



**BİYEL KOLU ANALİZİ, OPTİMİZASYONU VE YORULMA
DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**

Hikmet ACAR

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

2016



T.C
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİYEL KOLU ANALİZİ, OPTİMİZASYONU VE
YORULMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hikmet ACAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

BURSA

Haziran 2016

YÜKSEK LİSANS TEZİ ONAY FORMU

“Hikmet ACAR” tarafından “Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ” yönetiminde hazırlanan “BİYEL KOLU ANALİZİ, OPTİMİZASYONU VE YORULMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ” başlıklı tez, kapsamı ve niteliği açısından incelenmiş ve Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü)

Doç. Dr. Rukiye ERTAN

(Uludağ Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü)

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin Lekesiz

(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü)

Tez Savunma Tarihi: 02/06/2016

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Doç. Dr. Murat ERTAŞ

02/06/2016

İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Hikmet ACAR

İmzası:

X X X X X

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sırasında, değerli zamanını ayırarak çalışmamı yönlendiren ve kolaylaştıran, tecrübelerini benden esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, bilgisayar destekli tasarım tecrübesi ve bilgisiyle her daim yardımcı olan değerli dostum Ahmet YILDIRIM'a, en sıkıntılı zamanlarımda desteklerini yanımda hissettiğim eşim Ebru ACAR'a ve aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Hikmet ACAR



İÇİNDEKİLER

sayfa no

Dış Kapak	
İç Kapak	
Tez Sınav Sonuç Formu	
İntihal Beyanı	
Teşekkür	
İçindekiler	<i>vi</i>
Şekil Listesi	<i>viii</i>
Çizelge Listesi	<i>x</i>
Sembol Listesi	<i>xi</i>
Kısaltma Listesi	<i>xii</i>
Özet	<i>xiii</i>
Abstract	<i>xv</i>
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ	4
3. YORULMANIN TANIMI ve TARİHÇESİ	8
3.1 Genel	8
3.2 Kuvvetin Zamanla Değişimi ve Yük Çeşitleri	12
3.3 Yorulma Zorlanması	13
3.4 Yorulma Zorlanması Sonucu Yaşanan Kırılma ve Kırılmayı Etkileyen Faktörler	14
3.5 Yorulma Dayanımının Belirlenmesi	15
3.5.1 Gerilme-Ömür (S-N) Yöntemi	15
3.5.2 Gerilme-Ömür (ϵ -N) Yöntemi	17
4. BİYEL İNCELEMESİ	18
4.1 Biyel Tanımı	18
4.2 Biyel Geometrisi	19

5. MALZEME İNCELEMESİ	23
6. OPTİMİZASYON	25
6.1 Metamodelleme	34
6.1 Kriging Yöntemi	34
6.2 Interior Arama Algoritması	35
7. TEZ KAPSAMINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR	39
7.1 Biyelin Parametrik Tasarımı	44
7.2 Biyelin Yapısal Analizi	45
7.3 Biyelin Yorulma Analizi	47
7.4 Biyel Optimizasyonu	50
8. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	53
KAYNAKLAR	54
EKLER	57
ÖZGEÇMİŞ	58

ŞEKİL LİSTESİ

		<u>sayfa no</u>
Şekil 1.1	Biyel kolu üzerine etkiyen kuvvetler [4]	2
Şekil 3.1	1850’lerde geliştirilen Wöhler (a) ve 2000’li yıllarda kullanılan (b) yorulma test düzenekleri [15]	9
Şekil 3.2	Yorulma türleri, kontrol mekanizmaları ve endüstriyel örnekler [17]	11
Şekil 3.3	Sinüzoidal Gerilme – Zaman Diyagramında Yorulma Terimlerinin Gösterilmesi [17]	13
Şekil 3.4	S-N (Wöhler) eğrisi [20]	15
Şekil 3.5	Soderberg, Goodman, Gerber eğrileri [21]	16
Şekil 3.6	Yorulma kırılmasının üç aşaması [24]	17
Şekil 4.1	Örnek biyel	18
Şekil 4.2	Analizlerde kullanılan referans modele ait karakteristik ölçüler	19
Şekil 4.3	Bir x mesafesi için eğilme momenti	22
Şekil 6.1	Geleneksel tasarım süreci.	26
Şekil 6.2	Optimum tasarım süreci.	27
Şekil 6.3	$x_1=x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi	29
Şekil 6.4	$x_1 \leq x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi ve üstü	29
Şekil 6.5	Bir fonksiyonun minimum ve maksimum noktaları [38]	32
Şekil 6.6	Deneysel ve model variogram bileşenleri [31]	35
Şekil 6.7	Sınırdan içeri doğru yapılan örnek bir interior çözüm metodu (Himmelblau fonksiyonu 2 boyutlu çözümü)	36
Şekil 6.8	Ayna grubu için seçilen parçanın şematik gösterimi	37
Şekil 7.1	3D geometrinin ANSYS programına alınması	40
Şekil 7.2	Programda default olarak tanımlı mesh modülü kullanımı	40
Şekil 7.3	Programda “fine mesh” olarak tanımlı mesh modülü kullanımı	41
Şekil 7.4	Sonlu elemanlar analizinde kullanılacak sınır koşulları ve kuvvetlerin ANSYS’te uygulanması	43
Şekil 7.5	Tekrarlı yüklerin sırasıyla “Fully Reversed” ve “Zero Based” olarak seçilmesi ve hesaplamalarda “Goodman” yönteminin seçilmesi	43
Şekil 7.6	Malzeme özelliklerinin ANSYS’te girilmesi	43
Şekil 7.7	Parametrik tasarımda uygulanan değişkenler	45
Şekil 7.8	Statik analiz sonrası max toplam yer değiştirme sonucu ekran görüntüsü	46
Şekil 7.9	Statik analiz sonrası min. toplam yer değiştirme sonucu ekran görüntüsü	46
Şekil 7.10	Statik analiz sonrası oluşan maksimum eşdeğer gerilmeler	47
Şekil 7.11	Statik analiz sonrası oluşan minimum eşdeğer gerilmeler	47
Şekil 7.12	Kuvvetler “fully reversed” seçildiğinde biyelde görülen minimum ömür dayanımı	48
Şekil 7.13	Kuvvetler “fully reversed” seçildiğinde biyelde görülen minimum güvenlik katsayısı	48
Şekil 7.14	Ömür dayanımı $\geq 10^6$ tasarıma ait güvenlik katsayısı	49
Şekil 7.15	Ömür dayanımı $\sim 10^6$ tasarıma ait güvenlik katsayısı	49

Şekil 7.16	Optimizasyon sonrası belirlenen değişkenlerle oluşan tasarım güvenlik katsayısı	50
Şekil 7.17	Optimizasyon sonrası oluşan tasarımın maks yer değiştirmesi	51
Şekil 7.18	Optimizasyon sonrası oluşan tasarımın maks eşdeğer gerilmesi	51
Şekil 7.19	Optimizasyon sonrası oluşan tasarımın ömür dayanımı	52



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>sayfa no</u>
Çizelge 2.1. C70S6 Çeliği alaşım oranları [6]	5
Çizelge 5.1 Çeşitli biyel malzemelerinin mekanik özellikleri	24
Çizelge 7.1 6 parametrenin tanımı ve minimum - maksimum değerleri	44
Çizelge 7.2 Optimizasyon işlemi sonucu elde edilen 6 parametrenin değerleri	50



SEMBOL LİSTESİ

Sembol

F_G	Maksimum Gaz Kuvveti
$F_{\Delta 1}$	Dış Atalet Kuvveti (Üst ölü Nokta)
$F_{\Delta 2}$	Dış Atalet Kuvveti (Alt Ölü Nokta)
l	Biyel İki Başı Arası Mesafe
M	Toplam Kütle (Piston + Segman + Piston Pini + Yarı Biyel Başı)
M_E	Eğilme Momenti
N	Çevrim
P_{max}	Maksimum Yanma Oda Basıncı
R	Gerilme Oranı
r	Krank Mili Yarı Çapı
S	Piston Yüzey Alanı
σ_{maks}	Maksimum Gerilme
σ_{min}	Minimum Gerilme
σ_m	Ortalama Gerilme
σ_a	Gerilme Genliği
λ	Biyel Oranı
ω	Açısal Hız
$\Delta\sigma$	Gerilme Aralığı

KISALTMA LİSTESİ

Kısaltmalar

CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
SEM	Sonlu Elemanlar Modeli
FEM	Finite Elements Method (Sonlu Elemanlar Yöntemi)



ÖZET

BİYEL KOLU ANALİZİ, OPTİMİZASYONU VE YORULMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

Hikmet ACAR

Bursa Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

02.06.2016, 74 Sayfa

Biyel kolu, doğrusal hareketi dönme hareketine çevirebildiği gibi tam tersi şekilde de çalışabilir. Bu nedenle günümüz teknolojisi içten yanmalı motorlarda en çok kullanılan parçalardan biridir. Motor içinde çalışma sırasında biyel koluna; gaz kuvvetleri, atalet kuvvetleri ve sürtünme kuvvetleri olmak üzere 3 ayrı kuvvet etki etmektedir. Bu kuvvetler biyel üzerinde ciddi bir deformasyon ve yorulma davranışına sebep olmaktadır. Bahsedilen üç farklı kuvvet ve otomotiv endüstrisinin ihtiyacı olan; daha sağlam, daha uzun kullanım ömrü ve daha hafiflik talepleri göz önüne alınarak bu çalışma başlatılmıştır.

Bu çalışmada, biyel kolunun özellikleri, biyelin yapısal olarak çalışma koşullarına verdiği tepki ve motor devrine bağlı olarak maruz kaldığı maksimum kuvvetlerin incelenmiş, ayrıca bu kuvvetlere bağlı olarak stres ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca nominal data parametrik tasarıma çevrilerek veri seti oluşturulmuş, bu veri seti “Kriging Yöntemi” ve “Interior Search” algoritması ile çözümlenerek optimum biyel kolu parametreleri elde edilmiştir.

Otomotivde sıkça kullanılan bir biyel kolu seçilerek, farklı mesh yapılarının ve farklı yükleme tiplerinin etkileri yorulma davranışı üzerine etkileri FEM (sonlu elemanlar yöntemi) ile ANSYS programında incelenmiştir. Bu tez çalışmasında uygulanan yük dağılımının homojen olduğu ve çevre koşullarının (sıcaklık ve hava şartları) etkisiz olduğu kabul edilmiştir.

Özetle bu çalışma sonucunda belirlenen çalışma koşullarında biyelin stres ve yorulma davranışı tespit edilip olası tasarım optimizasyonu çalışmalarına hangi bölgeler üzerine yoğunlaşacağı önerilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Biyel Kolu, Yorulma Davranışı, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Optimizasyon



ABSTRACT

ANALYSES and OPTIMIZATION of CONNECTION ROD and INVESTIGATION of FATIGUE BEHAVIOR

Hikmet ACAR

Bursa Technical University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Mechanical Engineering Program

Master of Science Thesis

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

02.06.2016, 74 Pages

Connecting rod is converting linear motion to rotating motion and also connecting rod can work reverse. Because of this, connecting rod is the most common part that used in today's combustion engines. Connection rod is effected three different forces during the working condition in combustion engine. These are gas pressure, inertia loads (from piston and piston elements) and friction forces. These forces could cause deformation and fatigue effect on connecting rod. This study was started to define these forces effect and also to find an answer of automotive industry requirement like more robust product, long life and more light design.

This study includes; connecting rod specifications, definition for working conditions, structural analyses under working conditions and fatigue behavior analyses. Various mesh structure and various loading types investigated on fatigue behavior of chosen connecting rod design, which commonly used in diesel engines, with FEM (finite element method) on ANSYS program. Load application is accepted as a homogenous and environment conditions (temperature and air conditions) were ignored. In addition, nominal connection rode design was converted to parametric design and data series were created. Data series were solved with the "Kriging Method" and "Interior Search" algorithm and connection rode was optimized.

As a summary of this part, various force loading effects on stress and fatigue behavior were investigated. For conclusion, there were suggestions on focus area of the optimization on connection rod for further applications.

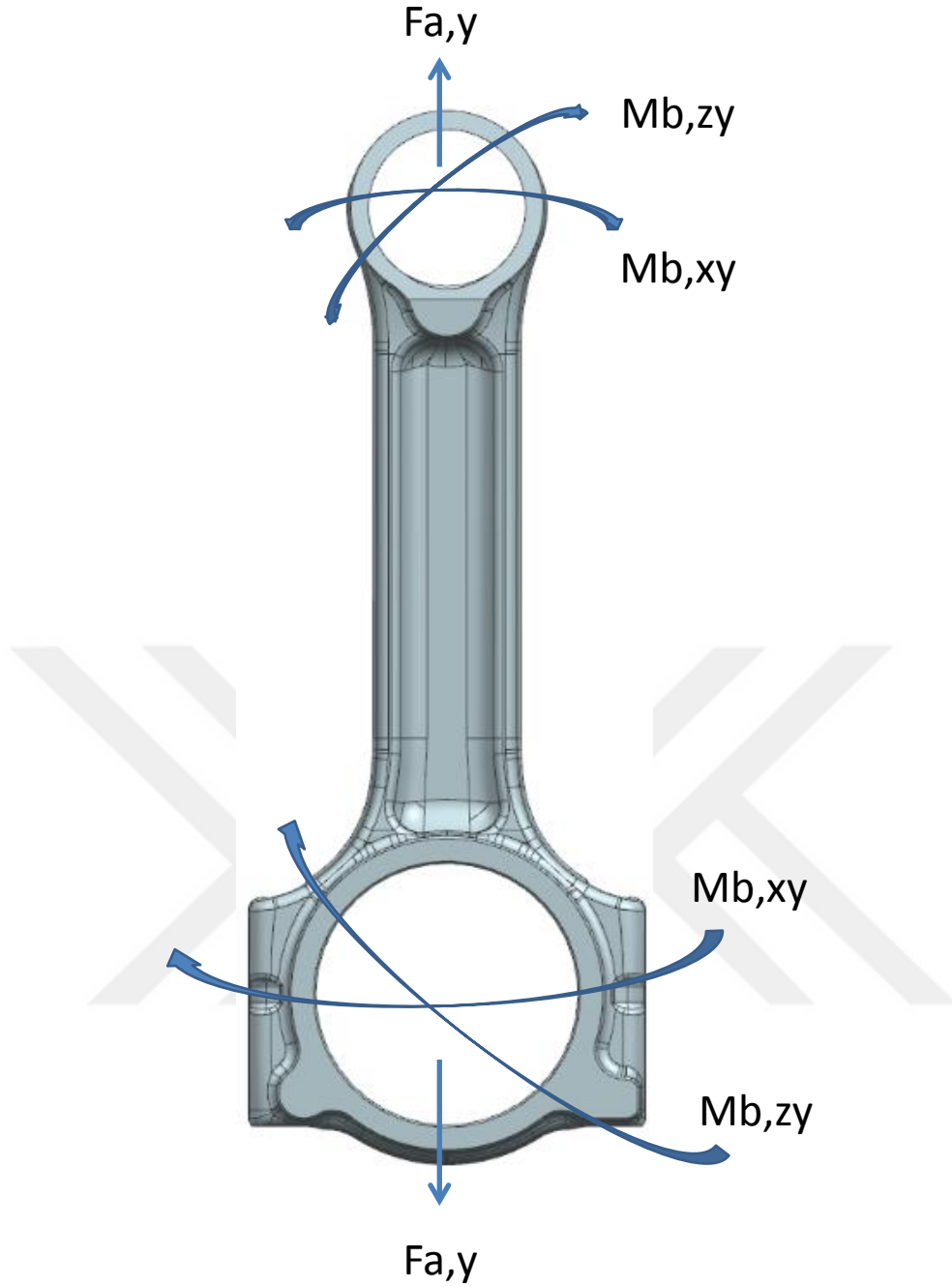
Keywords: Connecting Rod, Fatigue Behavior, Finite Element Method, Optimization



1. GİRİŞ

Motor biyel kolu, pistonun ile krank arasında bulunan ve aksenal dönme kuvvetini ileten motorun dinamik bir parçasıdır. Biyel kolları birçok motor tipinde (V motor, düz motor, radyal motor vb.) kullanılmaktadır. Biyel kolları milyonlarca defa tekrarlı yüklere maruz kalmaktadırlar. Bu nedenle piston ve kranka düzgün bir şekilde uyabilmesi için tam toleranslı olarak işlenmelidirler. Biyel kolları motor içerisinde değişik yüklere maruz kalırlar. Bu yükler neticesinde biyel kolu; piston başındaki gaz basıncından dolayı uzunlamasına basmaya, pistonun hızındaki değişikliklerden dolayı karşılıklı çekme ve basma kuvvetlerine, salınım hareketinden dolayı biyel gövdesinde eğilmeye ve büyük basma kuvvetlerinden dolayı burkulmaya maruz kalır [1]. Ayrıca biyel kolu aksenal çekme ve basma yükleri yanında, çok yönlü genlikli eğilme yüklemeleri, atalet kuvvetleri ve burkulma yüklemelerine maruz kalır. Ayrıca biyeler çalışma sırasında gaz ve kütle kuvvetlerine de maruz kalırlar. Üst üste binen bu kuvvetler aksenal yönde olup, biyel üzerinde ilave yük oluştururlar. Gaz kuvveti dönme hızıyla tayin edilirken; kütle kuvvetleri ise piston, piston pimi ve biyelin dönen parçaları ve biyelin gövdesi vasıtasıyla belirlenir. Biyel kolları bu faktörler ışığında sonsuz ömür için tasarlanırlar. Yukarıda belirtilen değişik yükleri destekleyebilmek için döküm ve dövme ya da sinterleme yoluyla imal edilirler. Biyel kolunun maruz kaldığı yüklere tekrar bakacak olursak; piston üzerindeki gaz basıncının etkisi ile basmaya, piston hızının değişiminden dolayı birbirini takip edecek şekilde basma ve çekme kuvvetine, mil üzerindeki eksendeki sarkaç hareketinden dolayı biyelin gövdesinde eğilmeye, çok büyük basma kuvvetlerinin etkisi ile burkulmaya, devirli yüklerin etkisi ile yorulmaya zorlanır [2].

Biyel üzerine etkiyen kuvvetleri ve momentleri tarif edebilmek için, biyel kolunun motor içerisindeki hareketini düşündüğümüzde, biyelin uç kısmında; M_b , xy yönünde ve M_b , zy yönünde moment kuvvetleri olduğu görülmektedir. Biyelin baş kısmında ise M_b , xy yönünde ve M_b , zy yönünde etkiyen moment kuvvetlerinin olduğu bilinmektedir. Ayrıca biyele F_a (y yönünde) aksenal basma kuvveti etkisi oluşmaktadır. (Şekil 1.1) [3].



Şekil 1.1 Biyel kolu üzerine etkiyen kuvvetler [4]

Biyel kolunun motor içindeki temel fonksiyonu pistondan aldığı itme hareketini krank miline dönme hareketi olarak iletmektir. Biyel kollarının, motorun normal çalışma sırasında bile dakikada yaklaşık 2.000-3.000 devir yaptığı bilinmektedir. Milyonlarca kez tekrarlı yüke maruz kalan bu parçanın, motor içerisinde hareket ederken oluşacak gerilmelere karşı yeterince dayanıklı olması gerekir. Biyel kolu tasarımında hafiflikte pistonun yaptığı her devirde yön değiştirme ve durma hareketlerinde atalet kuvvetlerini azaltmak yönünden önemlidir. Biyel kollarının tasarımında çok dikkatli olunmalı ve emniyetli olmasına önem verilmelidir; bu durumda aksenal basma,

eksenel çekme ve eğilme kuvvetlerine karşı mukavemetli olmalıdır. Burkulmadan ve eğilmeden pistonun ileri geri hareketi ile oluşan merkezkaç kuvvetlerine karşı da dayanıklı olmalıdır [3].

Biyel kolu genellikle otomobil motorlarında çok geniş kullanım alanına sahiptir. Daha önce de belirtildiği gibi biyel kolunun ana görevi itme kuvvetinin krank miline iletilerek pistonun ileri geri hareket etmesini sağlayıp bu hareketi dönme hareketine çevirmektir. Biyel kolu; bir pim ucu, gövde bölümü ve krank ucu olmak üzere 3 ayrı parçadan oluşur.

Rulmanın doğru monte edilmesi için pim ucu ve krank ucunda bulunan delikler hassas şekilde işlenmelidir. Biyelin bir ucu piston pimi ile pistona bağlanır. Diğer ucu ise krank milinin dönebileceği şekilde krank miline bağlanmaktadır. Biyel kollarının maruz kaldığı en büyük kuvvetler yanma ve kütlelen dolay oluşmaktadır. Bu iki kuvvet neticesinde biyel kolu eksenel kuvvetlere ve bükülmeye maruz kalır. Bu nedenle, bir biyel kolu eksenel gerilmeleri ve sıkışmaları iletebilen, itme-çekme hareketi nedeniyle oluşan bükülme gerilmelerinin kuvvetlerin etkisinde çalışabilen tasarıma sahip olmalıdır [4].

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Biyel kolu, giriş kısmında bahsedilen parametreler nedeniyle biyel imalat teknolojisi başta malzeme, performans analizi, yorulma vb. gibi farklı konularda bir çok araştırma yapılmıştır ve bu nedenle biyel kolları hakkında zengin bir literatür bulunmaktadır. Bu bölümde bu literatür özet olarak aktarılmaya çalışılmıştır.

Dale J.R., biyel kollarının değerlendirmesi adlı araştırmasında, Amerika'da üretilen yaklaşık 500 milyon biyel kolunun toz metalürjisi yöntemiyle üretildiğini ve bu rakamın Amerika'da üretilen biyel kollarıyla kıyaslandığında %60 gibi bir oran oluşturduğunu, geri kalan bölümün ise çoğunlukla döküm yoluyla üretildiğini aktarmıştır. Ayrıca aynı çalışmada toz metalürjisiyle üretilen biyel kolları ile C-70 çeliği ile üretilen biyel kolları karşılaştırılmış, sonuç olarak toz metalürjisi ile üretilen biyel kollarının %25-33 daha fazla yorulma dayanımına sahip olduğunu deneysel olarak ispatlamıştır [5].

Otomotivde kullanılan biyel kollarının üretiminde tercih edilen yöntemlerden olan kırılma teknolojisi üzerine yapılan bir deneysel çalışmada, biyel kollarının kırılarak ikiye ayrılması işleminin geleneksel talaşlı imalat yöntemine göre gözle görülür bir avantaja sahip olduğu belirlenmiştir. Kırarak ayırma yöntemindeki imalat işlemi sayısının geleneksel metotlara göre az olmasının, ekipman ve takım yatırım maliyeti ile enerji kullanımını azalttığı tespit edilmiştir. Bu teknolojinin aynı zamanda ürün kalitesini ve yataklama kapasitesini de artırdığı görülmüş, biyel kollarının baş kısmının klasik yöntemle (talaşlı imalat) ve kırılarak ikiye ayrılması işlemleri karşılaştırılmıştır. Malzeme olarak aşağıda bileşimi verilen (Çizelge 2.1) C70S6 çeliği kullanılmıştır. Araştırmada klasik kırma yöntemde biyel kolunun 14, darbe ile kırarak imalatta ise 6 adımda kullanıma hazır hale geldiği gösterilmiştir. Ayrıca, üretim prosedürleri bu yolla %60'a kadar, maliyet %25-35 arasında ve kullanılan enerji %40 oranında azalmaktadır [6].

Çizelge 2.1 C70S6 Çeliği alaşım oranları [6]

Alaşım Oranı	C	Si	Mn	P	S	Cr	V
C70S6BY	0.72	0.22	0.50	0.009	0.06 – 0.07	0.061	0.04

Toz metal ve C-70 çeliğini baz alan başka bir çalışmada Dale (2005), dövme yöntemi ile üretilen biyel kollarının, döküm ile üretilenlerden %25-33 daha fazla yorulma dayanımına sahip olduğunu belirtmektedir. Aynı çalışmada dövme yöntemi ile %25'lik bir maliyet azaltılmasının mümkün olduğuna değinmiştir. Biyel optimizasyonunda, malzeme özellikleri ve imalat yönteminin önemli yeri olduğu gözlemlenmiştir [7].

SEM (sonlu elemanlar yöntemi) ile yüksek hızlı bir dizel motor biyelinin üç boyutlu analizini gerçekleştiren Webster ve ark. (1983), bu analiz için deneysel olarak ölçülen maksimum basma yükünü ve temel olarak pistonun montaj kütesinin eylemsizliğinin sonucu olan maksimum çekme yükünü kullandılar. Bu çalışmada biyel krank ucu ve piston ucundaki kuvvet dağılımları deneysel olarak belirlendi [8].

Dizel motorlarında kullanılan biyel kolu için SEM çalışması yapan başka bir araştırmacı olan Shenoy [9] ise yaptığı analiz için, deneysel olarak ölçülen maksimum basınç yükü ve piston ve piston-biyel arasındaki elemanların kütesinin ataletine dayalı maksimum çekme kuvveti kullanılmıştır. Bu sayede piston pimi ve krank koluna gerçekleşen yük dağılımı tespit edilmiştir. Aynı zamanda dövme yöntemi ile üretilmiş çelik bir biyel ağırlık ve maliyet açısından optimize edilmesi için çalışma yapmıştır. Bu çalışma iki kısımdan oluşmuştur. İlk bölümde statik yük altında FEA analizleri yapılmıştır. Bu analizler sonucunda biyel yüklenme durumu belirlenmiş ve optimizasyon için kullanılacak kuvvet saptanmıştır. İkinci bölümde ise biyel yorulma ömrü, alan kısıtları ve imal edilebilirlik göz önünde bulundurularak ağırlık ve maliyet optimizasyonu yapılmıştır. Sonuç olarak malzeme değişikliği ile başlangıç malzemesine göre %10 daha hafif ve %35 daha ucuz olan C-70 çeliği kullanılarak optimizasyon sonucu daha uygun biyel elde edilmiştir.

Prata ve arkadaşları, piston tasarımı ile ilgili çalışırken dikkat çektikleri önemli bir nokta olarak pistonun ikincil hareketi sonucu meydana gelen sıkışma problemini göstermişlerdir. Bu problem pistonun kütle merkezi ile biyel bağlantısı arasındaki

kaçıklık nedeni ile yanma sonucu meydana gelen aksel kuvvet, biyelin hareketi nedeni ile meydana gelen radyal kuvvet, piston ve silindir arasındaki sürtünme kuvvetleri ve piston ile silindir arasında bulunan yağ filminin uyguladığı basınç sonucu oluşmaktadır. Yaptıkları araştırmada pistonda meydana gelen bu eğilimin analizi için çıkartılmış matematik modellerin kullanılması, piston ile yağ filmi arasında meydana gelen sürtünme ve basınç değerlerinin çıkartılmasını da içeren tribolojik bir çalışma gerektirmektedir. Bu sıkışma durumu sadece motorun çalışma performansını etkilemektedir bu nedenle pistonun ikincil hareketi bu çalışma kapsamında incelenememiştir [10].

Sarihan ve Song (1990), piston pimi ucu optimizasyonu için maksimum momente karşılık gelen basma yanma (gaz) yükünü ve maksimum eylemsizlik yüküne karşılık gelen çekme yükünü içeren yorulma yük çevrimi kullanılmıştır. Maksimum yükleri motorun tüm işlem çevrimi boyunca kullanılmıştır. Optimizasyon için, yaklaşık bir tasarım yüzeyi oluşturup bu yüzeyin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Hassas değerler elde edebilmek için hedef ve kısıt fonksiyonları güncellenmiştir. Yakınsama elde edilinceye dek bu süreç tekrarlanmıştır. Gerilemenin ortalama ve değişken bileşenleri oktahedral kayma gerilmesinin maksimum ve minimum değerleri kullanılarak hesaplanmıştır. Bu çalışmaların sonucunda biyelin ağırlığı yaklaşık %27 oranında azaltılmıştır [11].

Biyelin kolunun maliyet ve ağırlığını hedef fonksiyon ve kısıtlar biçiminde tanımlayan yaklaşık bir matematik bir formül geliştiren Serag ve ark. (1989) tarafından yapılan optimizasyon çalışmalarında, optimizasyon sonucu bir geometrik programlama tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Kısıtlar, basma gerilmesi ve krank mili ve piston pimindeki yatak basıncına uygulanmıştır. Yorulma üzerine çalışma yapılmamıştır. Maliyet fonksiyonu geometrik parametreler ile eksponansiyel formda ifade edilmiştir [12].

Rabb (1996) tarafından biyelin detaylı bir FEA analizi yapılmıştır. Bu çalışmada biyeli, biyel civatalarını, civatalardaki ön gerilmeyi, biyelin krank mili ucu ve buradaki yataklama elemanın arasındaki çapsal boşluğu, krank mili ile krank yataklama elemanı arasındaki çapsal boşluğu, biyelin üzerine etki eden eylemsizlik yükünü ve yanma basıncı modellenmiştir. Biyelin civataların bulunduğu ucundaki hasar tamamen uygun olmayan civata diş profilinden kaynaklandığı görülmüştür. Biyel, tam da FEA

analizlerinde gözüken bölgede hasara uğradığı görülmüştür. Önceleri bahsedilen biyelin hasara uğramış ucundaki gerilme konsantrasyon faktörlerini belirlemek için eksenel simetrik bir model kullanıldığı görülmüştür. Bunlar civatadaki nominal ortalama ve değişen gerilmeleri ölçmek için kullanıldığı görülmüştür. Yukarıda bahsedilen tüm faktörleri içeren ve ayrıca bir plastisite modeli ve pekleşme içeren detaylı bir FEA analizi uygulanmıştır. Bu analizden elde edilen civatadaki ortalama gerilme ve gerilme genliği ile parçanın yorulma testinden elde edilen dayanma limitinin karşılaştırılması baz alınarak yeni dizaynın uygunluğu kontrol edilmiştir. Yük değişimi ayrıca kararlı hal durumunu elde etmek için elastik olmayan FEA analizinde kullanılmıştır [13].



3. YORULMANIN TANIM ve TARİHÇESİ

3.1. Genel

Birçok makine parçaları ve yapı elemanları kullanımları esnasında yönü düzenli ya da düzensiz olarak değişen kuvvetler ile eğme ve burma momentleri etki etmektedir. Makine parçaları ve ya araç parçaları tekrarlanan gerilmeler (yükler) ve titreşimler altında çalışmaktadırlar. Tekrarlanan gerilmeler altında çalışan metalik parçalarda, gerilmeler parçanın statik dayanımından küçük olmalarına rağmen belirli bir tekrarlanma sayısı sonunda genellikle yüzeyde bir çatlama ve bunu takip eden kopma olayına neden olurlar. Yorulma adı verilen bu olay ilk defa 1850-1860 yılları arasında Wöhler tarafından incelenmiş ve teknoloji ilerledikçe mühendislik uygulamalarında daha fazla önem kazanmıştır. Günümüzde kullanılan makine parçalarına ait mekanik hasarların yaklaşık %90'ı yorulma sonucunda oluşmaktadır [14].

Ayrıca yorulmaya sadece mekanik kuvvetler değil, çevresel etkenlerden dolayı oluşan ısıl genleşme ve büzölmelerden oluşan ısıl gerilmeler de neden olabilmektedir.

Yorulma sırasında çatlama genellikle yüzeyde bulunan bir pürüzde, bir çentikte, bir kılcal çatlakta veya ani kesit değişimlerinin olduğu yerde başlar. Çatlak oluşumu için genellikle aşağıdaki üç ana faktör gereklidir:

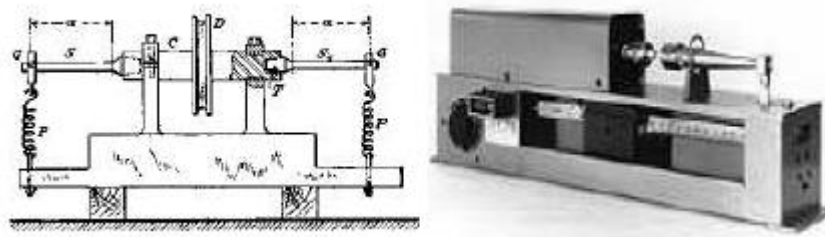
- Yeteri derecede yüksek maksimum çekme gerilmesi,
- Uygulanan gerilmenin oldukça geniş değişimi veya dalgalanması,
- Uygulanan gerilmenin yeteri kadar büyük tekrarlanma sayısı

Bu ana faktörlerin yanında çok sayıda yan faktörler de sayılabilir. Örneğin yüzey kalitesi, korozyon, sıcaklık, aşırı yükleme, kalıcı iç gerilmeler, bileşik gerilmeler, gerilim konsantrasyonu, frekans, mikroyapı (tane boyutu, faz dağılımı, inklüzyonlar v.s.) gibi [14].

Yorulma üzerine yayınlanmış ilk araştırmalar, 1829 yılında Alman maden mühendisi W.A.S. Albert tarafından demir zincirler üzerinde gerçekleştirilen birçok tekrarlı yükleme testidir. 19. yüzyılın ortalarında demiryolu sistemlerinin gelişmeye başlamasıyla, demiryolu akslarının yorulmadan kaynaklanan hasarları çok yaygın bir problem haline gelmekte, bu durum da bilim adamlarının dikkatini tekrarlanan yükler üzerine çekmektedir. 1852 ve 1870 tarihleri arasında Alman demiryolu mühendisi

August Wöhler ilk sistematik yorulma araştırmalarını başlattı. Bu yüzden Wöhler günümüzde modern yorulma yaklaşımının büyük babası olarak bilinmektedir. Wöhler kurduğu test düzenekleri ile gerçek ölçülerdeki demiryolu akslarına uyguladığı tekrarlı yüklemeleri, aynı zamanda farklı malzemelerden yapılmış küçük numunelere eğilme, burulma ve aksel şekillerde uygulamıştır. Wöhler'in Krupp marka aks çeliği için oluşturduğu test düzeneğinden elde ettiği gerilme genlik değerlerine karşılık yorulma çevrim sayılarını hesaplayarak, sonuçlarını grafik haline getirmiştir. Bu grafikler günümüzde de halen kullanılmakta olup literatürde büyük üne sahip S-N eğrisi adını almıştır. Günümüzde kullanılan S-N diyagramlarındaki eğriler hala Wöhler eğrisi olarak anılmaya devam etmektedir. Wöhler bu çalışmaları gerçeleştirirken; başka mühendisler de köprülerde, denizcilik ekipmanlarında ve güç üretme makinalarında tekrarlı yükler sonucu ortaya çıkan problemlerle ilgilenmekteydiler. 1900'lü yıllarda yorulma hasarları konusunda 80'nin üzerinde makale yayınlanmıştır. 20. yüzyılın ilk yarısında; test sonuçlarının gözlenmesinden çok, yorulma mekanizmasının anlaşılması için daha çok çalışılmıştır [15].

Aşağıdaki şekilde (Şekil 3.1) Wöhler tarafından 1850'lerde geliştirilen; iki tane demiryolu milinin simetrik olarak bağlanıp, sabit yay kuvveti ile hasar oluşana kadar sabit hızda büküldüğu test düzeneği ile günümüzde kullanılmakta olan malzemelerin yorulma özelliklerinin elde edildiği test düzeneği birlikte gösterilmiştir.



Şekil 3.1 1850'lerde geliştirilen Wöhler (a) ve 2000'li yıllarda kullanılan (b) yorulma test düzenekleri [15]

Yorulma ve kırılma mekaniği üzerine yapılan çalışmalar, 1950'li yıllarda hız kazandı. II. Dünya Savaşı sırasında gerçeklesen teknolojik gelişmeler, savaş sonrası sivil kullanım amaçlı uçak ve gemi yapım tekniklerinde kullanıldı. Amerika Birleşik Devletleri; savaş sırasında ihtiyaçları hızlı bir şekilde karşılamak için gemi yapım teknikleri içinde klasik ama yavaş bir teknik olan perçinleme işlemini iptal ederek,

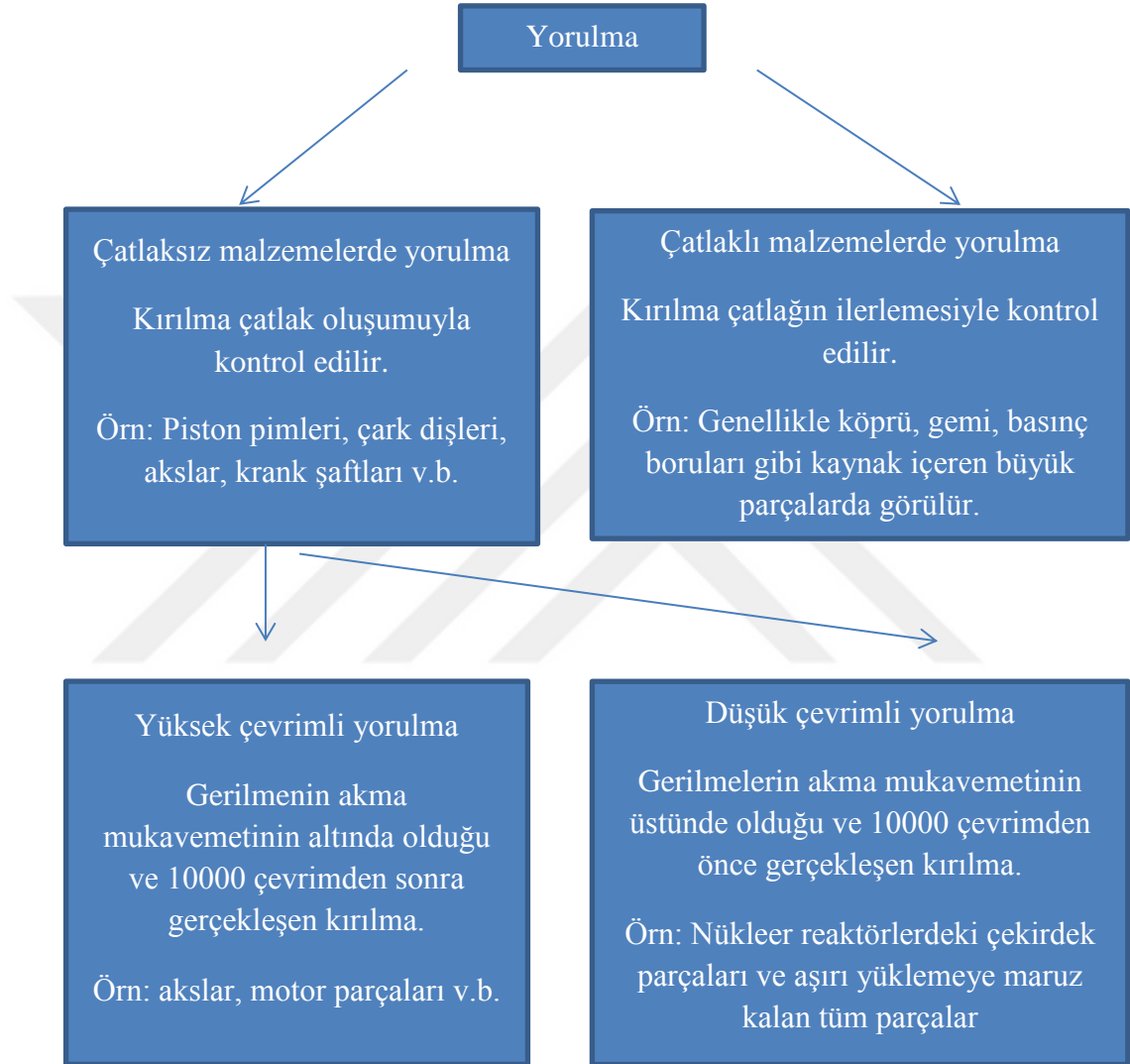
tamamıyla kaynak yöntemleri ile birleştirilmiş asker taşıma gemileri üretti. Fakat bir süre sonra gemiler soğuk Pasifik Okyanusu sularında ciddi kırılma problemleri yaşamaya başladı. İlk önemli kırılma problemi 1943'de gözlemlendi ve tamamıyla kaynak yöntemiyle birleştirilmiş gemi ortadan ikiye ayrıldı. Toplam 2700 adet üretilen bu gemilerin, 400'ünde ciddi kırılma problemleri görüldü ve 10 tanesi tamamıyla ikiye ayrılarak kullanılamaz hale geldi [16].

Gemilerde meydana gelen bu yorulma kırılması problemlerini; kaynak bölgelerinde, keskin köşelerde ve çelik malzemenin sertliğinin düşük olduğu bölgelerde oluşan yorulma çatlaklarına bağlayabiliriz. Ayrıca, gemilerin bulunduğu sular oldukça soğuk olduğu için yorulma kırılmasına neden olabileceği düşünülen çelik malzemelerin soğuk ortam şartlarında gösterdiği gevrek davranış durumu da önem kazanmaktadır.

II. Dünya Savaşı yılları ve sonrası Amerika Birleşik Devletleri sivil havacılık sektöründe lider durumdaydı. Fakat İngiltere 1952 yılında turbo jet teknolojisini geliştirerek, Comet uçaklarını sivil kullanıma açtı. O zamanın yüksek teknoloji ürünü olan Comet uçakları sayesinde İngiltere sektörde lider duruma geldi. Fakat bir süre sonra uçaklardan 3 tanesinde görülen ciddi çatlak ve kırılma problemleri sonucu uçakların düşmesi İngiltere'nin sektörde tekrardan geri sıralara düşmesine neden oldu. Bu uçaklardan Roma seferi yapan uçağın enkazı incelendiğinde, kabin bölgesinde oluşan bir çatlağın büyüyerek uçak üzerinde yayılmasının ana hasara neden olduğu anlaşıldı. Bu çatlağın oluşma nedeni de uçak pencerelerinde bulunan keskin köşe dönüşlerin yorulma açısından yetersiz dayanıma sahip olmasından kaynaklandığı ortaya çıktı [16].

Yorulmanın gün geçtikçe önemli bir konu olduğu anlaşılması üzerine; 1950 ve 1960'larda yorulma ömrü tahmini üzerine iki yaklaşım geliştirildi. Birincisi Manson-Coffin yerel sekil değiştirme yaklaşımı (Manson-Coffin Local Strain Approach) olarak bilinmektedir, çatlak başlangıcını tanımlamak ve önlemek üzerine çalışılmıştır. Diğeri ise Doğrusal Elastik Kırılma Mekaniğidir (LEFM - Lineer Elastic Fracture Mechanics) ve çatlak ilerlemesini açıklamak için geliştirilmiştir. Daha sonraları İngiltere'deki Sheffield Üniversite'sinde Miller ve çalışma arkadaşları metal yorulması ve mikroskobik, makroskobik ve yapısal seviyedeki çatlak ilerlemesi üzerine birleşik bir teori bulmak için uğraşmışlardır [15].

Yorulma genel olarak çatlaklı ve çatlaksız malzemelerde yorulma olmak üzere ikiye ayrılabilir. Çatlaksız malzemelerdeki yorulma ise düşük çevrimli ve yüksek çevrimli yorulma olmak üzere iki ayrılır. Şekil 3.2’de yorulma türleri, kontrol mekanizması ve görüldükleri parçalara ait örnekler yer almaktadır [17].



Şekil 3.2 Yorulma türleri, kontrol mekanizmaları ve endüstriyel örnekler [17]

3.2. Kuvvetin Zamanla Değişimi ve Yük Çeşitleri

Parçaların üzerine etkiyen kuvvetler genelde zamanın fonksiyonu olarak üçe ayrılırlar. Bunlar:

- Statik Kuvvet: Kuvvetin değeri zamanla değişmez ve sabit kalır. Statik kuvvete maruz kalan parçalarda, bu kuvvetin oluşturduğu gerilme, malzemenin emniyet katsayısı ile karşılaştırılır.
- Sürekli Artan Kuvvet: Parçaya uygulanan kuvvet sıfırdan başlayıp kalıcı deformasyona uğrayana kadar artması durumudur. Genellikle deneylerde uygulanır.
- Dinamik Kuvvet: Genellikle periyodik olarak uygulanır. Kuvvet değeri zamanla değişir. Örnek olarak biyel kollarına gelen kuvvetler sabittir ancak biyelin yaptığı her dönüşte bu kuvvetler periyodik olarak değişir.

Yorulmada kullanılan genel terimler ise aşağıda verilmiştir:

Çevrim (N); parçanın maruz kaldığı yükün periyodik olarak tekrarlanan en küçük parçasıdır.

Maksimum Gerilme (σ_{maks}); uygulanan gerilmeler arasında en büyük cebirsel değeri olan gerilmedir.

Minimum Gerilme (σ_{min}); uygulanan gerilmeler arasında en küçük cebirsel değeri olan gerilmedir.

Ortalama Gerilme (σ_m); maksimum ve minimum gerilmelerin cebirsel ortalamasıdır.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.1)$$

Gerilme Aralığı; maksimum gerilme ile minimum gerilme arasındaki cebirsel farktır.

$$\Delta\sigma = \sigma_{maks} - \sigma_{min} \quad (3.2)$$

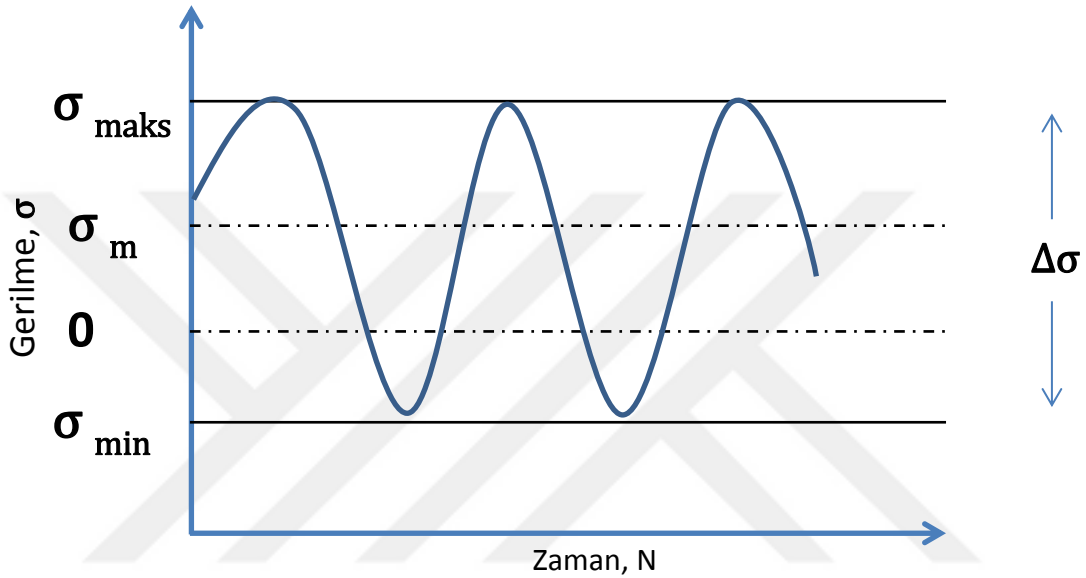
Gerilme Genliği; maksimum veya minimum gerilme ile ortalama gerilme arasındaki farktır.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.3)$$

Gerilme Oranı; minimum gerilmenin maksimum gerilmeye oranıdır [14, 17].

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (3.4)$$

Yorulma ile ilgili verilen terimlerin sinüzoidal gerilme-zaman diyagramında gösterilişi Şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3 Sinüzoidal Gerilme – Zaman Diyagramında Yorulma Terimlerinin Gösterilmesi [17]

3.3. Yorulma Zorlanması

Yönden ve şiddetten bağımsız olarak sürekli değişen kuvvet veya momentlerin malzeme üzerine etkimesine yorulma zorlanması denir. Yorulma zorlanmasında en önemli parametre alt ve üst sınır değerlerinin büyüklüğüdür. Yükün zamana bağlı olarak nasıl değiştiği -malzemenin ısınmasına neden olmamak kaydıyla- önemli olmadığından, yük değişimi genellikle sinüs fonksiyonu olarak kabul edilebilir. Yani birim zamandaki çevrim sayısı (periyot) çok düşük yada çok yüksek olması yorulma ömrünü bir diğer deyişle kırılmaya kadar geçen çevrim sayısını önemli ölçüde etkilemez [18].

3.4. Yorulma Zorlanması Sonucu Yaşanan Kırılma ve Kırılmayı Etkileyen Faktörler

Malzemelere uygulanan sürekli artan kuvvetlerde şekil değiştirmenin tek yönlü olduğu bilinmektedir. Ancak buna karşın yorulma zorlanmasında kuvvet ve dolayısıyla şekil değiştirme sürekli yön değiştirerek artma veya azalma gösterebilir. Malzemenin kristal kafesi bu gerilmeleri elastik olarak karşılayabildiği sürece tehlikeli değildir. Kalıcı şekil değiştirme sırasında, kafesin bazı bölümlerinin değişken yükler altında yeni bir denge sağlarken ötelenmesi söz konusu olabilir. Bu ötelenmeye kayma adı verilir ve kayma düzlemleri kristal kafes yapısıyla ilişkili olarak konumlanır.

Sonuç olarak, yorulma zorlanması sırasında tekrarlanan kalıcı şekil değiştirmelerin yeterli düzeyde birikmesi sonucu, malzemenin ayrılma dayanımının aşıldığı noktalarda mikroskobik düzeyde ya da daha küçük boyutlarda küçük çatlaklar oluşur. Uygulanan kuvvetin büyüklüğüne, yani dışarıdan uygulanan enerjinin büyüklüğüne bağlı olarak oluşan çatlaklar birleşir ve yorulma kırılmasına neden olur [19].

Yorulma hasarı oluşumuna birçok etken aynı anda etkir. Ancak literatüre göre yorulma kırılmalarının yaklaşık %85'i malzeme hatalarından dolayı değil, çentik etkisi yapmasından dolayı yüzey ve şekil etkileri, aşırı yüklenme, montaj yada proses hataları vb. nedenlerden oluşmaktadır.

Malzemeye ait yorulma deneylerde kullanılan parçalar sorunsuz olarak seçilir. Ancak pratikte parça ve parçaya gelen etmenler deney düzeneklerindeki kadar düzgün değildir. Bu nedenle deney düzeneklerinde kullanılan malzemenin yorulma gerilmesi S'_e , yüklemeye maruz kalan elemanın yorulma gerilmesi S_e ile ifade etmek istersek:

$$S_e = S'_e \times c_{\text{çentik}} \times c_{\text{boyut}} \times c_{\text{yüzey}} \dots \quad (3.5)$$

denklemini kullanılabilir. Burada; $c_{\text{çentik}}$ çentik etkisini, c_{boyut} boyut etkisini, $c_{\text{yüzey}}$ yüzey kalitesi etkisini ifade etmektedir ve bu etkenlerin hepsi yorulma dayanımı düzeltme faktörü (K_f) olarak kullanılmaktadır.

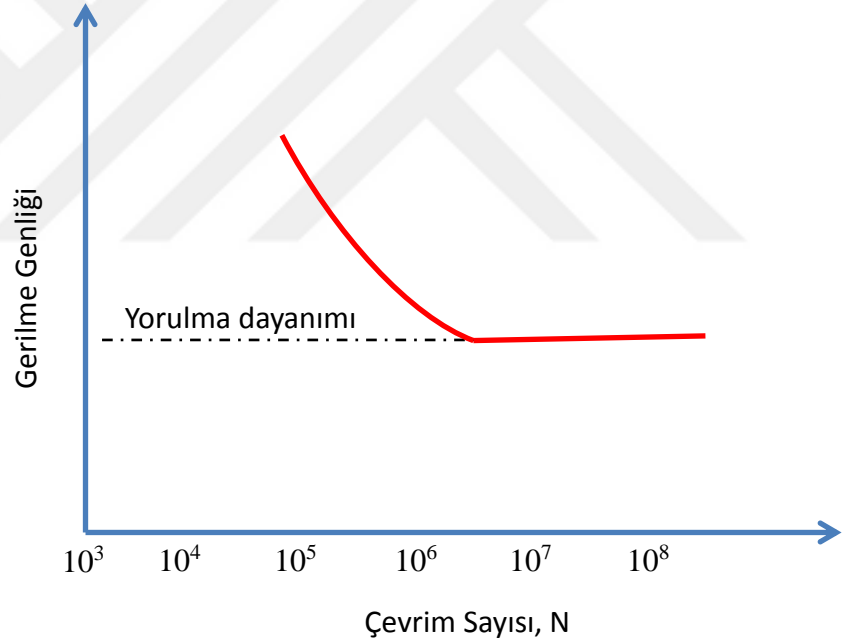
$$K_f = \frac{1}{S'_e \times c_{\text{çentik}} \times c_{\text{boyut}} \times c_{\text{yüzey}} \dots} \quad (3.6)$$

3.5. Yorulma Dayanımının Belirlenmesi

Yorulma dayanımı, belirli bir gerilme değerinde parçanın kırılmadan sonsuz sayıda çevrimle kaldırabileceği yük miktarı olarak tanımlanmaktadır. Eğer bir eleman, tekrarlı yükü sonsuz sayıda kırılmadan taşıyabiliyorsa bu eleman yorulmaya karşı dayanıklıdır diyebiliriz.

3.5.1. Gerilme – Ömür (S-N) Yöntemi

Yorulma dayanımı Wöhler yöntemiyle tespit edilir. Bu yöntemde malzeme, biçim ve yüzey kalitesi bakımından aynı olan deney numuneleri kullanılır. Bu numunelere aralıksız bir şekilde ve farklı seviyelerde zorlanarak kırılmanın olduğu çevrim tespit edilir. Deney serisinde genelde 6-10 adet parça kullanılır.



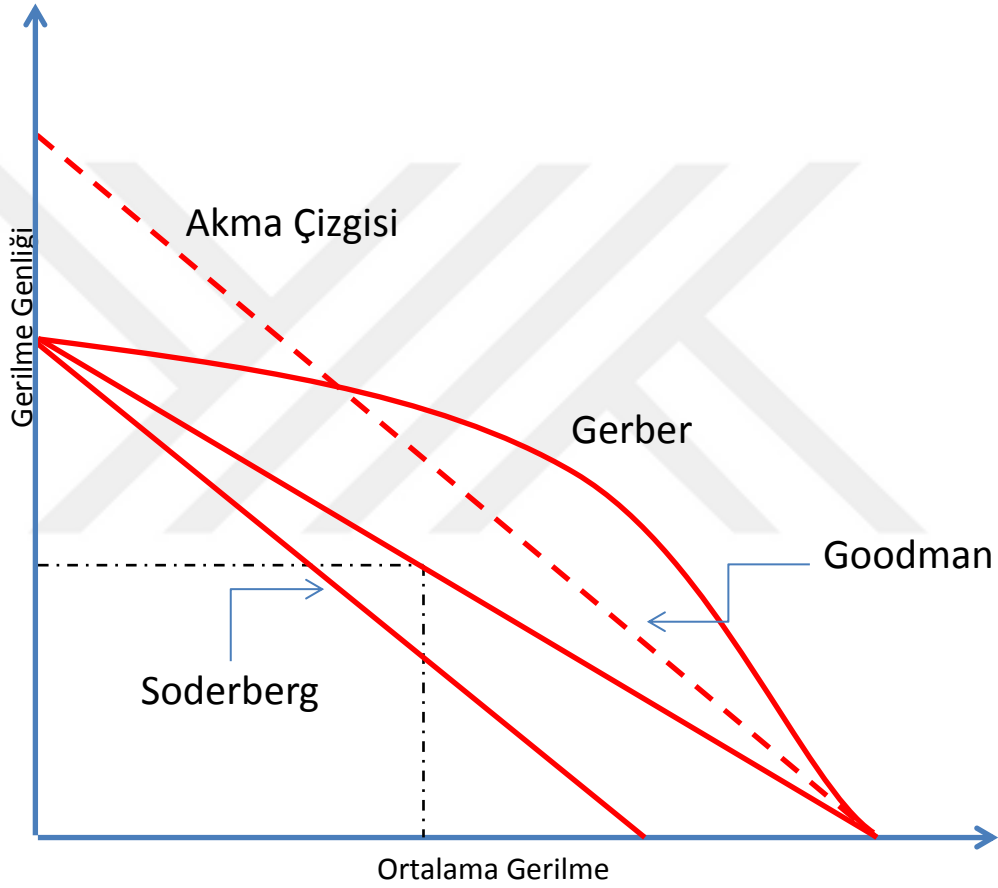
Şekil 3.4 S-N (Wöhler) eğrisi [20]

Wöhler yönteminde genellikle ortalama gerilme veya alt gerilme değeri sabit tutulur ve deney numuneleri için gerilme genliği tespit edilir. İlk numunelere akma noktasına yakın olacak şekilde yüksek gerilme değeri uygulanır. Diğer numunelere daha düşük gerilme değerleri uygulanır ve daha çok çevrim sayısına ulaşması sağlanır. Uygulanan gerilme genlikleri ve kırılmanın görüldüğü çevrimlerin deneysel sonuçları ile bir eğri çizilir. Bu eğri “Wöhler ya da S-N Eğrisi” (Şekil 3.4) olarak adlandırılır.

İstenen ortalama gerilme değerinde tanımlı malzemenin dinamik mukavemet değerlerini belirlemek için farklı ortalama gerilmeler altında yorulma deneyleri tekrarlanır. Bu nedenle pratikte malzemelerin dinamik mukavemet değerlerinin tespiti için:

- Soderberg, Godman, Gerber yaklaşımları
- Smith diyagramları

kullanılmaktadır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Soderberg, Goodman, Gerber eğrileri [21]

Yukarıda bahsedilen yaklaşımlarda, yatay ekseninde malzeme akma dayanımları, çekme dayanımları ve ortalama gerilme değerleri belirlenir. Düşey ekseninde ise malzemenin mukavemet sınır değeri ve akma noktası işaretlenir. Bu noktalar yardımı ile Soderberg, Goodman ve Gerber eğrileri çizilebilir ve ortalama gerilme eğrileri ile yorulma mukavemet değerleri tespit edilir.

Tecrübeye dayalı sonuçların çoğunluğu Gerber ve Goodman teorileri ile örtüşmektedir. Gerber yaklaşımı sünek malzemelerde iyi sonuçlar verirken, yüksek

dayanımlı düşük süneklikteki malzemeler Goodman yaklaşımına daha uygun sonuçlar vermektedir [22].

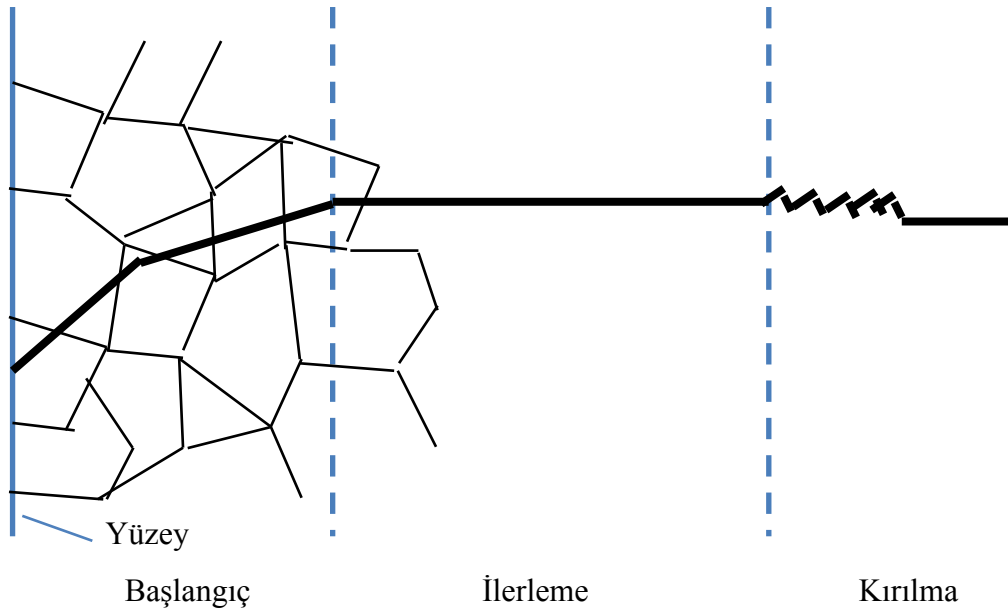
3.5.2. Gerilme – Ömür (ϵ -N) Yöntemi

Tekrarlı yük uygulamaları sonucu çentik gibi kritik bölgelerde görülen kalıcı deformasyona bağlı olarak malzemenin gösterdiği değişimleri göz önüne alan yöntem “Gerilme-Ömür” yöntemidir.

Gerilme ve gerinmenin lineer olarak ilişkili kaldığı bölge yükleme büyüklüğünün küçük olduğu bölgedir. Fakat büyük yüklemelerde malzeme davranışı ve tekrarlı S- ϵ değişimi en iyi olarak gerinim kontrolü ile modellenmektedir. Gerilme-ömür yöntemi malzemedeki plastik değişimleri göz önüne almayan bir yöntemdir.

Gerilme yığılmaları genelde çentik etrafında oluşmaya başlar ve bu yığılma zamanla kalıcı deformasyona neden olur. Gerilme-Ömür yöntemi literatürde çatlak oluşturma ve yayma olarak da geçmektedir. Bu yöntemdeki aşamalar (Şekil 3.6):

- Gerilme yığılmalarının olduğu bölgelerde çatlak başlatılır.
- Çatlak yayılması artar
- Çatlak hızla yayılır ve kritik boyuta ulaşır [23].



Şekil 3.6 Yorulma kırılmasının üç aşaması [24]

4. BİYEL İNCELEMESİ

4.1. Biyel Tanımı

Biyel (Şekil 4.1), motorlarda piston ile krank mili arasında bağlayıcı bir role sahiptir. Maruz kaldığı kuvvetlerin değişkenliği ve biyelin şekli nedeniyle kesin olarak bir mukavemet hesabı yapmak çok zordur. Bu nedenle biyel hesapları yaklaşık ve belirli kabullerle yapılır. Bu hesapların yaklaşık olması sebebiyle yeni bir biyel konstrüksiyonu yapılırken öncelikle benzer motorlar için daha önceden yapılmış biyeler incelenir ve yeni tasarım ile karşılaştırılır.



Şekil 4.1 Örnek biyel

Biyel tasarımında dikkat edilecek hususlar:

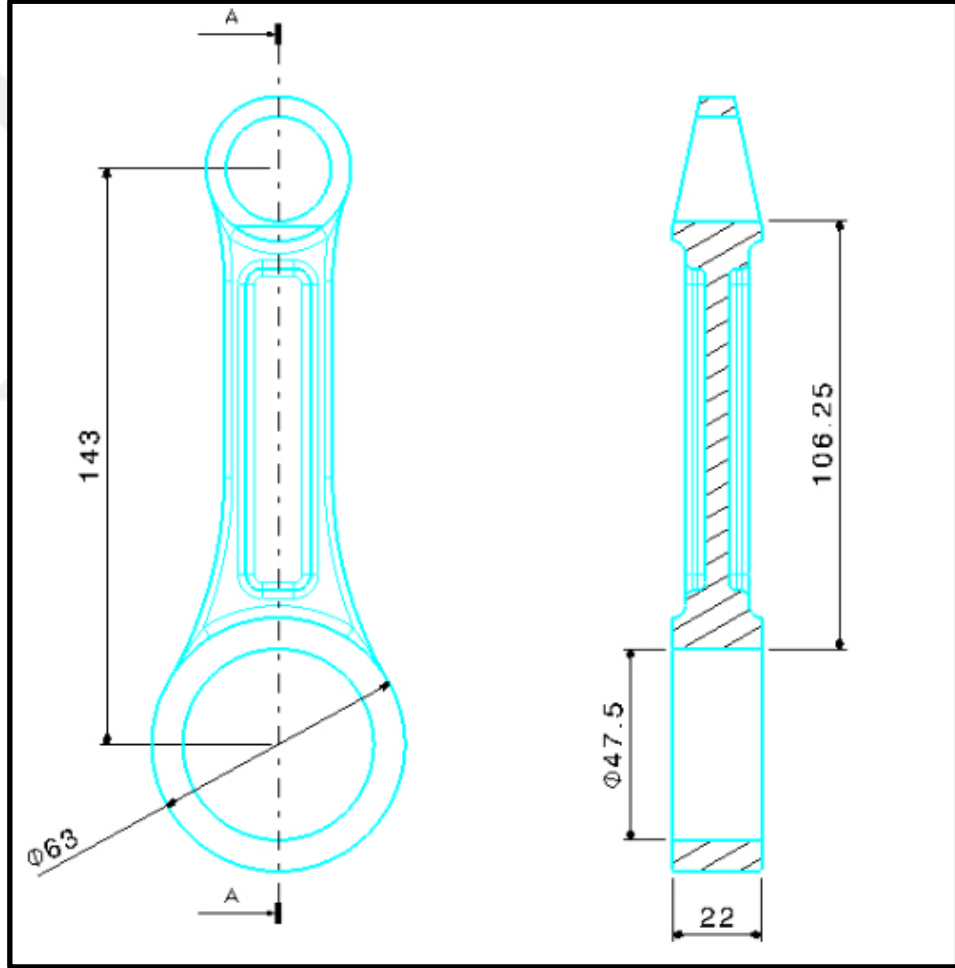
- Olabildiğince hafif olmalıdır.
- Kuvvet çizgileri mümkün olduğunca sürekli olmalıdır.
- Mukavimlik açısından en uygun malzeme seçilip gerilmelere en iyi şekilde dayanacak biçimde prosese sokulmalıdır.
- Üretim teknikleri ve kolaylığı göz ardı edilmemelidir.

4.2. Biyel Geometrisi

Biyel üzerine gelen kuvvetleri ve sınır koşullarını belirlemeden önce biyele ait bazı önemli ölçüler (Şekil 4.2) ve 3D datası oluşturulmalıdır. Buradan yola çıkarak, biyelin uzunluğu, biyelin iki başının arasındaki mesafedir. Bu mesafeye “l” dersek ve “r” ise krank milinin yarıçapı kabul edersek

$$\lambda = \frac{l}{r} \quad (4.1)$$

değeri alınır ve krank mili yarıçapı belirli bir λ büyüklüğüne göre l tespit edilir. Otomobillerde genelde $\lambda=3,6 \sim 4,2$ olarak kabul edilir [25].



Şekil 4.2 Analizlerde kullanılan referans modele ait karakteristik ölçüler

Biyel çalışma esnasında çekmeye ve basmaya zorlanır. Gaz kuvvetleri atalet kuvvetlerine göre daha büyük olduğundan basma kuvveti çekme kuvvetine göre daha etkin bir rol oynar. Biyele etki eden kuvvetler;

Maksimum gaz kuvveti F_G : Biyeli basmaya zorlar

Dış atalet kuvveti $F_{\Delta 1}$: Üst ölü noktada biyeli çekmeye zorlar

Dış atalet kuvveti $F_{\Delta 2}$: Alt ölü noktada biyeli basmaya zorlar

Bu kuvvetleri değerlendirirken:

$$F_G = P_{\max} \cdot S \quad (4.2)$$

$$F_{\Delta 1} = M \cdot r \cdot \omega^2 (1 + \lambda) \quad (4.3)$$

$$F_{\Delta 2} = M \cdot r \cdot \omega^2 (1 - \lambda) \quad (4.4)$$

Burada:

S: Piston yüzey alanı

P_{\max} : Maksimum yanma oda basıncı

M: Piston kütlesi + segman kütleleri + piston pini emniyeti kütleleri + yarı biyel başı kütlesi

r: Krank yarıçapı

λ : Biyel oranı

ω : Açısal hızdır.

Üst ölü noktada ve ekzost periyodu sonunda biyel yukarıda belirtilen kütlelerin atalet kuvvetleri etkisi ile çekmeye zorlanır. Üst ölü noktada biyel küçükbaşındaki ivme $r \cdot \omega^2 (1 + \lambda)$ değerindedir.

Biyel aynı zamanda eksene dik yönde bir hareket yapmakta olduğundan bu yöndeki atalet kuvvetleri altında eğilmeye zorlanır. Şekil 4.3'te B noktasındaki ivme $r \cdot \omega^2$ olarak gösterilmiştir. A noktasından x uzaklıkta bulunan bir elemanın ivmesi,

$$B_x = r \cdot \omega^2 \frac{x}{r} \quad (4.5)$$

olarak bulunur.

Bu elemanın uzunluğu birim uzunluk olarak alınır ve kesitine F_x denilirse, buradaki atalet kuvveti:

$$q_x = r.\omega^2 \cdot \frac{x}{l} \cdot F_x \frac{\gamma}{g} \quad (4.6)$$

olarak bulunur. (γ : malzeme özgül ağırlığı)

F_x kesitinin bütün kesit için aynı kaldığını kabul edersek biyel boyunca toplam kuvvet,

$$q = \int_0^l q_x dx = r.\omega^2 \cdot \frac{F.\gamma}{g.l} \int_0^l x dx \quad (4.7)$$

elde edilir. Buradan da,

$$q = r.\omega^2 \cdot \frac{F.x}{g} \cdot \frac{1}{2} \quad (4.8)$$

bulunur. Bu bileşke kuvvetinden yatak kuvvetleri,

$$F_A = -\frac{q}{3} \quad (4.9)$$

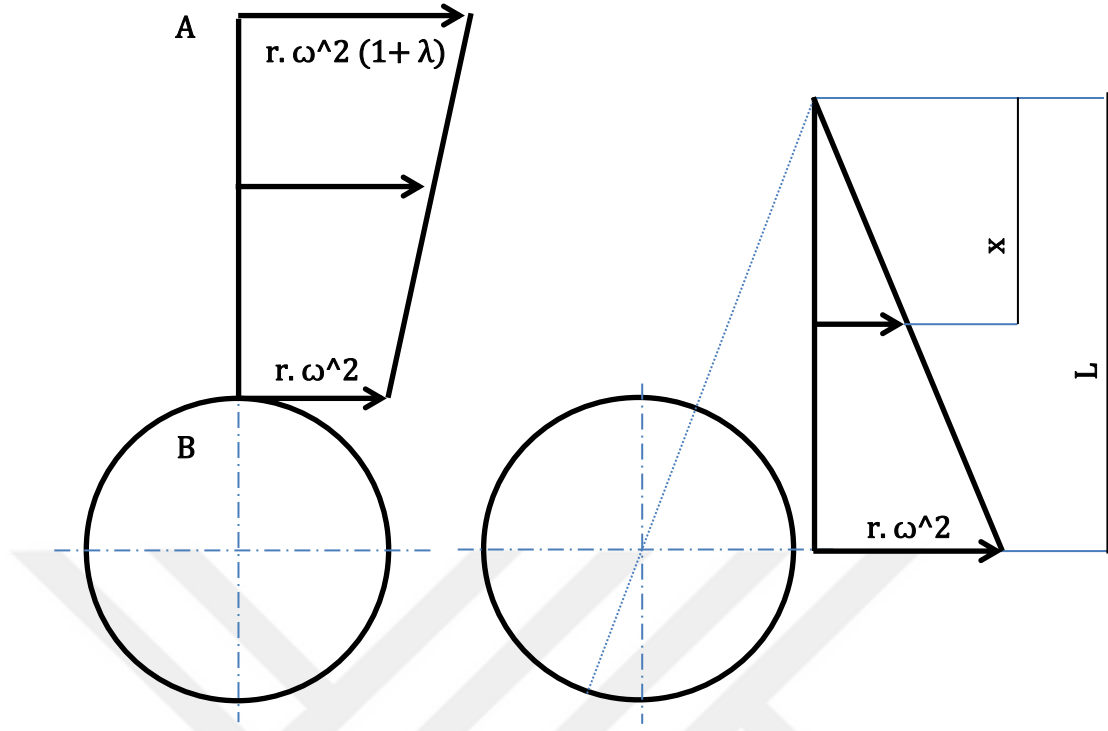
$$F_B = \frac{2q}{3} \quad (4.10)$$

olarak hesaplanırlar.

Yatak kuvvetleri bulunduktan sonra bir x mesafesi için eğilme momenti (Şekil 4.3),

$$M_E = A.x - \frac{q.x}{3} \quad (4.11)$$

olarak elde edilir. Burada $q = \int_0^x q_x dx$ dir.



Şekil 4.3 Bir x mesafesi için eğilme momenti.

En kritik kesit $x = \frac{1}{\sqrt{3}}$ deki kesittir, bu kesitte M_E momenti maksimum değerdedir.

Hesaplarda rölanti halindeki en büyük açısal hız alınır. Daha detaylı hesaplarda biyel kesiti değişken olarak alınır, bu durumda her q_x 'i ait olduğu kesit üzerine bütün biyel boyunca taşınmalıdır. Böylece yük alanı elde edilir. Yük alanından da eğilme momentleri M_E grafik olarak elde edilir [26].

Günümüz otomobil motorlarında elastik eğri çizilerek buradan frekans ve kritik dönme sayısı üzerine biyel kontrol edilir.

5. MALZEME İNCELEMESİ

Biyel kolları genellikle dövme çelikten imal edilir. Bazı durumlarda dökme çelik yönteminin de kullanıldığı bilinmektedir. Dökümde gözenekleşme olabileceği için bu durum dayanıklılık ve yorulma değerlerine etki edeceğinden döküm yöntemi pek tercih edilmemektedir.

Biyel, aşırı zorlanmalar altında çalışan bir eleman olduğu için kaba şekline ancak dövme yöntemi ile getirilebilir. Bu nedenle biyel malzemesi olarak dövme elverişli ve mukavemeti yeterli çelikler kullanılmalıdır. Kullanıldığı yere bağlı olmak üzere biyelerde genellikle karbonlu ya da alaşımlı çelikler kullanılır.

Malzemelerin yorulması çok karmaşık bir olay olup, pek çok faktörden etkilenmektedir. Bir biyelin yorulma ömrüne etki eden faktörleri gözenek yapısı, mikroyapı, yüzey kalitesi, kalıcı gerilmeler ve dış çentikler olarak sıralayabiliriz. Gözenekler gerilme biriktirici olarak hareket edebilirler, ancak gözeneklerin şekil ve büyüklükleri değiştirilerek yorulma mukavemeti geliştirilebilir. Mikroyapının homojen veya heterojen olması yorulma performansına etki eder. Kimyasal bileşim, yüzey kalitesi, kalıcı gerilmeler ve dış çentikler yorulma mukavemetine etki eden diğer faktörlerdir [26].

Biyel, yüksek yorulma mukavemeti performansı isteyen toz metal makina parçaları için iyi bir örnektir. 1970’li ve 1980’li yıllarda toz dövme konusunda yürütülen araştırmalar bu yöntemin endüstriyel olarak uygulanabilir hale getirilmesine yol açmıştır. Çizelge 5.1’de çeşitli biyel malzemelerinin mekanik özellikleri gösterilmiştir [27].

Çizelge 5.1 Çeşitli biyel malzemelerinin mekanik özellikleri

			Çekme Dayanımı (Mpa)	Akma Dayanımı (Mpa)	Uzama (%)	Yoğunluk (g/cm ³)
Sıcak Dövme Biyel	Karbon Çeliği (S48CM)	Spek	608 min.	490	17 min.	-
		Ölçülen	745	481	23	-
	Mikro Alaşımli (S45CVMn)	Spek	834 min.	539 min.	12 min.	-
		Ölçülen	941	569	19	-
Toz Metal Dövme Biyel	Toz Metal (C-70)	Spek	696 min.	441 min.	10 min.	7.65 min.
		Ölçülen	794	462	14	7.71

Toz dövmede, pişirilmiş toz metal çelikler sıcak dövme ile tam yoğun (> %99.9) hale getirilerek kalıcı gözeneklerin kötü etkileri engellenmiş olur. Ancak toz dövme pahalı bir yöntemdir ve sadece pişirme ile biyel imal edilmesi oldukça ilgi çekmektedir. Biyeler genellikle %85 molibdenli önceden alaşımli çelik tozundan 1000 MPa basınçta ılık presleme ve 1130 °C pişirme ile imal edilirler. 7.4 g/cm³ nominal yoğunluktaki biyel kolları aksenal yükleme şartlarında 320 Mpa yorulma mukavemeti sağlamaktadır [28].

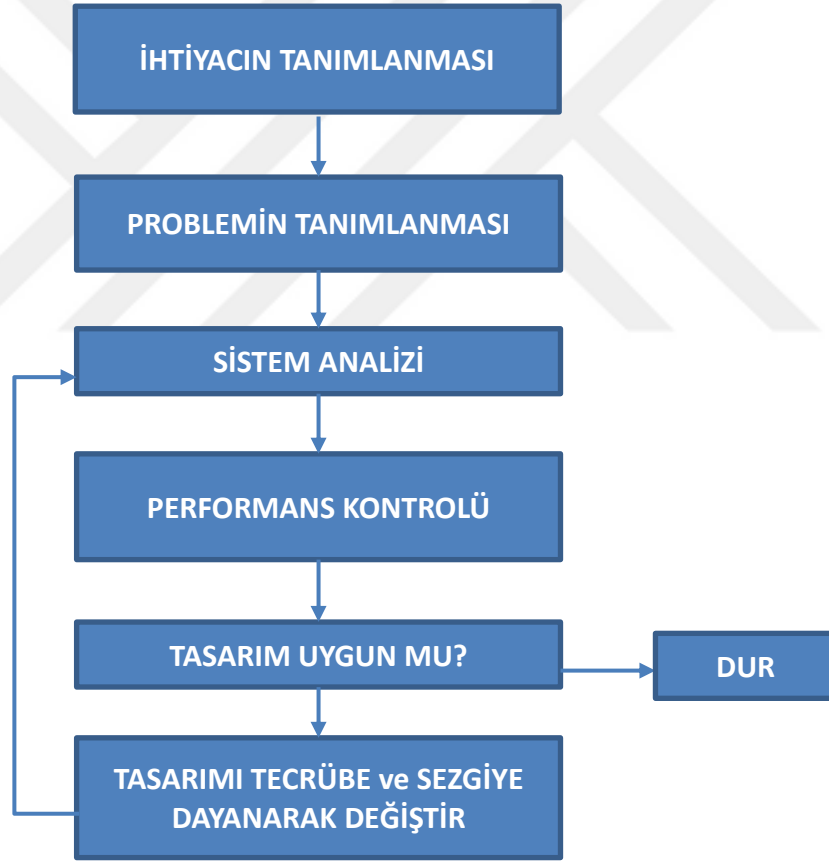
6. OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ

Optimizasyon yöntemleri; rekabet etmede kolaylık sağlamak amacıyla; daha az maliyetle, yüksek kaliteli ve güvenilir ürünleri kısa sürede üretmeye yardımcı olabilmek için geliştirilmiştir. Optimizasyon, olası bir problemin tüm çözümlerinden en uygununu (amaca göre maksimum ya da minimumu olabilir) ya da olası tasarımlar arasındaki amaca en uygun tasarımı bulma işlemidir. Bir tasarımın en iyi ya da en uygun denilebilmesi için öncelikle amaç fonksiyonuna en yakın değerler alınmalıdır. Tasarımda amaç, maliyet, malzeme, ağırlık, dayanım ve ömür gibi etkenler olabilir. Bu bilgilerden yola çıkarak optimizasyon, belirlenen amacı veya amaçları maksimum veya minimum yapacak değişkenleri bulma işlemidir. Araştırmacılar optimum noktaya ulaşabilmek için doğayı kendilerine örnek almışlardır. 1980'li yıllardan itibaren canlı yaşamı, üreme ve beslenme felsefelerinden yararlanmaya çalışılmıştır. Makine yada ürün alt parçalarının tasarımında kullanılabilecek birçok optimizasyon yöntemi bulunmaktadır [29].

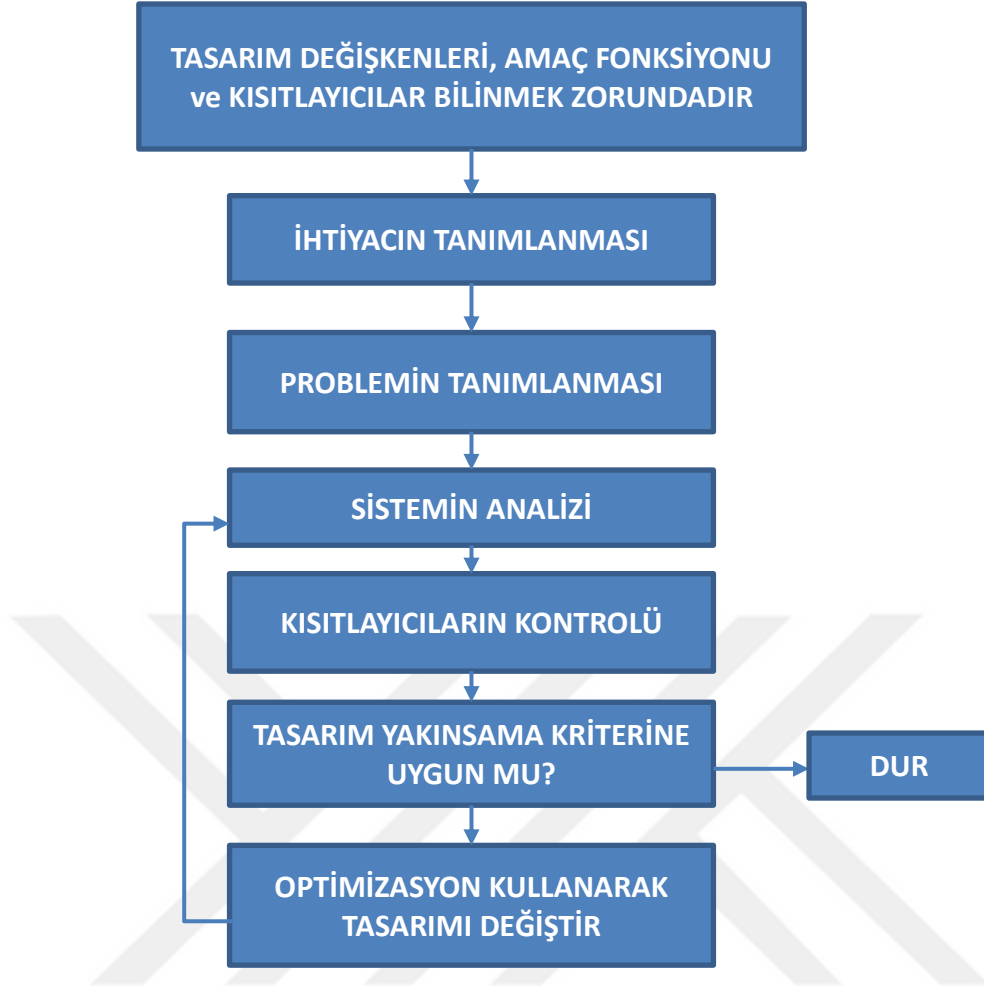
Kalite, günümüz küresel ekonomisinde rekabetin en önemli etken maddelerinde biri olarak ön plana çıkmıştır. Kaliteyi yakalamada geleneksel yöntem olan ürettikten sonra ayıklama metodunda maliyetler artmaktadır. Kalite kavramının yeni bir boyut kazanması ise, Genichi Taguchi'nin önerdiği şekilde biten ürünlerin kontrolü ile değil üretim öncesi tasarım aşamasında sağlanması gerektiği yönündeki yaklaşımı olmuştur. Bu sayede nihai ürünü etkileyen ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı tepki veremeyen tasarımlar ve prosesler geliştirilmesi ana hedef olarak alınmıştır [30]. Bu çalışmanın temelinde kaliteyi yakalamanın üretim sonrası muayene ile sağlamanın pahalı olduğu yatmaktadır. Ürün tasarımı gerçekleştirilirken kaliteyi hedeflemek, nihai ürünü iyi/kötü diye ayıklamak ve kötü diye adlandırılan parçaların tekrar işlenerek iyi olmasını sağlamaktan çok daha ekonomiktir. Bu nedenle teknoloji ve istatistik bilimi, düşük maliyetli ve yüksek kaliteli ürünleri elde edebilmek için etkin bir şekilde kullanılmalıdır ve bu işlem daha ürün ortaya çıkmadan tasarım kısmında gerçekleşmelidir.

Özetleyecek olursak optimizasyon; tanımlanan kısıtları sağlayacak şekilde amaç fonksiyonunu min/maks değerlerini veren tasarım değişkenlerinin en uygun değerlerinin bulunmasıdır [31]. Geleneksel tasarım sürecinde işleyiş tasarımı gerçekleştiren kişinin becerisi, deneyim ve sezgilerine bağlıdır ancak tasarım

karmaşıklıktıkça optimum tasarım süreci kullanılması zorunlu hale gelmektedir. Yükleme değişkenlikleri, titreşim frekanslarında olabilen sınırlamalar gibi durumlar geleneksel tasarım süreçlerinde her zaman öngörülememektedir. Bu gibi farklı çalışma koşulları altında malzeme cinsi, yapısal büyüklükler gibi konulara karar verirken uzun uğraşlar ve vakit gerektirmektedir. Vakit ve çabadan tasarruf elde edebilmek için tasarımcı, optimum tasarım sürecinde sistemin kısıtlayıcı fonksiyonlarını minimize edecek maliyet/ağırlık gibi fonksiyonları ve değişkenleri daha iyi tanımlar ve problemin kök nedeninin anlaşılmasında tasarımcıya yardımcı olur. Şekil 6.1’de geleneksel tasarım süreci ve Şekil 6.2’de optimum tasarım sürecine ait akış şemaları yer almaktadır.



Şekil 6.1 Geleneksel tasarım süreci.



Şekil 6.2 Optimum tasarım süreci

Tasarım çalışmalarında temelde yapısal ve şekil optimizasyonu kullanılır. İdeal tasarıma ulaşabilme çalışmaları yapısal optimizasyon yöntemlerini ortaya çıkarmıştır. Yapısal optimizasyonun temelde şekil optimizasyonundan farkı, optimum yapı tasarımında tasarımcıya başlangıç aşamasında destek vermektir. Böylece tasarımcı en uygun yapıyı tasarımın ilk aşamalarında belirleyip yapıyı ona göre kurar. Tam tersi durum düşünüldüğünde ise, optimum olmayan bir yapının şekil optimizasyonu yapılmak zorundadır. Günümüzde karşımıza çıkan optimizasyon çalışmalarının çoğu, optimum olmayan yapılan şekil optimizasyonu şeklindedir. Bu nedenle optimizasyon tam olarak hedefine ulaşamamaktadır [32].

Tasarım değişkeni, sistemin tasarımını tanımlamada seçilen parametrelerdir. Her problemin kendine uygun formülasyonundaki en önemli adımı sistem için tasarım değişkenlerini doğru bir şekilde belirlemektir. Değişkenler belirlenirken yanlış ya da uygun olmayan değişkenler belirlenirse tasarım gerçekleştirilemez.

Tasarım değişkenlerini belirlerken dikkat edilmesi gereken noktalar:

1. Tüm tasarım değişkenleri diğerlerinden bağımsız olmalıdır.
2. Tasarım problemini formüleştirmede gerekli minimum tasarım değişkeni sayısı vardır.
3. Tasarım değişkenleri belirli bir aralıkta değişmelidir.

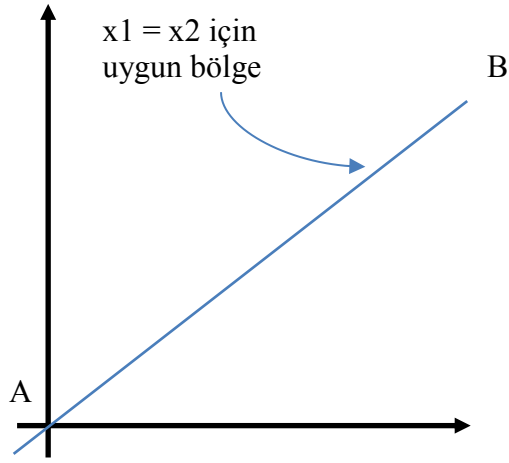
Bir sistemi tasarlarırken birden ok uygun tasarım oluşabilir. Hedeflenen amaca ulaşabilmek için, oluşan bu uygun tasarımları kıyaslamak gerekmektedir. Kıyas için gereken kriter ise sayısal değeri olan bir fonksiyon olmalıdır. Ayrıca bu fonksiyon tasarım değişkenlerini de içermelidir. Bu şekilde tanımlanan bir kriter ise optimum tasarım için amaç fonksiyonu olarak adlandırılır.

Tasarım sürecinde en önemli kararlardan biri ise uygun amaç fonksiyonunu belirlemektir. Maliyet düşürme, kar maksimizasyonu, ağırlık azaltma gibi değişik amaç fonksiyonlarının kullanıldığı literatürde görülmüştür. Birçok tasarım durumunda bir fonksiyonun amaç olarak belirlendiği gözlemlenmiştir ve genellikle üretim maliyetlerinin minimum olması istenir. Ancak birden fazla amaç fonksiyonu olduğu durumlarda söz konusu olmaktadır. Örneğin bir yapının hem ağırlığın minimize edilmesi hem de eğilmenin ya da belli bir noktadaki gerilmenin de minimize edilmesi istenilebilir. Bu durum ise çok amaçlı (multiobjective) tasarım optimizasyon problemi olarak adlandırılır.

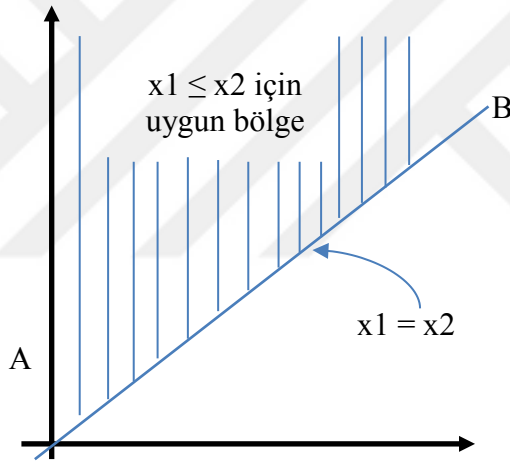
Kısıtlayıcılar bir tasarımda bulunan tüm sınırlamalara denmektedir [31]. Kısıtlayıcının anlamlı ve optimum tasarım üzerinde etkili olduğunu görebilmemiz için, bir ya da birden fazla tasarım değişkeni tarafından etkilenmelidir. Bazı kısıtlayıcılar oldukça basittir (tasarım değişkenlerinin minimum ve maksimum değerleri gibi). Örneğin büyük bir yapıda, bir noktadaki eğilme yapının tasarımına bağlıdır. Bununla birlikte çok basit yapılar için farklı tasarım değişkenlerinin belirli bir fonksiyonu olarak eğilmeyi açıklamak olanaksızdır. Bu durum kapalı kısıtlayıcılar (implicit constraints) olarak adlandırılır.

Tasarım problemleri eşitlik veya eşitsizlik kısıtlayıcılarına sahip olabilir. Tasarımın uygun olması ise, tüm kısıtlayıcıları tam olarak sağlamasıyla mümkün olmaktadır. Günümüzde çoğu tasarım problemi eşitsizlik kısıtlayıcılarını da içermektedir. Örneğin

hesaplanan gerilmeler malzemenin izin verilebilir (emniyetli) gerilmesini aşmamalıdır.



Şekil 6.3 $x_1=x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi



Şekil 6.4 $x_1 \leq x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi ve üstü

Şekil 6.3'te görüldüğü gibi eşitlik kısıtlayıcı ile uyumlu uygun bir tasarım, eşitlik kısıtlayıcısının üzerinde olmak zorundadır. Şekil 6.4'de görüldüğü gibi eşitsizlik kısıtlayıcısı için uygun olan bölge, eşitlik kısıtlayıcısı için uygun olan bölgeden daha fazladır. Bu sadece eşitsizlik kısıtlayıcılarına sahip bir sistem için uygun tasarımları bulmanın daha kolay olduğunu gösterir.

Bir optimizasyon problemi için standart matematiksel tasarım optimizasyon modeli aşağıdaki gibi yazılabilir.

Amaç fonksiyonu:

$$f(x) = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (6.1)$$

Kısıtlayıcı fonksiyonlar:

Eşitlik kısıtlayıcıları;

$$h_j(x) \equiv h_j(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = 0 \quad j = 1..p \quad (6.2)$$

Eşitsizlik kısıtlayıcıları;

$$g_i(x) \equiv g_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \leq 0 \quad i = 1..m \quad (6.3)$$

p eşitlik kısıtlayıcılarının toplam sayısını, m eşitsizlik kısıtlayıcılarının toplam sayısını, $x = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ tasarım değişkenlerini ifade eder.

Standart tasarım optimizasyon modelinde dikkat edilmesi gereken noktalar:

1. Bağımsız eşitlik kısıtlarının sayısı tasarım değişkenlerinin sayısından daha az olmalıdır veya eşit olmalıdır ($p \leq n$). Eğer $p > n$ olursa gerektiğinden fazla denklem sistemine sahip olunur. Bu durumda ya gereksiz eşitlik kısıtlayıcıları vardır ya da formülasyon çelişkilidir. Gereksiz kısıtlayıcılar silinir ve $p < n$ olursa problem için optimum çözüm olanaklı hale gelir. $p = n$ olması durumunda sistemin optimizasyonu gereksizdir çünkü eşitlik kısıtlayıcılarının çözümü sadece optimum çözüme uygundur. Bu çözümler uygun bir eşitlik çözüm methodu kullanılarak elde edilir.
2. Bağımsız eşitlik kısıtları sayısında sınırlama olmasına karşın eşitsizlik kısıtları sayısında sınırlama yoktur.
3. Bazı optimizasyon problemleri herhangi bir kısıtlamaya sahip değildir. Bunlar kısıtlayıcı içermeyen optimizasyon problemi olarak adlandırılır diğerleri ise kısıtlayıcı içeren optimizasyon problemi olarak adlandırılır.
4. Eğer tüm fonksiyonlar; $f(x)$, $h_j(x)$ ve $g_i(x)$, x tasarım değişkeninde lineer ise problem lineer programlama problemi olarak adlandırılır, lineer değilse lineer olmayan programlama problemi olarak adlandırılır [32].

Tüm bu bilgilerden yola çıkarsak optimizasyon problemleri de kendi içinde çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir. Problemin sahip olduğu karakteristik özelliklere göre:

1. Karar değişkeni sayısına göre
2. Karar değişkeni çeşidine göre
3. Amaç fonksiyonu çeşidine göre
4. Problem yapısına göre

olmak üzere 4 farklı şekilde sınıflandırılabilir.

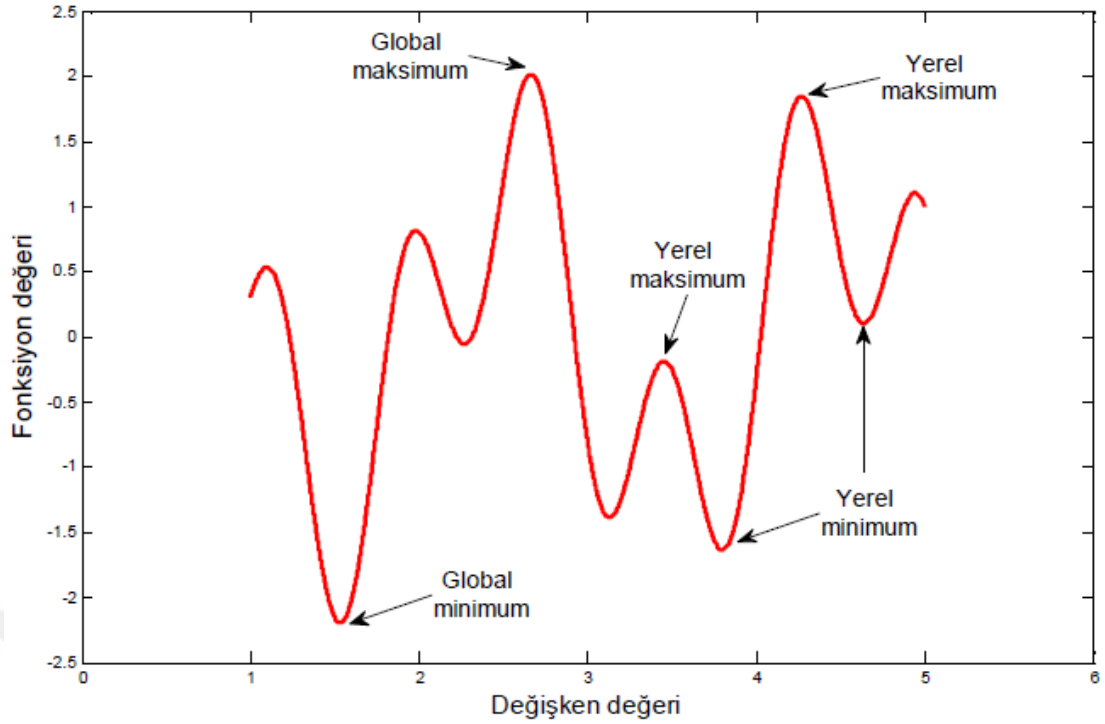
Değişken sayısına göre sınıflandırmada tek ya da çok değişkenli olması önem kazanırken, karar değişkeni çeşidine göre sınıflandırırken; parametrelerin sürekliliğine, birbirinden ayrık nesnelere düzenlemesine ve sonlu şekilde büyük olan değerlerin permütasyonlarına bakılabilir.

Amaç fonksiyonuna göre sınıflandırırken; amaç ve kısıt fonksiyonlarının lineerliği, denklem fonksiyonunun derecesi ve kısıtların non-lineer olup olmaması önem kazanmaktadır.

Optimizasyon yöntemleri son olarak problem yapısında kısıt içeren yada içermeyen optimizasyon problemleri olarak da sınıflandırılabilir [37].

Problemlerin sınıflandırıldığı gibi bunların çözümü de sınıflandırılmalıdır ki çözümü en doğru ve en kısa yoldan bulabilmek mümkün olsun. Çözüm metodlarını detaylıca anlayabilmek için öncelikle global ve yerel maksimum, minimum noktalar hakkında bilgi sahibi olmak gerekmektedir.

Bir fonksiyonda tanım kümesi içindeki en yüksek değer global maksimum, en düşük değer ise global minimum olarak tanımlanmaktadır (Şekil 6.5). Ancak fonksiyonda tanım kümesi için belirli bir alan işaret edilip ve bu işaret edilen alandaki en yüksek değeri seçiyorsak bu yerel maksimum, yine bu alanda en düşük değeri işaret ediyorsak bu ise yerel minimum olarak tanımlanmaktadır (Şekil 6.5). Optimizasyon problemlerinde istenen genellikle global maksimum ya da global minimumu tespit edebilmektir.



Şekil 6.5 Bir fonksiyonun minimum ve maksimum noktaları [38]

Çözüm yöntemleri temelde tek amaçlı ve çok amaçlı optimizasyon problemi çözüm yöntemleri olmak üzere ikiye ayrılır.

Tek amaçlı optimizasyon çözüm metotları ise kendi içinde; kesin metotlar, yaklaşık metotlar, doğrusal olmayan metotlar olmak üzere üçe ayrılır.

Kesin metotlar her zaman global optimum değerini arar. Bu nedenle çözüm yada parametre kümesinin çok büyük olduğu problem yapıları için uygun değildir.

Yaklaşık metotlar ise sezgisel ve metasezgisel olmak üzere 2 alt başlıkta toplanırlar:

- Sezgisel metotlar: Problem yapısına bağlı olarak değişmektedir. Her problemin kendi yapısına göre oluşturulduklarından, hangi problem için geliştirilmişse ancak o problem için çözüm bulabilirler.
- Metasezgisel metotlar: Genel bir düşünceyi temel alırlar. Doğal yaşamın bir benzetimi gibi hareket edebilecek bir genel düşünce her problem için adapte edilerek kullanılmaya çalışılır.

Tek amaçlı optimizasyon çözüm metotlarından doğrusal olmayan metotlar ise çözümü global ve yerel olmak üzere ikiye ayırmaktadır.

Global metot; problem için etki yapabilecek metasezgisel yapı ve konveks fonksiyon uygulandığında global optimumun bulunmasını sağlayan klasik metotlar olmak üzere iki farklı şekilde değerlendirilir.

Yerel metot ise amaç fonksiyonu türevli ve amaç fonksiyonu türevsiz olarak ikiye ayrılır.

- Amaç fonksiyonu türevli: Optimum bulunurken türevler kullanılır. Sürekli optimizasyon problemlerine uygulanmakla beraber problemde her zaman global optimumu sağlamayı başaramazlar ve yerel optimumu işaret ederler.
- Amaç fonksiyonu türevsiz: Yapıcı ve rassal proses temelli stokastik metotların bir araya gelmesiyle oluşturulurlar. Yapıcı metotlar, bir değişkene çözüm bulduktan sonra diğer değişkene çözüm bulmaya çalışır ve bu sırada tasarımcı değişkenleri değiştiremez [39].

Çok amaçlı optimizasyon probleminin çözümünde tasarımcının tercihine ve bu tercihi yapma zamanına göre toplamda dört ayrı gruba ayrılabilir.

- Tercih bilgisinin kullanılmadığı yöntemler: Tasarımcıdan bir tercih istenmese de, tasarımcı, optimizasyon problemi ve tasarım belirlerken açıkça belirtilmeyen bir tercihe mecbur bırakılmaktadır. Bu tip problemler genelde; ideal uzaklık minimizasyonu, minimum-maksimum formülasyonu ve maksimum etkinlik ilkesi olarak tanımlanabilir.
- Sonsal tercih bilgisini kullanan yöntemler: Bu metotta önce olası bütün çözümler üretilir. Tasarımcıya tüm çözümler sunulduktan sonra etkin çözümlerden birisinin seçilmesi istenir. Tüm çözümlerin bulunması için kaybedilen süre ve tasarımcının bir çok çözüm arasından en idealini bulmaya çalışması gibi büyük dezavantajları vardır.
- Önsel tercih bilgisini kullanan yöntemler: En yaygın olarak kullanılan metottur. Tasarımcı tercihini çözümden önce yapar ve böylece optimum çözüme daha kısa sürede ulaşılır. En büyük dezavantajı ise tasarımcının ortada hiçbir veri olmadan tercih yapması ve bu durumda yaşayabileceği kararsızlıklar olarak gösterilmektedir.
- Adımsal geliştirimli tercih bilgisini kullanan yöntemler: Bu metotta tasarımcı istediği herhangi bir adımda tercihini gerçekleştirebilir. Yani çözüm prosesi ile

tasarımcı her zaman iletişim halindedir. Çözüm sırasında bilgisayar bulduğu çözümü tasarımcıya sunar ve kabul edilene kadar yeni çözüm bulmaya uğraşır.

Takip eden bölümlerde biyel kolunun yapısal optimizasyonu çalışmasında kullanılan Kriging metamodelleme tekniği ve Interior Arama optimizasyon algoritmasının detayları verilmiştir.

6.1. Metamodelleme

6.1.1 Kriging Yöntemi

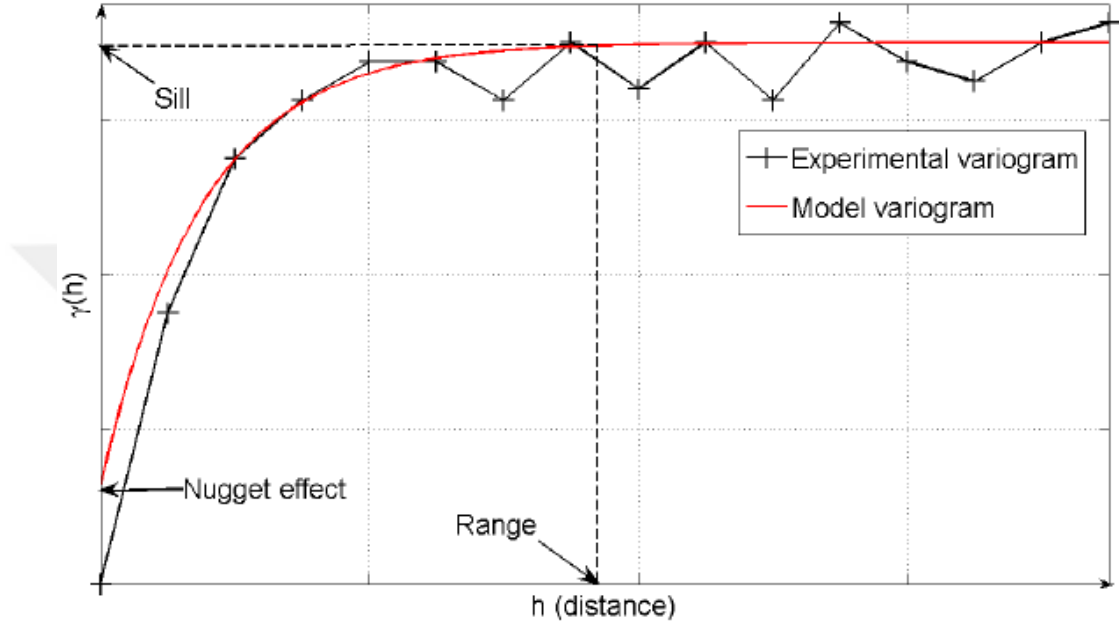
Kriging, ismini Güney Afrikalı maden mühendisi Prof. Daniel G. Krige'den almıştır ve mevcut nokta veya noktalardaki bilinen verilerin lineer kombinasyonu ile bilinmeyen noktalardaki değerleri tahmin etme yöntemidir. Bu yöntemde mevcut bilinen değerler kullanılarak oluşturulan bir variogram yardımcı ile bilinmeyen değerlerin en doğru bir şekilde tahmin edilir. Bir diğer deyişle optimal tahmin anlamını taşımaktadır. Yöntemin geliştiricisi olan Krige, maden kaynaklarının daha doğru şekilde tespiti için bu yöntemi kullanmıştır, son zamanlarda ise akışkanlar dinamiği ve mekanik parçaların geometrik optimizasyonu problemlerinde de kullanılmaktadır.

Bu yöntemde mevcut veri setinden oluşturulan variogram çok önemli bir rol oynamaktadır. Variogram, veri setinin konumsal sürekliliğinin veya değişiminin sayısal bir ölçüsünü ifade eder ve formülü aşağıdaki gibidir:

$$\gamma(h) = \frac{1}{2n} \sum_i^n (z_i - z_{i+h})^2 \quad (6.4)$$

Burada z_i değişkenin i konumundaki değeri, z_{i+h} değişkenin (i konumundan) h uzaklığındaki değeri, h aralıklı nokta çiftlerinin farklarının karelerinin ortalaması olup h mesafe farkı için bir varyans değeri denklemini elde edilir. Bu işlem h , $2h$, $3h$ gibi değişik uzaklıklar için devam eder. Sonuçta mevcut verilere uygun bir “deneysel variogram” elde edilir (Şekil 6.6). Elde edilen deneysel variogram noktalarına uygun bir eğri uydurulur ve “model variogram” (Şekil 6.6) oluşturulur. Bu eğri, problemin fiziksel anlamına ve deneysel variogramın karakteristiğine göre; lineer, çeşitli mertebeden polinomlar, üstel fonksiyon, Gauss fonksiyonu, kuvvet serileri vb. gibi çeşitli model fonksiyonlardan oluşabilir. Model variogram belirlendikten sonra, istenen yeni noktalar ile veri setinin noktaları arasında konumsal olarak birbirine bağlılık tespit edilebilir. Böylece istenilen her bir nokta üzerindeki bir mevcut

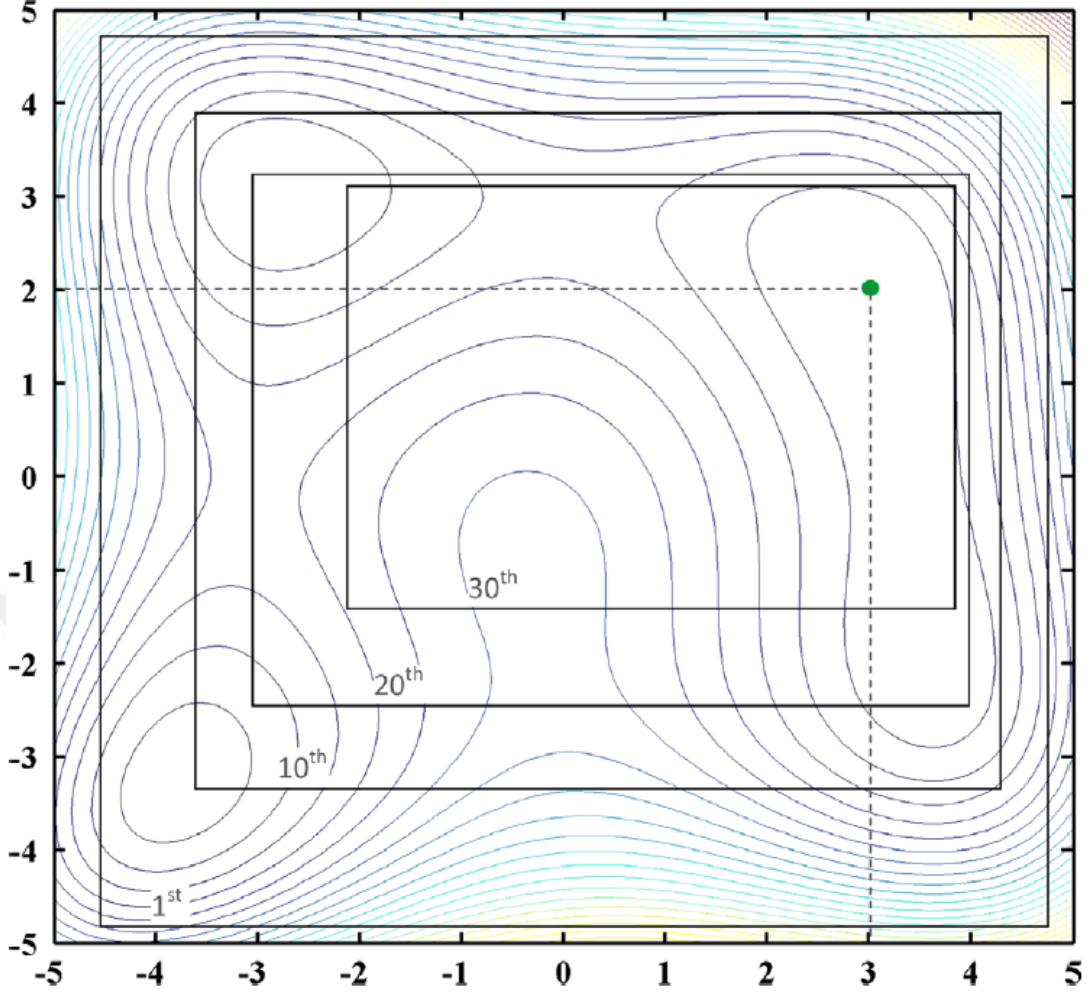
noktanın ağırlığı hesaplanabilir. Tahmin hatasına doğrudan etki edeceğinden, variogramın belirlenmesi Kriging interpolasyonunun en önemli aşamasıdır. Şekil 6.6’te tipik bir deneysel ve buna uydurulmuş model variogram gösterilmiştir. Noktalar arasında herhangi bir korelasyonun olmadığı mesafeyi belirten erim değeri (range), bu değere karşılık gelen varyans değeri (sill) ile gürültü içeren verileri düzgünleştirme amacıyla kullanılan “nugget etkisi” gösterilmiştir.



Şekil 6.6 Deneysel ve model variogram bileşenleri [33]

6.2. Interior Arama Algoritması

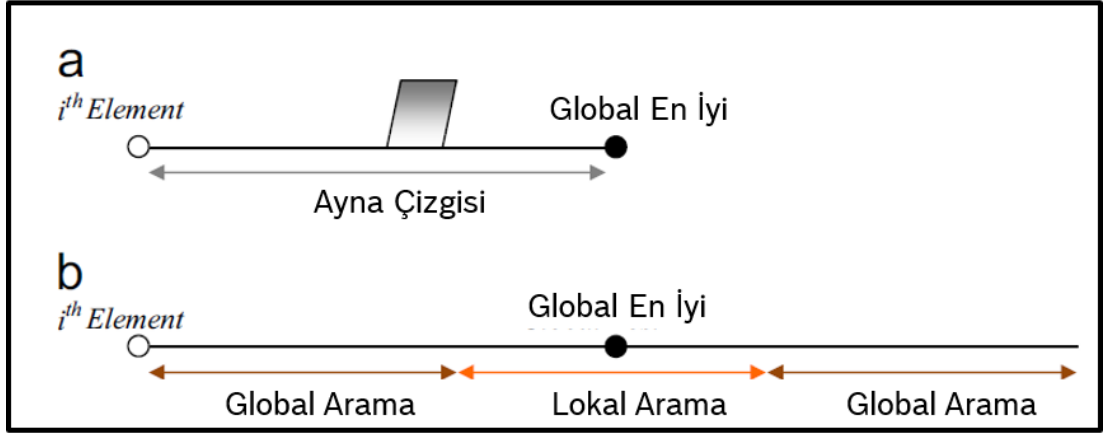
Interior tasarım prosedürü ise koordine ve sistematik bir metodolojidir. Interior çözüm metodunda sonuca gitmek için data oluşturmak yerine, data setinin istenen parametreler doğrultusunda işlenip hedefe yönlmesi temel alınır. Bu yöntemde genellikle data setinin uç sınırlarından başlanıp içe doğru gidilerek çözümün diğer parametreleri nasıl etkilediği gözlemlenir (Şekil 6.7). Bu sayede tasarımcı parametreleri değiştirirken oluşan eğrilerin birbirine yakınlığı yada kesişmesi durumlarında kısa sürede bilgi sahibi olabilir.



Şekil 6.7 Sınırdan içeri doğru yapılan örnek bir interior çözüm metodu (Himmelblau fonksiyonu 2 boyutlu çözümü)

Bu algoritmada tüm elemanlar bileşim elemanları ve ayna elemanları olmak üzere 2 gruba ayrılırlar ve algoritmanın çözümü 8 adımdan oluşur:

1. Üst limit (UB) ve alt limit (LB) arasında olmak üzere rasgele elemanlar üretilir.
2. En uygun eleman tespit edilir. Eğer bu işlem bir minimum optimizasyon işlemiyse, en uygun eleman amaç fonksiyonunun minimumu ve tersi olmalıdır. Bu eleman j th iterasyondayken, x_{gb}^j , global en iyi olarak tanımlanır.
3. Data seti rasgele bir biçimde bileşim elemanları ve ayna grubu olarak ikiye ayrılır. Bu adımda bir parametre için tanımlanan değer, örneğin α olsun, eğer $r_1 \leq \alpha$ ise ayna grubuna tanımlanır büyük ise bileşim grubuna tanımlanır (Şekil 6.8).



Şekil 6.8 Ayna grubu için seçilen parçanın şematik gösterimi

4. Bileşim grubundaki her eleman rasgele olarak aşağıdaki formüle göre ötelenir (r_2 ; 0 ile 1 arasında seçilen rasgele bir sayı olmak üzere).

$$x_i^j = LB^j + (UB^j - LB^j) \cdot r_2 \quad (6.5)$$

5. Ayna grubu için çözüm uygulamasında, ayna, ilk olarak rasgele seçilen eleman ile global en iyi arasına konumlanır. j. iterasyonuna sahip i. parça için konumlandırılan aynanın pozisyonunu bulmak için aşağıdaki formül kullanılır:

$$x_{m,i}^j = r_3 x_i^{j-1} + (1 - r_3) x_{gb}^j \quad (6.6)$$

r_3 ; 0 ile 1 arasında rasgele seçilen bir sayıdır. Görüntünün yada elemanın pozisyonu ise aynanın konumuna bağlı olarak değişmekle birlikte aşağıdaki şekilde formulize edilir:

$$x_i^j = 2x_{m,i}^j - x_i^{j-1} \quad (6.7)$$

6. Global en iyiyi bulmak için, rasgele yürüyüş çalışması aşağıdaki formüle göre küçük iterasyonlar uygulanarak gerçekleştirilir:

$$x_{gb}^j = x_{gb}^{j-1} + r_n \cdot \lambda \quad (6.8)$$

r_n ; rasgele dağıtılmış elemanlardan x ve λ ile aynı boyutlara sahip olanlarla vektörel ayındır. Burada λ ise $0,01 * (UB - LB)$ olarak ayarlanmıştır. Bu rasgele yürüyüş çalışması global en iyi etrafında yapıldığı için lokal bir arayıştır.

7. Gerçek ve görüntü elemanlarının lokasyonlarına en uygun değerler hesaplanır ve lokasyonlar güncellenir. Bu güncelleme minimize problemlerinde aşağıdaki şekilde gösterilir:

$$x_i^j = \begin{cases} x_i^j, & f(x_i^j) < f(x_i^{j-1}) \\ x_i^{j-1}, & \text{else} \end{cases} \quad (6.9)$$

8. Eğer bu kriterlerden herhangi biri sağlanmıyorsa, işlem adım 2'den tekrarlanır. Interior search algoritmasının Pseudo kodu [34] ise aşağıda verilmiştir.

Başlat

Koşul herhangi bir durdurma kriteri sağlanmazsa

Bul x_{gb}^j

$i=1$ 'den n 'e kadar olan **değerler için**

eğer x_{gb}^j

$$x_{gb}^j = x_{gb}^{j-1} + r_n \cdot \lambda \quad (6.10)$$

Veya eğer $r_1 \leq \alpha$

$$x_{m,i}^j = r_3 x_i^{j-1} + (1-r_3)x_{gb}^j \quad (6.11)$$

$$x_i^j = 2x_{m,i}^j - x_i^{j-1} \quad (6.12)$$

Veyahut

$$x_i^j = LB^j + (UB^j - LB^j) \cdot r_2 \quad (6.13)$$

Son eğer

Ayrışım elemanları dışında sınırları kontrol et

Son için

$i=1$ 'den n 'e kadar olan **değerler için**

Değerlendir $f(x_i^j)$

$$x_i^j = \begin{cases} x_i^j, & f(x_i^j) < f(x_i^{j-1}) \\ x_i^{j-1}, & \text{else} \end{cases} \quad (6.14)$$

Son için

Son

7. TEZ KAPSAMINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu tez kapsamında; biyelin temel özellikleri belirlenerek yapısal açıdan içinde bulunduğu çalışma koşullarına dayanarak maruz kaldığı kuvvetler incelenmiş, bu kuvvetlere bağlı olarak analizler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca biyel tasarımı parametrik olarak yapıp, analiz sonuçları ışığında optimizasyon işlemi uygulanmış ve en uzun ömürlü ve en hafif tasarım tespit edilmeye çalışılmıştır.

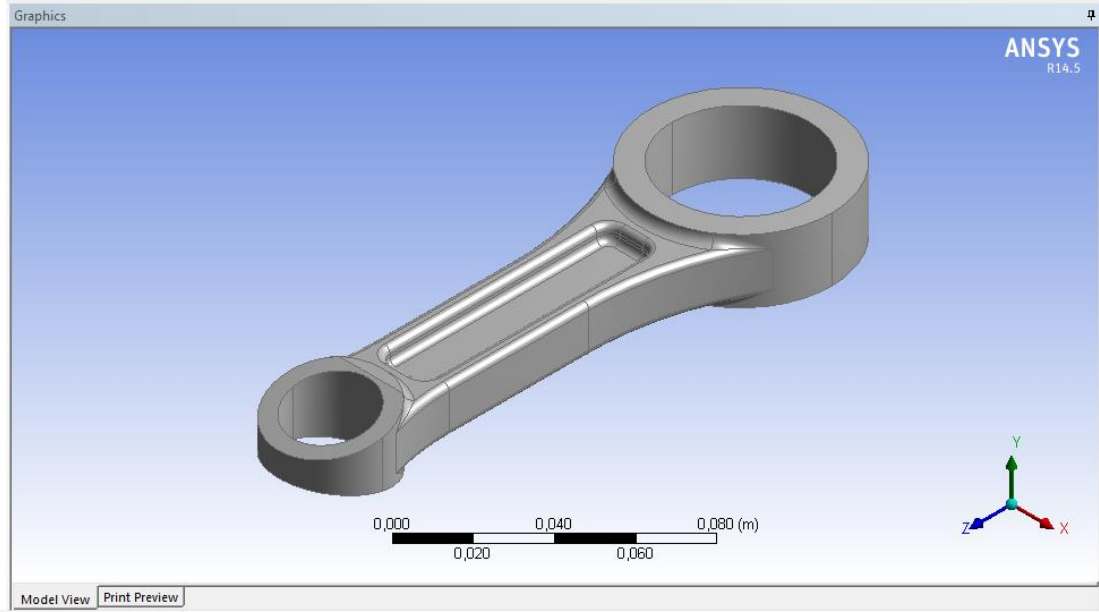
Biyel kolunun analizi sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Sonlu elemanlar metodunda, karmaşık olan bir lineer veya lineer olmayan problem daha basit alt problemlere ayrılır ve bu alt problemlerin her birinin kendi içerisindeki çözümü birleştirilerek tam çözüm yaklaşık olarak bulunur [35]. Bu yöntemde, ilk olarak karmaşık olan geometri sonlu elemanlar adı verilen daha basit birbirine bağlı küçük bölgelere ayrılır. İkinci olarak bu sonlu elemanlarda sürekli fonksiyonların tanımlanabileceği kabul edilir. Son olarak da her bir elemanın düğüm noktalarındaki değerler sürekli olan denklemlerin çözümü ile elde edilir.

Temel büyüklükleri belli olan ve dizel motorlarda genellikle kullanılan bir biyel kolunun CATIA programında çizilmiş 3D datası alınmıştır. Bu data Ansys workbench ortamına alınıp gerekli analizlerin yapılması için ağ modelinin (mesh) örülmesi gerçekleştirilmiştir. Literatür araştırması sonucu aksenal ve radyal olarak etkileyen kuvvetler ve sınır koşulları tespit edilmiştir. Bu kuvvetler, statik ve tekrarlı olmak üzere 3D dataya uygulanmıştır. Optimizasyon işlemi için parametrik tasarım üzerinde farklı data üretilip 86 ayrı tasarım oluşturulmuş ve analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre gelen sonuçlar optimizasyon işlemi tabii tutularak optimum data elde edilmiştir.

Son olarak sonuçlar değerlendirilmiş ve ileride yapılabilecek çalışmalar için öneriler oluşturulmuştur.

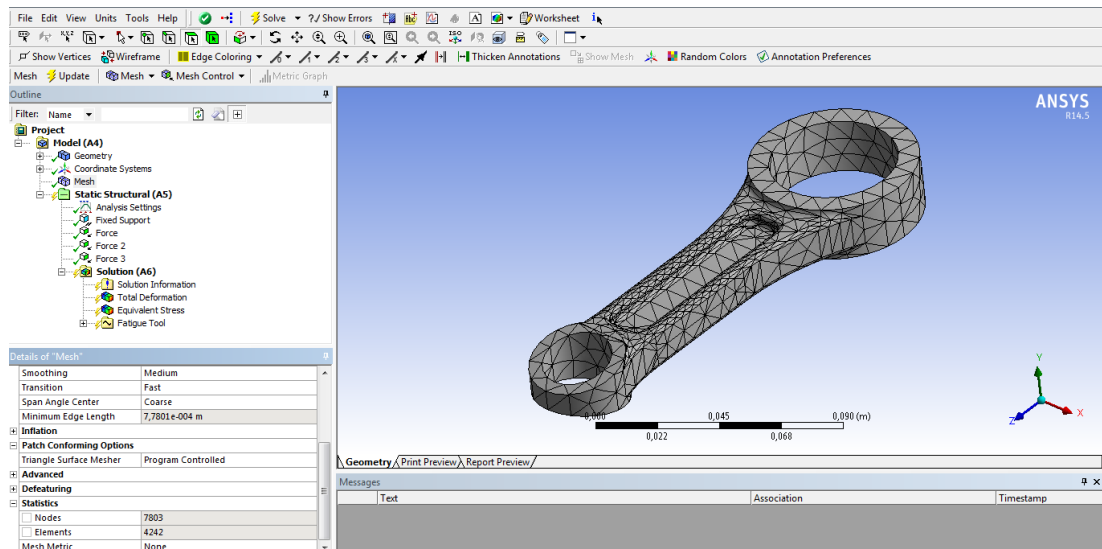
Bu bölümde yapılan çalışmaların detaylarına değinilmiştir.

Öncelikle 3D data üzerine sınır koşullarının ve ağ yapısının ANSYS Workbench programına alınır (Şekil 7.1).



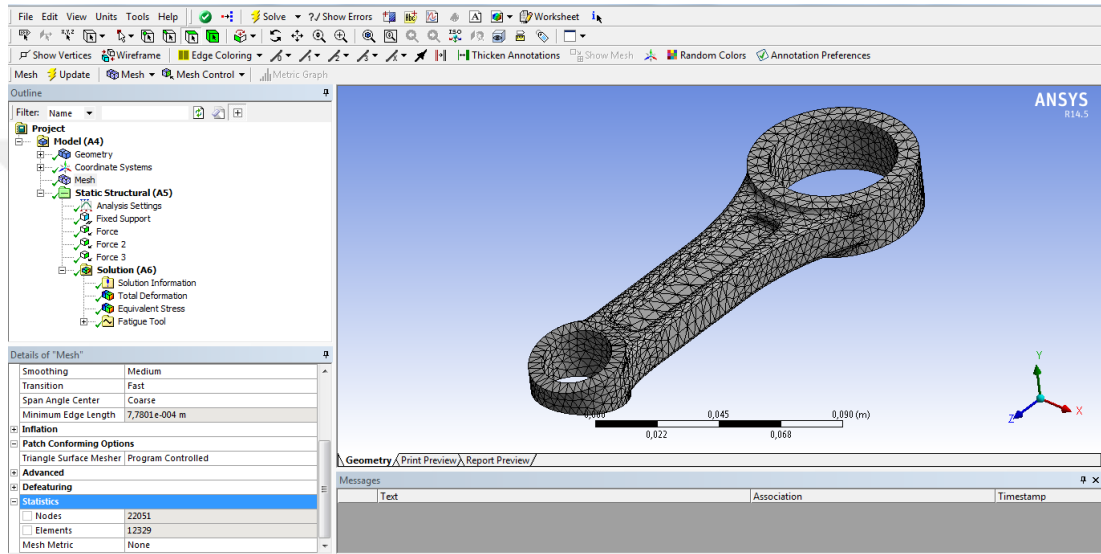
Şekil 7.1 3D geometrinin ANSYS programına alınması

Sonlu elemanlar hesabı yapabilmek için 3D model üzerine ağ modeli (Mesh) uygulanmıştır ve hesaplanacak node (düğüm noktası) ve eleman sayısı belirlenmiştir (Şekil 7.2). Ayrıca analize başlamadan önce mesh yapısında tetra elemanlar kullanılmıştır. Bunun sebebi ise biyelin piston pimi ya da krank muylusu modeline göre daha detaylı bir yüzeye sahip olmasıdır. Tetra elemanlar kullanılarak ağ örülmesinde devamsızlıkların önüne daha rahat geçilmektedir.



Şekil 7.2 Programda default olarak tanımlı mesh modülü kullanımı

Ansys programında default olarak tanımlı mesh modülünü kullandığımızda hesap yapılabilmesi için toplam 7803 node ve 4242 eleman tanımlanmaktadır (Şekil 7.2). Ancak yapılan literatür araştırmalarında, sonlu elemanlar metodunda biyel kolu gibi karışık geometri ve farklı yüklemelere uğrayan modeller için bu sayıdaki node ve eleman sayısı yetersizdir. Bu nedenle mesh sistemini belirlerken “default mesh” modülünü değil “fine mesh” modülü kullanılmıştır (Şekil 7.3). Fine mesh modülünü seçtiğimizde ise toplam 22051 node ve 12329 eleman tanımlanmaktadır.



Şekil 7.3 Programda “fine mesh” olarak tanımlı mesh modülü kullanımı

Biyele çalışma şartlarında aşağıdaki kuvvetler etkir:

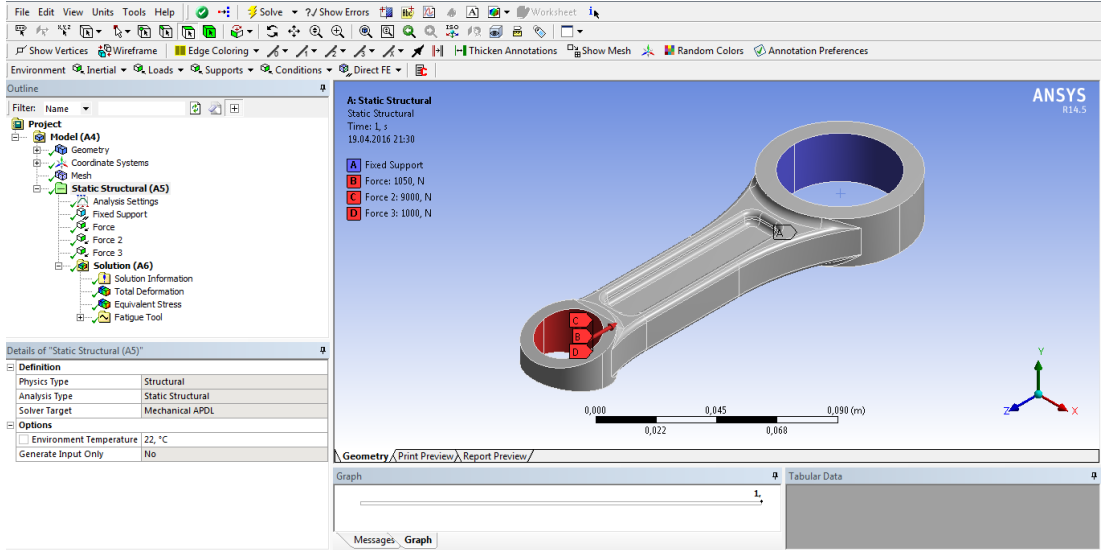
1. Gaz kuvvetleri
2. Atalet kuvvetleri
3. Sürtünme kuvvetleri

Gaz kuvvetleri yanma odasındaki gaz basınçlarından doğarlar. Öncelikle pistonu ve oradan biyele iletilirler. Üst ölü nokta civarında gaz kuvvetleri maksimuma ulaşır. Gaz kuvveti, gaz basıncı ile piston yüzeyinin çarpımına eşittir. Atalet kuvvetleri ise hareket halindeki elemanların ivmeleri ile oluşur. Bu çeşitli kuvvetlerin değerleri ve değişimleri motor tipine, gücüne ve devir sayısına göre değişir. Özellikle dizel motorlarda gaz kuvvetlerinin önemi daha da artmaktadır. Dönme sayısı belli bir değer üzerine çıktığında ise atalet kuvvetleri daha büyük bir rol oynamaya başlarlar.

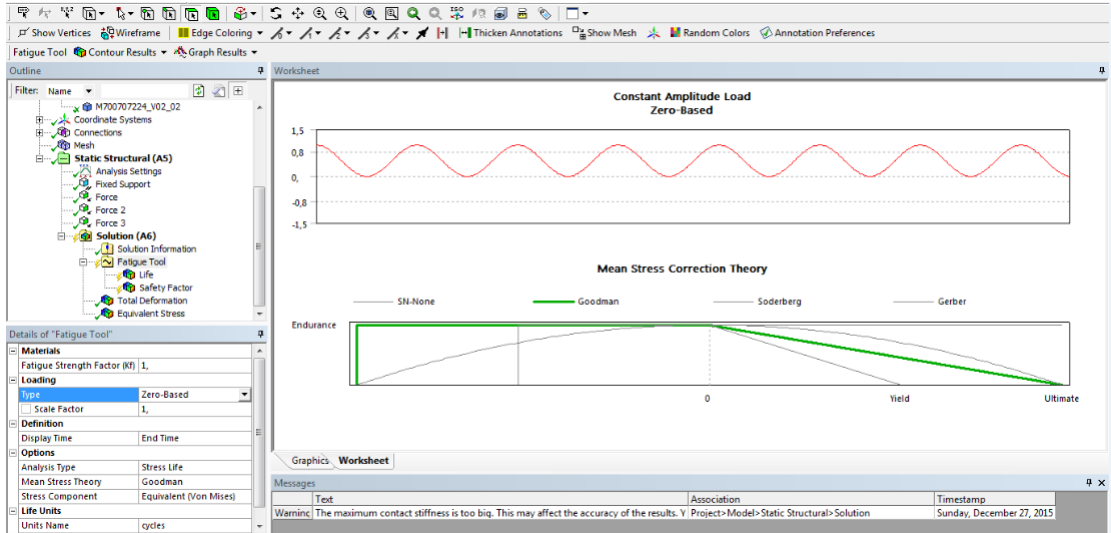
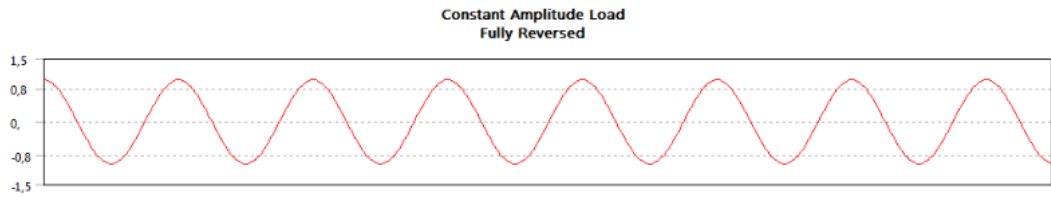
Biyele etki eden atalet kuvvetlerini iç atalet kuvvetleri ve dış atalet kuvvetleri olarak ikiye ayırabiliriz. Piston pini yuvalarına etki eden kuvvetler dış atalet kuvvetleridir. Bunların sebebi piston, piston pini, pin emniyetleri, segmanlardır. İç atalet kuvvetleri ise biyelin kendi hareketi ile meydana gelen atalet kuvvetleridir ki bunlar biyel eksene ve aynı zamanda bu eksene dik olarak etki ederler. Bu iç atalet kuvvetleri krank muylusu hesabında diğer gaz, sürtünme ve dış atalet kuvvetleri ile birlikte etki eden kuvvet olarak alınır. Fakat iç atalet kuvvetlerinin biyelin kendi hesabında pek önemi yoktur ve ihmal edilebilir. Sadece biyel kütlesinden ve biyelin eksene dik ivmesinden meydana gelen santrifüj kuvveti ile biyeli eğilmeye zorlayacak atalet kuvvetleri dikkate alınabilir. Biyele etki eden başka bir kuvvet olarak yataklarda meydana gelen sürtünme kuvvetlerini de sayabiliriz. Fakat bu kuvvetler biyel hesabında değerleri oldukça küçük olduğundan ihmal edilebilir [26].

Bu bilgiler doğrultusunda biyel koluna iki adet aksel bir adet yanal kuvvetin etki ettiği belirlenmiştir. Ayrıca bu kuvvetlerin maksimum olduğu motor devirleri ise 1800 rpm ve 2650 rpm olarak belirlenmiştir. Uygulanan kuvvetlerin yükleme durumunun biyel koluna dik olarak etkileyen kuvvetlerin çalışma sırasında tekrarının “fully reversed” olarak tanımlandığı, aksel olarak etkiyen kuvvetin ise “zero based” olarak tanımlandığı görülmektedir [36].

Yukarıdaki araştırmalar sonucunda mesh ağı örülmüş 3D dataya belirlenen kuvvetler ve sınır koşulları uygulanmıştır (Şekil 7.4). Ayrıca yorulma davranışı hesaplarında kullanılan “zero based” ve “fully reversed” seçilmiş, hesaplamalarda “Goodman” yöntemi kullanılmıştır (Şekil 7.5).

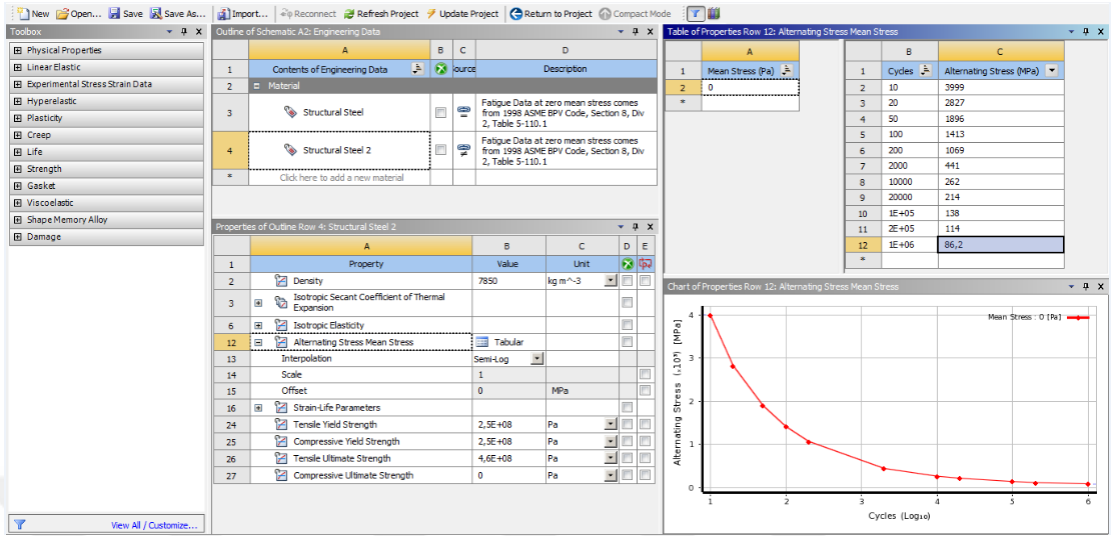


Şekil 7.4 Sonlu elemanlar analizinde kullanılacak sınır koşulları ve kuvvetlerin ANSYS’te uygulanması



Şekil 7.5 Tekrarlı yüklerin sırasıyla “Fully Reversed” ve “Zero Based” olarak seçilmesi ve hesaplamalarda “Goodman” yönteminin seçilmesi

Analize başlamadan önce son olarak biyel kolunun malzeme özelliklerinin ANSYS sistemine girilmiştir (Resim 7.6).



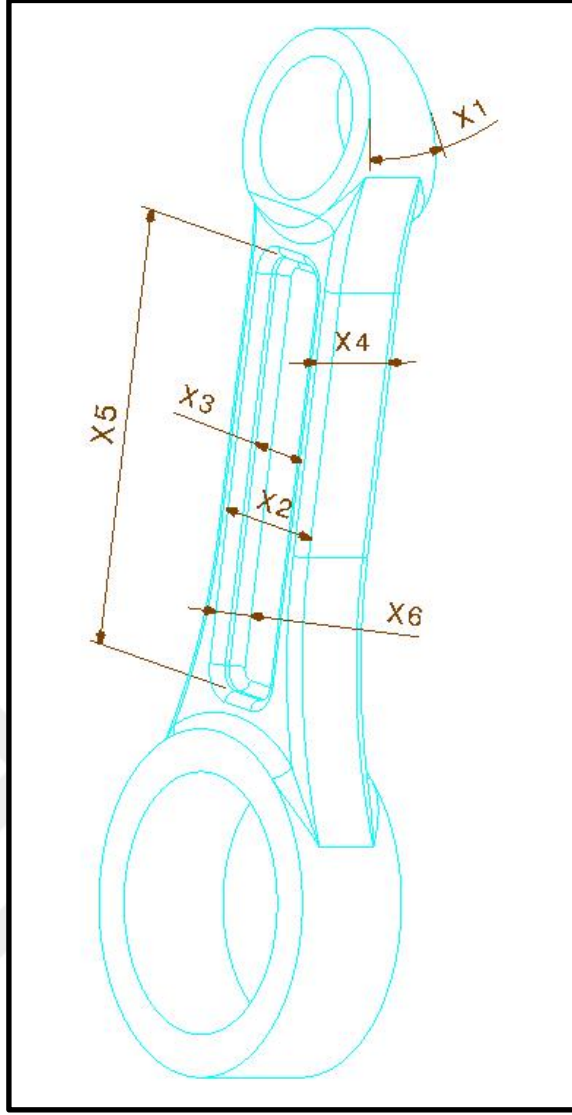
Şekil 7.6 Malzeme özelliklerinin ANSYS'te girilmesi

7.1. Biyelin Parametrik Tasarımı

Biyel tasarımında göz önüne alınan karakteristikler; ağırlık, ömür ve dayanım olarak belirlenmiştir. Bu amaca uygun olacak şekilde (Şekil 7.7) geometri üzerinde 6 ayrı değişken belirlenmiştir. Baz model (Şekil 7.1) üzerinde belirlenen bu 6 değişkenin geometrik olarak maksimum ve minimum değerleri CATIA programında denenerek belirlenmiştir (Çizelge 7.1). Daha sonra bu 6 değişkene ait rasgele değerler seçilerek analizlerde kullanılmak üzere 86 ayrı model oluşturulmuştur.

Çizelge 7.1 6 parametrenin tanımı ve minimum - maksimum değerleri

Parametre No	Değişken Tanımı	Min Değeri	Maks Değeri
X ₁	Küçük çap düzlem açısı	6°	15°
X ₂	Biyel genişliği	24	30
X ₃	Havuz eni	8	16
X ₄	Kol kalınlığı	16	20
X ₅	Havuz boyu	25	85
X ₆	Havuz derinliği	1	7

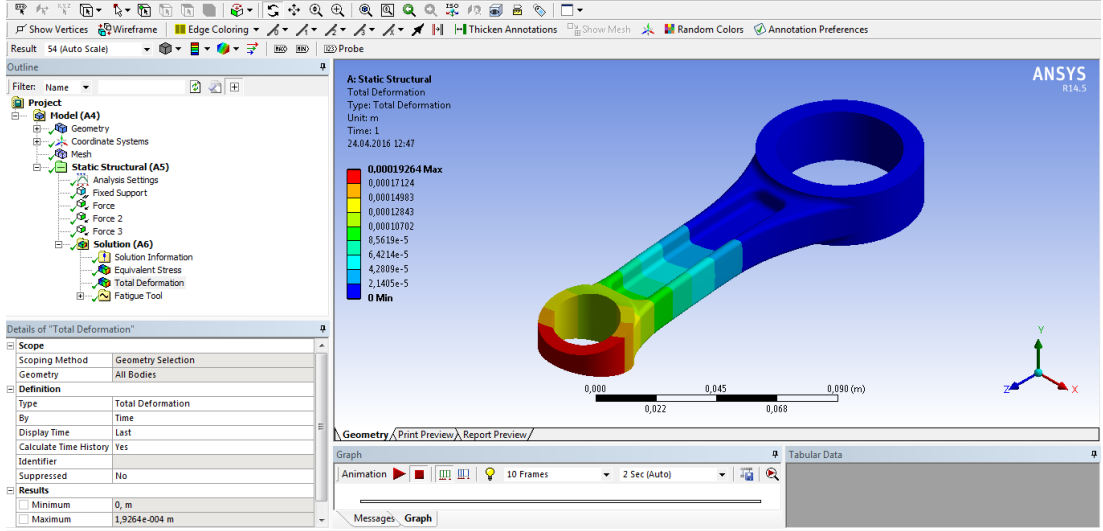


Şekil 7.7 Parametrik tasarımda uygulanan değişkenler

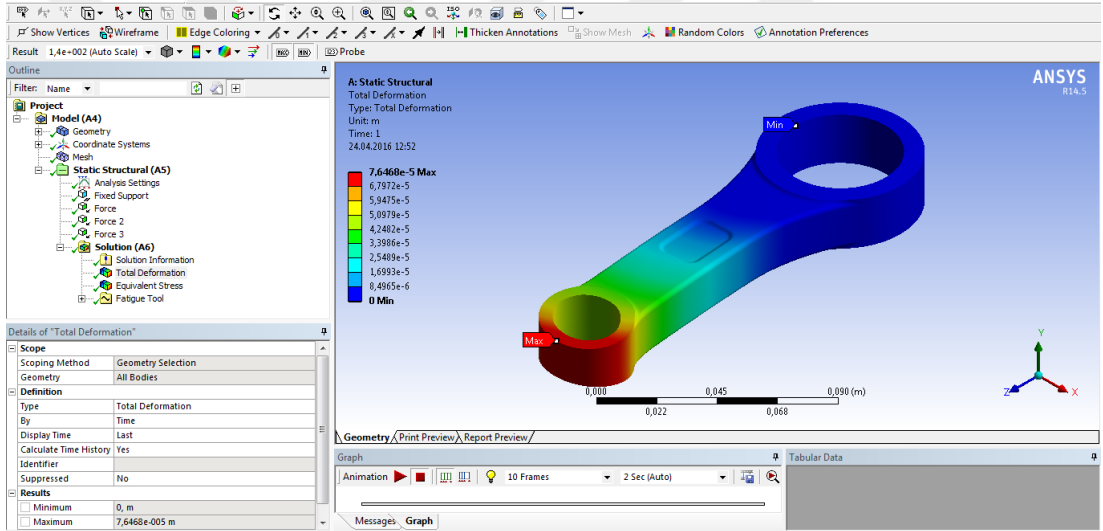
7.2. Biyelin Yapısal Analizi

Sınır koşulları, kuvvetler ve ağ yapısı belirlendikten sonra analiz için model hazır hale gelmiştir. 86 farklı dataya ait maksimum yer değiştirme ve maksimum eşdeğer gerilme sonuçları elde edilmiştir.

Toplam deformasyon tahmin edildiği üzere kuvvetlerin çekmeye en çok zorlayacağı bölge üzerinde (Şekil 7.8) olarak tespit edilmiştir. 28 nolu data üzerinde yapılan analizde en fazla yer değiştirme ortaya çıkmıştır (0,193 mm). En düşük yer değiştirme ise (0,076 mm) 7 nolu data üzerinde yapılan analizde (Şekil 7.9) görülmüştür.

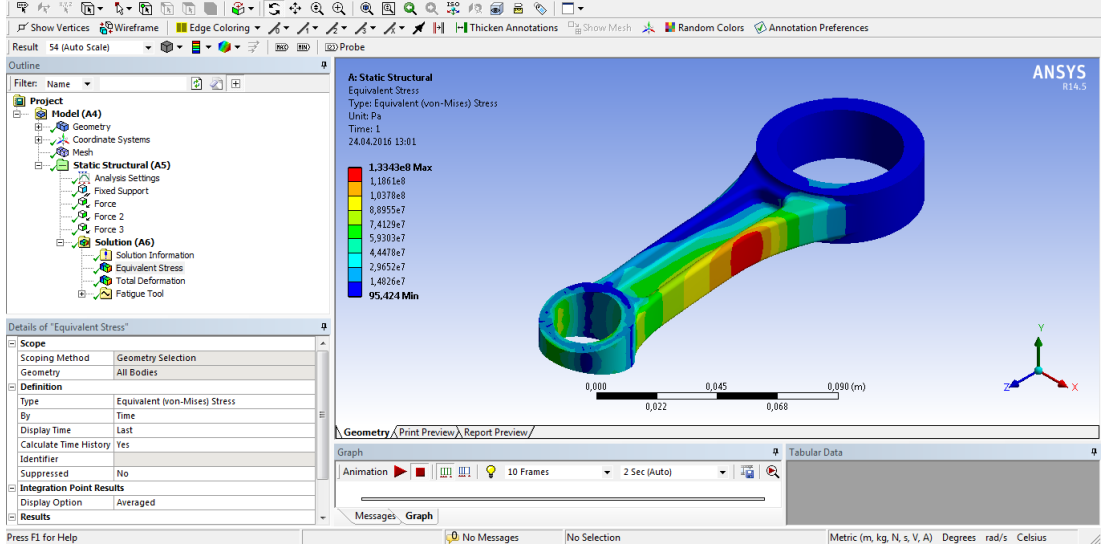


Şekil 7.8 Statik analiz sonrası max toplam yer değiştirme sonucu ekran görüntüsü

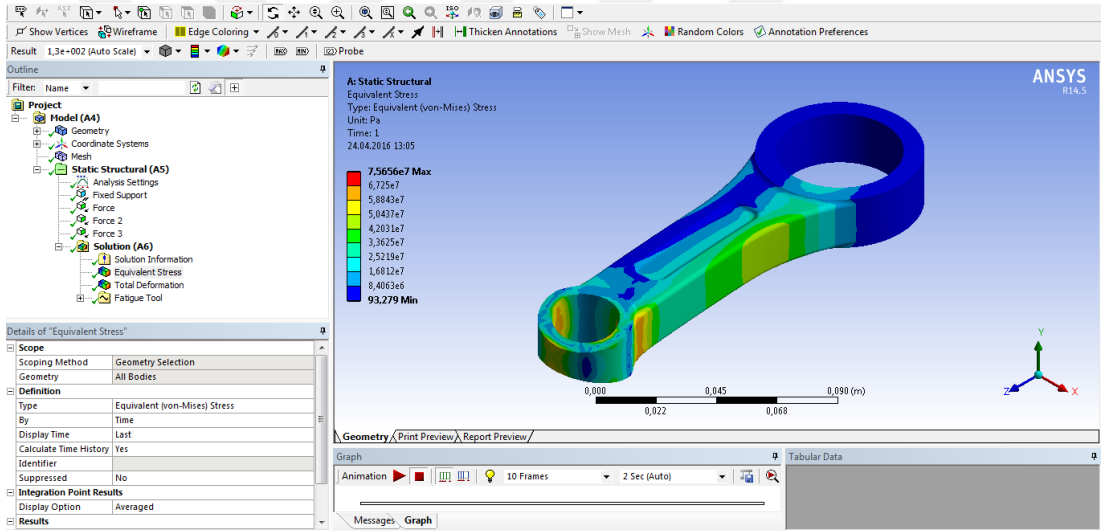


Şekil 7.9 Statik analiz sonrası min. toplam yer değiştirme sonucu ekran görüntüsü

Eşdeğer gerilmelere baktığımızda ise biyel üzerine uygulanan yanal kuvvetin etkilediğini görmekteyiz. 86 data arasında en fazla eşdeğer gerilmenin (133,43 MPa) ortaya çıktığı data ise 28 nolu tasarıma aittir (Şekil 7.10). En düşük eşdeğer gerilme ise (75,66 MPa) 61 nolu data üzerinde yapılan analizde görülmüştür (Şekil 7.11).



Şekil 7.10 Statik analiz sonrası oluşan maksimum eşdeğer gerilmeler



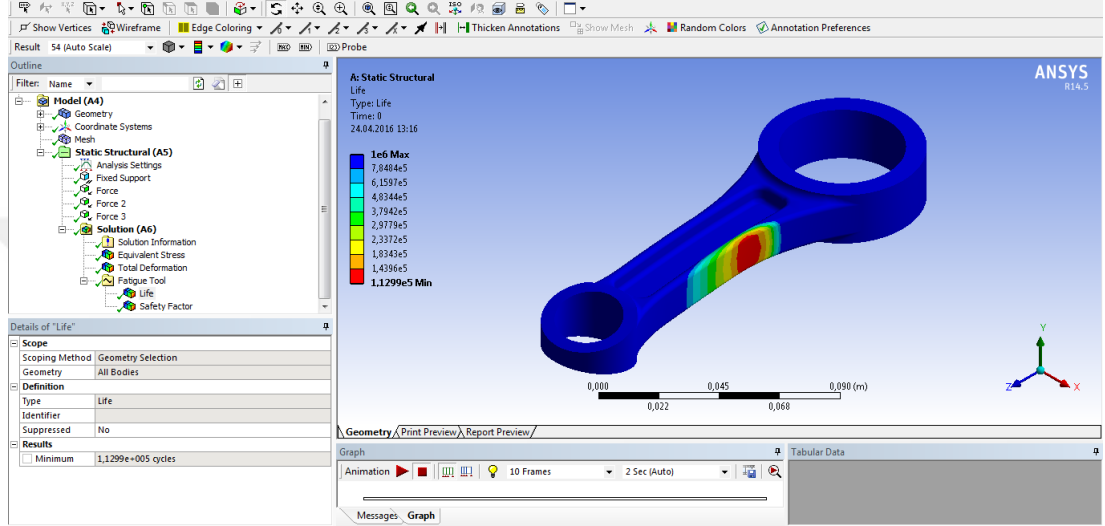
Şekil 7.11 Statik analiz sonrası oluşan minimum eşdeğer gerilmeler

7.3. Biyelin Yorulma Analizi

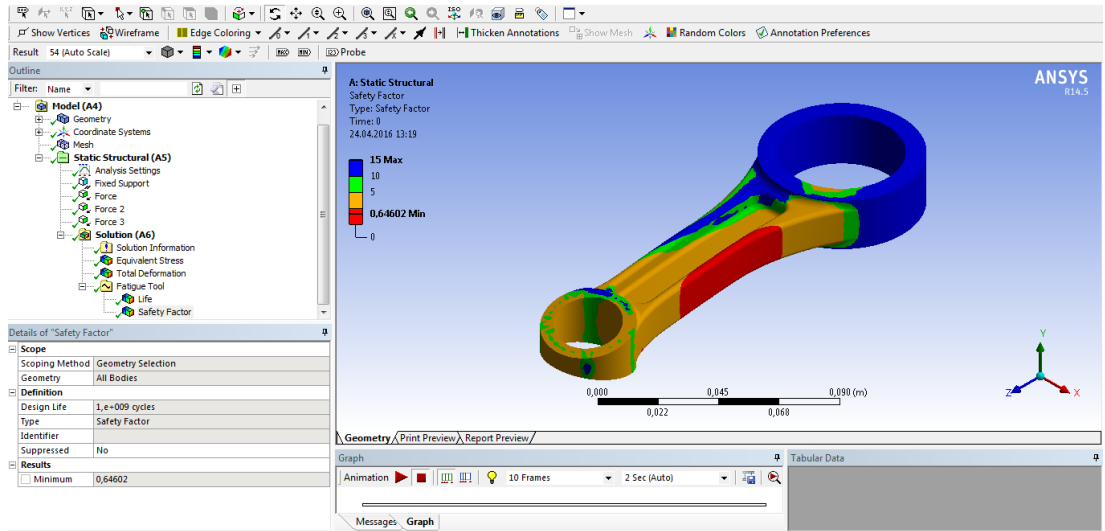
Biyel koluna dik olarak etkileyen kuvvetlerin çalışma sırasında tekrarının “fully reversed” olarak tanımlandığı, aksel olarak etkiyen kuvvetin ise “zero based” olarak tanımlandığı daha önceki bölümlerde belirtilmişti. Bu nedenle yorulma analizi sırasında parçayı en çok zorlayan “fully reversed” metodu kullanılmıştır. Şekil 7.12’de görüldüğü üzere 28 nolu datanın minimum ömür noktası görülen bölge aksel kuvveti uygulandığı bölgeye yakın olmaktadır. 86 tasarım tek tek incelendiğinde ömür

dayanımı $<10^6$ olan tasarımların aksel kuvvetin uygulandığı bölge hariç herhangi bir ömür problemi görülmemiştir.

Ömür analizinde görülen sonuçların benzerinin güvenlik katsayısı içinde geçerli olduğu görülmüştür (Şekil 7.13). Aksel kuvvetin geldiği bölge dikkate alınmadığında diğer bölgeler için güvenlik katsayısı $\geq 1,1$ olduğu gözlemlenmiştir.



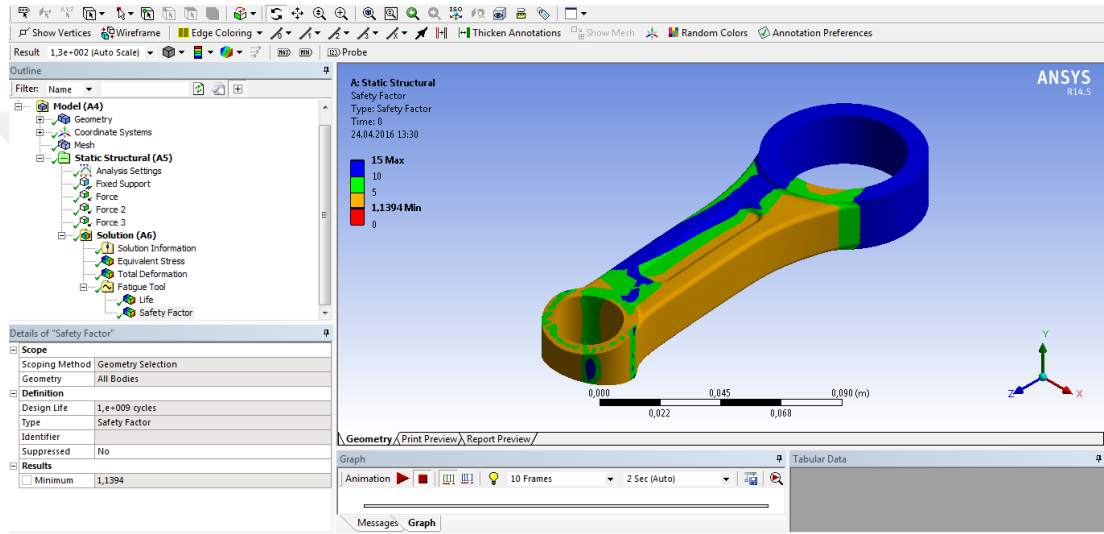
Şekil 7.12 Kuvvetler “fully reversed” seçildiğinde biyelde görülen minimum ömür dayanımı



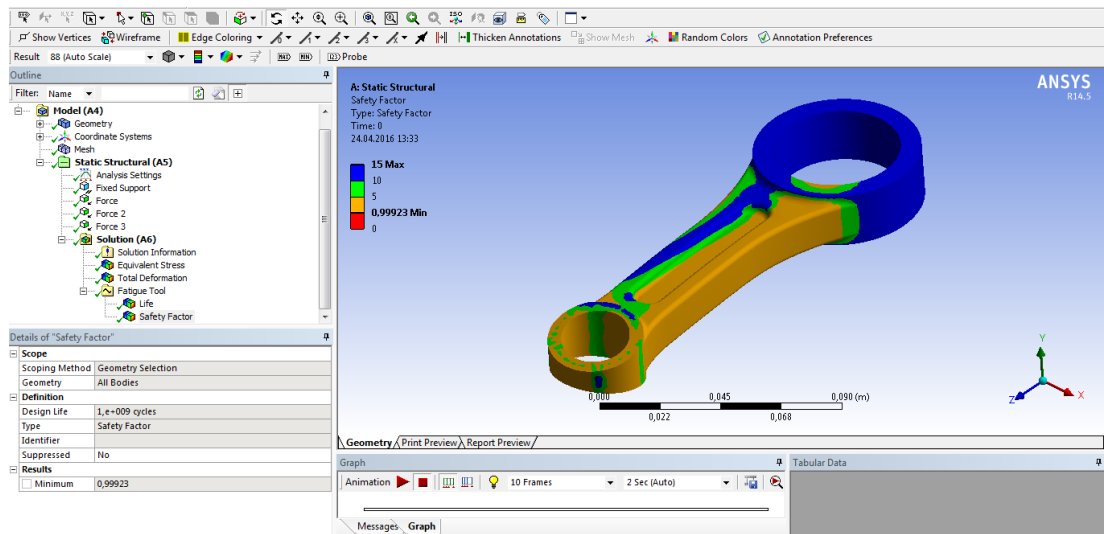
Şekil 7.13 Kuvvetler “fully reversed” seçildiğinde biyelde görülen minimum güvenlik katsayısı

Biyel tasarımının sonsuz ömürlü olması istendiğinde, analizlerde tahmini ömür değeri $\geq 10^6$ olarak istenmektedir. Bu nedenle bu çalışmada da optimizasyon kriterlerinden biri olan ömür dayanımı hedefi $\sim 10^6$ olmuştur.

Ayrıca güvenlik katsayısı açısından da en kritik bölge olan aksenal yüklerin maruz kaldığı bölgenin de $\geq 1,1$ olması gerekmektedir. 86 tasarımın güvenlik katsayılarına baktığımızda ömür dayanımı $\geq 10^6$ (Şekil 7.14) ve $\sim 10^6$ (Şekil 7.15) olanların güvenlik katsayısı $\sim 1,1$ olarak tespit edilmiştir.



Şekil 7.14 Ömür dayanımı $\geq 10^6$ tasarıma ait güvenlik katsayısı



Şekil 7.15 Ömür dayanımı $\sim 10^6$ tasarıma ait güvenlik katsayısı

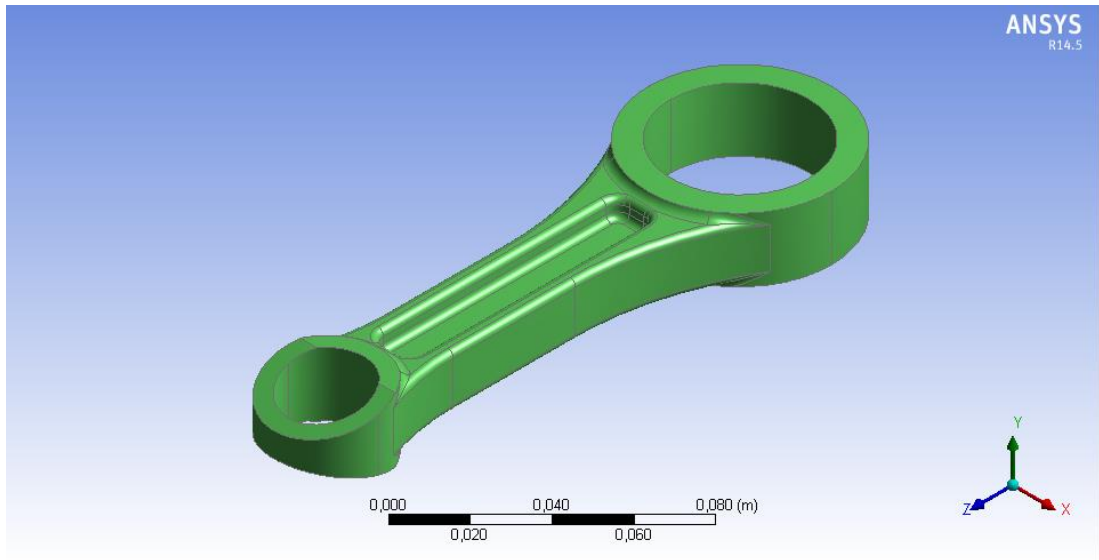
7.4. Biyel Optimizasyonu

Biyel koluna ait seçilen 6 ayrı parametrenin değışmesiyle elde edilen 86 ayrı tasarımın maksimum yer değıştirme, maksimum eşdeğer gerilme, ömür ve ağırlık bilgileri kullanılarak optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon işleminde “Kriging Yöntemi” ile denklem oluşturulmuş, “Interior Search” algoritması ile de denklem çözülmüştür. Bu kısımda 86 data sonucunun işlenmesi sonucu ortaya çıkan tasarımın özellikleri aktarılacaktır.

86 ayrı tasarımın statik ve yorulma analizi sonucu ortaya çıkan veriler yukarıda bahsedilen yöntemlerle denkleme dönüştürölüp çözüldüğünde, 6 ayrı değışken için gelen sonuçlara (Çizelge 7.2) optimum tasarım (Şekil 7.16) oluşturulmuştur.

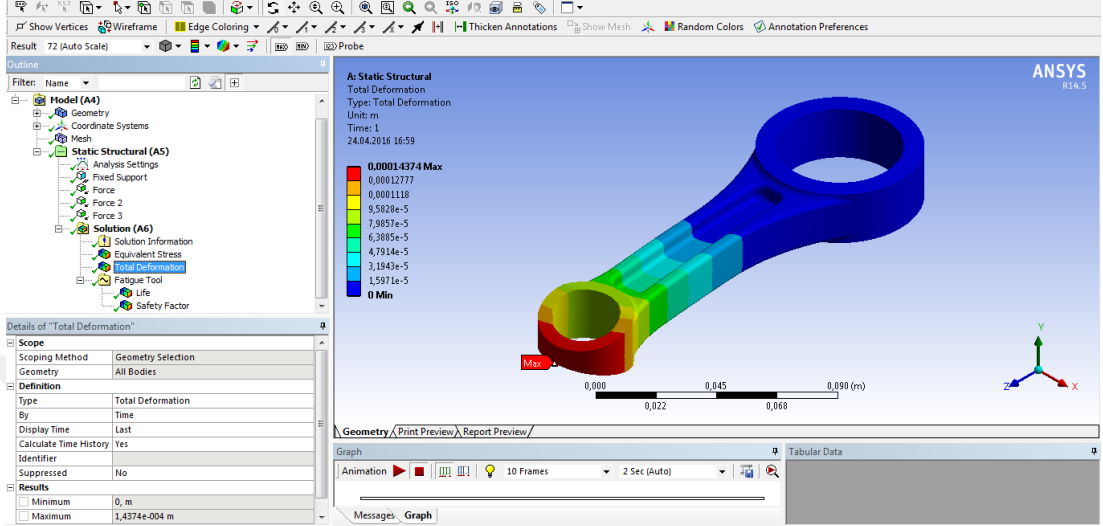
Çizelge 7.2 Optimizasyon işlemi sonucu elde edilen 6 parametrenin değeri

Parametre No	Değeri
x ₁	15
x ₂	24,3075
x ₃	13,0817
x ₄	18,0062
x ₅	85
x ₆	6,0642

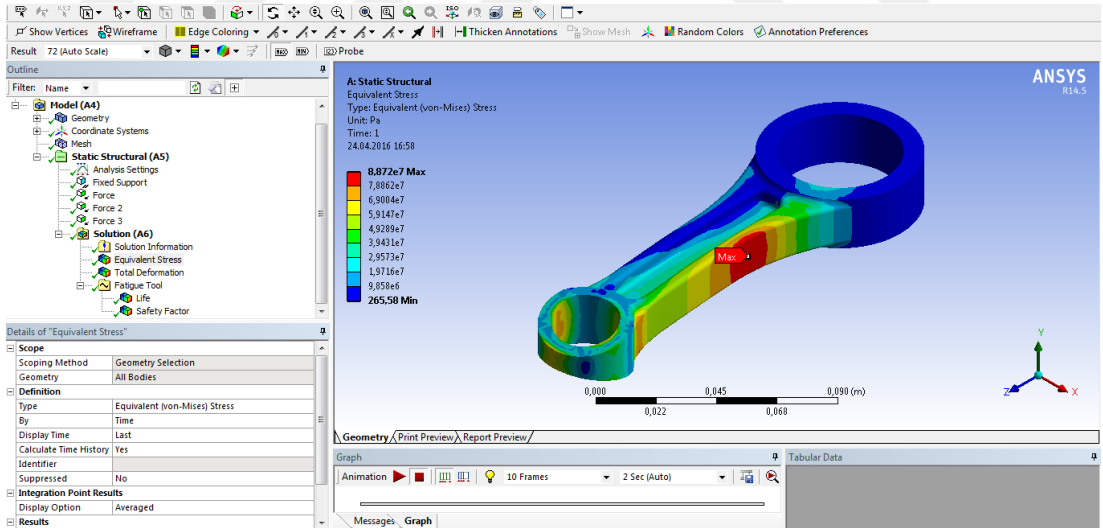


Şekil 7.16 Optimizasyon sonrası belirlenen değışkenlerle oluşan tasarım

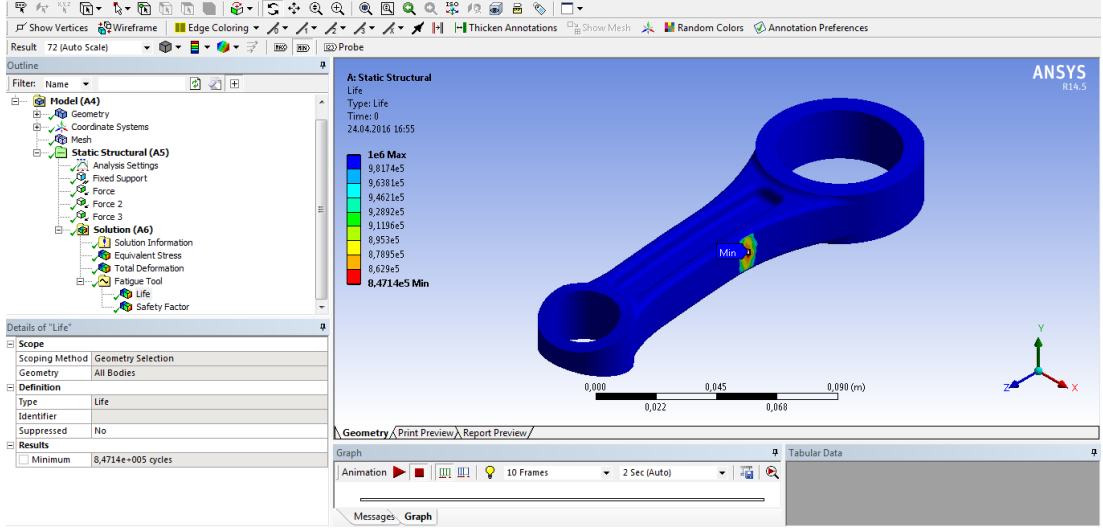
Optimum tasarıma göre maksimum yer değıştirme 0,144 mm (Şekil 7.17), maksimum eşdeğer gerilme 88,72 MPa (Şekil 7.18), ömür dayanımı 847140 (Şekil 7.19) ve biyel kolu ağırlığı 0,562 kg olarak hesaplanmıştır.



Şekil 7.17 Optimizasyon sonrası oluşan tasarımın maksimum yer değıştirmesi



Şekil 7.18 Optimizasyon sonrası oluşan tasarımın maksimum eşdeğer gerilmesi



Şekil 7.19 Optimizasyon sonrası oluşan tasarımın ömür dayanımı

8. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında, otomotivde kullanılan içten yanmalı motorların en önemli parçalarından biri olan biyel kolu incelenmiş, seçilen bir biyel kolunun tasarımı parametrik tasarıma döndürülerek alternatif 86 tasarım oluşturulmuş, statik ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları optimizasyon işlemine tabii tutularak optimum tasarıma ait parametreler belirlenmiştir. Otomotiv sektöründe artan bir trende sahip olan maliyet azaltma çalışmalarına yönelik, çalışmada tespit edilen optimum tasarımda minimum ağırlık kriteri göz önüne alınırken; eşdeğer gerilme, ömür ve toplam yer değiştirme miktarı gibi kriterlerde göz ardı edilmemiştir.

Parametrik model üzerinde yapılan analizler göstermiştir ki, belirlenen 6 ayrı parametresinin her birinin değişimi farklı sonuç verdiği gibi, 6 parametrenin birlikte değişimi de farklı sonuçlar vermektedir. Bu nedenle karmaşık geometrilere optimizasyon işlemi uygulanmak istendiğinde; Kriging ve interior search algoritması gibi yöntemler kullanılmalıdır. Optimizasyon sonucunda alınan datada ömür kriteri $\sim 10^6$ olmasına rağmen bu tip bir biyel kolunun ağırlığı 0,562 kg olarak tespit edilmiştir.

Yapılan bu çalışma bir ön araştırma niteliği taşımaktadır. 86 olan örneklem sayısı daha da artırılabilir ve optimizasyon işlemi iyileştirilebilir. Sonuç olarak optimizasyon sonucu ortaya çıkan katı model üretilerek gerçek ömür testlerine tabii tutularak validasyonu gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Roman, C., Boris, A., Dimitrij, K., A metallographic examination of a fractured connecting rod, *Materials and technology* 42 2, 93–95, (2008)
- [2] Lee, M.K., Lee, H., Lee, T:S., JNG, h., Buckling Sensitivity of a Connecting Rod to the Shank Sectional Area Reduction", *Materials an Design* 31: 2796-2803, (2010).
- [3] Özdemir, T., Motor Biyel Kolunun Baş Kısmının Kırılmasının Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Nümerik Analizi Üzerine Bir Çalışma, Doktora Tezi, Balıkesir Üniversitesi – Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir, 2013.
- [4] Afzal A. and Fatemi A. A Comparative Study of Fatigue Behavior and Life Predictions of Forged Steel and PM Connecting Rods. SAE International (2003).
- [5] James, R.D., "Connecting Rod Evaluation", Metal Powder Industries Federation, East Princeton, NJ, United States, (Ocak 2005).
- [6] Gu, Z., Yang, S., Ku, S., Zhao, Y., Dai, X., "Fracture Splitting Technology of Automobile Engine Connecting Rod", *International Journal of Adv. Manufacture Technology* 25: 883-887, (2005)
- [7] Dale, J.R., Connecting Rod Evaluation. Metal Powder Industries Federation. Ocak 2005.
- [8] Webster, W. D., Coffel, R. Ve Alfaro, D., A Three Dimensional Finite Element Analysis of a High Speed Diesel Engine Connecting Rod. SAE Technical Paper Series, Sf. 831322
- [9] Shenoy, P. S., Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod (tez çalışması) The University of Toledo, ABD. Mayıs 2004
- [10] Prata, A., Fernandes, J. Ve Fagotti, F., Dynamic Analysis of Piston Secondary Motion for Small Reciprocating Compressors. *Transactions of ASME*. 760/Vol. 122, Ekim 2000.
- [11] Sarihan, V. Ve Song, J., Optimization of the Wrist Pin End of an Automobile Engine Connecting rod With an Interference Fit. *Journal of Mechanical Design*, *Transactions of the ASME*, Vol. 112, Doküman No: 406-412.
- [12] Serag, S., Sevien, L., Sheha, G. ve El-Beshtawi, I., Optimal Design of the Connecting Rod. *Modelling, Simulation and Control*, ASME Pres, Vol. 24, Sf. 49-63.
- [13] Rabb, R., Fatigue Failure of a Connecting Rod. *Engineering Failure Analysis*, Vol. 3, No.1, Sf. 13-28.
- [14] Kayalı, E.S., Ensari, C., Dikeç, F., 1996. Metalik Malzemelerin Mekanik Deneylemleri, İ.T.Ü. Kimya Metalurji Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul

- [15] MSC. Fatigue User's Guide, Fatigue Theory, Chapter 14.
- [16] Ozen, M., 2008. Fracture Mechanics and Fatigue training notes, Ozen Engineering, Inc.
- [17] Ashby, F.M., Jones, D.R.H., 1996 Engineering Materials I, Butterworth Heinemann Publications, Oxford Chapter 15 pp. 146-148
- [18] Anonim 2003. The University of Tennessee at Martin 473 Machine Design
- [19] Anonim. University of Virginia, Dept. Of Materials Science and Engineering, Introduction to Material Science, 1999
- [20] Callister, D.W., "Material Science And Engineering", John Wiley Ltd, Eight Edition, 257, (2009)
- [21] Fatigue Theory Reference Manual, Safe Technology Limited, Volume 2, (2002)
- [22] Bannantine, J., Corner, J., Handrock, J., 1990
- [23] Doğan, M., 2007 Taşıt Elemanlarında Yorulma Analizi, Bursa
- [24] Temiz, V., Makine Elemanları Ders Notları, Makine Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi
- [25] Binark, H., 1960. Motor Konstrüksiyonu. İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi., Sayı:431. Marifet Matbaası İstanbul Sf. 96-129.
- [26] Kaya, T., Biyel Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi – Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2012.
- [27] Visser, D., 2008. A Comparison of Manufacturing Technologies in the Connecting Rod Industry. FIERF 06-06-08.
- [28] Sarıtaş, S., 2002. Toz Metal Çeliklerin Yorulma Özellikleri, Mühendis ve Makine Dergisi Cilt: 44, Sayı: 517.
- [29] Steen, K. Niels, O. and John R., Concept of an Optimisation System, Computer aided Optimum Design of Structures, Springer, pp.79-88, 1989.
- [30] Phadke, S.M. 1989. Quality Engineering Using Robust Design. Asian Productivity Organizastion, Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- [31] Arora, J.S. 1989. Intorduction to optimum design. McGraw-Hill, New York.
- [32] Yıldız, A.R., Kaya, N. Ve Öztürk, F., Taşıt Elemanlarının Optimum Topoloji Yaklaşımı ile Tasarımı, Mühendis ve Makine, Cilt 44, Sayı 516, ss. 23-28, 2003.

[33] Akgüç, A. Sayısal Akışkanlar Dinamiği Problemlerinin Optimizasyon Analizlerinde Kriging Yönteminin Kullanılması, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi – Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2010

[34] Gandomi, H. A., Interior Search Algorithm (ISA): A Novel Approach for Global Optimization, ISA Transactions 53 (2014) 1168-1183, 2014.

[35] Topçu, M. Ve Taşgetiren, S., Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Denizli, 1998.

[36] Chikalthankar, S. B., Nandedkar, V. M., Baratam. S. P., International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA) ISSN: 2248-9622 Vol. 2, Issue 6, November-December 2012, pp. 628-632.

[37] Collette, Y., Siarry, P., Practical Optimization Methods with Mathematica Applications, Springer-Verlag New York, Inc., 2003.

[38] Yaman, F., Optimizasyon Problemlerinin Çözümünde Hesaplama Maliyetinin Azaltılması, Doktora Tezi, Ankara Üniversitesi – Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2014.

[39] Yücenur, G. N., Optimizasyon Problemlerinin Çözümünde Melez Metasezgisel Bir Algoritmanın Tasarımı, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi – Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2011.

EKLER



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı SOYADI : Hikmet ACAR
Doğum Tarihi ve Yeri : 10/04/1989, Ereğli
Yabancı Dili : İngilizce, Almanca
E-posta : hikmetacar03@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

<u>Derece</u>	<u>Alan</u>	<u>Üniversite Adı</u>	<u>Mezuniyet Yılı</u>
<u>Lisans</u>	Makine Mühendisliği	Uludağ Üniversitesi	2011

İŞ TECRÜBESİ

<u>Yıl</u>	<u>Firma/Kurum</u>	<u>Görevi</u>
2012 - 2013	Toksan Otomotiv Ar-Ge Merkezi	Ar-Ge Mühendisi
2013 - 2014	Valeo	Ar-Ge Mühendisi
2014 - ...	Robert Bosch Türkiye	Geliştirme Mühendisi

BİLİMSEL ÇALIŞMALARI

- Acar, H.**, Yıldırım, A., Erdan, N., Semerci, F., Başer, T. A., Determination of Optimum Drilling and Progress Rate on Materials with Different Thickness and Profile, *7th International Conference and Exhibition on Design and Production of Machines and Dies/Mold 2013, Antalya, Türkiye, Haziran 2013.*
- Başer, T. A., Usta, M., **Acar, H.**, Deniz, Ö.F., Çeliker, T., AA6082 Alaşımında Doğal Yaşlanma Süresinin Şekillenebilme Yeteneğine Etkisi, *6. Alüminyum Sempozyumu (Alu Expo 6) 2013, İstanbul, Türkiye, Ekim 2013.*
- Gül, C., Avcı, M., **Acar, H.**, A Study On a Passenger Car Clutch Disc to Reduce Idle and Gear Rattle, *25th JUMV International Automotive Conference, Belgrade 2015, Belgrad, Sırbistan, Nisan 2015.*