Competing Manufacturing Processes and Cost Analysis”, 26th Forging Industry Technical Conference, 2005.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Serkan Galata, Emre Ünlü, Övün Işın, Emin Tuzlu, (2022). "Hollow Pin Optimization of Compression Ignition Aviation Engine Crankshaft", 8th Asia Conference on Mechanical Engineering and Aerospace Engineering, 09-11 June 2022.

Makaleler

1. Serkan Galata, Yiğit Okur, Ülkü Uzan, Emre Ünlü, Kudret Muhziroğlu, Övün Işın, Mehmet Oğuz Turgut, Emin Tuzlu, "Web Optimization of Compression Ignition Aviation Engine Crankshaft", International Journal of Aerospace Engineering, vol. 2022, Article ID 7976691, 10 pages, 2022. <https://doi.org/10.1155/2022/7976691>

Projeler

1. "Sıkıştırma Ateşlemeli Havacılık Motoru Krank Milinin Tasarımı ve Optimizasyonu", TEI – TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş. Proje Numarası: 2020-PMM-3885-01, Görev Tanımı: Araştırmacı, Görev Tarihi: 01 Ağustos 2020 – 31 Aralık 2022, Proje Bütçesi: 123.425,01 USD.

Ödüller

1. Excellent Oral Presentation Certificate, "Hollow Pin Optimization of Compression Ignition Aviation Engine Crankshaft", 8th Asia Conference on Mechanical Engineering and Aerospace Engineering, 09-11 June 2022.