

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTOR BİYEL PARÇASININ PARAMETRİK TASARIMI VE BİLGİSAYAR
DESTEKLİ PROGRAMLAR İLE GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Onur Uygur ŞAHİN
(503101716)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hüseyin Ertuğrul ARSLAN

OCAK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101716 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Onur Uygur ŞAHİN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**MOTOR BİYEL PARÇASININ PARAMETRİK TASARIMI VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ PROGRAMLAR İLE GELİŞTİRİLMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Hüseyin Ertuğrul ARSLAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Adı SOYADI**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Adı SOYADI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **9 Aralık 2014**
Savunma Tarihi : **21 Ocak 2015**

Aileme ve Arkadaşılarırma,

ÖNSÖZ

Başta yüksek lisans eğitimim boyunca bana desteğini esirgemeyen, değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Hüseyin Ertuğrul Arslan'a, her biri hayatımda önemli yer kaplayan bugüne kadar sevgisini, desteğini her türlü maddi ve manevi yardımını esirgemeyen; annem Güzin Şahin'e, babam Necmettin Şahin'e, ablam Arzu Şahin'e, bitirme projesinde bana destek olan yakın arkadaşlarım Okan Deliktaş'a, Baran Özden'e, Hasan Görür'e ve Osman Tüfekçi'e teşekkür ederim. Ayrıca vatanımızı ve özgürlüğümüzü borçlu olduğumuz büyük Türk M. Kemal ATATÜRK 'e teşekkür etmek benim için bir ONUR'dur.

Aralık 2014

Onur Uygur Şahin
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	3
2. BİYEL MALZEME BİLGİLERİ.....	7
2.1 Kum Döküm Biyel	8
2.2 Sıcak Dövme Biyel.....	10
2.3 Toz Metal Dövme Biyel	11
2.4 Yakın Zamandaki Gelişmeler.....	13
2.5 Kırılma İşlemi	14
3. BİYEL HATA MODLARI VE KRANK KİNEMATİK ÇALIŞMASI.....	17
3.1 Hata Modları	17
3.1.1 Biyel kolundaki hata modu	17
3.1.2 Küçük biyel başı bölgesindeki hata	19
3.1.3 Pim bölgesindeki hata	21
3.1.4 Kep bölgesindeki hata	21
3.1.5 Biyel kolunun omuz bölgesindeki hata	23
3.1.6 Biyel cıvatalarında oluşan hatalar	24
3.1.7 Pistonun kranka göre pozisyonundan dolayı oluşan hatalar	25
3.1.8 Biyel ve etrafındaki parçalar arasındaki mesafeden dolayı oluşan hatalar	26
3.2 Krank Kinematik Çalışması	28
3.2.1 Genel	28
3.2.2 Piston stroku.....	30
3.2.3 Piston hızı.....	31
3.2.4 Piston ivmelenmesi	31
3.2.5 Biyel dinamiği.....	32
4. SONLU ELEMENLAR METODU İLE ANALİZ	33
4.1 Gerekli Veriler.....	33
4.2 Biyel için Mesh Kuralları.....	34
4.2.1 Büyük biyel başı yatağı.....	34
4.2.2 Kep ve biyel kolu	35
4.2.3 Küçük biyel başı yatağı.....	35
4.2.4 Cıvata	36
4.3 Abaqus'de Mesh ve Analiz	36
4.4 Dinamik Yükleme	38

5. BİYEL TASARIMI	41
5.1 Parametrelerin Girilmesi	42
5.2 Gaz Basıncı Yüğü	44
5.3 Kütle Tahmini.....	44
5.4 Krank Yarıçapı ve Biyel Uzunluğu	45
5.5 Piston Pimi Tasarımı	46
5.6 Atalet Kuvveti	47
5.7 Küçük Biyel Başı Tasarımı	49
5.8 Biyel Kolu Tasarımı	54
5.9 Büyük Biyel Başı Tasarımı	56
5.10 Biyel Cıvatalarının Tasarımı	58
6. EXCEL UYGULAMASI	61
6.1 Tasarım Seçenekleri ve Parametre Girme	61
6.2 Çıktı Parametreleri.....	63
6.3 Gerilme Dağılım Grafikleri	64
6.4 Excel Uygulama Görüntüleri.....	65
7. CATIA'DA PARAMETRİK TASARIM	71
7.1 Biyelin Catia'da Parametrik Tasarlanan Parçaları	71
7.2 Catia Dokümanının Genel Görünüşü	72
7.3 Biyel Catia Parametreleri	72
7.4 Excel Çıktı Parametreleriyle Catia'da Biyel Modelinin Güncellenmesi.....	82
7.5 Catia Stres Analizi	84
8. MINITAB İLE PARAMETRELERİN ETKİ ORANLARINI BULMA	89
8.1 Deney Tasarım Analizi (DOE).....	89
8.2 Biyel Deney Tasarım Analizi Metodu.....	90
8.2.1 Biyel kolu gövdesi.....	90
8.2.2 Büyük biyel başı.....	92
8.2.3 Küçük biyel başı.....	94
9. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	97
KAYNAKLAR.....	99
ÖZGEÇMİŞ	103

KISALTMALAR

ANOVA	: Analysis of Variance
BDC	: Bottom Dead Center
CoG	: Center of Gravity
DOE	: Design of Experiments
FEA	: Finite Element Analysis
FEM	: Finite Element Method
KPÇD	: Kilit Proses Çıkış Değerleri
SAE	: Society of Automotive Engineers
TDC	: Top Dead Center

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1 : Analiz için gerekli veriler.....	33
Çizelge 5.1 : Piston pimi temel tasarım değerleri	47
Çizelge 5.2 : Küçük biyel başı temel tasarım değerleri	50
Çizelge 5.3 : Biyel kolu kesitinin temel tasarım değerleri.....	55
Çizelge 5.4 : Büyük biyel başı temel tasarım değerleri	57
Çizelge 6.1 : Tasarım seçenekleri.....	61
Çizelge 6.2 : Motor parametreleri.....	61
Çizelge 6.3 : Biyel çıktı parametreleri.....	63
Çizelge 8.1 : Biyel kolu gövdesinin max ve min boyut ölçüleri	90
Çizelge 8.2 : Büyük biyel başı max ve min boyut ölçüleri.....	92
Çizelge 8.3 : Küçük biyel başı max ve min boyut ölçüleri.....	95

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Biyelin şematik gösterimleri.	1
Şekil 1.2 : Biyelin montaj parçaları ve örnek biyel tasarımı	2
Şekil 1.3 : Proses genel görünümü	3
Şekil 1.4 : El-Cezeri'nin 4.makinasında kullanılan biyel mekanizması.....	4
Şekil 1.5 : Francesco di Giorgio Martini çizimleri: (a) bir volan regülatör (b) su çark mekanizması bir ahşap krank ve biyel sistemiyşe tahrik edilmesi	4
Şekil 2.1 : Biyel malzemelerinin mekanik özellikleri.	7
Şekil 2.2 : Dökme demir ve dövme demirden yapılmış biyelerin karşılaştırması.....	8
Şekil 2.3 : Sol-temper dökme demir biyel metalurjik yapısı (x50). Sağ-sünek dökme demir biyel metalurji yapısı (x50).....	9
Şekil 2.4 : Dövme kalıbı seti ve biyel dövme işlemi sırasında ham şekilden son şekline değişimi.....	10
Şekil 2.5 : Toz metal dövme aşamaları.....	11
Şekil 2.6 : Geleneksel sıcak dövme biyel kolları ve toz metal biyel kollarının üretim aşamalarının karşılaştırması	13
Şekil 2.7 : Kırılmış biyel kolu ve kep	14
Şekil 2.8 : a) Büyük biyel başı montaj yapılmış hali. (b) Kırılan yüzeylerin birleşme yüzeyi şematik gösterimi.....	15
Şekil 3.1 : Kırılmış biyel.....	17
Şekil 3.2 : Biyel kolu kesit alanı	17
Şekil 3.3 : Biyel kolu analizi.....	18
Şekil 3.4 : Yarıçap bölgesindeki yük dağılımı.....	18
Şekil 3.5 : Eksenler arasındaki paralellik tolerans farkları	19
Şekil 3.6 : Kırılmış küçük biyel başı	19
Şekil 3.7 : Küçük biyel başı et kalınlığı.....	20
Şekil 3.8 : Pres geçme ile burç takılması.....	20
Şekil 3.9 : Pimde meydana gelen yüzey hatası.....	21
Şekil 3.10 : Parçalanmış kep.....	21
Şekil 3.11 : Kesit kalınlığı	22
Şekil 3.12 : Köşe yarıçapı.....	22
Şekil 3.13 : Orta kesit alanı.....	22
Şekil 3.14 : Yataklarda meydana gelen yamulma	23
Şekil 3.15 : Kırılmış biyel kolu omuz kısmı.....	23
Şekil 3.16 : Geçiş yarıçapı	23
Şekil 3.17 : Kesit kalınlığı	24
Şekil 3.18 : Biyel cıvatalarında oluşan hatalar	24
Şekil 3.19 : Piston-silindir kafasında oluşan hatalar.....	25
Şekil 3.20 : Motorda meydana gelen hata	25
Şekil 3.21 : Piston ile krank teması	26
Şekil 3.22 : Küçük biyel başı ile krank teması	26
Şekil 3.23 : Piston pimi teması	27
Şekil 3.24 : Biyel süpürme hacmi analizi	27

Şekil 3.25 : Biyelin krank mili etrafında dönüş modeli	28
Şekil 3.26 : Krank mekanizması diyagramı	29
Şekil 3.27 : Krank açısına bağlı atalet kuvvetleri	32
Şekil 4.1 : Biyel elemanları ve mesh tipleri	34
Şekil 4.2 : Büyük biyel başı yatağı	35
Şekil 4.3 : Kep ve biyel kolu.....	35
Şekil 4.4 : Küçük biyel başı yatağı	36
Şekil 4.5 : Büyük biyel başı bağlantı ve mesh görünümü	36
Şekil 4.6 : Küçük biyel başı bağlantı ve mesh görünümü	37
Şekil 4.7 : Abaqus görünümü	37
Şekil 4.8 : Biyel dinamik yükleme.....	38
Şekil 4.9 : Krank açısı ve kuvvetler	39
Şekil 5.1 : Biyel lokal kesit alanları.....	41
Şekil 5.2 : Hesaplamaya prosesi genel şeması.....	42
Şekil 5.3 : Biyel parametreleri	43
Şekil 5.4 : Küçük biyel başı düzgün ve kademeli görünüşü.....	43
Şekil 5.5 : Büyük biyel başı tırtıklı ve düz ayırma tipi görünüşü	43
Şekil 5.6 : Gaz basıncı proses şeması	44
Şekil 5.7 : Kütle tahmini proses şeması	45
Şekil 5.8 : Kütle tahmin tablosu.....	45
Şekil 5.9 : Krank yarıçapı ve biyel uzunluğu proses şeması	46
Şekil 5.10 : Piston pimi tasarım proses şeması	46
Şekil 5.11 : Piston pimi geometrik ölçüleri	47
Şekil 5.12 : Atalet kuvveti proses şeması	47
Şekil 5.13 : Küçük ve büyük biyel başında kuvvet etkisi.....	48
Şekil 5.14 : Küçük biyel başı tasarım proses şeması	49
Şekil 5.15 : Biyel tasarım parametreleri	49
Şekil 5.16 : Küçük biyel başı kısmındaki efektif kütle.....	51
Şekil 5.17 : Yük dağılımı	52
Şekil 5.18 : Biyel kolu tasarım proses şeması	54
Şekil 5.19 : Biyel kolu kesiti.....	54
Şekil 5.20 : Büyük biyel başının tasarım proses şeması	56
Şekil 5.21 : Biyel cıvata tasarım proses şeması	58
Şekil 6.1 : Biyel gerilme dağılım grafikleri	64
Şekil 6.2 : Excel özet motor input ve output verileri	65
Şekil 6.3 : Excel özet biyel kolu verileri.....	66
Şekil 6.4 : Excel özet büyük ve küçük biyel kolu verileri	66
Şekil 6.5 : Excel silindir çapı-biyel ağırlığı grafiği	66
Şekil 6.6 : Excel input verileri	67
Şekil 6.7 : Excel biyel malzeme verileri	67
Şekil 6.8 : Excel biyel ve biyel kolu kesiti parametrik şekil oluşması	67
Şekil 6.9 : Excel biyel çıktı değerleri.....	68
Şekil 6.10 : Excel biyel geometri verileri	68
Şekil 6.11 : Excel cıvata verileri.....	69
Şekil 6.12 : Excel büyük biyel başı verileri	69
Şekil 6.13 : Excel biyel kolu verileri	69
Şekil 6.14 : Excel küçük biyel başı parametrik şekil oluşması.....	69
Şekil 6.15 : Excel küçük biyel başı verileri	69
Şekil 6.16 : Excel küçük biyel başı verileri	70
Şekil 6.17 : Excel küçük biyel başı verileri	70

Şekil 6.18 : Excel küçük biyel başı verileri	70
Şekil 6.19 : Excel pim verileri	70
Şekil 7.1 : Biyel tasarım aşamaları	71
Şekil 7.2 : Catia dokümanının genel görünüşü	72
Şekil 7.3 : Biyel boyutsal parametreleri	72
Şekil 7.4 : Biyel cıvata çapı	73
Şekil 7.5 : Büyük biyel baş kısım ayırma açısı	73
Şekil 7.6 : Motor stroku	74
Şekil 7.7 : Krank mili genişliği	74
Şekil 7.8 : Krank mili çapı	75
Şekil 7.9 : Biyel uzunluğu	75
Şekil 7.10 : Piston pim çapı	76
Şekil 7.11 : Küçük biyel baş kısmı genişliği	76
Şekil 7.12 : Küçük biyel baş kısmı üst genişliği	76
Şekil 7.13 : Biyel kolu gövdesi yüksekliği	77
Şekil 7.14 : Biyel kolu iç et kalınlığı	77
Şekil 7.15 : Biyel kolu dış et kalınlığı	78
Şekil 7.16 : Biyel kolu gövdesinin genişliği	78
Şekil 7.17 : Büyük biyel baş kısmının dış kavis yarıçapı	79
Şekil 7.18 : Büyük biyel baş kısmının iç kavis yarıçapı	79
Şekil 7.19 : Küçük biyel baş kısmının iç kavis yarıçapı	80
Şekil 7.20 : Küçük biyel baş kısmının dış kavis yarıçapı	80
Şekil 7.21 : Büyük biyel başı dış yarıçapı	81
Şekil 7.22 : Dış kalınlığı	81
Şekil 7.23 : Büyük biyel başı et kalınlığı	81
Şekil 7.24 : Küçük biyel başı dış yarıçapı	82
Şekil 7.25 : Cıvata uzunluğu	82
Şekil 7.26 : Design mode sekmesi	83
Şekil 7.27 : Sekronize bağlantısı	83
Şekil 7.28 : Analiz dosyaları	84
Şekil 7.29 : Analiz sınır koşulları ve kuvvetler	84
Şekil 7.30 : Biyel tasarımıyla eş zamanlı değişen parametrik input değerleri	85
Şekil 7.31 : Biyel tasarımıyla eş zamanlı değişen parametrik input değerleri	85
Şekil 7.32 : Küçük biyel başı analizi	86
Şekil 7.33 : Büyük biyel başı analizi	86
Şekil 7.34 : Biyel kolu gövdesi analizi	87
Şekil 8.1 : Biyel kolu gövdesi yükseklik ve genişlik değerleri	90
Şekil 8.2 : Biyel kolu gövdesi dış ve iç kalınlık	90
Şekil 8.3 : Minitab tasarım matrisi ve stres değerleri (MPa)	91
Şekil 8.4 : Biyel kolu gövdesi analizi	91
Şekil 8.5 : Analiz sonuçları	92
Şekil 8.6 : Büyük biyel başı genişliği, çap ve et kalınlığı	92
Şekil 8.7 : Minitab tasarım matrisi ve stres değerleri (MPa)	93
Şekil 8.8 : Büyük biyel başı kesit görünüşleri	93
Şekil 8.9 : Analiz sonuçları	94
Şekil 8.10 : Küçük biyel başı çap, genişlik ve azalma açısı	94
Şekil 8.11 : Küçük biyel başı et kalınlığı ve dış yarıçapı	94
Şekil 8.12 : Küçük biyel başı analizi	95
Şekil 8.13 : Minitab tasarım matrisi ve stres değerleri (MPa)	96
Şekil 8.14 : Analiz sonuçları	96

MOTOR BİYEL PARÇASININ PARAMETRİK TASARIMI VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ PROGRAMLAR İLE GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Otomotiv sektöründe son yıllardaki artışlarla birlikte otomotiv parçalarının seri üretimdeki tasarımı ve optimizasyonu önem kazanmıştır. Araçlardaki en önemli kısım olan motor, her geçen gün otomasyon ve malzeme teknolojisine paralel olarak gelişmektedir. Seri üretimlerde motor parçalarının her birinde yapılan küçük fiyat düşürmeleri ve iyileştirmeleri toplam miktarlar üzerinde etkili bir yere sahip olmaktadır. Aynı zamanda petrol fiyatlarının artması ile birlikte daha yüksek verime sahip motorların ve ekipmanların kullanımının artmasını gündeme getirmiştir.

Biyel , içten yanmalı motorların en önemli parçalarından bir tanesi olmakla birlikte ani değişen yüklere maruz kalan bir parçadır. Aynı zamanda biyel, doğrusal hareketi dönme hareketine ya da tam tersine çevrilmesinde kullanılan en önemli parçalardan bir tanesidir. Günümüzde Ar-Ge çalışmaları ile birlikte düşük hacim ve yüksek güç değerlerinde motorlar ortaya çıkmıştır. Bunun için daha hassas, hafif, dayanıklı ve ekonomik biyel tasarlamak önem kazanmıştır.

Bu çalışma, genel olarak biyelin dizayn prosesinin stres hesaplamalarına ilişkili ölçülerin çıkarılmasını ve dizayn kuralları açısından geometrinin oluşturulmasını içerecektir. Aynı zamanda, maruz kaldığı kuvvetleri inceleyecek ve gerekli analizler gerçekleştirilecektir. Birçok biyel benzer forma ve ona özgü olarak iyi bir çıktıya sahip olduğundan dolayı biyelin parametrik tasarım çalışması bir önem arz etmektedir. Bu çalışmanın amacı; kısa zamanda tasarımcının giriş parametrelerine, stres hesaplamalarına ve tasarım kurallarına göre uygun bir biyel tasarımı elde etmesidir. Biyelin parametreleri çıkarılması için biyel tasarımı ve imalat bilgileri derinlemesine incelenmiştir. Otomotiv firmalarından ve literatürden alınan bilgilerle biyel ve biyeli oluşturan parçaların hata modları tek tek nedenleri ile birlikte anlatılmıştır. Biyelin kinematik çalışması sırasındaki içten yanmalı motorun biyelle alakalı parçalarının matematiksel modeli oluşturulmuştur. Biyel parçasının analiz parametreleri tanımlandıktan sonra tasarım için gerekli bütün veriler matematiksel olarak modellenmiştir.

Bu tez çalışmasında bazı durumlar göz ardı edilmiştir. Sıcaklık ve hava şartları dikkate alınmamıştır. Ayrıca yük dağılımının homojen olduğu kabul edilmiştir.

Catia ve Microsoft Excel araçları çalışma sırasında teze destek olacaktır. Tasarımı yapılan biyel geometrisi Abaqus'de sonlu elemanlar metodu kullanılarak stres değerleri hesaplanacaktır. Tasarıma ait boyutlar excel dosyasından alınacaktır. Excel dosyasının çıktıları (biyel boyutları ve tasarım tipleri dahil) parametrik biyelin tasarım parametrelerine bağlantılı olarak Catia ile entegre olacaktır. Bu entegrasyon sonucu analiz dosyaları da güncel olarak değişecektir.

Excel parametrelerinden çıkan veriler Minitab tasarım matrisine yerleştirilip optimum tasarım parametreleri belirlenerek biyel optimizasyonu sağlanacaktır. Ayrıca

parametrelerin tasarım ve analiz üzerindeki etkileri gösterilecektir. Bu çalışmada, biyelin tasarımıyla ilgili detaylı bilgiler, Excel ve Catia dosyalarının kullanımı açıklanacaktır.

Son olarak, hesaplama verilerinden ve analizden çıkan sonuçlara göre tasarımcı aracın motoruna göre en uygun ve optimum biyeli tercih edebilir. Böylece bir biyelin en baştan itibaren bütün parametreleri ve tasarım kriterleri çıkartılıp matematiksel bilgiler ışığında 3 boyutlu gerçek modeli oluşturulacaktır. Aynı zamanda bu değerler sonlu elemanlar yöntemi ve hesaplama matrisi ile onaylanacaktır.

PARAMETRIC DESIGN OF ENGINE CONNECTING ROD AND ITS DEVELOPMENT WITH COMPUTER AIDED PROGRAMS

SUMMARY

With the growing automotive industry in recent years, the design and optimization in mass production of automotive components has gained importance. The engine, which is the most important part of a vehicle, is developing every passing day correspondingly with the automation and material technology. Small price reduction and improvements made on each of the engine parts in mass production plays an important role on the total quantity. At the same time, fuel price surges have brought forward the increase of using high effective engines and components.

The connecting rod is one of the most important components of internal combustion engine and at the same time a part that is exposed to sudden load changes. Also, it is one of the most important components used to reverse linear movement to rotary motion or upside down. Nowadays, along with R&D, low volume and high power value engines came up. This is one of the reasons why it became crucial to design a more sensitive, light, solid and affordable con-rod.

As is known, drawings made by computer-aided design will not match as the actual manufacturing. Therefore, in con-rod manufacturing, the more you stick to the design, the better results you will get. Today with the help of metallurgical science, tooling technology and manufacturing techniques, con-rod manufacturing can be done in a more precise and close to its design way.

Similar to the other engine parts, the con rod type can vary according to the type of engine. Various con-rods are used in models such as V, W and rotary motor. It is important to choose the con rod type according to the engine type. Automobile and tractor engines often use a variety of connecting rods depending on the engine type and cylinder arrangement.

While shaping the con-rod, the effects of adjacent components such as the crank and piston should be considered. Moreover, the effects of various geometries on each other within the con-rod are important.

While designing the con-rod section, the lightness as well as manufacturing technology should be considered. The con-rod section may be formed somehow against the drawing, pressing and bending. However, criteria such as manufacturing techniques and lightness determine the actual shape of the rod cross -section.

It is requested that a con-rod should not break down during operation and work properly multiple times and at the same time should be cost-effective too. However, the most important thing is that the con-rod has to be light due to fact that it is a very active element in the engine. Therefore, unnecessary material consumption must be avoided.

The con-rod must have a specific weight due to the fact that it has an impact on the engine. If the rod is light, the engine moves faster and accelerates faster. However, the weight is not the only important issue. The con-rod has to be durable as well. It should have the strength to meet all the forces during operation. If it doesn't have the necessary strength, it can break or work out with the power generated by the piston which can cause huge failures in the engine.

Today, the main problem in the development and progress of motor vehicles is the widespread use of diesel engines and, consequently, reduction in fuel consumption as well as production / service cost. Therefore, a new innovation in motor vehicles cannot be developed. Engine emissions and noise levels reached new levels with these developments. Computer aided design and engine testing has gained more importance. In addition to this, various design and analysis programs have been developed for the motor design.

The analyse results which were performed mutually and interactively with the design and analysis studies, formed a data source to improve the design. To improve critical areas of the con-rod, a parametric model was established in the design program. After that, a linear static analysis was performed with the finite element method formed in the design program. As designs changes, so does analyse values change accordingly. The problems in critical areas have been solved with the help of analysis results. After that, focus was given on manufacturing geometry. Later on, this model has been checked in terms of resistance, with a more advanced method of analysis.

This study will in general comprise the take out the dimensions related to stress calculation for the con-rod design process and the creation of the geometry according to design rules. At the same time, it will investigate the power that it will be exposed to and will perform the necessary analyses. As quite a few con-rod have similar forms and thus a good output, the parametric design study of it gains importance. The aim of this study is that the designer achieves a proper con-rod design according to the input parameters, stress calculation and design rules. In order to extract the parameters for the connecting rod, con-rod design and manufacturing information was studied closely. With the information received from automotive companies and technical literature, the failure modes of the con-rod or constituent parts are described one by one with its reasons. Mathematical model of the connecting rod of the internal combustion engine during the kinematic studies with the con-related parts has been established. After the identification of the analysing parameters for the con-rod, all the data necessary for the design have been modelled mathematically.

In this thesis some cases were ignored. Temperature and weather conditions were not taken into account. Furthermore, the load distribution has been considered to be homogeneous.

During the study Catia and Microsoft Excel tools will support the dissertation. The stress values of the designed con-rod geometry will be calculated via using the Abaqus' connecting element method. The dimensions regarding the design will be extracted from the excel file. Outputs of this Excel file (including con-rod dimensions and design types) will be integrated to Catia as parameters of the parametric connecting rod design. The analysis files will also be updated according to the integration results.

The data from the Excel parameters will be placed into the Minitab design matrix to determine the optimum design parameters to maintain the con-rod optimization.

Furthermore, the effects of parameters on the design and analysis will be shown. In this study, detailed information on the design of the connecting rod, use of Excel and Catia files will be explained.

Finally, according to the calculation data and analysis results, the designer can choose depending on the type of engine, the most appropriate and optimal con-rod. Thus, by taking out all the parameters and design criteria of a con-rod from the beginning, the 3D real model will be created under mathematical knowledge. At the same time, these values will be confirmed by the finite element method and the matrix calculation.

The most suitable con-rod selected for an engine goes through long design processes, strength and dynamic analysis, crash tests and optimizations. As a result, today a con-rod withstands up to a distance of 1,000,000 km motorway which is also guaranteed by many automotive companies.

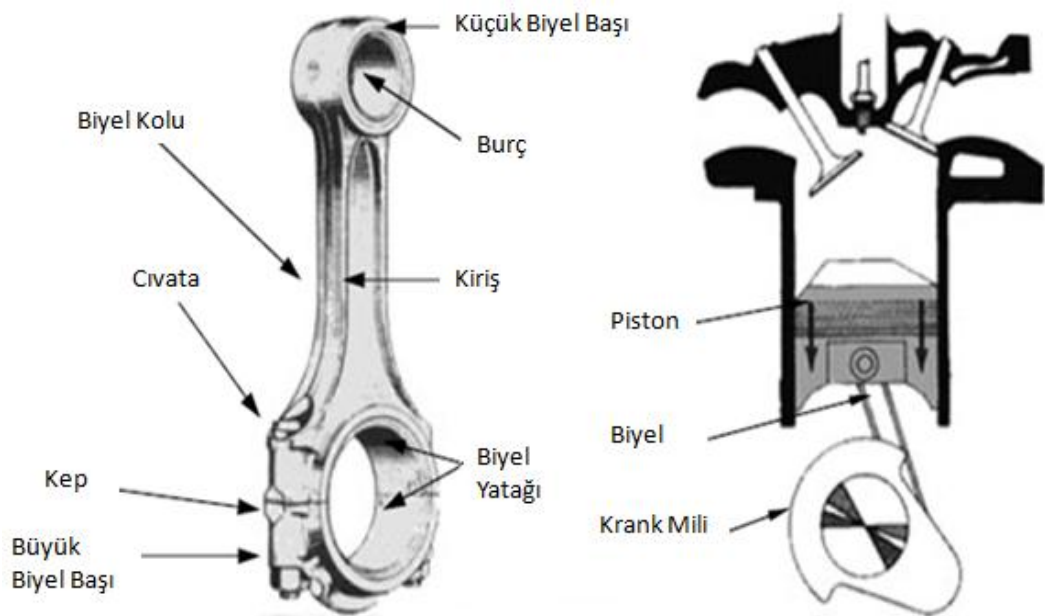
1. GİRİŞ

Biyel, fonksiyon olarak içten yanmalı motorlarda pistonda gaz kuvvetleriyle oluşan düz kuvveti krank miline dönme hareketi olarak çeviren mekanizmadır. Biyel, pimler yardımıyla bir ucundan piston diğer ucundan da krank miline bağlıdır.

Biyel, güç iletimini yaparken dinamik çekme ve basınç yüklerinden oluşan yüksek devirli yüklere maruz kalır. Biyel, aksel gerilme ve basınç yüklerini iletme kapasitesine sahip olmalıdır. Bununla birlikte piston üzerindeki itme-çekme kuvvetinden ve dönen krank milinin merkezkaç kuvvetinden kaynaklanan eğilme gerilmelerine maruz kalır. Biyelin, bu bahsedilen kuvvetler ve yükler karşısında boyutları ve malzeme özellikleri gerekli kriterleri sağlamalıdır. Bu değerlerin analizlerle gözden geçirilmesi gerekmektedir.

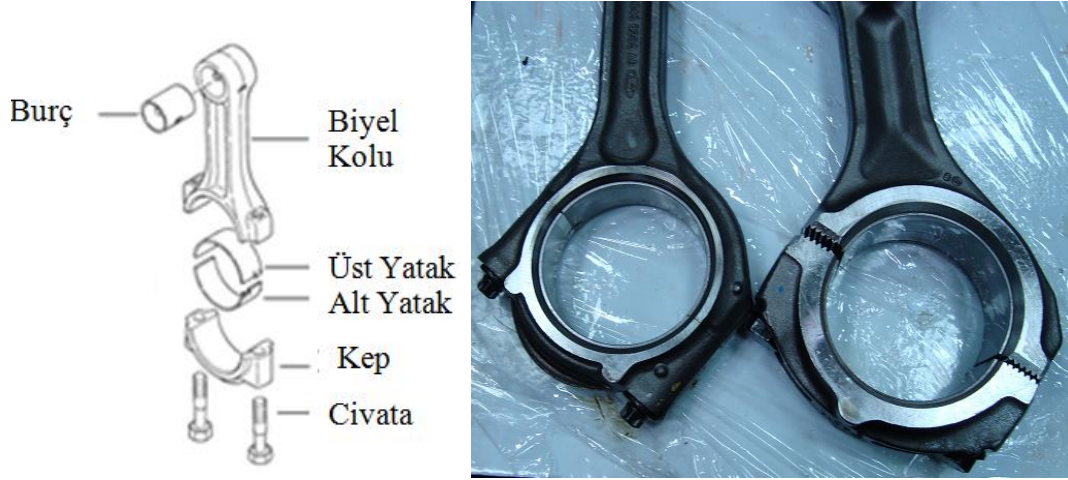
Bir parametrik biyel tasarımı yapılırken biyelin maruz kaldığı değişken yükler hesaplanmalı, aynı zaman da biyelin motor içinde çalışmasını etkilemeyecek şekilde boyutları optimize edilmelidir.

Şekil 1.1’ de biyelin şematik gösterimi, konumu ve bir motor üzerindeki fonksiyonu gösteriliyor.



Şekil 1.1 : Biyelin şematik gösterimleri (Sarıtış, 2002).

Şekil 1.2’de biyelin montajdaki ana parçaları ve örnek biyel tasarımları gösteriliyor.



Şekil 1.2 : Biyelin montaj parçaları ve örnek biyel tasarımı (Sarıtış, 2002).

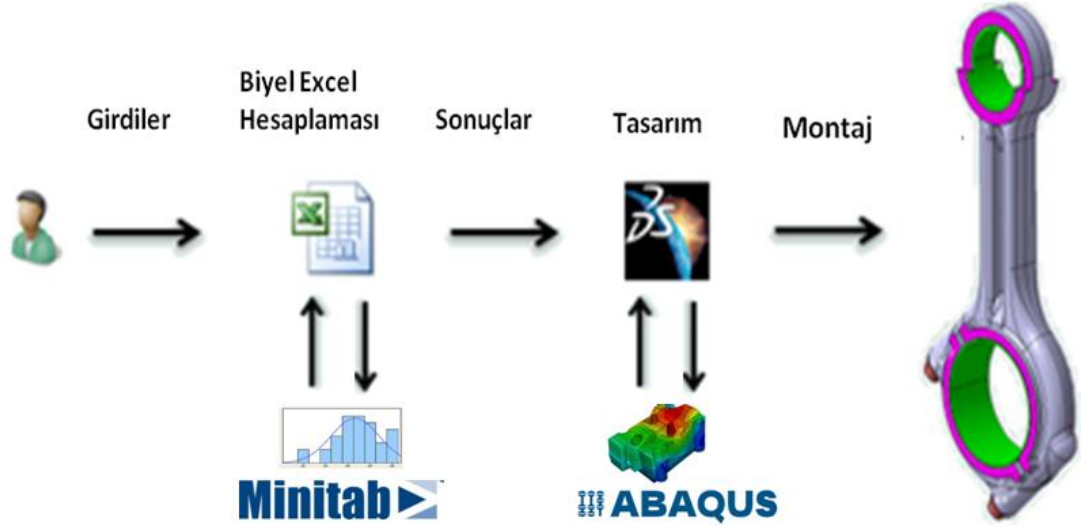
Krank-Biyel sisteminin buluşu, birçok makinelerin bulunmasını sağladı. Bunların en önemlisi şüphesiz içten yanmalı motordur. Bu tez biyelin kısa bir geçmişinden bahsedecek ve daha sonrada kum döküm, dövme ve toz metalürjisi dahil çeşitli modern üretim metotlarını ele alacaktır.

Ayrıca tez, toz metal ve sıcak dövme metodunun yorulma dayanımlarının karşılaştırmalı tablosunu verecektir. Son olarak, biyel sektöründeki yeni gelişmeler hakkında bilgi verecektir.

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmanın amacı; kısa zamanda tasarımcının giriş parametrelerine, stres hesaplamalarına ve tasarım kurallarına göre uygun bir biyel tasarımı elde etmesidir. Catia ve Microsoft Excel araçları çalışma sırasında destek olacaktır. Stres değerleri hesaplanacak ve tasarıma ait boyutlar Excel dosyasından alınacaktır. Excel dosyasının çıktıları (biyel boyutları ve tasarım tipleri dahil) parametrik biyelin tasarım parametrelerine bağlantılı olarak Catia ile entegre olacaktır. Ayrıca her bir tasarım parametresinin tasarım üzerindeki etkisi görülerek, analiz değerleriyle karşılaştırma yapılabilir olacaktır.

Prosesin genel görünümü aşağıdaki şekil 1.3’ de açıklanmıştır.



Şekil 1.3 : Prosesin genel görünümü.

1.2 Literatür Araştırması

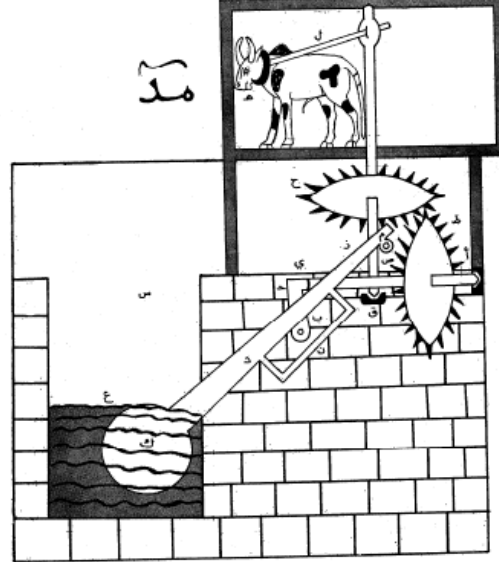
Biyel, motor içerisinde farklı yüklere maruz kalır. Bunların en başında piston içerisindeki yanmadan dolayı oluşan yüksek gaz basıncı gelir. Aynı zamanda biyel, krankta oluşan yüksek atalet kuvvetlerinden dolayı yüksek çekme kuvvetlerine maruz kalır. Bu gibi etki eden faktörlerden dolayı biyel, motor içerisinde dayanıklı olmalıdır. Bunun için biyelin literatür araştırılmasının yapılması, imalat teknolojisinin ve malzeme bilgisinin öğrenilmesi son derece önemlidir.

1206 yılında, El Cezerî krank-biyel sistemi kullanılan bir kaç makine çizimi gerçekleştirdi. Bunlardan bir tanesi; bir hayvanın bir dişliye bağlı dikey bir aksı döndürdüğü su yükselme makinesidir. İkinci dişli suyun içinde batmış kepçeyi döndüren bir biyele bağlıdır ve krankı döndürür. Bu krankın bir makinenin içine dahil olduğunu gösteren en eski sistemdir. Şekil 1.4' de makine sistemi gösteriliyor.

El-Cezerî 'nin makinelerinin başka birinde bir krank-biyel mekanizması ile bir çift etkili pistonlu pompa kullanılmaktadır.

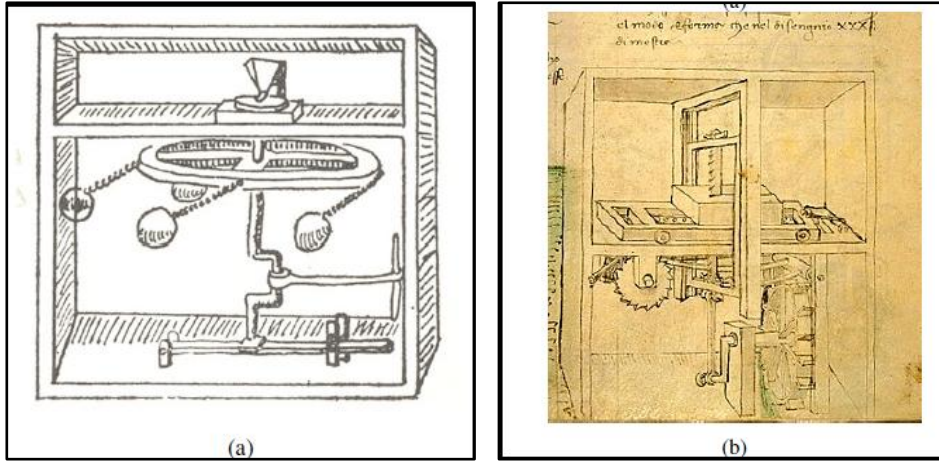
On beşinci yüzyıl öncesine kadar Avrupa'da, krank-biyel sistemi ile ilgili bilgi bilinmiyordu. Bir tarihçi, teknolojinin bu eksikliğinin oldukça sınırlı mekanikleşme uygulamalarından dolayı olduğunu söylüyor. Conrad Keyser kitabında, Bellifortis tarafından yapılmış (1405), krank ve biyel sistemi ile çalışan bir el değirmenini tarif etmiştir. Cihaz, atalet eksikliği telafi etmek için iki ölü merkezi ve bir volana sahipti.

Francesco di Giorgio Martini (1439-1502) mimarlık üzerine çalışmasında ölü merkezleri dengelemek için volana düzenleyici ekledi



Şekil 1.4 : El-Cezeri'nin 4. makinasında kullanılan biyel mekanizması (Url-2).

Şekil 1.5' de makine gösterilmiştir. Onun cihazı sürekli olarak testerelerde kullanıldı ve bu da 19.yüzyılın sonuna kadar sürdü. Şekil 1.5b'de testere gösterilmiştir. Testerenin iki uç arasında kayan bir ahşap çerçevesi vardır ve başka bir aygıt, ahşap üzerinde ileri hareket ederken hidrolik tekerlek ile çalışan krank-biyel sistemi tarafından tahrik edilmektedir.



Şekil 1.5 : Francesco di Giorgio Martini çizimleri: (a) bir volan ile regülatör (b) su çark mekanizmasının bir ahşap krank ve biyel sistemiyle tahrik edilmesi (Url-2)

Leonardo da Vinci'nin tasarımlarında krank ve biyel mekanizmaları mevcuttur. Ramelli ayrıca 1588 yılındaki kitabında Vinci'nin çeşitli pompalarda kullanılan krank ve biyel mekanizmasından bahsetmiştir.

Bugün bildiğimiz biyel sistemi, ilk kez 1860 yılında Fransız mucit Etienne Lenoir tarafından küçük ve tek silindirli içten yanmalı motorda kullanılmıştır. Gaz ilk olarak yatay silindirin uç kısmının içine, daha sonra da diğer tarafa enjekte edildi ve ateşlendi. Küçük, sınırlı, değişken patlamalar silindir içindeki pistonu ileri ve geri hareket ettirdi. Pistona bağlı biyel krankı hareket ettirdi ve o da volanı döndürdü. Biyel içeren ilk içten yanmalı motor Karl Benz tarafından 1885 yılında bir araç içine konuldu. Tek silindirli ve 4 stroklu motor kullanıldı. Motorun maksimum hızda saftı 250 d/d'da döndürüyordu ve beygir gücünün 4'te 3'üne ulaşmıştı. Bu güçte aracın yolda 8 km/h ile ilerlemesini sağladı.

21. yüzyıla geldiğimizde ise 2004 yılında Shenoy yüksek hızlı bir dizel motorunda sonlu elamanlar analizi yaptı. Bu analizde maksimum basınç yükü ve maksimum çekme kuvveti kullanılmıştır. Analiz ile sonucunda biyelin yükleme durumu belirlenmiş ve optimizasyonunda kullanılacak kuvvetler belirlenmiştir. Daha sonra ağırlık ve maliyet optimizasyonu yapılmıştır. Çalışma sonunda %10 daha hafif ve %35 daha ucuz biyel elde edilmiştir. 2005 yılında ise Dale tarafından yapılan çalışmada toz metal ve C70 çeliğine dayalı dövme yöntemi ile imal edilen biyelin döküm ile imal edilenden %25-33 daha fazla yorulma dayanımına sahip olduğu belirlenmiştir. (Kaya, 2012)

2015 yılında, dünya çapında yaklaşık 73,4 milyon otomobil imal edilmesi tahmin ediliyor. Her motoru ortalama 5 silindirli varsayarsak, otomotiv endüstrisinde yaklaşık 367 milyon tane biyel üretilmesi tahmin ediliyor.

2. BİYEL MALZEME BİLGİLERİ

Biyel malzemesi genellikle, dövme çelikten imal edilir. Bunun yanında nadir de olsa dökme çelikte de imal edilebilir. Dökümde görülen sıkıntı, gözenek oluşmasından dolayı dayanıklılık ve yorulma değerlerinin düşük olmasıdır. Biyel aşırı yüklemeler ve zorlamalar altında çalıştığı için bu değerler ancak dövme yöntemi ile sağlanabilir. Kaba şeklinin sağlanması içinde çelik malzemesi kullanılmalıdır. Çelikler genellikle karbon veya alaşımlı olurlar. Biyelin malzemesi, biyelin dayanımını doğrudan etkilemektedir. Bundan dolayı malzemenin önemli kriterleri; kimyasal birleşimi, gözenek yapısı, mikro yapısı, yüzey kalitesi, kalıcı gerilmeleridir.

Biyel, toz dövme konusunda yürütülen çalışmalar sonucunda yüksek yorulma mukavemetine sahip olmuştur. Şekil 2.1’ de biyel malzemelerinin mekanik özellikleri gösterilmiştir.

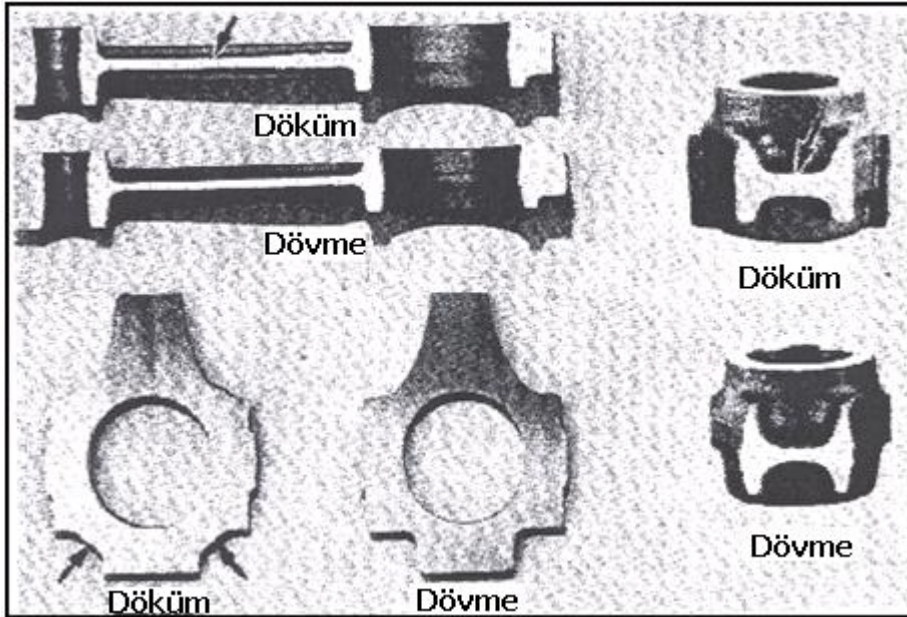
			Çekme Dayanımı (Mpa)	Akma Dayanımı (Mpa)	Uzama (%)	Yoğunluk (g/cm ³)	Sertlik (HB)
Sıcak Dövme Biyel	Karbon Çeliği (S48CM)	Spesifikasyon	608 min.	490	17 min.	-	179-212
		Ölçülen	745	481	23	-	214
	Mikro Alaşımlı (S45CVMn)	Spesifikasyon	834 min.	539 min.	12 min	-	247-285
		Ölçülen	941	569	19	-	295
Toz Metal Dövme Biyel	Toz Metal (C-70)	Spesifikasyon	696 min.	441 min.	10 min.	7.65 min	200 min.
		Ölçülen	794	462	14	7.71	245

Şekil 2.1 : Biyel malzemelerinin mekanik özellikleri (Kaya, 2012).

Toz dövme teknolojisi ile metallerin sıcak dövmedeki kalıcı gözenekleri engellenmiş oluyor. Diğer taraftan bu teknoloji, pahalı bir yöntemdir. Bundan dolayı endüstride sadece pişirme yöntemi kullanılmaktadır. Biyeler genellikle %85 molibdenli önceden alaşımlı çelik tozundan 1000 MPa basınçta ılık presleme ve 1130 °C pişirme ile imal edilirler (Sarıtış, 2002). Biyel imalatında kullanılan yöntemler aşağıda detaylı anlatılmıştır.

2.1 Kum Döküm Biyel

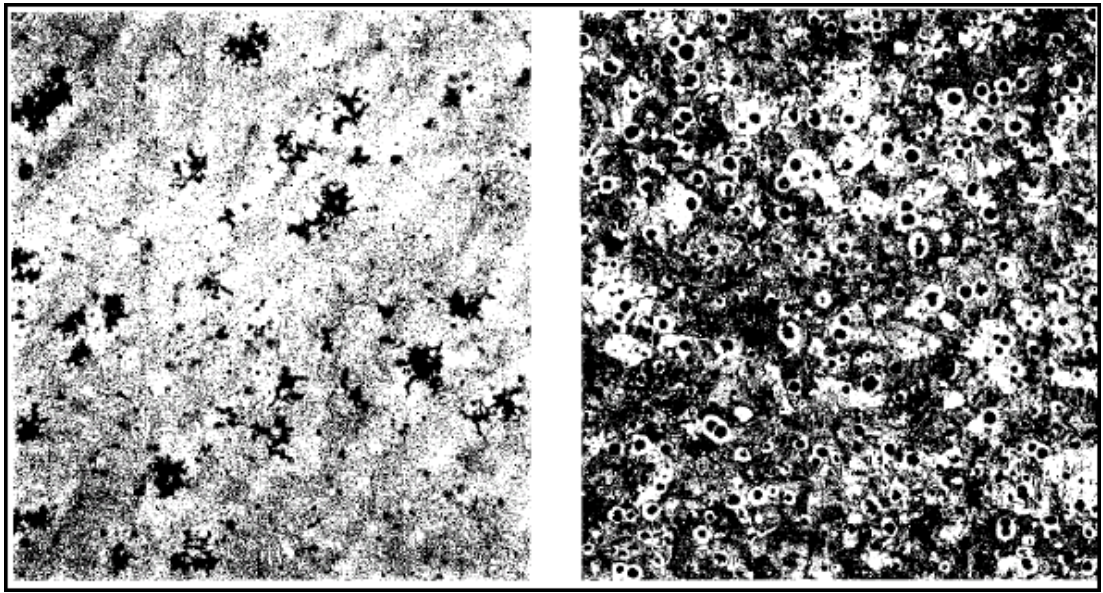
1962 yılında Buick V6 motoruyla başlayan ve daha sonra General Motors 'da 11 farklı motorlarda kullanılmak için 50 milyon perlitli temper dökme demirden biyeli üretti. Kesitin farklı ihtiyaçlarına göre mevcut dövme tasarımları bu teknoloji ile biraz değiştirildi. Özellikle, I-kiriş kesiti artırıldı ve krank miline uygun olması için biyelin kenarlarına daha verimli yarıçaplar verildi. Bu değişiklikler şekil 2.1'de görülebilir. Bu biyel kolları, yeşil kum kalıplar içinde 1750 °F'de 18 saat süre ile tavllanmış kalıplara döküldü ve hava ile soğutuldu. Soğutmadan sonra 1600 °F'de ikinci kez ısıtıldı. Daha sonra martensitli içyapı formu oluşturmak için yağ içinde söndürüldü ve 3-4 saat süreyle 1150-1180 °F'de tavlandırıldı. Bu parça için rapor edilen özellikler şu şekildedir: 100 ksi minimum gerilme mukavemeti, 80 ksi akma dayanımı ve %2 uzama. Döküm biyel perlitik dövülebilir özelliği sayesinde mükemmel işleme özelliğine ve uzun makine ömrüne sahiptir.



Şekil 2.2 : Dökme demir ve dövme demirden yapılmış biyelerin karşılaştırması.

1993 yılında, temper dökme demir ve sünek dökme demir biyelleri üzerine yapılan yorulma testleri sonucunda sünek dökme demir biyelerinin itme ve çekme kuvvetlerindeki dayanımının temper dökme demir biyelere göre çok daha iyi bir performans gösterdiği ortaya çıkarılmıştır. Bu yorulma testleri, biyelin motor içerisinde maruz kaldığı kuvvetler taklit edilerek yürütülmüştür. Temper dökme biyelin 764,962 çevrim döngüsü sonunda çalışma oranı %50 iken 347.734 çevrim döngüsü sonucunda çalışma oranı %90 olarak bulunmuştur. Sünek dökme demir

biyelin test sonucunda ise 1.605.902 çevrim döngüsü sonunda %50'lik çalışma oranı ve 635.811 çevrim döngüsü sonunda %90'lık çalışma oranına sahip olduğunu gösterdi. Sünek dökme demir biyelin dayanımının bu kadar fazla olmasının muhtemel sebeplerinden biri sünek dökme demirdeki grafiti şeklinin temper dökme dökümünden daha küresel olmasıdır. Temper dökme demirin 950°C de gördüğü 24 saatlik ısıtıl işlem sonucunda oluşan şekiller çoğunlukla eşit olmaz ve aralarındaki keskin köşeler yoğun gerilmelere maruz kalarak lokal plastikleşme etkilerinin olmasına sebep olur. Temper dökme demir biyel ve sünek dökme demir biyelin karşılaştırmaları aşağıdaki mikrograf resimlerinde görülebilir.



Şekil 2.3 : Sol-temper dökme demir biyel metalürjik yapısı (x50). Sağ-sünek dökme demir biyel metalürjik yapısı (x50) (Dale, 2005).

Bunun yanısıra sünek dökme demir biyel kolundaki grafit şekilleri malzemenin katılaşma sürecinde oluştuğundan temper dökme demir biyelin aksine herhangi bir ısıtıl işlem uygulaması, dolayısıyla ek bir işlem gerektirmemektedir. Sonuçta temper biyelleri ısıtıl işlem görmeden önce çok kırılgan bir yapıya sahip olduklarından taşıma sırasında çatlaklar oluşabilir. Sünek döküm demir biyeler ile bu risk ortadan kaldırılmış olur.

Dökme demir günümüz şartları için çok ağır, yoğun emek gerektiren ve otomotiv sektörü için ekonomik olmayan bir çözüm olarak görülmektedir. Ayriyetten bu malzeme güncel otomotiv motorları için gerekli mekanik özelliklere sahip olmadığından biyel kollarının başlıca üretim metodlarından biri olmaktan çıkmıştır.

2.2 Sıcak Dövme Biyel

İlk sıcak dövme biyel kollarının üretim zamanı kesin olmamakla birlikte bu tip biyel kolları uzun yıllar boyunca otomotiv endüstrinde standart olarak kullanılmıştır. Yalın karbon çelik dövme yöntemi ilk tercih edilen yöntemdi. Fakat biyel kolları tek seferde istenilen şekle getirilemeyeceğinden birkaç farklı kalıptan geçiriliyor. Başlangıç malzemesi aşama aşama dövülerek biyel son şeklini alıyor. Biyel kolu için yapılmış farklı dövme kalıpları ve ana dövme aşamaları Şekil 2.3'te gösterilmektedir. Genellikle biyelin alt ve üst kısmına ayrı dövme işlemi yapılır yada uzunlamasına dövülür ve daha sonra iki parçaya bölünür.



Şekil 2.4 : Dövme kalıbı seti ve biyel dövme işlemi sırasında ham şekilden son şekline değişimi (Dale, 2005).

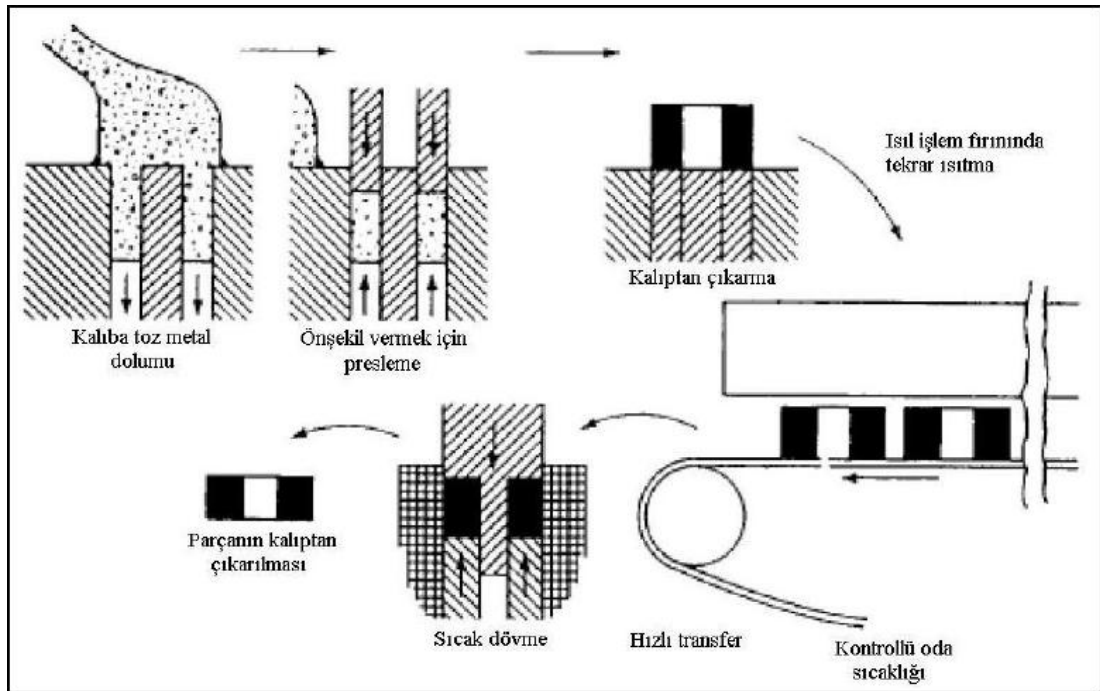
Parça dövüldükten sonra istenilen madde özelliklerine kavuşması için ısıl işlemden geçirilip sonrasında da düzeltilmelidir. Dövülmüş parçanın dengeli olmasını sağlamak için iki ucunda fazladan malzeme bırakılacak şekilde dövülür. Daha sonrasında ise bu fazla malzemeye imalat usulleri işlemleri sırasıyla uygulanarak, parçanın iyi bir dengeye sahip olması sağlanır. Biyel farklı işleme proseslerine tabi tutulur. Parça işlenirken kaldırılan malzeme miktarı yaklaşık %25-30 civarındadır ve bu oran dövme işlemi sonrasında kaldırılan metal kalıntısını kapsamaz.

2.3 Toz Metal Dövme Biyel

Toz metal dövme teknolojisinin biyel üretiminde kullanılması fikri 1970’lerde ortalarında Porsche 928 motorlarında ortaya çıktı. Şekil 2.4’te görüldüğü üzere toz metal dövme prosesi geleneksel kalıp ve sinter toz metalurji prosesinin bir uzantısıdır. Gözenekli ön kalıp tek bir üflemeyle birlikte sıcak dövme ile yoğunlaştırılmıştır. Dövme işlemi tamamen kapalı kaplarda ısı ile yapılır ve nerdeyse hiç çapak oluşturmaz.

Toz dövme metodunun iki temel formu vardır:

- Sıcak dövme; ön kalıpta malzeme yanal akış miktarını önemli miktarda karşılar.
- Sıcak tekrar presleme; yoğunlaştırma sırasında malzeme akışı temel olarak presleme yönündedir. Bu yoğunlaştırma formu bazen tekrar dövme yada sıcak damgalama olarak anılır.



Şekil 2.5 : Toz metal dövme aşamaları (Kaya, 2012).

Toz metal dövme biyel kolunun avantajları işleme operasyonun azaltılması ve üstün derecede ağırlık/tolerans kontrolünün yapılabilir olmasıdır. Sıcak dövme biyel kolları üretiminde kolların ağırlıklarının işlenerek düzeltilmesi ya da ağırlık sınıflarına göre ayrılması gerekiyor. 1970’lerde toz metal dövme biyel ham maddesinin sıcak dövme biyele kıyasla çok daha yüksek olması, bu teknolojinin diğer motorların üretiminde yaygınlaşmasını engelledi. 1980’lerde Toyota bu teknolojiyi biyele adapte etmeye ve

üretimini kendi tesislerinde yapmaya başladı. Maliyetleri düşürmek için demir-bakır-karbon karışımı toz hammadde kullanmaya başladılar. 1987’de Ford, ilk kez Escort modelinde toz metal dövme biyel kullanmaya başladı. Chrysler ve General Motors’da 5 yıllık bir süreç içerisinde bu teknolojiyi bazı motorlarında kullanmaya başladı. Her ne kadar BMW ve Jaguar benzinli motorları için toz metal dövme biyel kolunu adapte etmiş olsa da Avrupa’da bu teknolojinin kullanımı limitliydi.

1995 yılında Hyundai şirketi 2.5L V6 motorlarında toz metal dövme biyel kullanmaya başladı. Geleneksel sıcak dövme biyelden toz metal dövme biyele geçmelerindeki sebep ise biyeli hafifleterek gürültü, ses ve sertlik karakteristiklerini iyileştirmek ve maliyetleri düşürmek istemelerinden kaynaklanıyordu. Ayrıca çizelge 2.1’de malzeme ve mekanik özelliklerin özeti gösterilmiştir.

Yorulma performansı açısından, toz metal dövme biyel 32 kN kuvvete karşı koyarken, sıcak dövme biyel 37 kN kuvvete karşı koyar. Bu farkın oluşmasındaki sebep toz metal dövme biyelerin sıcak dövme biyellere kıyasla daha ufak boyun kesitine sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Bu farka rağmen tasarım standartlarına uyduğu için toz metal dövme biyel kolları V6 motorlarda kullanılmıştır.

1990 yılı yakınlarında, Krebsöge şirketi toz metal dövme biyel keplerinin oda sıcaklığında kırılma işlemi yapılabilmesini sağlayan bir teknoloji geliştirdi. Hyundai bu teknolojiyi adapte ederek V6 motorlarında kullanılan toz metal dövme biyelerinin işleme aşamalarını 17’den 8’e düşürerek yatırım, üretim ve işletme maliyetlerinde önemli başarı sağlamış oldu. Bu ayırma tekniği, toz metal dövme biyelerin üretim maliyetinin %10.5 düşmesini sağladı.

Günümüze kadar biyel ile ilgili farklı şirketler tarafından araştırmalar yapılmıştır. Bu araştırmalarda temel hedef, hafif ve dayanımı bütün kuvvetleri karşılayabilecek biyel tasarlamaktır. Araştırmalar tasarımdan daha çok malzeme odaklıydı. Toz metal teknolojisini bu araştırmalar sonucunda ortaya çıkarmıştır. Şekil 2.6 ‘da geleneksel sıcak dövme biyel ve toz metal biyelerin üretim aşamalarının karşılaştırılması görülmektedir. Bu şekilde de görülebileceği gibi 2 farklı proses, malzeme parametrelerine ve operasyon sayılarına göre karşılaştırılmaktadır. Toz metal teknoloji operasyon sayısı anlamında sıcak dövmeye göre daha avantajlıdır. Toplam operasyon sayısı sıcak dövmenin yaklaşık olarak üçte biri kadardır.

Parameters	Wrought Forged	Powder Forged
E (GPa)	201	199
YS (0.2% offset) (MPa)	700	588
UTS (MPa)	938	866
% elongation	24%	23%
% RA	42%	23%
Strength coefficient, K (MPa)	1400	1379
Strain hardening exponent	0.122	0.152
True fracture strength (MPa)	1266	994
True fracture ductility	54%	26%
Hardness, HRC	28	20
Hardness, Brinell	272	223
Manufacturing Operations	1. Crank End & Pin End Both Side Faces Rough Grinding 2. Pin End Bore Drilling, Chamfering & Boring 3. Rod & Cap Bore, Joint Face, Both Side Faces Broaching 4. Rod & Cap Joint Faces Grinding 5. Bolt Holes Drilling & Chamfering 6. Bolt Holes Reaming 7. Bolt Holes Spot Facing 8. Bearing Notch Milling 9. Bolts Pressing 10. Rod & Cap Assembling 11. Crank End & Pin End Both Side Faces Finish Grinding 12. Crank End Bore Rough Boring & Chamfering 13. Crank End & Pin End Bore Finish Boring 14. Bearing Notch Deburring 15. Crank End Bore Honing 16. Measuring 17. Weight Checking	1. Bolt Holes Drilling & Tapping 2. Fracture Splitting 3. Rod & Cap Assembling 4. Crank End & Pin End Both Side Faces Grinding 5. Crank End & Pin End Bore Chamfering & Boring 6. Bearing Notch Milling 7. Crank End Bore Honing 8. Measuring
	Total Operations: 17	Total Operations: 6

Şekil 2.6 : Geleneksel sıcak dövme biyel ve toz metal biyelerin üretim aşamalarının karşılaştırması (Visser, 2008).

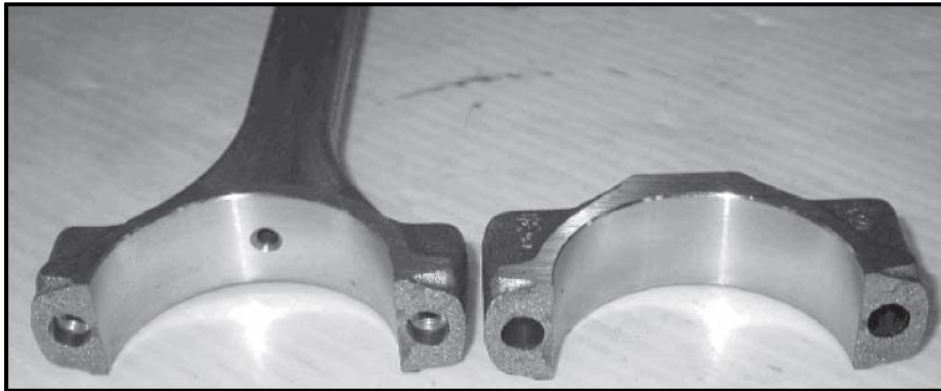
2.4 Yakın Zamandaki Gelişmeler

1990'ların başlarında sıcak dövme biyel endüstrisinde birçok yenilikler ortaya çıkmıştır. Nakamura şirketi özellikle biyel kollarında kullanılmak üzere yüksek dayanımlı mikro alaşımlı çelik malzeme geliştirdi. (Ağırlığına oranla) %0.3 karbon alaşımlı çelik, içine katılan vanadyum, sülfür, fosfor ve kalsiyum sayesinde üretim aletlerinin ömründe kısalma göstermeden yorulma kuvvet değerlerinde konvansiyonel biyellere kıyasla % 26 daha iyi performans gösterdi. Bu alaşım sayesinde istenen mekanik özelliklere ulaşması konvansiyonel biyelerde uygulanan ısıtma işlem gereksinimini de ortadan kaldırmış oldu. Aynı zamanda da parça dayanımından taviz vermeden ağırlığında % 15 azaltma sağlandı. 1992 yılında Olaniren ve Stickels kırılabilir dövme biyel kollarının patentini aldı. Biyel ayrılma kısmında tasarlanan ve karşılıklı 180° lik açı ile duran iki adet çentik işlem sırasında biyel kolunun kontrollü bir şekilde kırılmasını sağlanılıyordu. Bu işlem ve ölçü

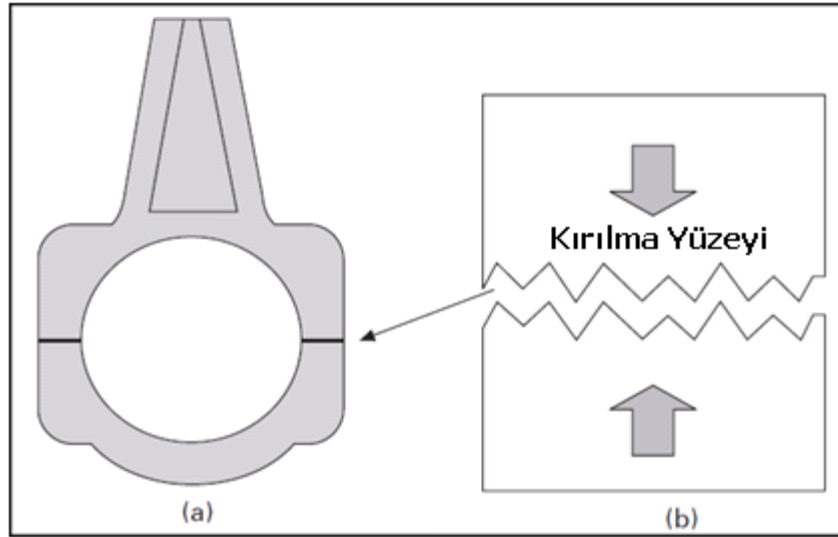
kontrol mekanizmalarındaki gelişmeler sıcak dövme biyelerinin toz metal dövme biyel kolları ile maliyet anlamında rekabet edebilir hale gelmesini sağladı. Sıcak dövme biyelerin kolay kırılabilir olması için alaşımdaki karbon miktarının arttırılması ve biyel kolunun sünek özelliğinin azaltılması gerekiyordu. Bu kırılabilir biyelerin yorulma dayanımları yalın karbonlu sıcak dövme biyel ile yakın değerlere sahipti. 2000'lerin başında Avrupada geliştirilen C-70 tipi kırılabilir çelik biyel kolları, Amerika tarafından, biyel kollarında standart olarak benimsendi. Bu çelik ağırlığınca %0.7 oranında karbon bulundurup ve oda sıcaklığında kırılmayı sağlayan tamamıyla perlitik mikro yapıya sahiptir.

2.5 Kırılma İşlemi

Biyel bağlantı kısmını oluşturan biyel kolu ve kepin birbirine kusursuz monte edilmesi için oturma yüzeyinin düzgün bir şekilde kurulması gerekiyor. Bazen bağlantının kaymasını önlemek için pim veya kademeli yüzey kullanılır. Bu bağlantı biçimleri kaymaklı yataklar için yüksek hassasiyet değerleri verir fakat bunu gerçekleştirmek için talaşlı işleme üretim maliyetini arttırmak gerekiyor. Maliyetteki bu artışı önlemek için biyelde kırılma prosesi geliştirilmiştir. Böylece biyelde kırık pürüzlü bir yüzey elde ediliyor. Şekil 2.5'de demonte haldeki kep ve biyel kolu bulunmaktadır. Pürüzlü birleşme yüzeyi oluşturmak için büyük biyel başı kısmında şekil 2.6' daki gibi kırılma işlemi gerçekleşir. Bu işlem, biyel kolunun ve kepin mükemmel uyum içersinde bağlanmasını ve kepin oynamamasını yani kaymamasına yardımcı olur. Üretim süreci şu şekildedir: ilk önce dövme işlemi ve büyük biyel başı tek parça olarak talaşlı imalat işlemi yapılır. Bu prosesler tamamlandıktan sonra tek parça olan büyük biyel başı iki parçaya bölünür (kep ve biyel kolu). Bu kırılma işlemi yüzeydeki çentik sayesinde gerçekleşir.



Şekil 2.7 : Kırılmış biyel kolu ve kep.



Şekil 2.8 : a) Büyük biyel başı montaj yapılmış hali. (b) Kırılan yüzeylerin birleşme yüzeyi şematik gösterimi (Rabb, 1996).

Büyük biyel başının plastik deformasyona girmeden kırılmasını sağlamak için özel ayırma aletleri ve makineleri geliştirildi. Doğru noktadan kırılma sağlanması için büyük biyel başının içine lazer yada mekanik broşlama yöntemi ile çentikler açılır. Kırılma sonrasında iki parça birbirine vidalandığında birbirine mükemmel şekilde oturması gerekmektedir. Kırma işlemi sırasında oluşabilecek en ufak plastik deformasyondan özellikle kaçınılması gerekiyor. Çünkü bu deformasyon iki parçanın birbirine mükemmel şekilde oturmasına engel olur. Çatlak dallanmalara neden olmamalıdır, aksi taktirde montajı zor hale gelir. Oluşacak herhangi bir çatlak dallanması parçaların tekrar montajında zorluk çıkarabilir.

Kırma işlemi uygulanan biyel kolu sinterlenmiş çelik, sıcak dövme yüksek karbonlu çelik yada sıcak dövme mikro alaşımlı çelikten üretilmektedir. Sinterleme metodu (toz metalurjisi) kalıp maliyetini düşürür. Sinterlenmiş çelik üretimi iki aşamadan oluşmaktadır. İlk aşama toz kalıbın içerisinde soğuk sıkıştırma yapmak, ikinci aşama ise önceden şekillendirilmiş tozların birbirine iyicene bağlanması için fırında külçeleştirilmesidir. Külçeleştirilmiş çelik Fe-0.55% C-2.03 Cu, barındırıp ferrit ve perlit bir mikro yapıya sahiptir. Eklenen bakır, parçanın yoğunluğunun artmasını sağlar. Bunun üzerine yapılan sıcak dövme, parça içindeki ufak gözenekleri yok ederek parçanın dayanımının artmasını sağlar. Ayırma işlemi plastik deformasyon olmadan kırılğan bir şekilde yapılmalıdır . Külçeleştirme yöntemiyle yapılan biyel bu kırılğanlığı sağlar.

Perlitik mikro yapısı sayesinde kırılma yapıya sahip yüksek karbon içerikli(yaklaşık %0.7) çelik, bu tip biyel için özellikle uygundur. Fe-0.7%C-0.2Si- 0.5Mn-0.15Cr-0.04V kimyasal kompozisyonuna sahip mikro alaşımlı çelik de bu ayırma işlemine uygunluk açısından test edilmiştir. Sertlik sağlanması için vanadium bileşimi kullanılan bu biyelin sıcak dövmeden sonra kontrollü bir şekilde soğutularak dayanıklı olması sağlanmıştır. Kırılarak ayrılan biyel kollarının kullanımı, azalan maliyetleri ve biyel büyük başındaki yüksek doğruluk değerleri sayesinde artmaktadır.

3. BİYEL HATA MODLARI VE KRANK KİNEMATİK ÇALIŞMASI

3.1 Hata Modları

3.1.1 Biyel kolundaki hata modu

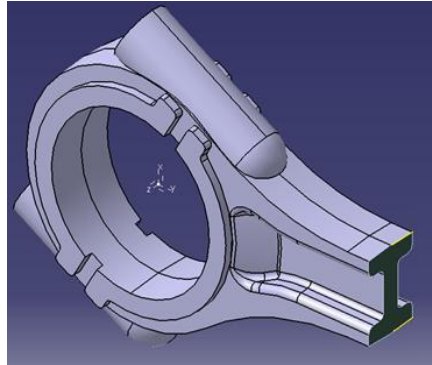
Motorun çalışması sırasında biyelde meydana gelen deformasyonlar ve kırılmaların yol açtığı hata modları aşağıda anlatılmıştır.



Şekil 3.1 : Kırılmış biyel.

Aşağıda listelenen nedenlerden dolayı, Biyel kolunun kırılmasıyla motor arızası meydana gelir.

- Yetersiz biyel kolu kesit alanı:



Şekil 3.2 : Biyel kolu kesit alanı.

Biyel kolunun kesiti, motorun çalışma yükleri altında görevini yerine getirmesi için yeterli alana sahip olmalıdır.

- Yanlış veya uygun olmayan biyel kolu kesit şekli:



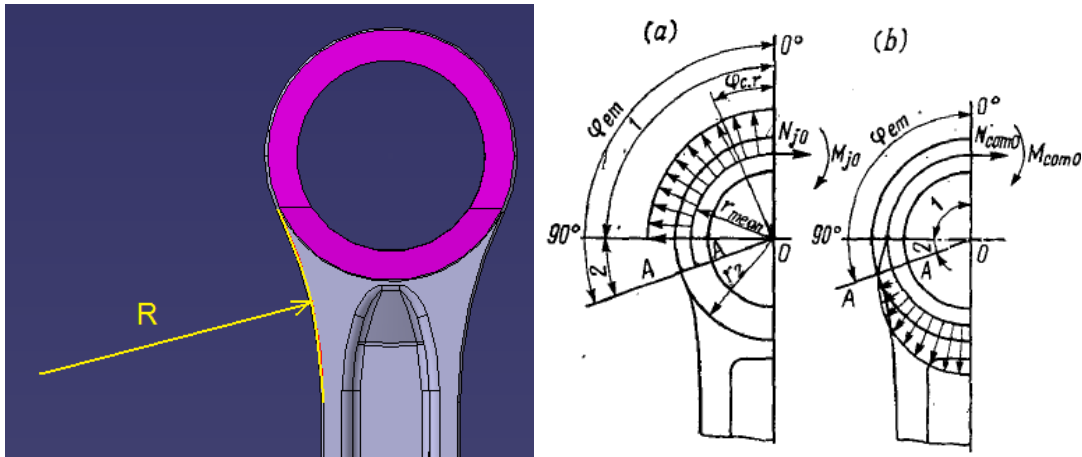
Şekil 3.3 : Biyel kolu analizi.

Enine kesitin şeklini belirlerken, biyelin çalışma durumundaki sınır koşulları, toleransları ve biyele etki eden kuvvetlerin etkisi dikkate alınmalıdır.

- Belirtilen yetersiz yorulma emniyet faktörü ya da belirtilen hatalı malzeme yorulma dayanımı

Çalışma sırasında biyel dinamik kuvvetlere maruz kaldığından dolayı yorulma emniyet faktörü ve malzeme yorulma dayanımı doğru belirlenmelidir.

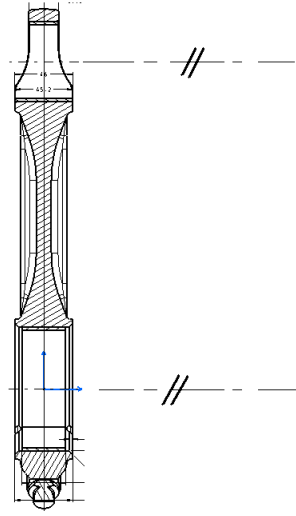
- Küçük biyel başı ile biyel kolu arasındaki geçiş yarıçapının çok küçük olması



Şekil 3.4 : Yarıçap bölgesindeki yük dağılımı.

Küçük biyel başı kısmındaki maksimum gerilme değeri, (bu bölümdeki yük dağılımından dolayı) daha küçük bir geçiş yarıçap değeri ile artar. Geçiş yarıçapı çok küçük olmamalıdır.

- Piston pim eksenine ile krank mili eksenine arasındaki aşırı paralellik toleransı



Şekil 3.5 : Eksenler arasındaki paralellik tolerans farkları.

Pim eksenini ile krank mili eksenini arasındaki paralellik toleransı uygun olmalıdır. Aksi takdirde Şekil 3.5’de görüldüğü gibi biyel kolunun bükülmesine ve kıvrılmasına neden olacaktır.

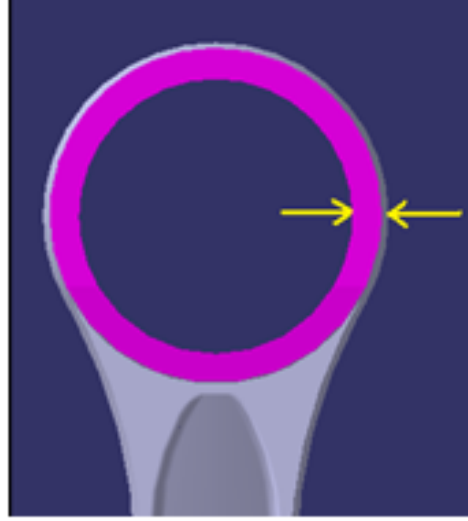
3.1.2 Küçük biyel başı bölgesindeki hata

Motorun çalışması sırasında küçük biyel başı bölgesinde meydana gelen deformasyonlar ve kırılmaların yol açtığı olası hata modları aşağıda listelenmiştir.



Şekil 3.6 : Kırılmış küçük biyel başı.

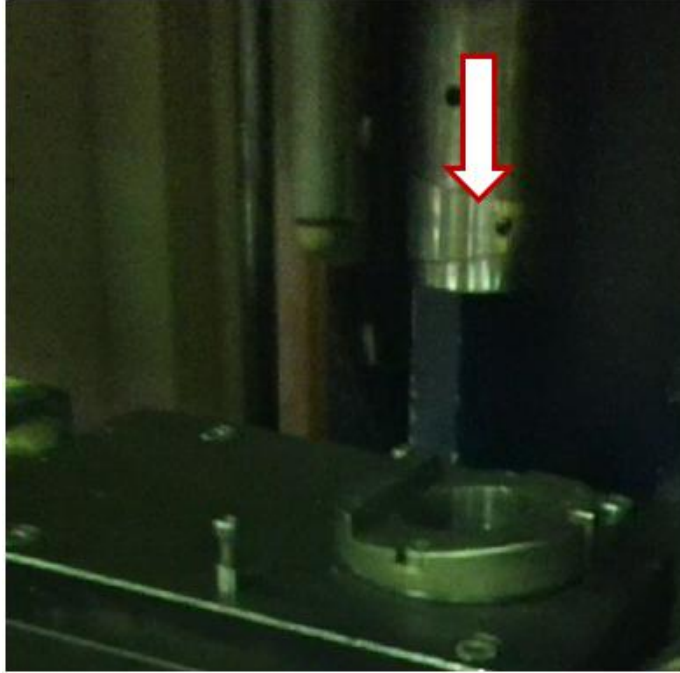
- Küçük biyel başı et kalınlığının çok ince olması



Şekil 3.7 : Küçük biyel başı et kalınlığı.

Motor maksimum dönüş hızında çalışırken, küçük biyel başı kısmının et kalınlığı atalet kuvvetlerini taşımak için yeterli kalınlıkta olmalıdır.

- Yanlış tolerans sonucu burcun biyele aşırı teması



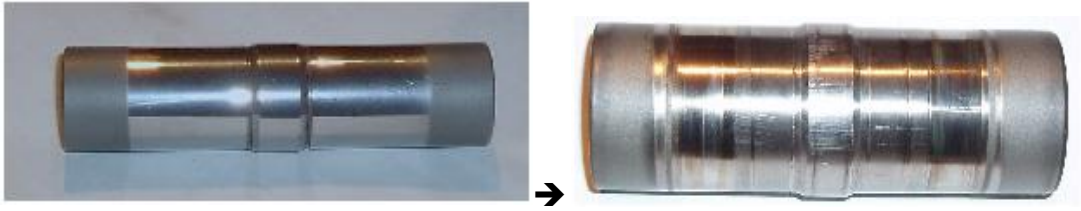
Şekil 3.8 : Pres geçme ile burç takılması.

Burç, pres geçme ile biyele takıldığından dolayı, burç ile küçük biyel başı arasındaki tolerans değerleri önemlidir. Yanlış tolerans sonucu burç, küçük biyel başına aşırı temas edebilir. Bu da yüksek stres değerlerine neden olmaktadır ve bunun sonucunda küçük biyel başı bölgesinde çatlaklar oluşur.

3.1.3 Pim bölgesindeki hata

Motorun çalışması sırasında pim bölgesinde meydana gelen deformasyonlar ve kırılmaların temel nedeni pimde meydana gelen aşınma, aşırı parlatılma ve sarılma durumudur. Bunların yol açtığı olası hata modları aşağıda listelenmiştir.

- Pim ve burç arasındaki aşırı yatak basıncı,
- Belirtilen hatalı burç kaplama malzemesi,
- Pim / burç ara yüzünde yetersiz yağlama,
- Yanlış pim çapı geometrisi.



Şekil 3.9 : Pimde meydana gelen yüzey hatası.

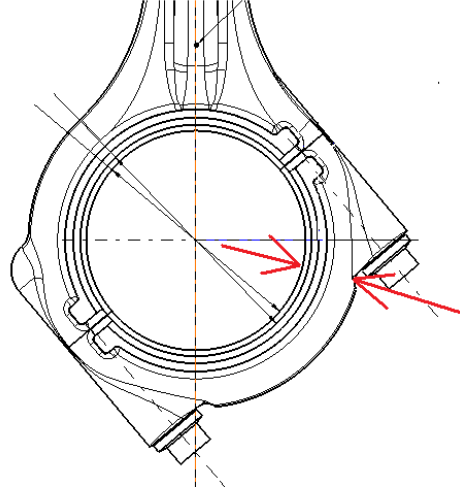
3.1.4 Kep bölgesindeki hata

Kep, motor maksimum dönme hızındayken atalet kuvvetlerinin neden olduğu dinamik yükleri taşımak zorundadır. Aşağıda listelenen potansiyel nedenlerden dolayı, kep kırılmış olabilir veya yatak sarması olabilir. Bu da motor arızası ile sonuçlanır.



Şekil 3.10 : Parçalanmış kep.

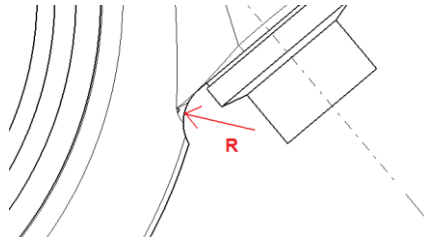
- Cıvata köşe yarıçapı kenarındaki kesit kalınlığının çok ince olması.



Şekil 3.11 : Kesit kalınlığı.

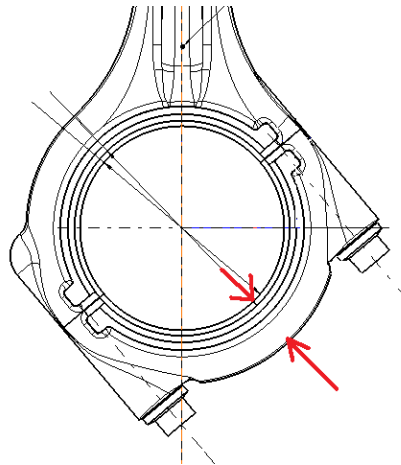
Kepin herhangi bir bölgesindeki kesit kalınlığı, atalet kuvvetleri taşımak için yeterince kalınlıkta olmak zorundadır.

- Cıvata köşe yarıçapı çok küçük olması.



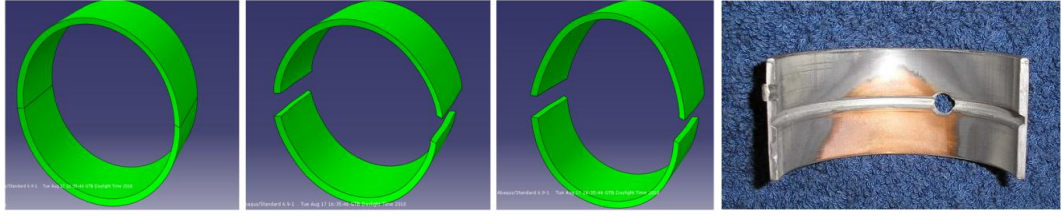
Şekil 3.12 : Köşe yarıçapı.

- Kep orta eksen bölgesinin kesit kalınlığının çok ince olması.



Şekil 3.13 : Orta kesit alanı.

- Yetersiz kep dış yüzey sertliğinden dolayı yatakların aşırı yamulması.



Şekil 3.14 : Yataklarda meydana gelen yamulma.

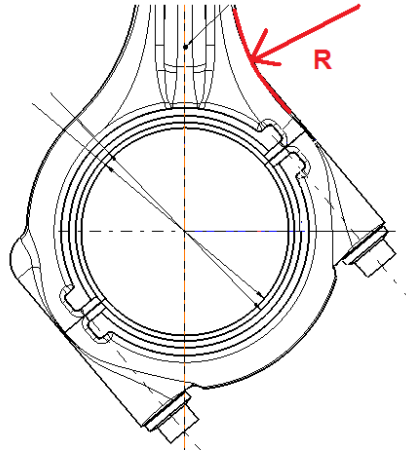
3.1.5 Biyel kolunun omuz bölgesindeki hata

Biyel kolunun omuz bölgesi, çentik etkisini ortadan kaldırmak amacıyla kep ve biyel kolu gövde bölümü arasındaki çalışma yüklerinin düzgün geçişine izin vermelidir. Aksi durumda biyelin bu bölgeden kırılmasına neden olacaktır ve motor arızasıyla sonuçlanacaktır. Bu bölgenin tasarım aşamasında dikkate alınması gereken temel parametreler aşağıdaki listede sıralanmıştır.



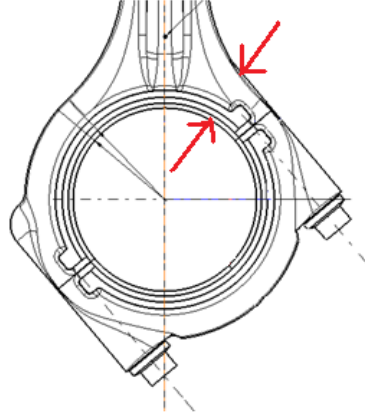
Şekil 3.15 : Kırılmış biyel kolu omuz kısmı.

- Cıvata başlarına küçük geçiş yarıçapından dolayı yüksek stres değeri



Şekil 3.16 : Geçiş yarıçapı.

- Biyel kolu omuz bölgesinden geçen kesit kalınlığının çok ince olması

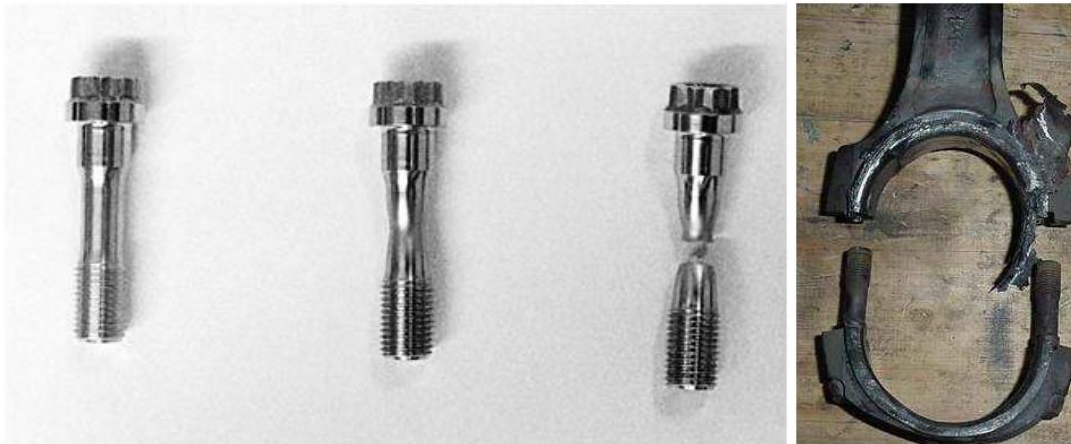


Şekil 3.17 : Kesit kalınlığı.

3.1.6 Biyel cıvatalarında oluşan hatalar

Motorun çalışması sırasında, biyel cıvataları; pistonun ve biyel kolunun atalet kuvvetlerinden ve büyük biyel başı bölgesi ayırma düzlemi üzerinde yer alan dönen kütlelerden dolayı gerilmelere maruz kalır. Ayrıca cıvatalar sıkımdan dolayı gerilirler. Bu çalışma koşullarından dolayı cıvatalar yüksek mukavemete ve güvenilirliğe sahip olmalıdır. Motor arızasıyla sonuçlan, biyel cıvatalarının olası hata nedenleri aşağıda listelenmiştir.

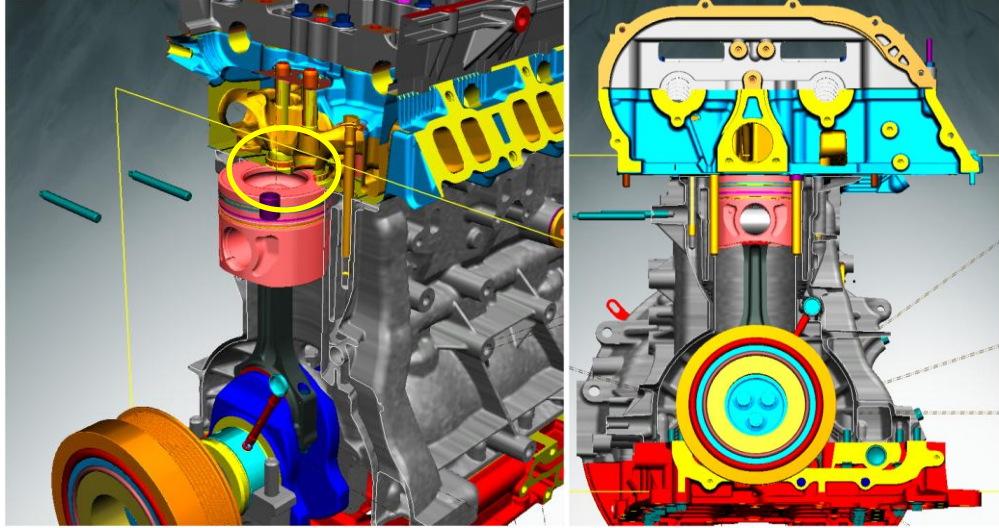
- Yetersiz vida dişi birleştirmesi
- Hatalı vida dişi tasarımı
- Yanlış cıvata tork değerleri
- Yanlış belirlenen malzeme



Şekil 3.18 : Biyel cıvatalarında oluşan hatalar.

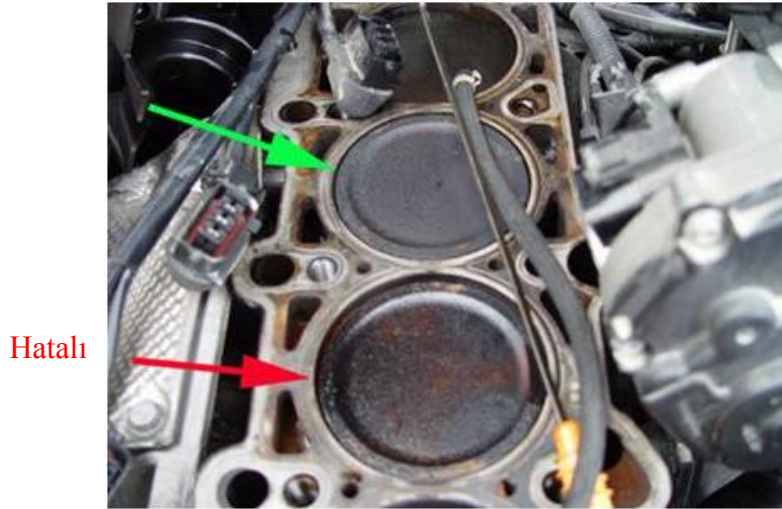
3.1.7 Pistonun kranka göre pozisyonundan dolayı oluşan hatalar

- Piston ile silindir kafası arasındaki temastan dolayı oluşan hata
Belirlenen biyelin çok uzun olmasından, malzeme elastisite modülünden dolayı aşırı biyel gerilmesinden ve biyel bağlantılarının ayrılmasından dolayı piston silindir kafa ile çakışabilir. Bunun sonunda gürültü ya da motor arızası meydana gelir.



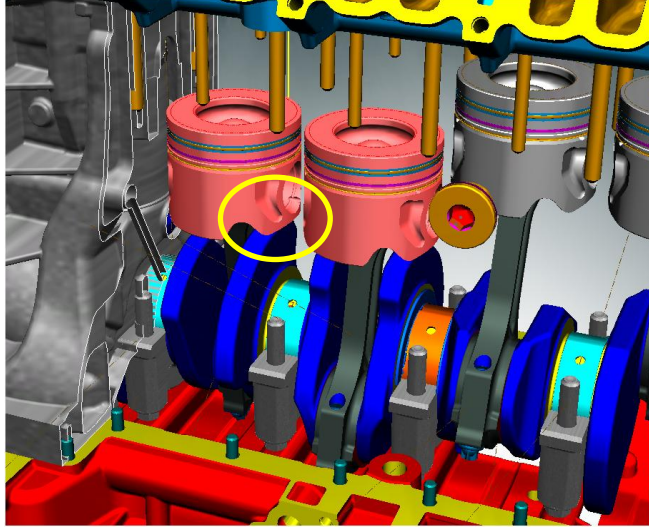
Şekil 3.19 : Piston-silindir kafasında oluşan hatalar.

- Yanlış biyel uzunluğu veya tolerans değerleri hatalı sıkıştırma oranına ve / veya hatalı piston-silindir kafası mesafesi neden olur.



Şekil 3.20 : Motorda meydana gelen hata.

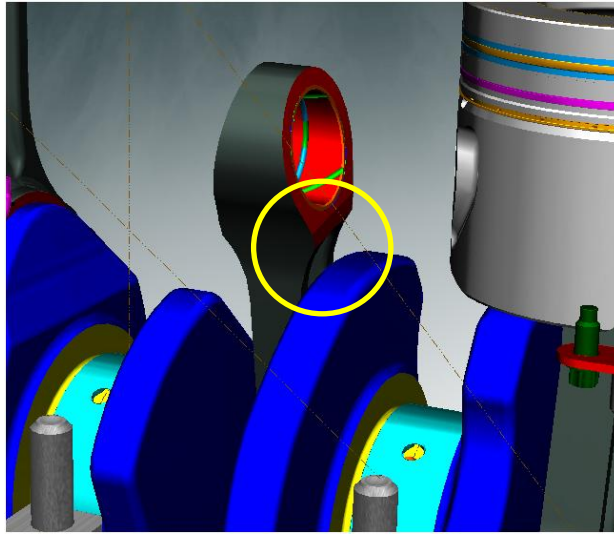
- Eğer biyel uzunluğu çok kısa belirlenirse, piston ile krank temas edebilir



Şekil 3.21 : Piston ile krank teması.

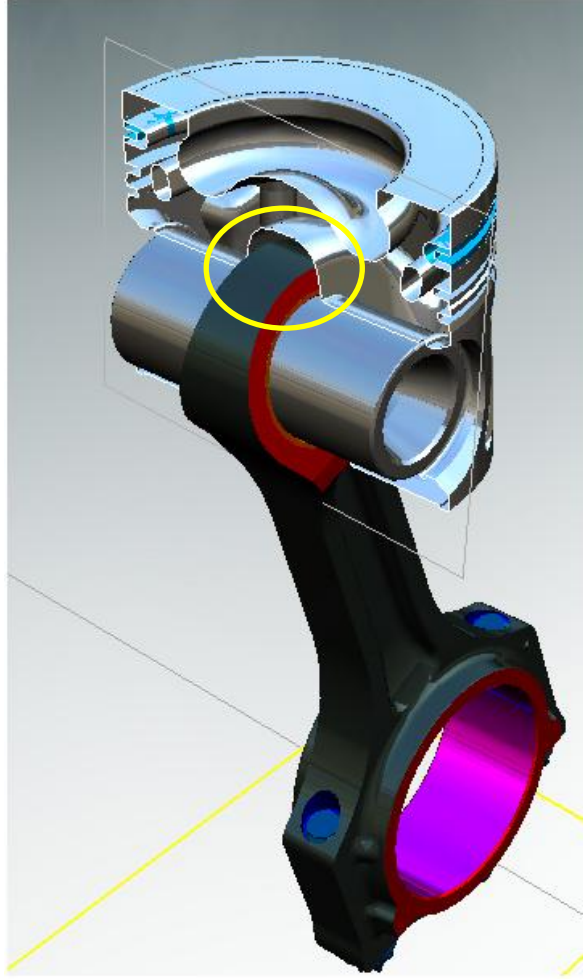
3.1.8 Biyel ve etrafındaki parçalar arasındaki mesafelerden dolayı oluşan hatalar

- Eğer tasarım aşamasında krank milinin denge ağırlığı dikkate alınmazsa, küçük biyel başına temas edebilir.



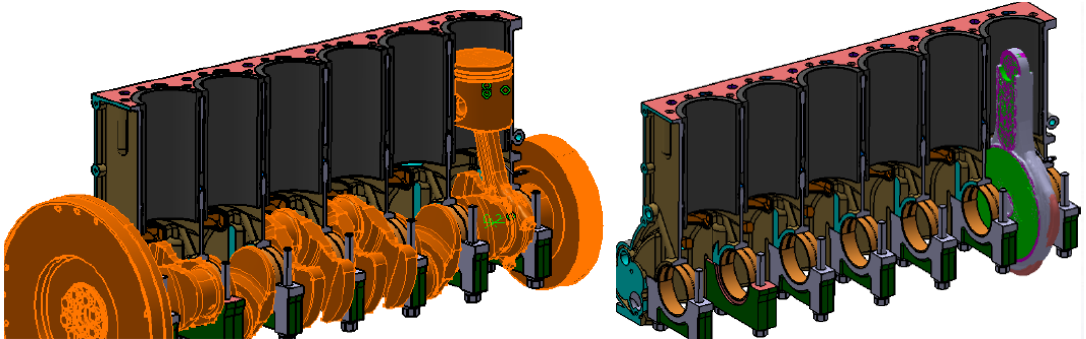
Şekil 3.22 : Küçük biyel başı ile krank teması.

- Piston alt yüzeyi ve piston pimi yüzeyi arasında yeterli boşluk olmalıdır. Aksi takdirde biyel piston alt yüzeyiyle temas edebilir. Bunun sonunda gürültü ve motor arızası meydana gelir. Bu araçlar istenmeyen bir durumdur. Büyük arızalara neden olmakla birlikte kazalara neden olabilir.



Şekil 3.23 : Piston pimi teması.

- Biyel ile krank komponentleri arasındaki mesafe değerleri, temas durumu gerçekleşmemesi için biyelin çalışma durumundaki her pozisyonu kontrol edilmelidir. Çünkü bunun sonucu gürültü ve motor arızası ile sonuçlanır. Bu durum biyelin süpürme hacmi analizi ile önlenabilir.



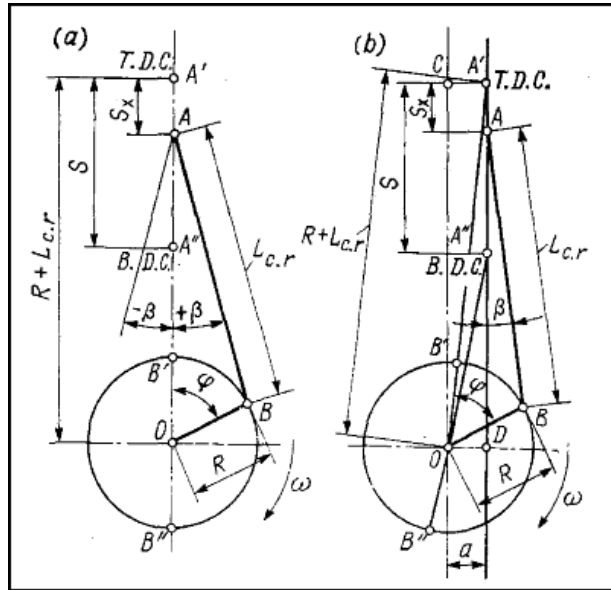
Şekil 3.24 : Biyel süpürme hacmi analizi.

3.2 Krank Kinematik Çalışması

3.2.1 Genel

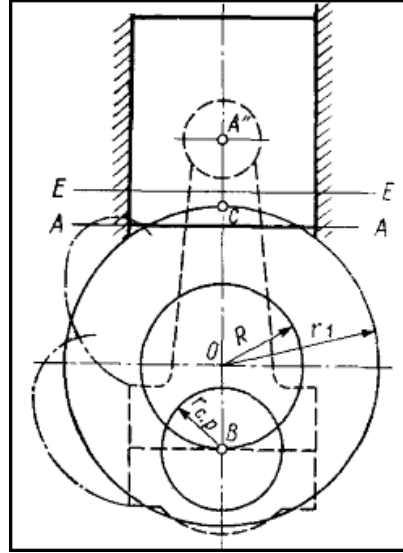
İçten yanmalı motorlarda, ileri-geri hareketi ve piston-biyelin kuvveti krank mekanizması yoluyla, dönme hareketine ve krank milinin torkuna dönüştürülür. Krank mekanizması; krank mili ve silindir eksenleri farklı düzlemlerde olduğu zaman, krank milinin ve silindirlerin eksenlerinin bir düzlemde veya bir ofset ekseninde bulunduğu bir merkezi tipte olabilir. Bir ofset mekanizması piston pimi ekseninin yer değiştirmesi ile elde edilebilir. Aşağıda krank kinematik çalışmasının matematiksel modelleri bulunmaktadır.

s_x : pistonun mevcut hareketi (A piston pim eksenine için yazılmıştır), ψ : krank açısı (OB değeri krank içindir), silindir eksenine olan A'O'dan itibaren numaralandırılır. Bu saat yönünde gerçekleşir. (O noktası krank mili eksenine için, B noktası krank pin eksenine için, ve A' noktası da T.D.C. için yazılmıştır)



Şekil 3.25 : Biyelin krank mili etrafında dönüş modeli (Kolchin, 1984).

β : biyel ekseninin (AB) silindir ekseninden uzaklaşma açısıdır, ω : krank milinin dönme açısal hızı, $R = OB$: krank yarıçapı; $S = 2R = A'A''$: piston stroku (A'' noktası B.D.C.için yazılmıştır), $L_{cr} = AB$: biyel uzunluğu, $\lambda = R/L_{cr}$: biyel uzunluğunun krank yarıçapına oranı, $R + L_{cr} = A'O$: krank mili eksenine olan T.D.C. olan mesafesi.



Şekil 3.26 : Krank mekanizması diyagramı (Kolchin, 1984).

Merkezi krank mekanizmasındaki adlandırılmasının aksine (krank mekanizmasının ψ açısı içinde) burada, CO düz paralel çizgisi ile silindiri eksenini A'D'den itibaren numaralandırılır ve krank mili eksenini boyunca geçer. $S = A'A'' \neq 2R$. Bu değer, $a = OD$ krank mili ekseninden kaymış silindir eksenini ifade eder ve $k = a/R = 0.05-0.15$ değerleri arasında değişmektedir.

Motordaki atalet kuvvetleri, yukarıda sözü edilen boyut ve ilişkilere bağlıdır.

$\lambda = R/L_{cr}$ (L_{cr} artmasından dolayı) değerinde bir azalma meydana geldiğinde atalet ve normal kuvvetlerde daha az büyüme gerçekleşmiştir. Fakat bu durumda, motor ölçüleri ve kütlesi daha da artacaktır. Bundan dolayı; otomobil ve traktör motorları için $h = 0.23-0.30$ arasında kullanılır.

Küçük bir silindir çapına sahip motorlarda bu oran R/L_{cr} olarak seçilir. Bundan dolayı biyel, silindirin alt kenarına çarpmaz. Biyelin minimum uzunluğu ve λ 'nın izin verilebilir maksimum değeri seçildiği takdirde biyel silindir kenarına çarpmaz. Krank milinin merkez noktası olan O silindir dikey eksenini üzerinde işaretlenir. Bu noktadan itibaren krank mili dönme dairesi, yarıçapı $R = S / 2$ ile sınırlandırılır. Daha sonra, krank milinin yapısal boyutlarını kullanarak, krank pin çevresi r_{cp} yarıçapında B (krankın B.D.C.'de merkez noktası) noktasından çizilir. Karşı (balans) ağırlıklı uç nokta dönüşünü gösteren başka bir daire O merkez noktasından r_1 yarıçapı ile sınırlandırılır.

Karşı ağırlıksız motorlar $\rightarrow r_1 = R + (1.15 \text{ to } 1.25) r_{cp}$

Karşı (balans) ağırlıklı motorlar $\rightarrow r_1 = R + (1.3 \text{ to } 1.5) r_{cp}$

Silindir eksenini üzerinde bulunan C noktasının, A-A kesit çizgisinden 6-8 mm aşağı ve krank mili eksenine doğru piston kenarına minimum yaklaşma değeri belirlenir. Pistonun yapısal parametrelerini kullanarak piston pim merkezi dahil (A" noktası) A-A çizgisi bulunabilir.

A" ve B noktaları arasındaki mesafe minimum biyel $L_{cr \min}$ uzunluğunu verir. Bu mesafe ile $\lambda_{\max} = R/L_{cr \min}$ bulunur.

Biyelin piston duvarına çarpmasını önlemek için piston hareket ederken T.D.C.'den B.D.C'ye kadar izlediği yol kontrol edilmelidir. Bu amaçla, biyel model tasarım üzerinde hareket ettirilir. Küçük biyel başının merkezi silindir eksenini boyunca hareket eder. Bu süreçte, büyük biyel başı R yarıçapına sahip daireyi belirlemek için hareket eder. Bu durumda biyel, pistonun alt yüzeyine çarpmamalıdır. Biyel B.D.C. noktasındayken (E-E çizgisi üzerinde) biyel kenarı, piston etek kenarının 10-15 mm üzerinde olabilir. Hareket halinde iken biyel silindir alt kenarına çarparsa, biyel uzunluğu ya arttırılmalı ya da silindir iç duvarları biyeye göre düzeltilmelidir. Aynı grafik, büyük biyel başı dış noktalarının yolunu çizmek için kullanılır. Bu da genel motor karterinin ve eksantrik milinin boyutlarını belirler. Başlangıçta (gösterge diyagramı) alınan h değeri $\lambda < \lambda_{\max}$ sağlamak koşuluyla doğru kalır.

Krank mekanizmasının kinematik hesaplanabilmesi için pistonun hızı, izlediği yolu ve ivmelenmesi bilinmesi gerekmektedir. Krank mili sabit bir açısal hızda ω döndüğü varsayılmaktadır. (Pratikte ω sabit değildir. Çünkü sürekli değişen gas yükleri, pistonda ve krank milinde gerilmelere neden olur) Bu kabul, bize bütün kinematik değerlerin zamanla orantılı olarak krank açısının bir fonksiyonunu verir.

3.2.2 Piston stroku

Merkezi krank mekanizması olan bir motor için, krank açısına göre pistonun hareketi (m):

$$s_x = R[(1 - \cos\psi) + \frac{1}{\lambda}(1 - \cos\beta)] \quad (3.1)$$

Piston hareketi, yalnızca ψ açısının bir fonksiyonu olarak kullanıldığında, hesaplamalar daha uygun olur. Sadece ilk iki terimin değerleri formülde yerine konulduğunda (pratik hesaplamak için), yeterince doğru olduğu kabul edilir.

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\psi + \frac{1}{2\lambda^4}\lambda^4\sin^4\psi - \dots \quad (3.2)$$

Yukarıdaki ikinci dereceden terimler (zaman değerinden dolayı) ihmal edilirse;

$$s_x = R[(1 - \cos\psi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\psi)] \quad (3.3)$$

3.2.3 Piston hızı

Piston hareket ederken, piston hızı (m/s) yalnızca krank açısına ve oranına bağlı olarak değişir.

$\lambda = R/L_{cr}$ krank milinin sabit bir hızda dönmesini sağlar.

$$v_p = \frac{\delta s}{\delta t} = \frac{\delta \psi}{\delta t} \frac{\delta s}{\delta \psi} = \psi R(\sin\psi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\psi) \quad (3.4)$$

Piston hızı alt ve üst ölü noktalarda ($\psi=0$ ve 180°) sıfıra eşitlenir.

$\psi = 90^\circ$, $v_p = R\omega$, ve $\psi = 270^\circ$, $v_p = -R\omega$, Bu noktalarda piston hızının mutlak değerleri krank milinin çevresel hızına eşittir.

Maksimum piston hızı, biyel uzunluğunun h değerine (diğer koşullar sabitken) bağlıdır. Maksimum piston hızı $\psi < 90^\circ$ ($+v_p$) ve $\psi > 270^\circ$ ($-v_p$) değerlerinde elde edilir. λ değerindeki artış, maksimum piston hız değerinin artmasına ve pistonun ölü noktalara kaymasına neden olur.

$$v_{p \max} \approx \omega R \sqrt{1 + \lambda^2} \quad (3.5)$$

3.2.4 Piston ivmelenmesi

Piston ivmelenmesi (m/s^2):

$$j = \frac{\delta v_p}{\delta t} = \frac{\delta \psi}{\delta t} \frac{\delta v_p}{\delta \psi} = \omega^2 R(\cos\psi + \lambda \cos 2\psi) \quad (3.6)$$

Maksimum piston ivmelenmesi ($\psi=0^\circ$):

$$j_{\max}=\omega^2 R(1 + \lambda) \quad (3.7)$$

3.2.5 Biyel dinamiği

Biyel çalışma şartları altında gaz kuvvetleri, atalet kuvvetleri ve sürtünme kuvvetleri tesiri altında kalır. Gaz kuvvetleri, yanma odasındaki gaz basınçlarından doğar. Gaz basıncı önce pistonu sonra biyele iletilir. Gaz kuvveti, gaz basıncı ve piston yüzeyinin çarpımına eşittir. Üst ölü noktada gaz kuvveti maksimuma ulaşır. Atalet kuvvetleri, hareket halindeki elamanları ivmeleri ile oluşur. Bu değer motor gücüne, tipine ve devrine göre değişir. Dizel motorlarda dönme sayısı belli bir değerin üzerine çıktığında atalet kuvvetleri önemli rol oynamaya başlarlar.

Krank Açısı (°)	Atalet Kuvvetleri (kN)		Krank Açısı (°)	Atalet Kuvvetleri (kN)		Krank Açısı (°)	Atalet Kuvvetleri (kN)	
	Fpx	Fpy		Fpx	Fpy		Fpx	Fpy
0	-4.5	-2197.4	270	-149.1	492.7	450	153.6	499.8
30	-256.0	-1711.7	300	151.8	-586.7	480	280.5	1065.1
60	-152.8	-579.9	330	249.3	-1715.6	510	179.8	1202.3
90	153.6	499.8	360	-4.5	-2197.4	540	2.5	1204.8
120	280.5	1065.1	300	151.8	-586.7	570	-174.4	1200.1
150	179.8	1202.3	330	249.3	-1715.6	600	-274.4	1060.2
180	2.5	1204.8	360	-4.5	-2197.4	630	-149.1	492.7
210	-174.4	1200.1	390	-256.0	-1711.7	660	151.8	-586.7
240	-274.4	1060.2	420	-152.8	-579.9	690	249.3	-1715.6

Şekil 3.27 : Krank açısına bağlı atalet kuvvetleri (Kaya, 2012).

Piston pimi yuvalarına etki eden kuvvetler, dış atalet kuvvetini oluşturur. Bunun nedeni piston, piston pimi ve segmanlardır. İç atalet kuvvetleri biyelin kendi hareketi ile meydana gelir. Bunlar biyel eksenine dik durumdadır. Biyelin kendi hesabında iç atalet kuvvetleri ihmal edilir. Sadece biyel kütlesinden ve biyelin eksene dik ivmesinden meydana gelen santrifüj kuvveti ile biyeli eğilmeye zorlayacak atalet kuvvetleri dikkate alınabilir. Ayrıca yataklarda meydana gelen sürtünme kuvvetleri çok küçük olduğu için ihmal edilebilir.

4. SONLU ELEMENLAR METODU İLE ANALİZ

4.1 Gerekli Veriler

Biyelin tasarım sürecinin tamamlanabilmesi için temel parametrelerinin ve analiz verilerinin belirlenmesi gerekmektedir. Aynı zamanda, Excel ortamında girilen bütün parametrelerin bilgisayar ortamında modellenmesi gerekmektedir. Bu bölümde, biyel parçalarının sonlu elemanlar analiz metodundaki mesh ve analiz kurallarından bahsedilecektir. Analizle ilgili tüm verileri Çizelge 4.1'de gösterilmiştir. Bu verilerin tamamı sağlıklı sonlu elemanlar analizi yapmak için gereklidir.

Çizelge 4.1 : Analiz için gerekli veriler.

Genel Motor Verileri	Biyel Geometrisi
Piston Kütlesi	Biyel Kolu
Pim Kütlesi	Kep
Segman Setinin Kütlesi	Büyük Biyel Başı Yatak Yüzeyi
Toplam Piston Kütlesi	Küçük Biyel Başı Burcu
İşlenmiş Biyel Kütlesi	Piston Pimi
Kep Kütlesi	Biyel Cıvataları
Yüzeyler	Montaj Verileri
Cıvata Kütlesi	Büyük Biyel Başı-Yatak Teması ve Mesafeleri
Burç (Tam İşlenmiş)	Küçük Biyel Başı-Yatak Teması ve Mesafeleri
Toplam Biyel Kütlesi	Krank Mili Çapı ve Tolerans Değeri
Krank Mili Çıkıntısı	Cıvata Yüğü ve Sıkma Değeri
Biyel Uzunluğu	Biyel Malzeme Özellikleri
Silindir Çapı	Young Modülü
Biyel Uzunluğu (Pim-CoG'e Kadar)	Poisson Oranı
CoG'de Biyel Eylemsizlik Momenti	Yoğunluk
Bütün Motor Hızlarındaki Basınç Değerleri	Maksimum Çekme Dayanımı
	Maksimum Basınç Dayanımı
	Çekmedeki ve Basmadaki Akma Değeri
Yataklama Malzemesi Özellikleri	Dayanıklılık Sınırı (eksenelde R=-1)
Büyük Biyel Başı Yatak Tipi	Dayanıklılık Sınırı (eksenelde R=0)
Young Modülü	Dayanıklılık Sınırı (bükülmede R=-1)
Poisson Oranı	Cıvata Malzeme Özellikleri
Yoğunluk	Young Modülü
Akma Değeri	Poisson Oranı
	Yoğunluk

4.2 Biyel İçin Mesh Kuralları

Biyel analizi yapmadan önce biyel elemanlarına mesh atılması (ağ örülmesi) gerekiyor. Parçaların yüzey düzgünlüğüne ve basit olmasına göre mesh tipi değişmektedir. Basit parçalara genelde hegza elemanlarla mesh atılır. Analizin sağlıklı ve tam sonuçlar vermesi için her bir elemanın mesh tipi ona özgü olmalıdır. Bu çalışmada kullanılan biyel elemanlarının mesh tipleri ve yoğunlukları aşağıda gösterilmiştir.

Biyel kolu - 2. derece tetra

Kep - 2. derece tetra

Üst yatak - 1. derece hegza

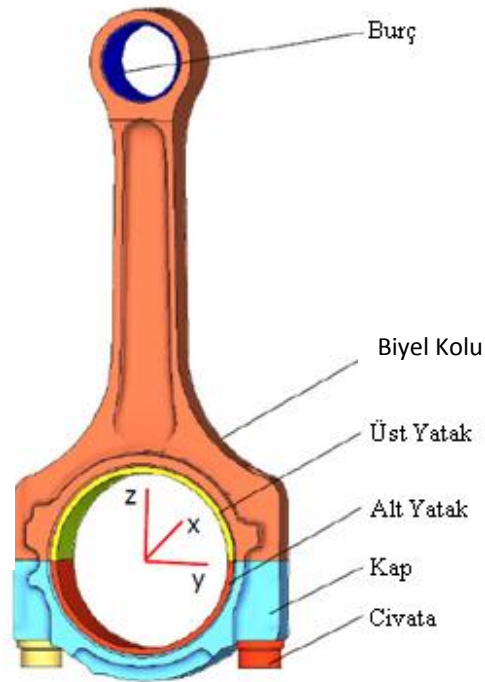
Alt yatak - 1. derece hegza

Cıvata - 2. derece tetra

Burç - 1. derece hegza

Piston - 1. derece hegza ya da rigid parça

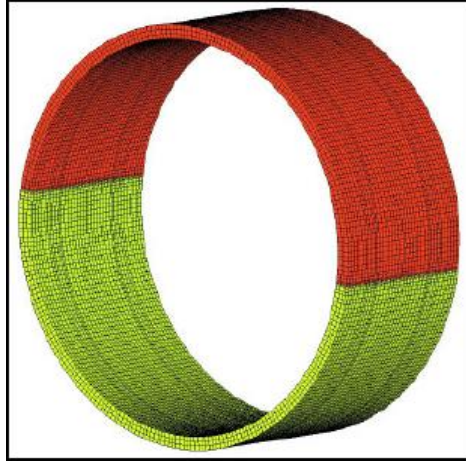
Krank mili - 1. derece hegza ya da rigid parça



Şekil 4.1 : Biyel elemanları ve mesh tipleri.

4.2.1 Büyük biyel başı yatağı

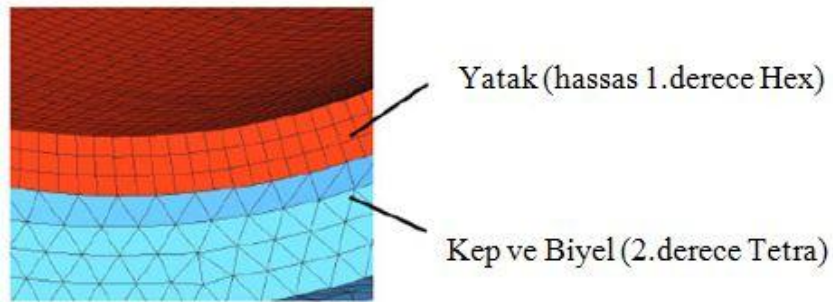
- Büyük biyel başı yatağı 2 yarım yüzeyden oluşuyor.
- Bunlar; üst yatak ve alt yatak
- Kalınlığı boyunca en az 3 eleman
- 1. derece hegza eleman
- Eleman uzunluğu 1.25 ya da daha az
- Montaj yerlerine hassas mesh
- Alt ve üst yatak mesh boğum yerlerinin denk gelmesi gereklidir.



Şekil 4.2 : Büyük biyel başı yatağı.

4.2.2 Kep ve biyel kolu

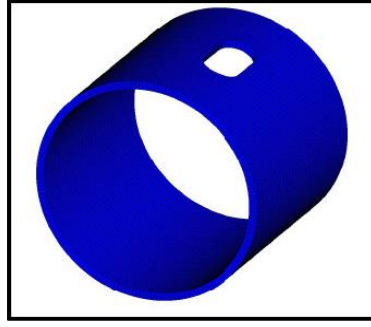
- 2. derece tetra eleman kullanılmıştır. Biyel kolu daha detaylı yüzeye sahip olduğundan dolayı hegz eleman yerine tetra kullanılmıştır. Tetra elemanlar ile mesh atılarak devamsızlıkların önüne geçilmektedir.
- Eleman uzunluğu 2,5 mm ya da daha az
- Analiz doğruluğunu sağlamak için, eleman yoğunlukları gerilme alanlarında yeterince yüksek olmalıdır.
- Kep ve biyelin 2. derece tetra düğümlerinin başlangıç koordinatları (bire bir) alt yatağın 1. derece hegz boğumlarıyla örtüşmelidir.



Şekil 4.3 : Kep ve biyel kolu.

4.2.3 Küçük biyel baş yatağı

- Kalınlığı boyunca en az 3 eleman
- 1. derece hegz eleman
- Eleman uzunluğu 1.25 ya da daha az



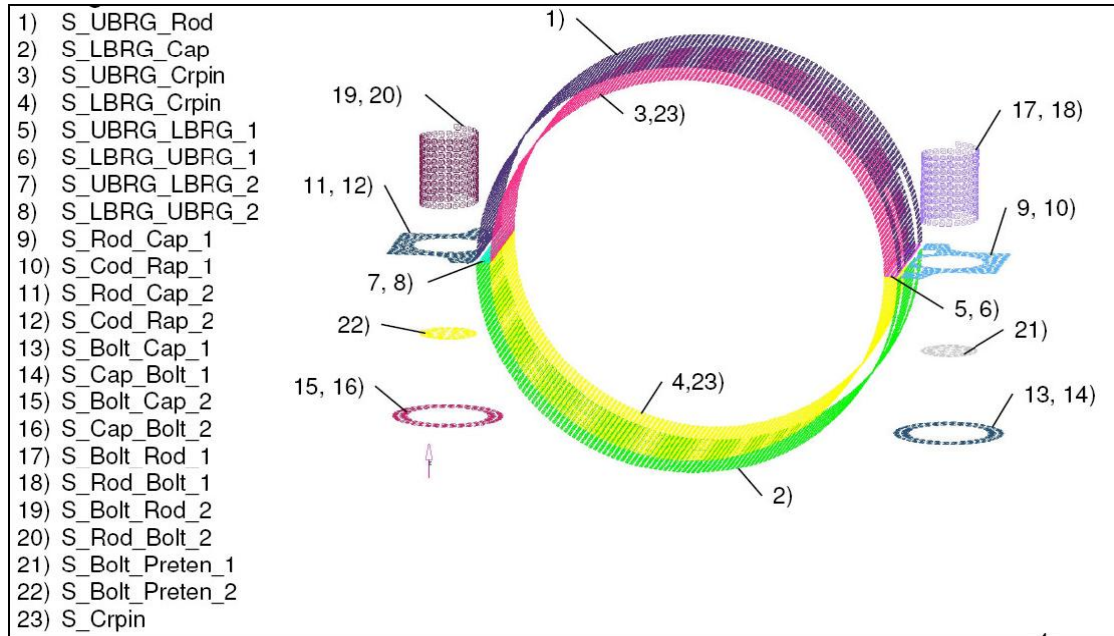
Şekil 4.4 : Küçük biyel başı yatağı

4.2.4 Cıvata

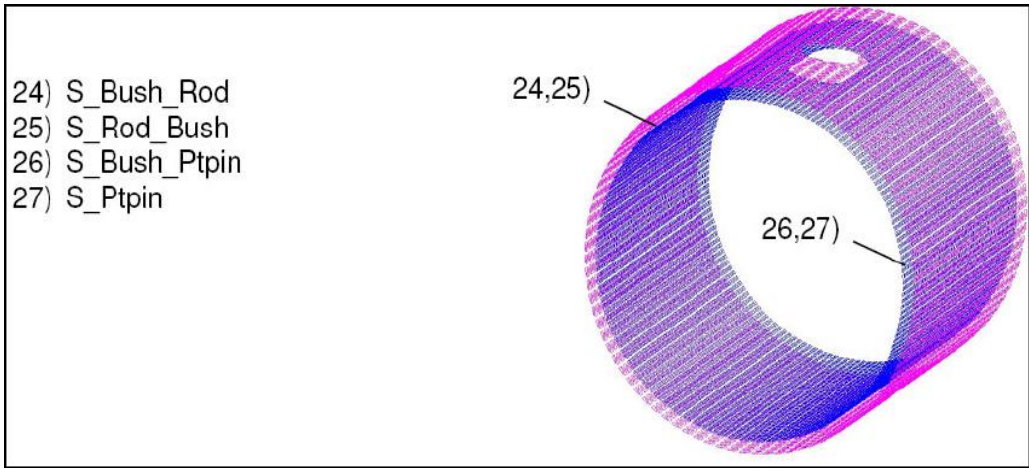
- 2. Derece tetra ve penta
- Arttırılmış helis diş modeli
- Eleman uzunluğu, vida adımına ve çap uzunluğuna bağlıdır.

4.3 Abaqus'de Mesh ve Analiz

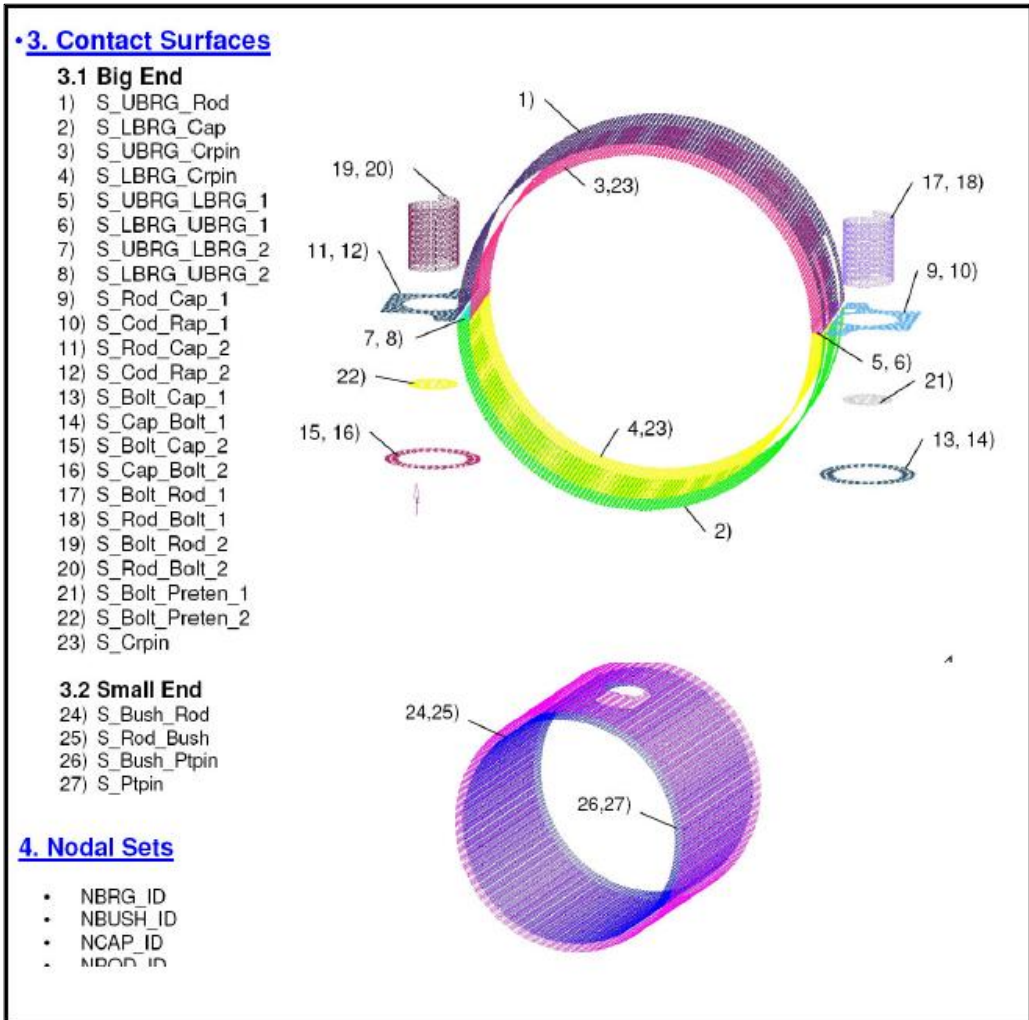
Abaqus, Catia ile entegre çalışan bir analiz programıdır. Catia Mesh Tool'u 3D dataları belirlediğimiz yoğunluğa ve tipe göre (aşağıdaki gibi) yüzeylere mesh atar. Daha sonra Abaqus bu mesh dosyalarının çözümlemesini ve analizini yapar. Biyel parçasının en önemli parçaları olarak kranka ve pistonla bağlanan büyük ve küçük biyel başını gösterebiliriz. Bu parçaların meshleri ve analiz ortamındaki bağlantı tipleri çok önemlidir. Çünkü büyük yük ve kuvvetler bu parçalar vasıtasıyla iletilir.



Şekil 4.5 : Büyük biyel başı bağlantı ve mesh görünümü.



Şekil 4.6 : Küçük biyel başı bağlantı ve mesh görünümü.



Şekil 4.7 : Abaqus görünümü.

4.4 Dinamik Yükleme

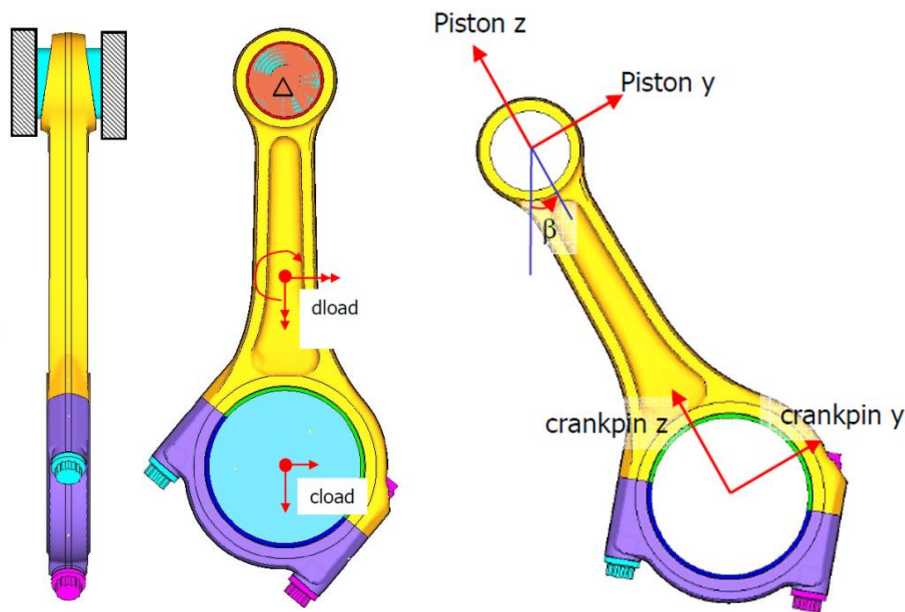
Dinamik yükleme başlığı altında biyel çalışması sırasında etki etken maksimum kuvvet simule edilmiştir. Sonlu elemanlar analiz metodu ile biyelin dinamik çalışma durumu belirli koşullar altında analizi gerçekleştirebilir. Hesaplama dahil edilen eleman ve biyel için sınır koşulları aşağıda belirtilmiştir. Şekil 4.10'da Abaqus'de kullanılan biyel dinamik yükleri (Cload ve Dload) gösterilmiştir.

Hesaplamaya dahil edilen elemanlar:

- Biyel kolu
- Kep
- Biyel cıvataları
- Yataklama yüzeyleri
- Küçük biyel başı burcu
- Piston pimi
- Krank mili

Sınır Koşulları:

- Piston pimi sabit kabul edilmiştir.
- Cload kuvvetinin krank milinin merkezine uygulandığı kabul edilmiştir.
- Dload kuvvetinin biyel kolu, kep, cıvataları, burç ve yataklama yüzeylerine uygulandığı kabul edilmiştir.



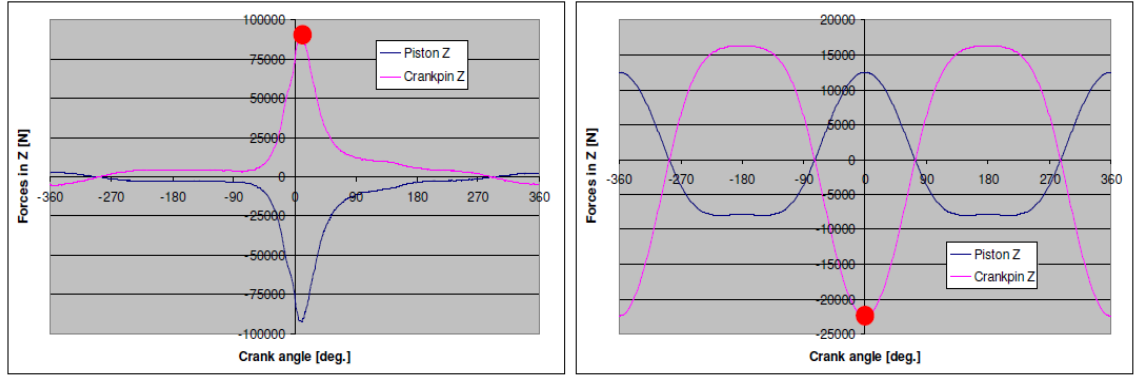
Şekil 4.8 : Biyel dinamik yükleme.

İki farklı yük durumu incelenmiştir. Bunlar;

- Basma durumu (maksimum tork durumu)
- Çekme durumu (maksimum hız durumu)

Ayrıca, Excel’de hesaplatılan biyel üzerindeki dinamik yüklemeler, aşağıdaki değerleri vermektedir.

- Piston pimi ve krank milindeki tepki kuvvetleri
- Doğrusal ivmelenme
- Açısal hız
- Herhangi bir krank açısındaki motor hızı



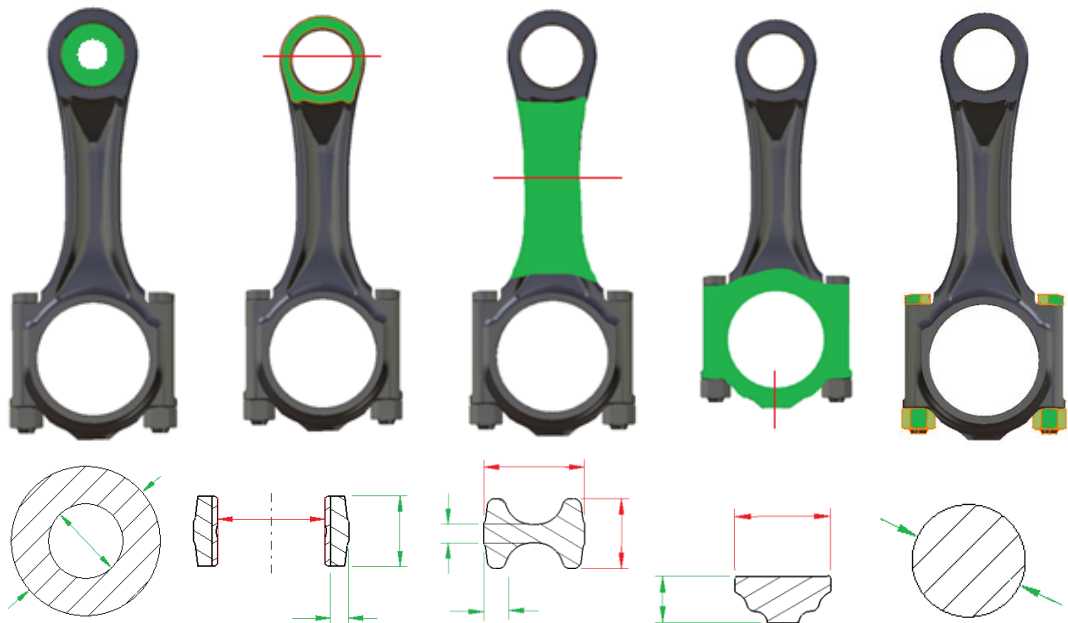
Şekil 4.9: Krank açısı ve kuvvetler.

Dinamik analiz, motorun hareketi sırasında kuvvetlerin modellenmesini içerir. Bütün yükleme değerlerini görmek çok zor olduğu için analizi de zordur ve ayrı bir tez konusudur. Bu tezimde biyele etki eden maksimum dinamik yükleme değeri alındı. Burada amaç, maksimum yükleme değerlerinin biyel üzerindeki etkisini görmektir.

5. BİYEL TASARIMI

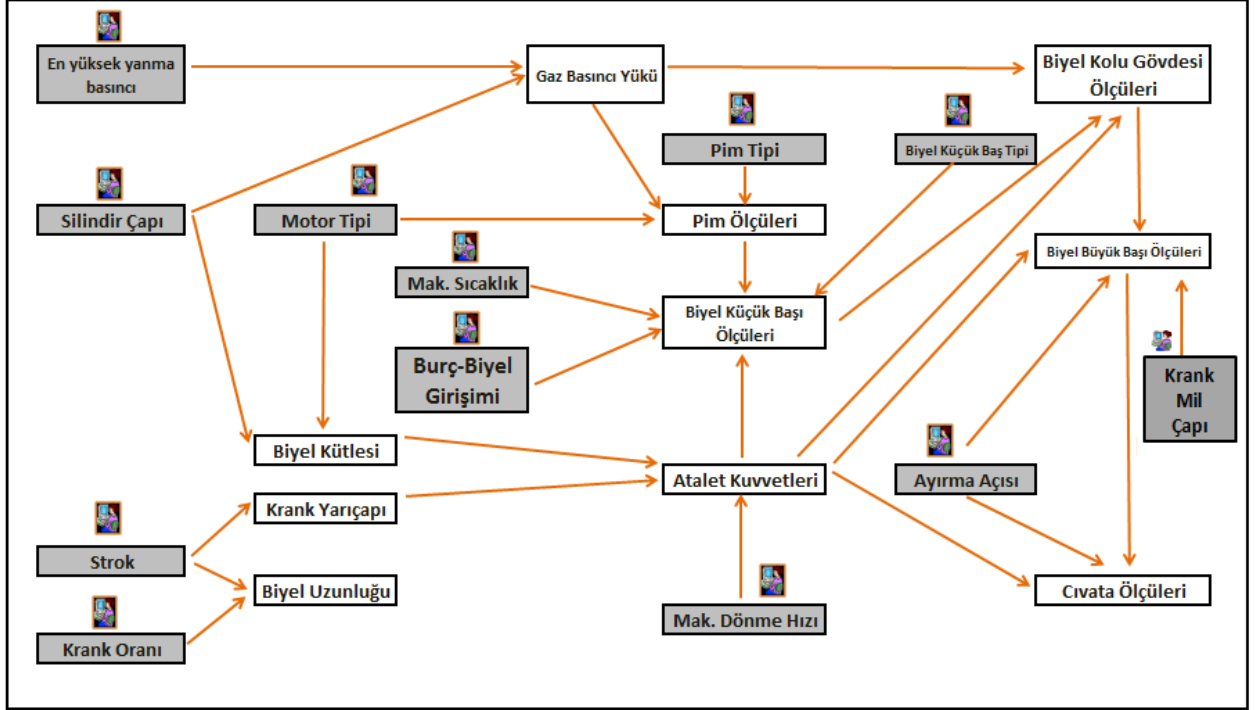
Biyelin tasarımında biyel elemanları ayrı ayrı değerlendirilmeli ve tasarım kriterleri belirlenmelidir. Daha sonra bu elemanlar bir bütün olarak motor üzerinde değerlendirilmelidir. Biyel elemanları şunlardır: büyük ve küçük biyel başı, biyel kolu ve biyel bağlantılarıdır (cıvatalar). Bu elemanların tasarımdaki en önemli noktalarından biri de kesit şeklidir. Aynı zamanda biyelin lokal kesit tasarımı da analiz değerlerini hesaplamak için gereklidir. Şekil 5.1’de biyelin lokal alanları gösterilmiştir. Biyel kesit tasarımı yapılırken hem hafifliği hem de imalat tekniği dikkate alınmalıdır. Basma, çekme ve eğilmeye karşı biyel kesiti oluşturulmalıdır. Diğer yandan imalat teknolojisi biyel kesitinin asıl şeklini belirler.

En basit kesit şekli yuvarlak olandır. Bunlara aynı zamanda boru kesitler de denir. Bu kesit, biyelin hareketine dik yöndeki düzlemde olan aynı atalet momentinden dolayı zorlanmaya karşı uygundur. Fakat koldan başlara geçiş zor olduğundan ve ağırlık probleminin dolayı kullanımı yaygın değildir. Artı kesitin de aynı şekilde geçişlerdeki sıkıntılardan dolayı kullanımı yaygın değildir. Günümüzde en çok kullanılan kesit tipleri I ve H ‘dır. Bu kesitlerin hem imalat tekniğinden hem de kollardan başlara geçişleri bakımından kullanımı yaygındır.



Şekil 5.1 : Biyel lokal kesit alanları.

Bu kesit ölçüleri motor tipi ve özelliğine göre değişir. Biyel hesaplama prosesine ait genel görünüşü aşağıda detaylı gösterilmiştir. Bu prosesle kullanıcı, adımları izleyerek biyelle ilgili bütün parametreleri kolaylıkla çıkarabilecektir.

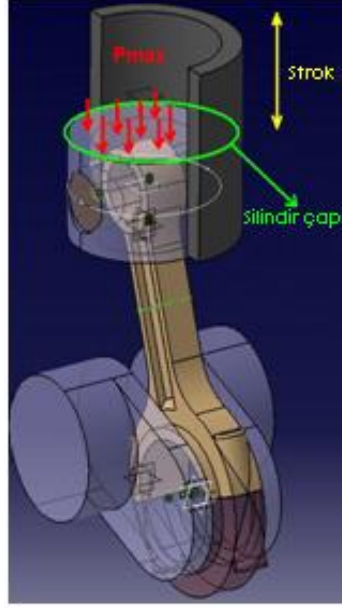


Şekil 5.2 : Hesaplama prosesi genel şeması.

5.1 Parametrelerin Girilmesi

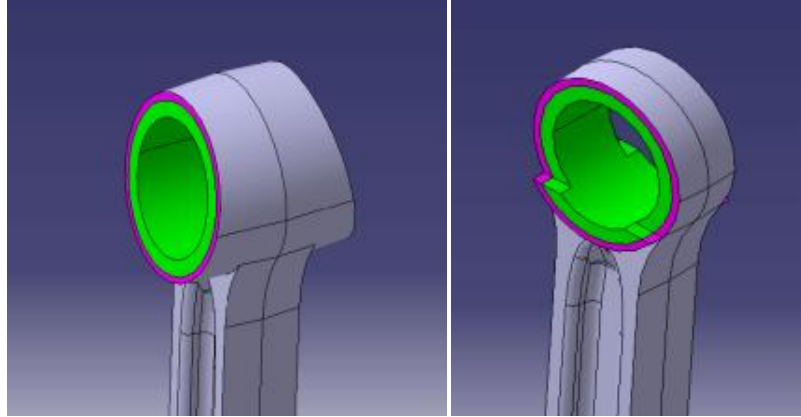
Biyel hesaplaması yaparken aşağıdaki parametrelerin Excel dosyasına girilmesi gerekiyor. Bu ana parametrelerle tasarım koşulları oluşur.

- Motor Tipi: Dizel - Benzin
- Maksimum Yanma Basıncı (MPa)
- Maksimum Dönme Hızı (rpm)
- Silindir Çapı (mm)
- Krank Mili Çapı (mm)
- Piston Pim Çapı (mm)
- Strok (mm)
- Krank Oranı (Krank yarıçapı / Biyel uzunluğu)
- Maksimum Sıcaklık (Küçük Biyel Baş) (°C)
- Burç – Biyel Temas Değeri (mm)



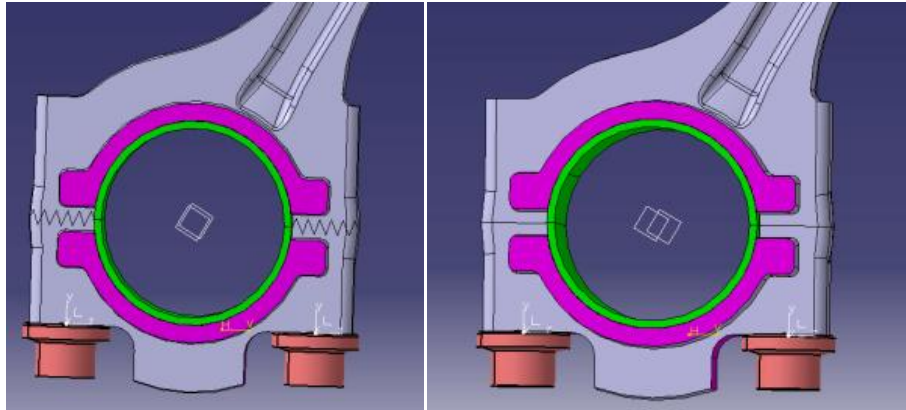
Şekil 5.3 : Biyel Parametreleri.

- Küçük Biyel Başı Tipi: Düzgün – Kademeli



Şekil 5.4 : Küçük biyel başı düzgün ve kademeli görünüşü.

- Büyük Biyel Başı Ayırma Tipi: Tırtıklı – Düz Ayırma



Şekil 5.5 : Büyük biyel başı tırtıklı ve düz ayırma tipi görünüşü.

- Büyük Biyel Başı Ayırma Açısı (Derece)
- Malzeme Özellikleri

5.2 Gaz Basıncı Yüğü

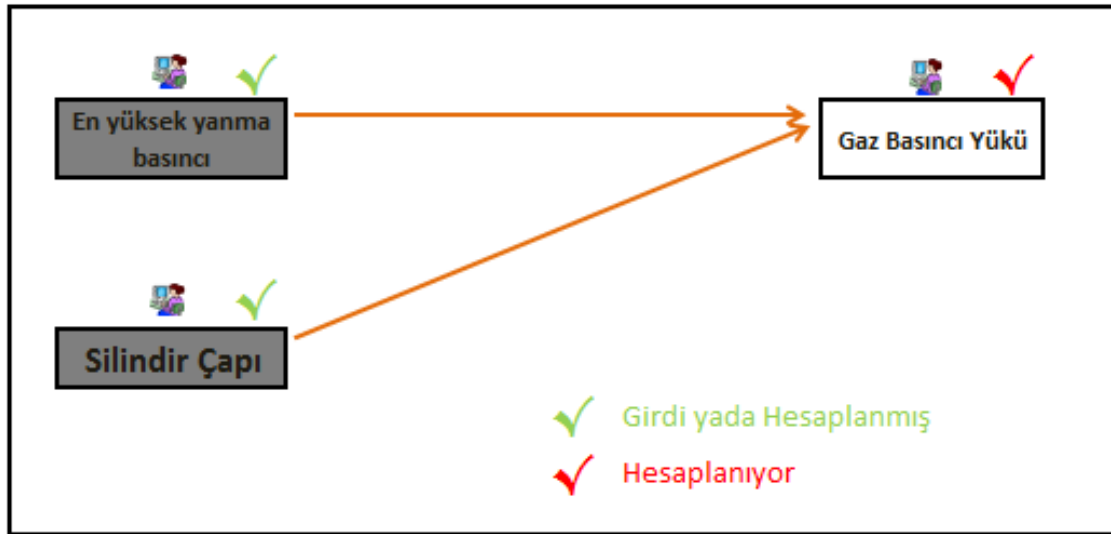
Gaz basıncı yüğü maksimum ateşleme basıncından atmosferik basınç çıkarıldıktan sonra silindir alanı ile çarpılması sonucu bulunur ($P_{com} = (p_{za} - p_0) F_p$). Excel programı, önceden belirlenen en yüksek yanma basıncı değeri ve silindir çapı değeri sayesinde gaz basıncı yüğü değerini otomatik olarak hesaplar. Şekil 5.6' da proses şeması görölmektedir.

P_{com} = Gaz Basıncı Yüğü (N)

p_{za} = Maksimum Ateşleme Basıncı (MPa)

p_0 = Atmosferik Basıncı (MPa)

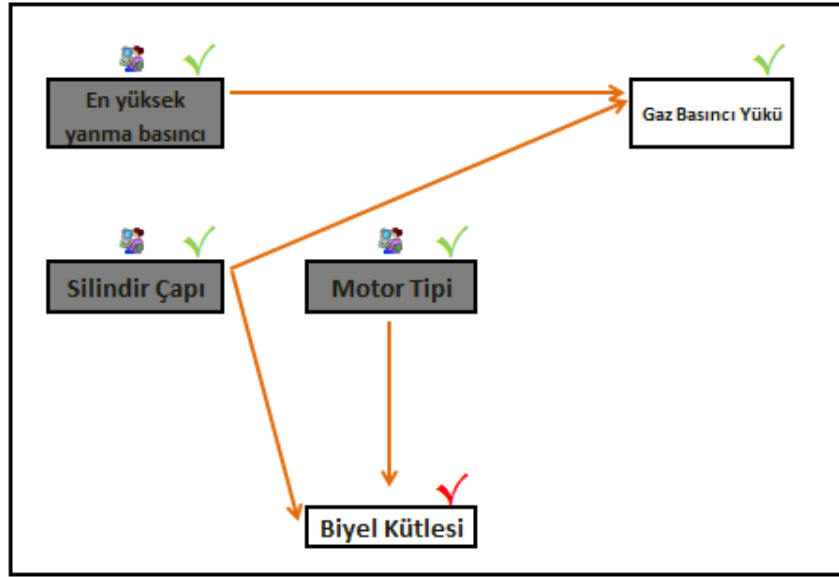
F_p = Silindir Alanı (m^2)



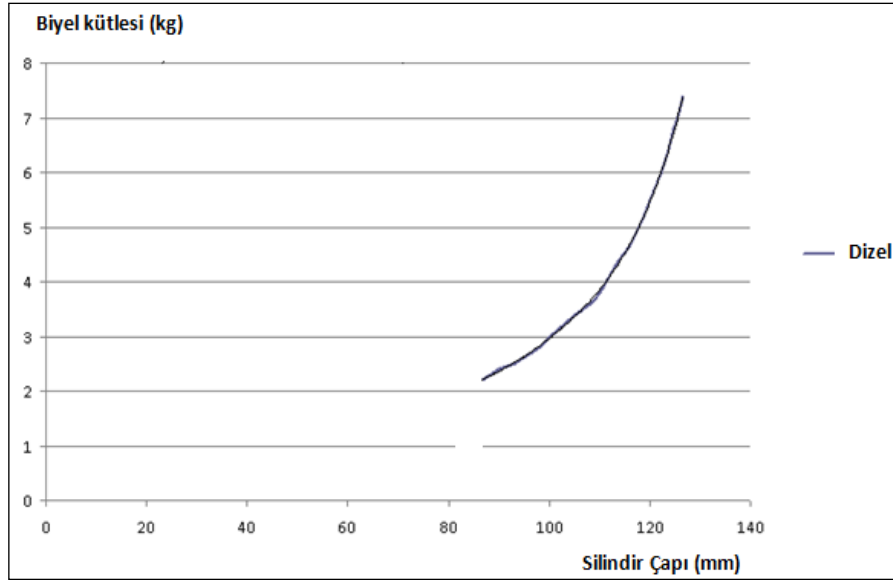
Şekil 5.6 : Gaz basıncı proses şeması.

5.3 Kütle Tahmini

Kütle tahmin tablosu, daha önceki motor verilerinin karşılaştırılması sonucunda bulundu. Bu bölümde esas alınan, motorun silindir çapı ve buna karşılık gelen motorun kütlesidir. Bu değerler Excel'e girildiğinde otomatik olarak bir grafik oluştu. Bu baz grafik oluştuktan sonra yeni motorun silindir çapına göre kütlesi eğri üzerinden bulunabilmektedir. Şekil 5.8'de kütle tahmin tablosu görölmektedir.



Şekil 5.7 : Kütle tahmini proses şeması.



Şekil 5.8: Kütle tahmin tablosu.

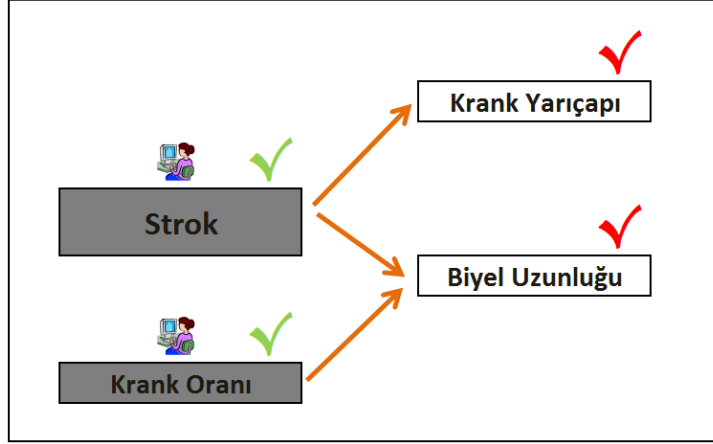
5.4 Krank Yarıçapı ve Biyel Uzunluğu

Biyelin uzunluğu, biyelin iki başının merkezleri arasındaki mesafedir. Bu mesafe l olarak gösterilir. Krank mili yarıçapı r ile gösterilir. Krank oranı (λ) genel olarak otomobillerde 1'in altında olarak kabul edilir (Binark,1960).

$$\text{Krank Yarıçapı} = \text{Strok} / 2 \text{ (m)} \quad (5.1)$$

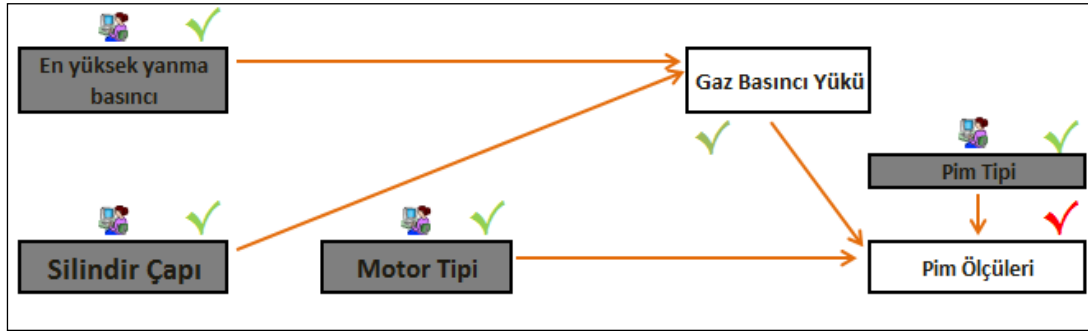
$$\text{Biyel Uzunluğu} = \text{Krank Yarıçapı} / \text{Krank Oranı} \text{ (m)} \quad (5.2)$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (5.3)$$



Şekil 5.9 : Krank yarıçapı ve biyel uzunluğu proses şeması.

5.5 Piston Pimi Tasarımı



Şekil 5.10 : Piston pimi tasarımı proses şeması.

Piston pimi tasarım formülleri aşağıdaki gibidir. Hepsinin biri MPa'dır.

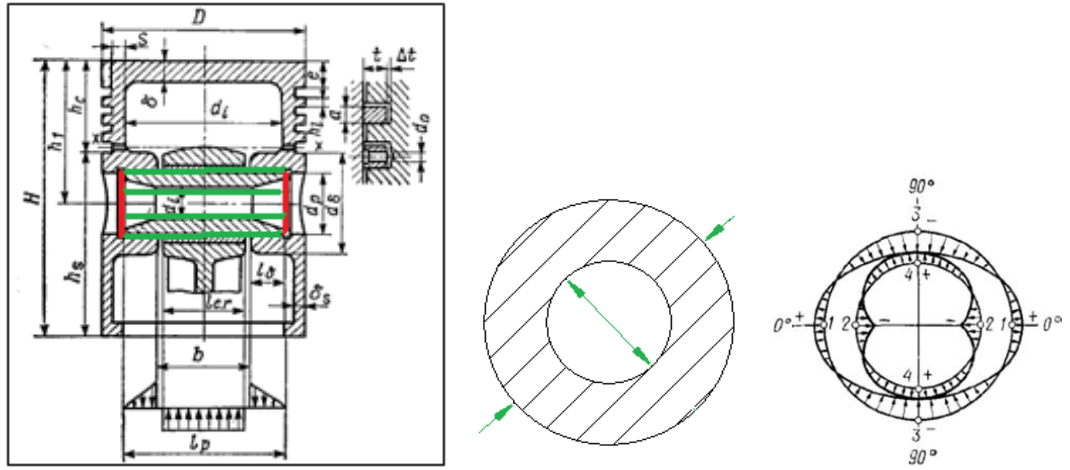
$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15P}{l_p d_p} \left[0,19 \frac{(2+a)(1+a)}{(1-a)^2} - \frac{1}{1-a} \right] x [0,1 - (a-0,4)^3] \quad (5.4)$$

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15P}{l_p d_p} \left[0,174 \frac{(2+a)(1+a)}{(1-a)^2 a} - \frac{0,636}{1-a} \right] x [0,1 - (a-0,4)^3] \quad (5.5)$$

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15P}{l_p d_p} \left[0,19 \frac{(2+a)(1+a)}{(1-a)^2 a} - \frac{1}{1-a} \right] x [0,1 - (a-0,4)^3] \quad (5.6)$$

$$\sigma_{a90^\circ} = -\frac{15P}{l_p d_p} \left[0,174 \frac{(2+a)(1+a)}{(1-a)^2} - \frac{0,636}{1-a} \right] x [0,1 - (a-0,4)^3] \quad (5.7)$$

α = İç Çap / Dış Çap olarak tanımlanmaktadır.



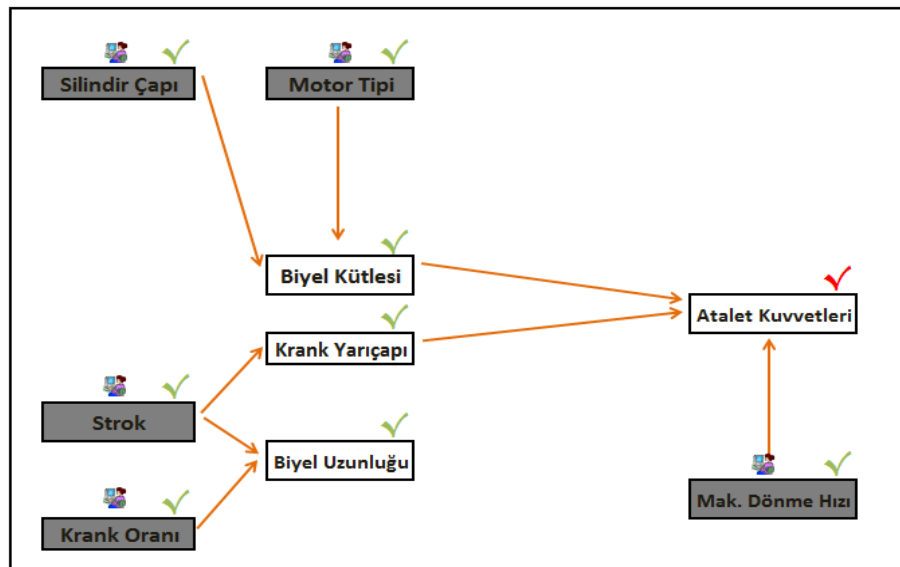
Şekil 5.11 : Piston pimi geometrik ölçüleri (Kolchin, 1984).

Aşağıdaki Çizelge 5.1 piston pimi temel tasarım değerlerini veriyor. (Kolchin ve Demidov,1984)

Çizelge 5.1 : Piston pimi temel tasarım değerleri.

Açıklama	Dizel Motorlar İçin Değerler
Pim dış çapı (d_p)	(0,30 - 0,38) D
Pim iç çapı (d_i)	(0,50 - 0,70) d_p
Pim uzunluğu (l_p)	
Sabit pim	(0,88 - 0,90) D
Serbest pim	(0,80 - 0,90) D
Biyel burç uzunluğu (l_{cr})	
Sabit pim	(0,28 - 0,32) D
Serbest pim	(0,33 - 0,45) D

5.6 Atalet Kuvveti



Şekil 5.12 : Atalet kuvveti proses şeması.

Atalet kuvveti aşağıdaki formüller kullanılarak bulunur.

$P_{jp} = -m_p R \omega^2 (1+\lambda)$ (N) ve $P_{jr} = -\omega^2 R [(m_p + m_{cr,p})(1+\lambda) + (m_{cr,c} - m_c)]$ (N) formüllerinin her bir terimi aşağıdaki gibidir. Atalet kuvvetinin birimi Newton'dur.

m_p = Komple Piston Kütlesi (kg)

$m_{cr,p}$ = Eksenel Hareketli Kütteleler (kg)

$m_{cr,c}$ = Dönme Kütleleri (kg)

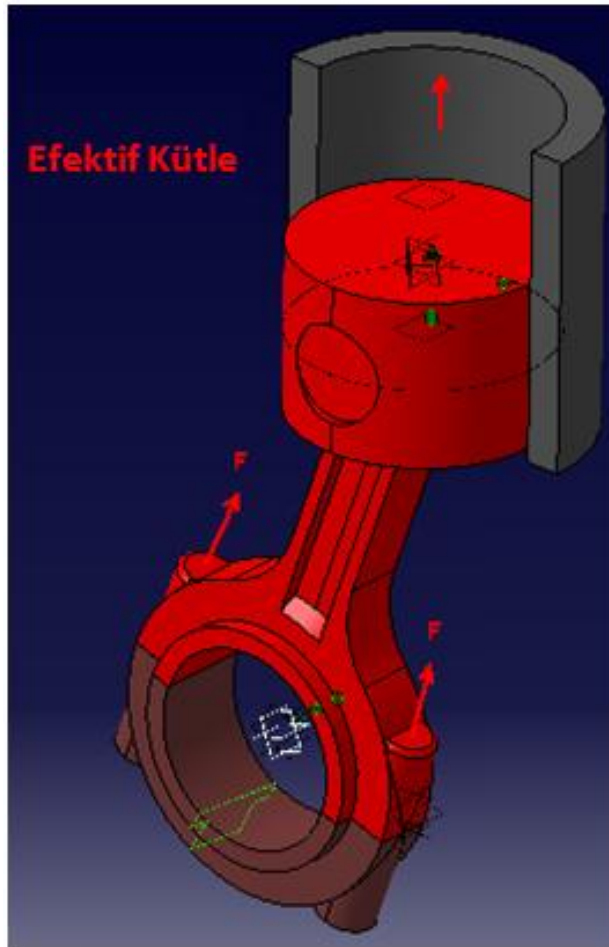
m_c = Kep Kütlesi (kg)

R = Krank Yarıçapı (m)

ω = Maksimum Dönme Hızı (rad / sec)

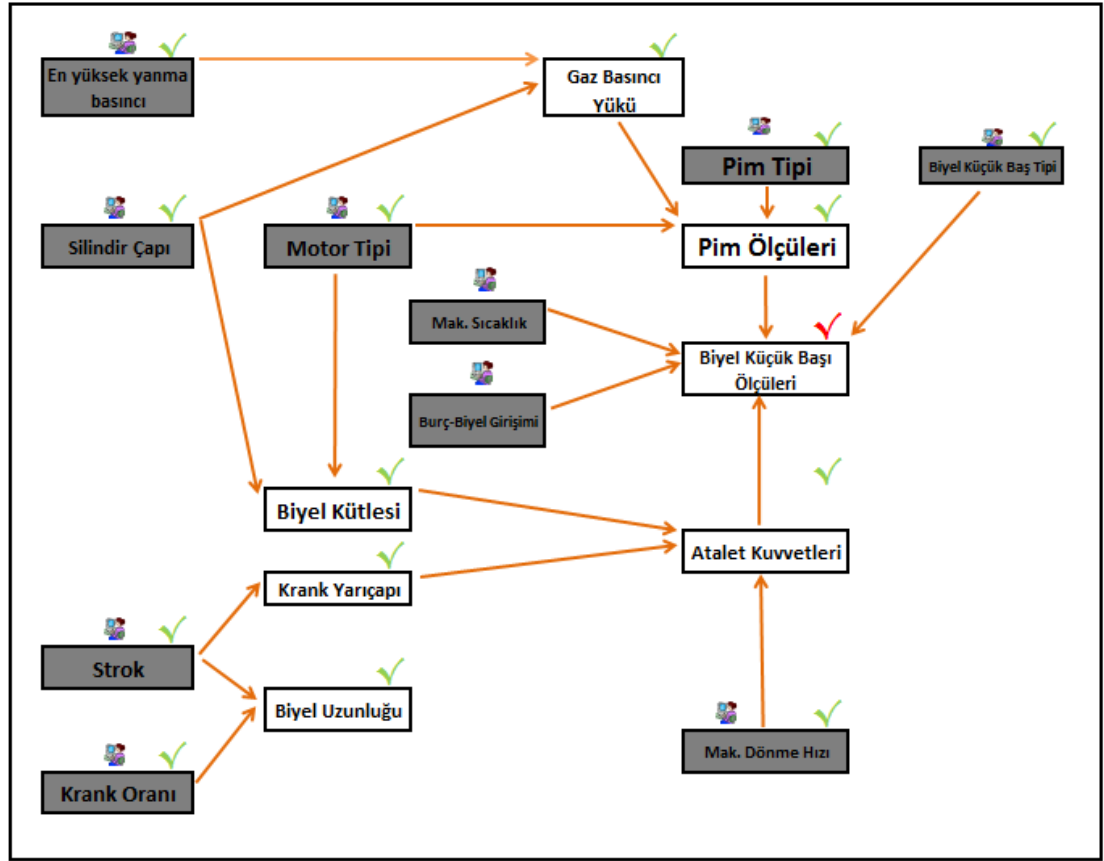
λ = Krank Oranı (Krank Yarıçapı / Biyel Uzunluğu)

olarak tanımlanır.

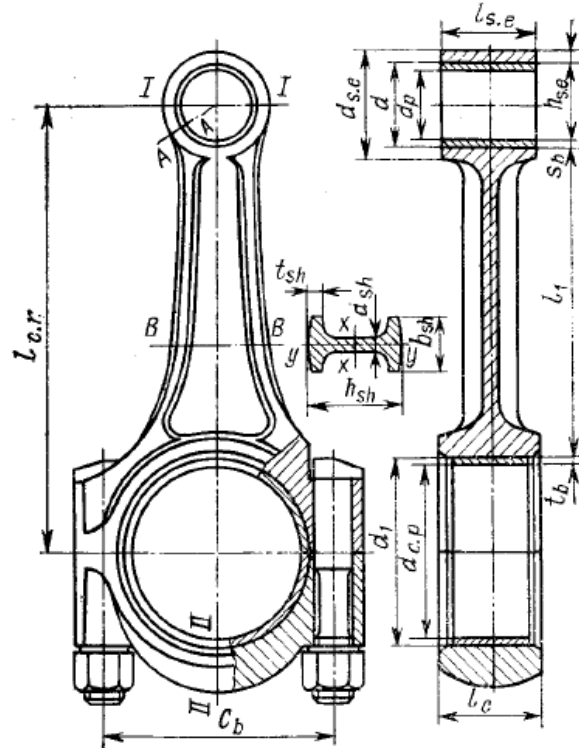


Şekil 5.13 : Küçük ve büyük biyel başında kuvvet etkisi.

5.7 Küçük Biyel Başı Tasarımı



Şekil 5.14 : Küçük biyel başı tasarım proses şeması.



Şekil 5.15 : Biyel tasarım parametreleri (Kolchin, 1984).

Küçük biyel başı tasarım proses şeması, Şekil 5.14’de detaylı verilmiştir. Ayrıca Şekil 5.15’de küçük biyel başı için gerekli bütün parametreler gösterilmiştir. Küçük biyel başı iç çap ölçüsünün değeri piston pimi dış çap ölçüsüne bağlıdır. Temel yapısal tasarım parametre değerleri Çizelge 5.2’de verilmiştir (Kolchin ve Demidov,1984).

Çizelge 5.2 : Küçük biyel başı temel tasarım değerleri.

Açıklama	Dizel Motorlar İçin Değerler
Küçük biyel başı iç çapı (d)	
Burçsuz	$d \approx d_p$
Burçlu	$(1,10 - 1,25) d_p$
Küçük biyel başı iç çapı ($d_{s,e}$)	$(1,3 - 1,7) d_p$
Küçük biyel başı uzunluğu ($l_{s,e}$)	
Sabit pim	$(0,28 - 0,32) B$
Serbest pim	$(0,33 - 0,45) B$
Minimum radyal et kalınlığı ($h_{s,e}$)	$(0,16 - 0,27) d_p$

Çizelgedeki d_p piston pimi dış çapı, B silindir çapını ifade ediyor. Piston pimi dış çapı silindir çapının %33-38 oranında olduğu kabul edilir (Kolchin ve Demidov,1984).

Küçük biyel başınının tasarımı aşağıda detaylı olarak anlatılmıştır.

- Hiçbir yük olmadığında maksimum hızda çalışan motora, atalet kuvvetleri yüklendiğinde (Burcun presle geçildiği ihmal edilerek) I-I kesiti yeterli yorulma dayanımına sahip olmalıdır.
- Preslenmiş burçtan dolayı küçük biyel başında meydana gelen gerilmeler önlenmelidir.
- Gaz & atalet kuvvetlerine ve preslenmiş burca dayanması için (biyel kolu kesitinin küçük biyel başının sona erdiği yerde) A-A kesiti yeterli yorulma dayanımına sahip olmalıdır.

Hesaplamalar, motorun maksimum güç varyasyonunda çalıştığı durum için yapılır. Küçük biyel başının I-I kesitine, toplam piston kütlesi nedeniyle oluşan alternatif atalet kuvveti etki eder. Bu da maksimum dönme hızında motor çalışmasında yüklenir.

Burç ve biyelin birbirine aşırı temasından dolayı oluşan stres değeri:

Burç ve Biyelin Toplam Teması:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t \text{ (m)} \quad (5.8)$$

Sıcaklık aşırı temasa neden oluyor:

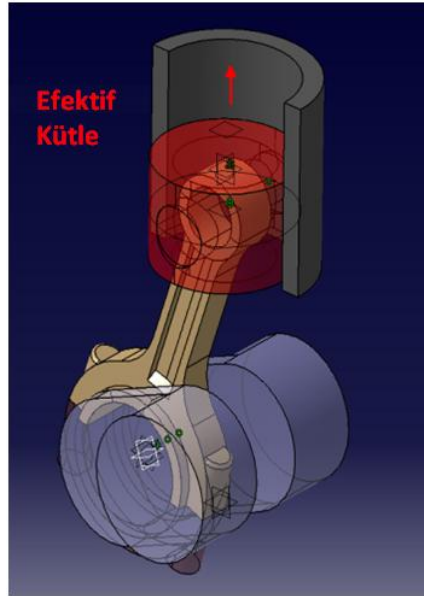
$$\Delta t = d(\alpha_b - \alpha_e)\Delta T \text{ (m)} \quad (5.9)$$

α_b burç malzemesinin termal genleşme katsayısı ($1/^{\circ}\text{C}$), α_e biyel malzemesinin termal genleşme katsayısı ($1/^{\circ}\text{C}$), ΔT sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$), d küçük biyel başının iç çap ölçüsü (m),

Bağlantı yüzeyindeki basınç (MPa):

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \left[\frac{(d_e^2 + d^2)/(d_e^2 - d^2) + \mu}{E_{c,r}} + \frac{(d^2 + d_p^2)/(d^2 - d_p^2) - \mu}{E_b} \right]} \quad (5.10)$$

d_e küçük biyel başı dış çapı, d küçük biyel başı iç çap ölçüsü, d_p burcun iç çap ölçüsü, μ poisson oranı (0.3), $E_{c,r}$ biyel malzemesinin elastisite modülü, E_b burç malzemesinin elastisite modülü



Şekil 5.16 : Küçük biyel başı kısmındaki efektif kütle.

Küçük biyel başının dış yüzeyindeki stres değeri (MPa):

$$\sigma_a' = p \frac{2d^2}{d_e^2 - d^2} \quad (5.11)$$

Küçük biyel başının iç yüzeyindeki stres değeri (MPa):

$$\sigma_i' = p \frac{d_e^2 + d^2}{d_e^2 - d^2} \quad (5.12)$$

Pistonun atalet kuvveti nedeniyle oluşan stres değeri (MPa):

$$P_{j,p} = -m_p R \omega^2 (1 + \lambda) \quad (5.13)$$

m_p piston kütlesi (kg), R krank yarıçapı (m), ω krank mekanizmasının dönme hızı(rad/sec), λ krank oranı

$$N_{j0} = -P_{j,p} (0.572 - 0.0008\psi_{em}) \text{ (N)} \quad (5.14)$$

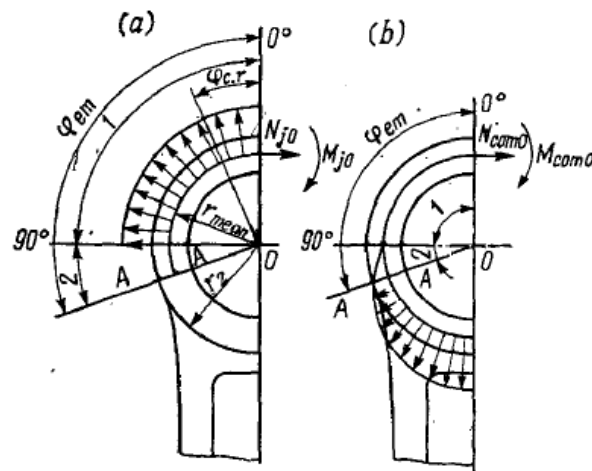
$$M_{j0} = -P_{jp}r_m(0.00033\psi_{em} - 0.0297) \text{ (Nm)} \quad (5.15)$$

$$N_{j1} = N_{j0} \cos \psi_{c,r} - 0.5 P_{j,p} (1 - \cos \psi_{c,r}) \quad (N) \quad (5.16)$$

$$M_{j1} = M_{j0} + N_{j0}r_m(1 - \cos\psi_{c,r}) + 0.5P_{j,p}r_m(1 - \cos\psi_{c,r}) \text{ (Nm)} \quad (5.17)$$

$$N_{j2} = N_{j0} \cos \psi_{c,r} - 0.5 P_{j,p} (\sin \psi_{c,r} - \cos \psi_{c,r}) \text{ (Nm)} \quad (5.18)$$

$$M_{j2} = M_{j0} + N_{j0}r_m(1 - \cos\psi_{c,r}) + 0.5P_{j,p}r_m(\sin\psi_{c,r} - \cos\psi_{c,r}) \text{ (Nm)} \quad (5.19)$$



Şekil 5.17 : Yük dağılımı.

$$\sigma_{aj} = \frac{\left(2M_{j\psi em} \frac{6r_m+h_e}{h_e(2r_m+h_e)} + N_{j\psi em}\right) 10^{-6}}{l_{s,e}h_e} \quad (5.20)$$

$$\sigma_{ij} = \frac{\left(-2M_{j\psi em} \frac{6r_m+h_e}{h_e(2r_m-h_e)} + N_{j\psi em}\right) 10^{-6}}{l_{s,e}h_e} \quad (5.21)$$

Küçük biyel başında bir burç olduğunda, parçalar birlikte sabitlenir. Sonuç olarak, K katsayısı ile orantılı olarak, normal kuvvet "N_{jψem}" küçük biyel başı yerine tüm güç parçalara (küçük biyel başı+burç) aktarılır. Burcun etkisi ihmal edilirse, eğilme etkisi anında "M_{jψem}" azalır.

K katsayısı:

$$K = \frac{E_{c,r}F_e}{(E_{c,r}F_e + E_bF_b)} \quad (5.22)$$

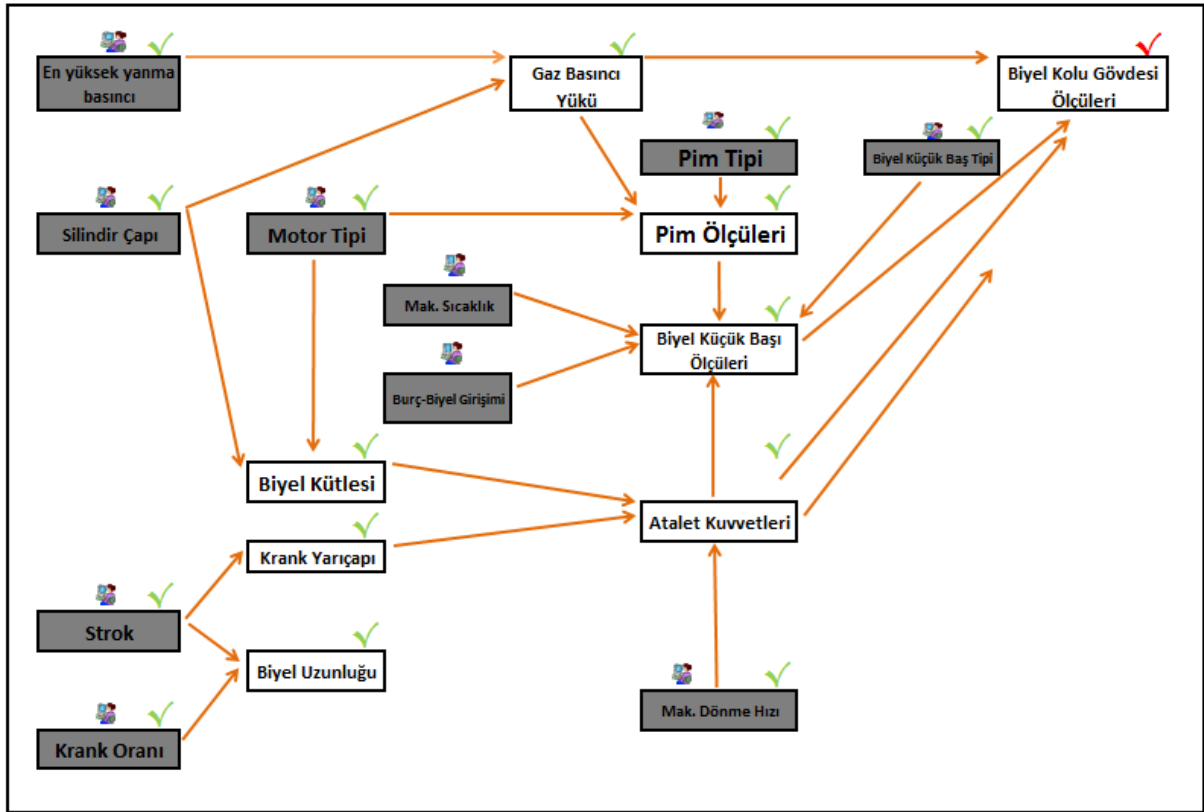
F_e=(d_e-d)_{l_{s,e}} ve F_b=(d-d_p)_{l_{s,e}} sırasıyla küçük çaplı iç kısmın ve burcun duvar kesit alanlarıdır.

K katsayısı dahil olmak üzere, Stres değeri (MPa):

$$\sigma_{aj} = \frac{\left(2M_{j\psi em} \frac{6r_m+h_e}{h_e(2r_m+h_e)} + KN_{j\psi em}\right) 10^{-6}}{l_{s,e}h_e} \quad (5.23)$$

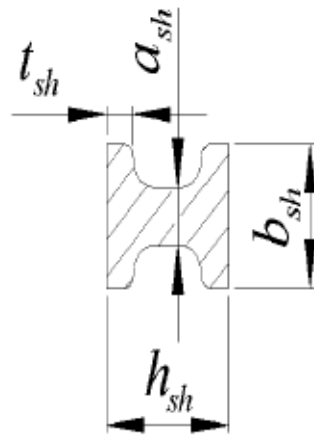
$$\sigma_{ij} = \frac{\left(-2M_{j\psi em} \frac{6r_m+h_e}{h_e(2r_m-h_e)} + KN_{j\psi em}\right) 10^{-6}}{l_{s,e}h_e} \quad (5.24)$$

5.8 Biyel Kolu Tasarımı



Şekil 5.18 : Biyel kolu tasarım proses şeması.

Biyel kolunun gövdesinin temel tasarım parametreleri, B-B orta kesitinin tasarım boyutlarına bağlıdır. Otomotiv ve traktör motorlarında kullanılan bu parametrik değerler Çizelge 5.3’de gösterilmiştir (Kolchin ve Demidov,1984).



Şekil 5.19 : Biyel kolu kesiti (Kolchin, 1984).

Çizelge 5.3 : Biyel kolu kesitinin temel tasarım değerleri.

Açıklama	Dizel Motorlar İçin Değerler
$h_{sh} \text{ min}$	$(0,50 - 0,55) d_e$
h_{sh}	$(1,2 - 1,4) h_{sh} \text{ min}$
b_{sh}	$(0,55 - 0,75) h_{sh}$
$a_{sh} \approx t_{sh}$	$(4,0 - 7,5) \text{ mm}$

Biyel kolu , motor $n=n$ ve $n = n_t$ hızlarında çalıştığında oluşan toplam kuvvetlerin (gaz ve atalet kuvvetleri) etkisi altında B-B kesitindeki yorulma dayanımını karşılayacak şekilde tasarlanmıştır. Genellikle hesaplamalar maksimum güç için yapılır. Kesitin emniyet faktörü , biyel kolunun salınım yaptığı ve bir dik düzlem içinde olduğu kabul edilerek belirlenir.

Biyel kolundaki sıkışma kuvveti, p_{za} 'da güç zamanının başında maksimuma ulaşır ve dinamik analiz sonuçlarıyla ya da aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$P_{com}=P_g+P_j = [F_p(p_{za}-p_0) - m_j R \omega^2(\cos\psi + \lambda \cos 2\psi)] 10^{-6} \quad (5.25)$$

$m_j = m_p + 0.275 m_{cr}$ krank dişlisinin eksenel kütleleri (Bu, konvansiyonel olarak, BB orta kesitinin biyel kolu ağırlık merkezi olduğu yerden alınır.) olarak tanımlanır.

Biyel üzerine etki eden çekme kuvveti, emme stroku başlangıcında (TDC) maksimuma ulaşır ve aynı zamanda dinamik analiz sonuçlarıyla ya da aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$P_t = P_g + P_j = (F_p p_g - m_j R \omega^2(1 + \lambda)) 10^{-6} \quad (5.26)$$

p_g : artık gazların basıncı

B-B kesitinde sıkışma kuvvetleri (P_{com}), maksimum sıkıştırma gerilmesi ve boyuna bükme oluşturur .(MPa olarak)

Biyel kolu salınımı düzlem içerisinde aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\sigma_{max x} = K_x P_{com} / F_{mid} \quad (5.27)$$

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e L_{cr}^2}{\pi^2 E_{cr} J_x} F_{mid} \quad (5.28)$$

K_x , kendi düzlemi içinde salınan biyelin eksenel bükme etkisini gösteren katsayıdır.

$\sigma_e = \sigma_b$ biyelin elastisite sınırı (MPa) , $L_{cr} = R/\lambda$ biyel uzunluğu(m) , $J_x = [b_{sh} h_{sh}^3 - (b_{sh} - a_{sh})(h_{sh} - 2t_{sh})^3]/12$ B-B kesitindeki atalet momentidir. (Biyelin salınan düzleminde x-x

Çizelge 5.4: Büyük biyel başı temel tasarım değerleri.

Açıklama	Dizel Motorlar İçin Değerler
Krank muylusu çapı ($d_{c,p}$)	(0,56 - 0,75) B
Büyük biyel başı dış çapı (d_l)	
Burçsuz	$d_l \approx d_{c,p}$
Burçlu	(1,1 - 1,25) $d_{c,p}$
Civatalar arası mesafe (c_b)	(1,3 - 1,75) $d_{c,p}$
Büyük biyel başı uzunluğu (l_c)	(0,45 - 0,95) $d_{c,p}$

Büyük biyel baş kısmın kesin hesaplaması oldukça zordur. Çünkü yapısal faktörler tam olarak dikkate alınamaz. Büyük biyel başının kaba tasarımı yatak kebinin II-II orta kesitindeki atalet kuvvetinden (başlangıçta maksimuma ulaştığı) P_{jr} dolayı oluşan eğilme gerilmesini içerir.

$$P_{jr} = -\omega^2_{idmax} R[(m_p + m_{cr,p})(1 + \lambda) + (m_{cr,c} - m_c)] 10^{-6} \quad (5.31)$$

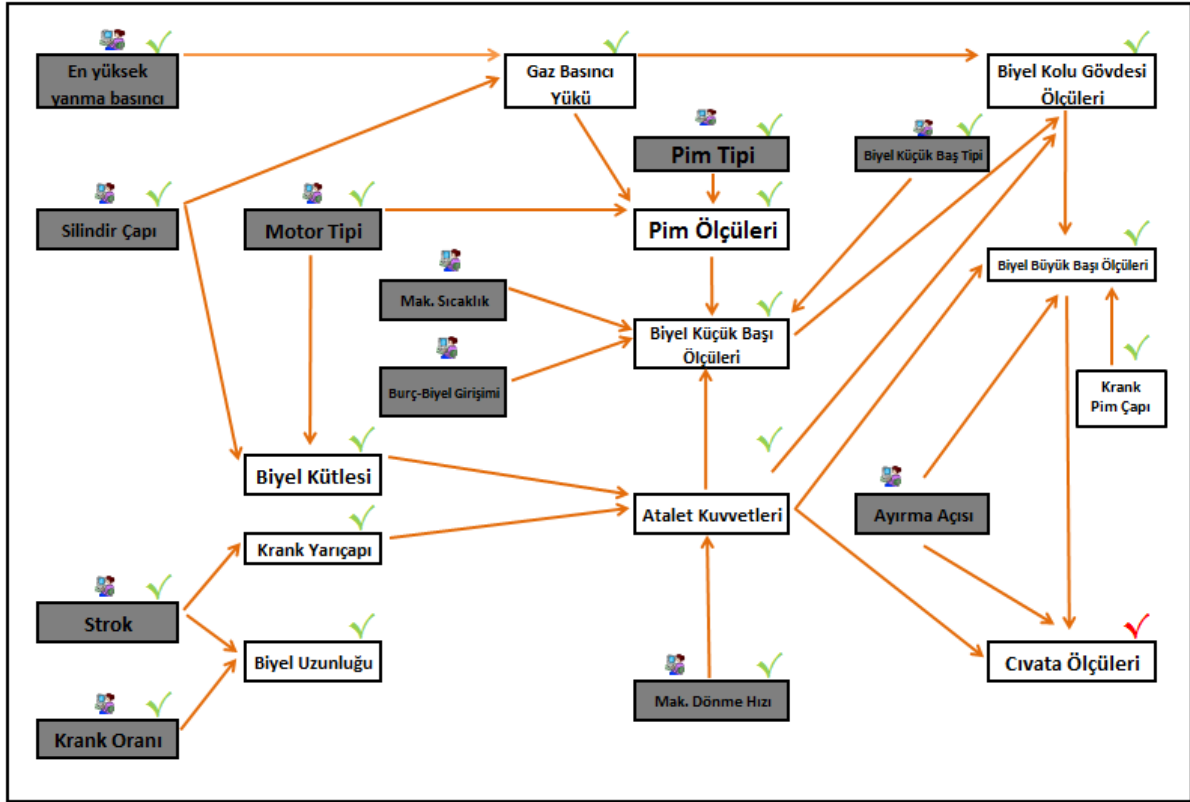
m_p piston kütlesi (kg) , $m_{cr,p}$ ve $m_{cr,c}$ sırasıyla biyelin gidip gelmedeki ve dönmedeki kütlesi (kg) , $m_c = (0.20-0.28) m_{cr}$ büyük biyel başı kütlesi (kg) , m_{cr} komple biyelin kütlesi (kg) .

Yatak yüzeylerinin gerginliklerini içeren büyük biyel başı yatağının eğilme stresi (MPa olarak) aşağıda belirtilmiştir.:

$$\sigma_b = P_{jr} \left(\frac{0.23c_b}{(1 + J_s/J)W_b} + \frac{0.4}{F_t} \right) \quad (5.32)$$

c_b biyel civata arasındaki mesafe (m) , $J_s = l_c t_s^3$ ve $J = l_c (0.5c_b - r_1)^3$ sırasıyla yüzey ve kebin tasarlanan kesit atalet momentleri (m^4) , $W_b = l_c (0.5c_b - r_1)^2 / 6$ kepin kesitinin dayanım momenti (rib takviyeleri hariç) (m^3) , $r_1 = 0.5 (d_{cp} + 2t_s)$ büyük biyel başı iç yarıçapı (m) , $F_t = l_c 0.5 (c_b - d_{cp})$ tasarlanan kesitteki toplam kepin ve yüzey alanıdır (m^2).

5.10 Biyel Cıvatalarının Tasarımı



Şekil 5.21 : Biyel cıvata tasarım proses şeması.

Biyel tasarımında rastlanan en büyük güçlüklerden biri büyük biyel başlarında bağlama cıvatalarının yerleştirilmesidir. Bir biyelde genellikle iki cıvata kullanılır. Bazı özel konstrüksiyonlarında ve uçak motorlarında dört adet cıvata kullanılır.

Dört zamanlı motorlarda büyük biyel başı cıvataları, pistonun ve biyelin hareket ötelenme kütlelerinden, atalet kuvvetlerinden ve büyük biyel başı ayırma düzlemi üzerinde bulunan dönen kütlelerden dolayı gerilmeye maruz kalır.

Motorun çalışmasında, atalet kuvvetleri P_{jr} cıvatalarını koparma eğilimindedir.

Bu açıdan cıvatalar sıkı bir ölçüde bağlanmalıdır.

Sıkma yükü (MN'de) aşağıdaki gibidir.

$$P_{tl} = (2 \text{ to } 3) P_{jr}/i_b \quad (5.33)$$

i_b biyel cıvata sayısı. Toplam cıvataadaki gerilme kuvveti aşağıdaki gibidir.

$$P_b = P_{tl} + X P_{jr}/i_b \quad (5.34)$$

X, dişli bağlantısının ana yük katsayısıdır:

$$X = K_{cr}/(K_b + K_{cr}) \quad (5.35)$$

K_{cr} , biyel parçalarının birlikte olan akma değeri; K_b cıvatanın akma değeridir.

Cıvatada meydana gelen maksimum ve minimum gerilmeler, diş alt çapı kesiti ile belirlenir.

$$\sigma_{\max} = 4P_b/(\pi d_b^2) \quad (5.36)$$

$$\sigma_{\min} = 4P_{tl}/(\pi d_b^2) \quad (5.37)$$

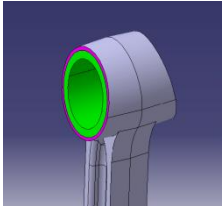
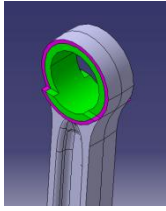
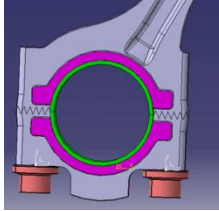
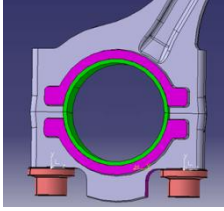
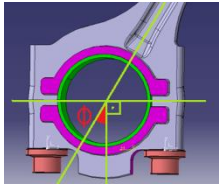
$d_b = d - 1.4t$ cıvata diş alt çapı (mm), d cıvata nominal çapı (mm) , t diş adımıdır (mm).

6. EXCEL UYGULAMASI

6.1 Tasarım Seçenekleri ve Parametre Girme

Çizelge 6.1’de görüldüğü gibi, tasarımcıların tasarım tercihleri ile ilgili olarak, biyel bölgesel alan tasarımları girdilere göre değişmektedir.

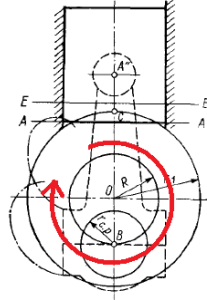
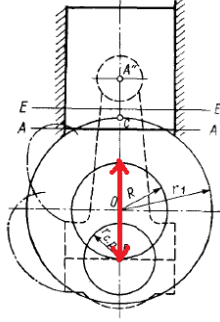
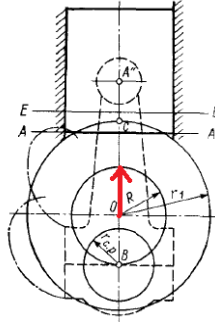
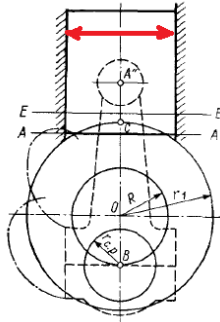
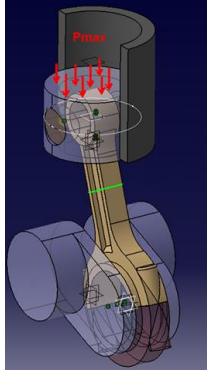
Çizelge 6.1: Tasarım seçenekleri.

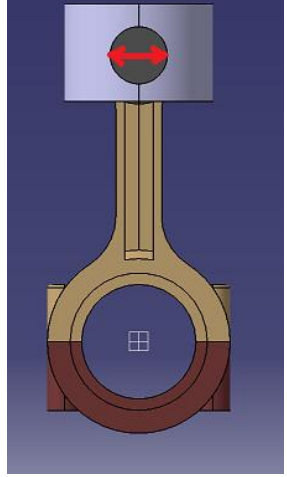
Küçük Biyel Baş Kısımının Tipi		
Büyük Biyel Baş Ayırma Tipi		
Büyük Biyel Baş Ayırma Açısı		$-60^{\circ} \leq \phi \leq 60^{\circ}$

Çizelge 6.1’e ek olarak tasarımcının gireceği diğer motor parametreleri Çizelge 6.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 6.2: Motor parametreleri.

Parametreler	Birim	Şekil
Motor Tipi	Dizel Benzin	-

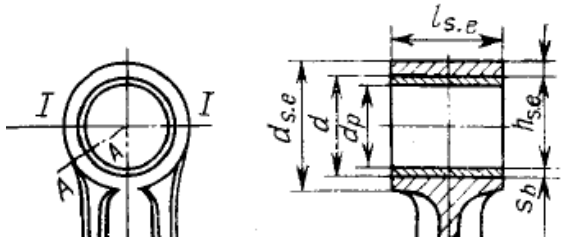
Maksimum Dönme Hızı	rpm	
Strok	mm	
Krank Oranı	-	
Krank Yarıçapı	mm	
Silindir Çapı	mm	
Maksimum Yanma Basıncı	MPa	

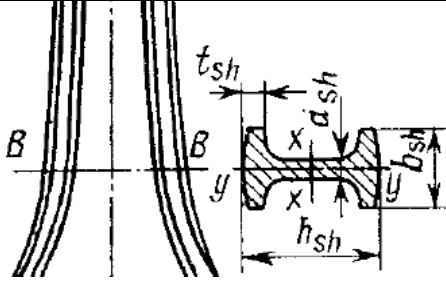
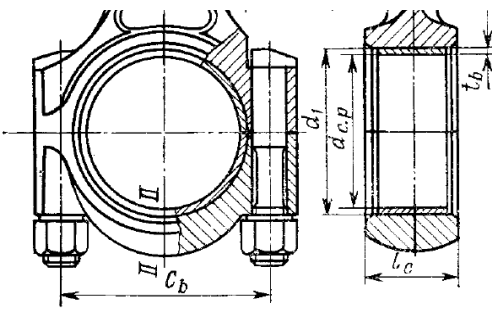
Piston Pim Çapı	mm	
Maksimum Sıcaklık (Küçük Biyel Başı)	°C	
Biyel ve Burç Arasındaki Temas Değeri	mm	
Malzeme Özellikleri		

6.2 Çıktı Parametreleri

Tasarımcı belirlenen motordaki ilgili parametreleri ve gerekli tasarım seçeneklerini belirlendikten sonra biyelin ana hatları için çıktı parametreleri belirlenmiş olur. Daha sonra Excel ortamın oluşturulan matematiksel modellerle motor için optimum biyel parametreleri hesaplanır. Bu değerler daha önceden Excel oluşturulmuş formülizasyonlar sayesinde gerçekleşir. Bu parametrelerin hesaplama metodolojisi Excel dosyasında ayrıntılı olarak gösterilmektedir. Daha sonra Excel'in kendi içerisindeki kontrol mekanizması ile tasarım uygunluğu kontrol edilir.

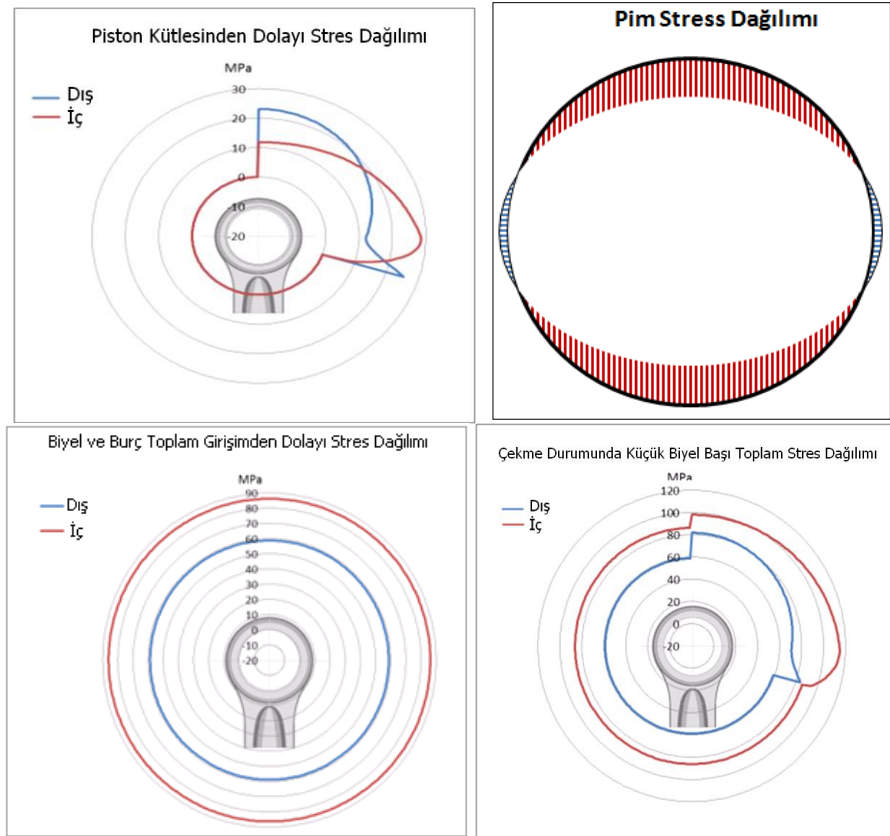
Çizelge 6.3: Biyel çıktı parametreleri.

Parametreler	Birim	Şekil
Küçük Biyel Başı Çap Ölçüsü	mm	
Küçük Biyel Baş Kısmı Kalınlığı	mm	
Burç Kalınlığı	mm	

Biyel Kolu Gövde Kesit Genişliği	mm	
Biyel Kolu Gövde Kesit Yüksekliği	mm	
Biyel Kolu Gövde İç Duvar Kalınlığı	mm	
Biyel Kolu Gövde Dış Duvar Kalınlığı	mm	
Büyük Biyel Başı Çap Ölçüsü	mm	
Cıvatalar Arası Mesafe	mm	
Yüzey Duvar Kalınlığı	mm	
Cıvata Çapı	mm	
Cıvata Uzunluğu	mm	

6.3 Gerilme Dağılım Grafikleri

Biyelin gerilme değerlerini hesaplayan Excel dosyası ayrıca biyel tasarımı yapılırken için biyelin lokal alanlarına ait gerilme diyagramlarını gösterir.



Şekil 6.1 : Biyel gerilme dağılım grafikleri.

6.4 Excel Uygulama Görüntüleri

Bu bölümde biyel tasarımı için Excel’de kullanılan hesaplama metodlarının görüntüsünü paylaşacağım. Aynı zamanda model tasarımı yapılan ve Excel’de parametreleri kullanılan motorun bilgilerini aşağıda paylaşacağım.

Motorun özellikleri:

- Motor tipi: Dizel 9.0 L, 350 BG (2500 rpm), 6 silindir, 1000 Nm (1100 rpm)
- Maksimum dönme hızı: 3300 rpm (yükte)
- Maksimum yanma basıncı: 20 MPa
- Strok: 145 mm
- Silindir çapı: 132 mm
- Krank mili çapı ve piston pim çapı: 45 mm, 24 mm
- Küçük biyel baş kısmı tipi : Düzgün
- Büyük biyel başı ayırma tipi: Düz
- Büyük biyel başı ayırma açısı: -30°
- Krank oranı: 0,2571
- Strok oranı: 0,4142
- Maksimum sıcaklık (küçük biyel başı): 140° C
- Biyel ile burç arasındaki temas değeri: 0.08 mm
- Biyel uzunluğu: 175 mm
- Krank yarıçapı: 45 mm
- Malzeme özellikleri: Şekil 6.7’ de gösterilmiştir.

INPUTS			OUTPUTS		
Crank Pin Diameter	45 mm				
Cylinder Diameter	132 mm				
Stroke	145 mm		Cylinder Area	13677,84 mm ²	
Stroke Ratio	0,4142		Force on Cylinder Due to Combustion Pressure	273556,8 N	
Combustion Pressure	20 MPa		Connecting Rod Length	175,036214 mm	
nmax	3300 rpm		Angular Velocity	345,4 rad/sec	
Total Rod Weight	5,050247243 kg				
Approximate Piston Weight	2,272611259 kg				
Approximate Pin Weight	1,31811453 kg				
Approximate Shell Wall Weight	1,493116576 kg				
Approximate Weight of Shifting Mass	1,229625416 kg				
Approximate Weight of Reciprocating Mass	3,820621827 kg				

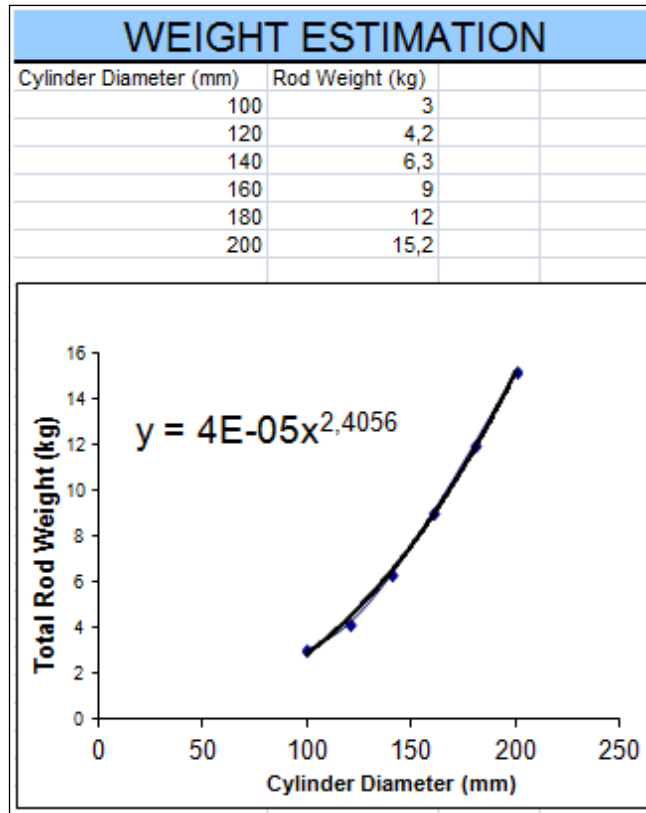
Şekil 6.2 : Excel özet motor input ve output verileri.

ROD SHANK				Min Section Area	976,988571	mm2
Max Allowable Stress	280	MPa		Min Moment of Inertia	8314,62768	mm4
Material Densty	7500	kg/m3	8E-06	D	20111408,8	
				A1	36,5373539	mm2
				A2	-133,325023	mm2
s	10,4189388	mm		s	6,04461363	mm
d	52,094694	mm		d	137,45116	mm
h	31,2568164	mm		h	125,361933	mm
b	31,2568164	mm		b	18,1338409	mm
t	10,4189388	mm		t	6,04461363	mm
Min Moment of Inertia	55974,1565	mm4		Jy	1939435	mm4
Jy	315222,8813	mm4		Wy	28219,9873	mm3
Wy	12101,91891	mm3		Stress Due to Bending Moment	4,30043559	Mpa
Stress Due to Bending Moment	10,0280161	MPa		Volume	0,00017101	m3
				Mass	1,28256286	kg
				Angular Velocity	345,4	rad/sec
				Bending Due to Mass	63377,2542	N/m
				Max Bending Moment	121,358238	Nm

Şekil 6.3 : Excel özet biyel kolu verileri.

SMALL END				Force on Section Area Due to Inertial Forces	11175,90686	N
Max Allowable Stress	300	MPa		Min Section Area	37,25302286	mm2
				Small End Thickness	1,167511893	mm
				Small End Width	35,46135666	mm
				Small End Outer Diameter	58,33502379	mm
BIG END						
				Distance Between Bolts	112,5	mm
				Force on Bolts Due To Inertial Forces	16388,53012	N
ROD BOLTS						
Max Allowable Stress	300	MPa		Rod Bolt Min. Area	56,51217283	mm2
Bolt Pretension	10	MPa		Min. Bolt Diameter	8,484693812	mm
MIDDLE SECTION						
Max Allowable Stress	170	Mpa		Bending Moment	276,5564458	Nm
				V	921,8548193	mm3
				a	20,6	mm
				t	16,38601244	mm
				h	35,46135666	mm
				b	5,462004147	mm
				tr	21,53601244	mm

Şekil 6.4 : Excel özet büyük ve küçük biyel kolu verileri.



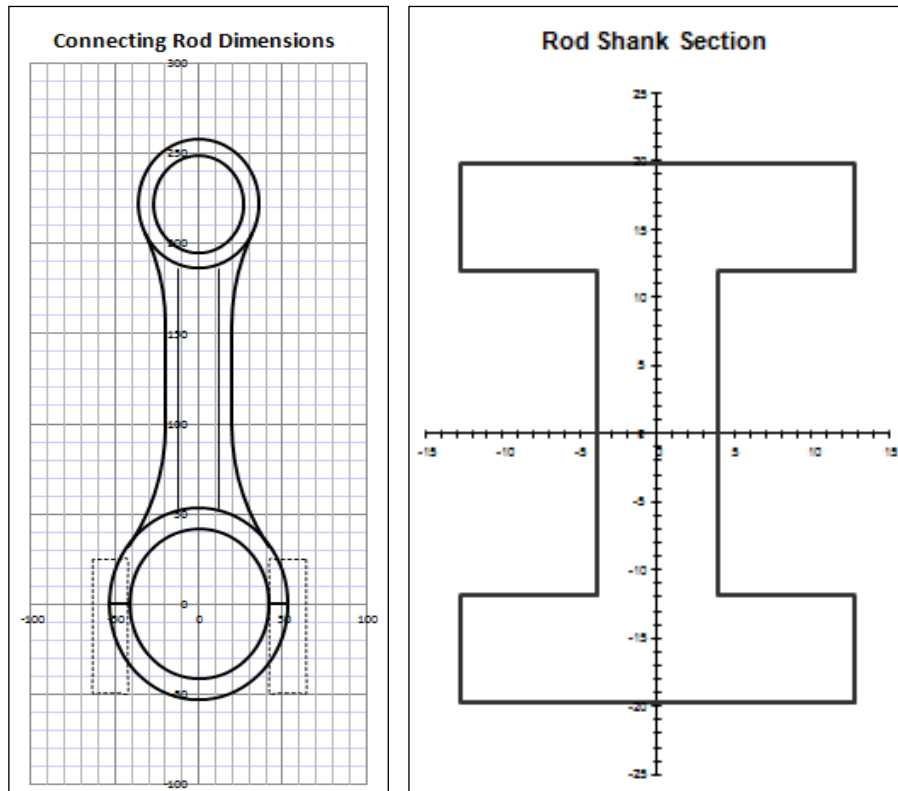
Şekil 6.5 : Excel silindir çapı-biyel ağırlığı grafiği.

Parameter	Value		
Maximum Rotational Velocity (rpm)	3300	345,565	(rad/sec)
Stroke (mm)	145	0,145	(m)
Crank Ratio (λ)	0,2571		
Engine Type	0	0 ==> Diesel,	1==> Gasoline
Cylinder Diameter (mm)	132	0,132	(m)
Peak Firing Pressure (MPa)	20	20000000	(Pa)
Po (MPa)	0,1	100000	(Pa)
Temperature Small End Heated (°C)	140		
Interference Between Bush and Rod (mm)	0,08		
Small End Tapering Angle (Degree)	10	0,174527778	(rad)
Splitting Angle (Degree)	30	0,523333333	(rad)
Big End Splitting Type	0	0 ==> Fracture,	1==> Cerrated
Small End Type	0	0 ==> Tapered,	1==> Stepped
Crank Pin Diameter (mm)	45		
Bushing Thickness (mm)	1,5		
Rotational Velocity at Peak Torque (rpm)	1100	115,1883333	(rad/sec)

Şekil 6.6 : Excel input verileri.

MATERIAL PROPERTIES				
	Yield Strength (MPa)	Elasticity Modulus, E, (Pa)	Poisson Ratio	Thermal Coefficient of Expansion, α (1/C°)
Rod Material Properties	462	2,1E+11	0,3	0,00001
Bush Material Properties	462	1,15E+11	0,3	0,000018
Pin Material Properties	462	2,1E+11	0,3	0,00001
Bolt Material Properties	462	2,10E+11	0,3	Thread Pitch (mm) 1

Şekil 6.7 : Excel biyel malzeme verileri.



Şekil 6.8 : Excel biyel ve biyel kolu kesiti parametrik şekil oluşması.

		Diesel
Conrod Assy Mass (kg)	9,913329904	9,9133299
Piston Mass (kg)	2,379199177	4,4609985
Pin Mass (kg)	1,399528928	2,2304992
Piston-Pin Assy Mass (kg)	3,778728105	6,6914977
Conrod Length (mm)	175,0292	
P _{j,p} (N) (at Max. Rot. Vel.)	-25526,27727	
Outer Diameter of Pin	58,27395604	(m)
Inner Diameter of SE (mm)	61,27395604	(m)
Outer Diameter of SE (mm)	81,58353845	(m)
Length of Small End (mm)	39,6	(m)
r _m (mm)	35,71437362	(m)
h _{bush} (mm)	1,5	(m)
h _{rod} (mm)	10,15479121	(m)
Crank Radius (mm)	45	(m)
Bushing Thickness	1,5	
P _{j,p} (N) (at peak torque)	-2836,25303	

Şekil 6.9 : Excel biyel çıktı değerleri.

General		Radius
Con- Rod Length	175,029	
Pin		
Pin Outer Diameter	58,274	29,137
Pin Inner Diameter	29,137	14,5685
Pin Length	118,8	
Small End		
Small End Outer Diameter	81,5835	40,7918
Small End Inner Diameter	61,274	30,637
Small End Length	39,6	
Tapering Angle	10	
Small End Fillet Radius	87,5146	
Big End		
Big End Inner Diameter	48,6	24,3
Big End Outer Diameter	67,5	33,75
Big End Length	0,02772	
Splitting Angle	30	0,5236
Big End Fillet Radius	87,5146	
Rod Shank		
Shank Height	44,8709	22,4355
Shank Width	27,72	13,86
Shank Outer Thickness	9,58166	
Shank Inner Thickness	9,58166	
Bush		
Bush Inner Diameter	58,274	29,137
Bush Thickness	1,5	
Shell Wall		
Shell Wall Inner Diameter	45	22,5
Shell Wall Thickness	1,8	
Rod Bolts		
Bolt Length	47,25	23,625
Bolt Cap Diameter	16,9	8,45
Bolt Diameter	17,9664	

Şekil 6.10 : Excel biyel geometri verileri.

σ_{max} (MPa)	$P_{j,r}$ (MN)	$P_{t,l}$ (MN)	X	P_b (MN)	d_b (mm)	t (mm)	d	SSF
330	0,118552	0,059276	0,2	0,071131	16,56637		1 17,96637	1,4

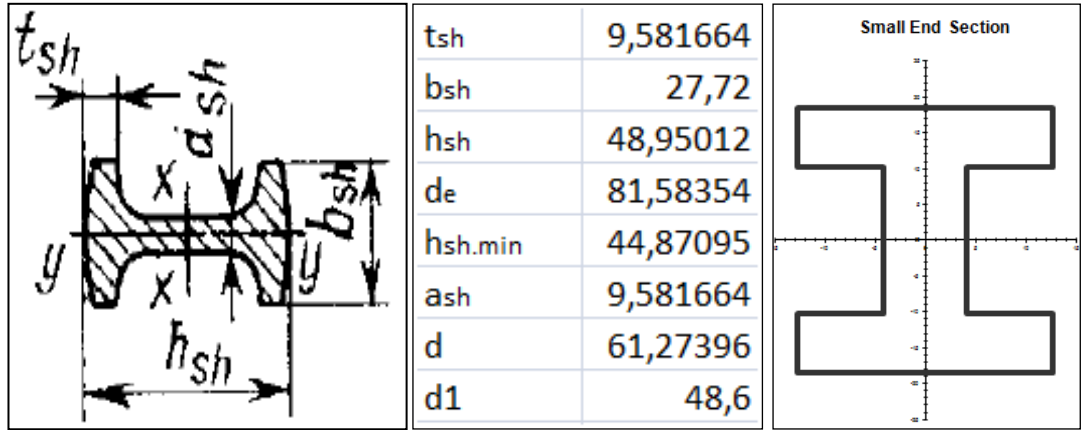
Şekil 6.11 : Excel cıvata verileri.

P _{j,r} (MN)	ω _{dmax} (Rad/sec)	R (m)	m _p (kg)	m _{c,p} (kg)	m _{c,c} (kg)	m _c (kg)	λ	c _s (m)	l _c (m)	t _s (m)	r ₁ (m)	d _{cp} (m)	σ _{max,allowable}						
													J _{shel} (m4)	J _{cap} (m4)	W ₀ (m3)	F _t (m2)	σ _b (MPa)	(MPa)	
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,5
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,49
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,48
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,47
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,46
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,45
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,44
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,43
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,42
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,41
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,4
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,39
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,38
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,37
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,36
0,1185516	345,565	0,0725	3,77873	2,974	6,999331	1,73483	0,2571	0,0675	0,02772	0,0018	0,0243	0,045	1,6E-10	2,3E-08	4,1258E-07	0,00031	595,102	330	1,35

Şekil 6.12 : Excel büyük biyel başı verileri.

P_{com} (N)	F_{mid} (m2)	K_x	K_y	σ_e (MPa)	E_{cr} (MPa)	L_1 (m)	L_{cr} (m)	$\sigma_{max,x}$ (MPa)	$\sigma_{max,y}$ (MPa)	J_x (m4)	J_y (m4)	$\sigma_{max,allowable}$ (MPa)
269482,8	0,0007775	1,04795678	1,015449	800	220000	0,120092	0,175029	363,2099122	351,9431005	1,83012E-07	6,68618E-08	330

Şekil 6.13 : Excel biyel kolu verileri.



Şekil 6.14 : Excel küçük biyel başı parametrik şekil oluşması.

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
γ_{cr} (Deg)	γ_{cr} (Rad)	P_i (N)	r_m (m)	γ_{em} (Deg)	M_o (Nm)	M_1 (Nm)	M_2 (Nm)	N_o (N)	N_1 (N)	N_2 (N)	A_{rod} (m2)	A_{bush} (m2)	A_{end} (m2)	E_{rod} (Pa)	E_{bush} (Pa)
0	0	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,33404	465,162	12129,6	12129,6	-633,582	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
1	0,01745	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,33059	457,203	12129,6	12129,7	-410,738	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
2	0,03491	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,32026	449,24	12129,6	12129,9	-187,769	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
3	0,05236	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,30303	441,274	12129,6	12130,4	35,2576	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
4	0,06981	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,27892	433,31	12129,6	12131,1	258,273	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
5	0,08727	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,24793	425,347	12129,6	12132	481,21	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
6	0,10472	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,21008	417,391	12129,6	12133	704	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
7	0,12217	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,16538	409,441	12129,6	12134,3	926,576	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
8	0,13963	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,11383	401,502	12129,6	12135,7	1148,87	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
9	0,15708	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	9,05545	393,576	12129,6	12137,4	1370,81	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
10	0,17453	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	8,99027	385,664	12129,6	12139,2	1592,34	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
11	0,19199	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	8,9183	377,77	12129,6	12141,2	1813,38	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11
12	0,20944	-25526,3	0,03571	121,026	9,33404	8,83957	369,895	12129,6	12143,4	2033,87	0,0004	5,94E-05	0,00046	2,1E+11	1,2E+11

Şekil 6.15 : Excel küçük biyel başı verileri.

Q	R	S	T	U	V
Kbb	a (m)	h _{bush} (m)	h _{rod} (m)	σ_{ex} (MPa)	σ_{int} (MPa)
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,7539259	11,432213
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,7495065	11,43862
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,7362497	11,457838
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,7141594	11,489863
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,6832424	11,534684
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,6435081	11,592287
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,5949687	11,662656
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,5376389	11,745767
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,4715362	11,841597
0,93416	0,0396	0,0015	0,010155	40,3966807	11,950117

Şekil 6.16 : Excel küçük biyel başı verileri.

Poisson Ratio	Dend (m)	dend (m)	dbush (m)	α_{bush} (1/C°)	α_{rod} (1/C°)	T (C°)	Δ (m)	Δ_1 (m)	Δ_2 (m)	Pspecific (Mpa)	$\sigma_{pre-stress ex}$ (MPa)	$\sigma_{pre-stress int}$ (MPa)
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	0	0,00008	0	0,00008	6,898037857	17,85267864	24,7507165
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	1	0,00008	4,9019E-07	8E-05	6,940304864	17,96206907	24,90237393
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	2	0,00008	9,8038E-07	8,1E-05	6,982571871	18,07145949	25,05403136
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	3	0,00008	1,4706E-06	8,1E-05	7,024838877	18,18084991	25,20568879
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	4	0,00008	1,9608E-06	8,2E-05	7,067105884	18,29024034	25,35734622
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	5	0,00008	2,451E-06	8,2E-05	7,109372891	18,39963076	25,50900365
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	6	0,00008	2,9411E-06	8,3E-05	7,151639898	18,50902119	25,66066109
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	7	0,00008	3,4313E-06	8,3E-05	7,193906905	18,61841161	25,81231852
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	8	0,00008	3,9215E-06	8,4E-05	7,236173912	18,72780204	25,96397595
0,3	0,08158	0,061273956	0,058274	0,000018	0,00001	9	0,00008	4,4117E-06	8,4E-05	7,278440918	18,83719246	26,11563338

Şekil 6.17 : Excel küçük biyel başı verileri.

Pcom (N)	r _m	γ_{em} (Deg)	Ncom1	Mcom1	Ncom.0/Pcom	Mcom.0/Pcom/r _m	Ncom2	Mcom2	$\sigma_{comb ex}$	$\sigma_{comb int}$
269483	0,03571	121,0259605	996,688	11,8682	0,003698522	0,001233134	-84784,9	3075,5	18,30637905	-18,976
269483	0,03571	121,0259605	996,536	11,8736	0,003698522	0,001233134	-82446,4	2991,99	18,31333122	-18,9861
269483	0,03571	121,0259605	996,081	11,8899	0,003698522	0,001233134	-80134,7	2909,45	18,3341856	-19,0163
269483	0,03571	121,0259605	995,322	11,917	0,003698522	0,001233134	-77850,6	2827,9	18,36893584	-19,0667
269483	0,03571	121,0259605	994,26	11,9549	0,003698522	0,001233134	-75594,6	2747,36	18,41757135	-19,1372
269483	0,03571	121,0259605	992,895	12,0036	0,003698522	0,001233134	-73367,4	2667,87	18,48007733	-19,2278
269483	0,03571	121,0259605	991,228	12,0632	0,003698522	0,001233134	-71169,6	2589,44	18,55643473	-19,3385
269483	0,03571	121,0259605	989,259	12,1335	0,003698522	0,001233134	-69001,8	2512,09	18,64662029	-19,4693
269483	0,03571	121,0259605	986,988	12,2146	0,003698522	0,001233134	-66864,6	2435,84	18,75060654	-19,62
269483	0,03571	121,0259605	984,417	12,3064	0,003698522	0,001233134	-64758,4	2360,71	18,8683618	-19,7907

Şekil 6.18 : Excel küçük biyel başı verileri.

Cylinder Diameter (m)	Pin Type	Engine Type	k	E _{pin}	P (N)	α
0,132	0	0	0,8	2,1E+11	270050	0,5
q _{cr} (MPa)	q _b (MPa)	σ_b (MPa)	τ (MPa)	$\Delta d_{p,max}$ (mm)		
117,0239	59,260183	170,5507	126,1772	0,039060809	d _p (mm)	58,27396
					d _i (mm)	29,13698
					b (mm)	40,6
					l _p (mm)	118,8
					l _b (mm)	39,6
					l _d (mm)	78,2

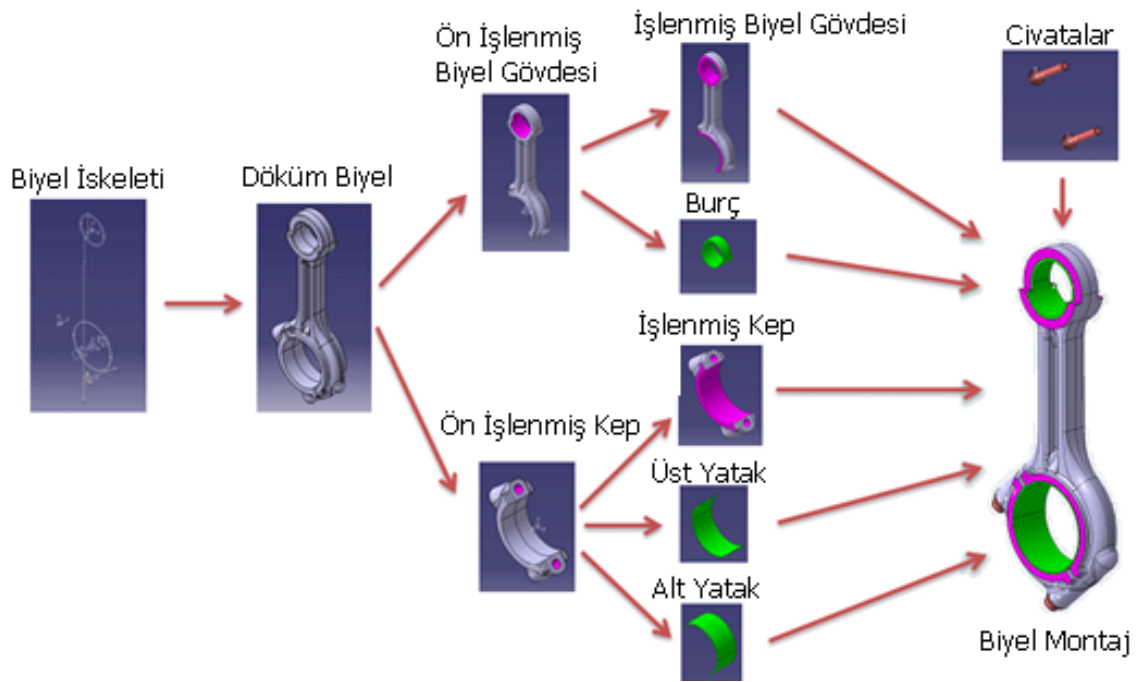
Şekil 6.19 : Excel pim verileri.

7. CATIA'DA PARAMETRİK TASARIM

Catia'daki biyel modeli parametrik olarak tasarlanır. Bu tasarıma ait olan parametreler otomatik olarak Excel dosyasından alınır ve biyelin boyutlandırılmasında kullanılır.

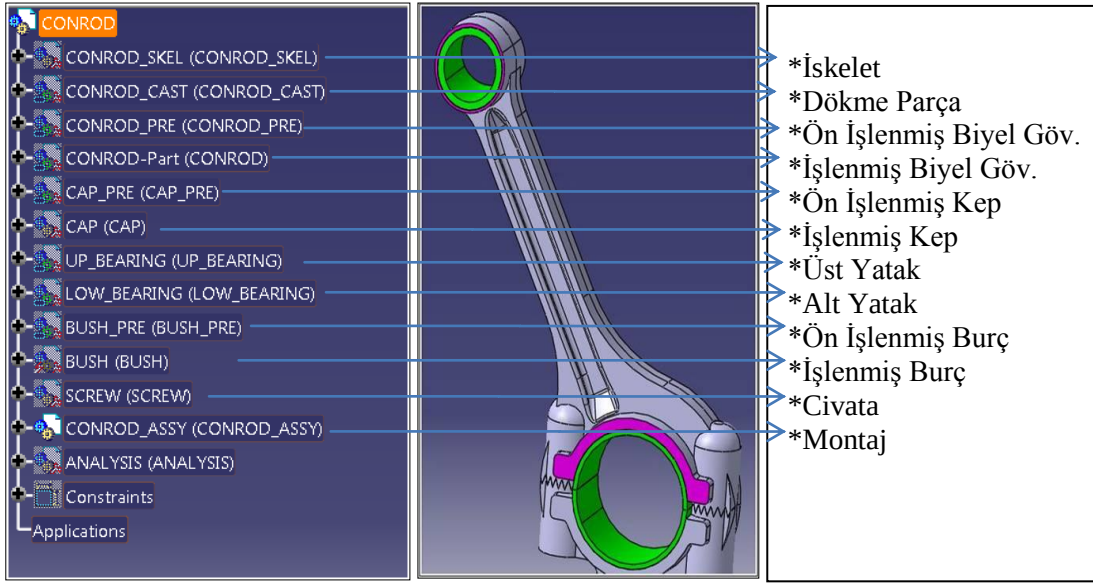
7.1 Biyelin Catia'da Parametrik Tasarlanan Parçaları

Biyel tasarımı aşamaları Şekil 7.1'de gösterilmiştir.



Şekil 7.1 : Biyel tasarım aşamaları.

7.2 Catia Dokümanının Genel Görünüşü



Şekil 7.2 : Catia dokümanının genel görünüşü.

7.3 Biyel Catia Parametreleri

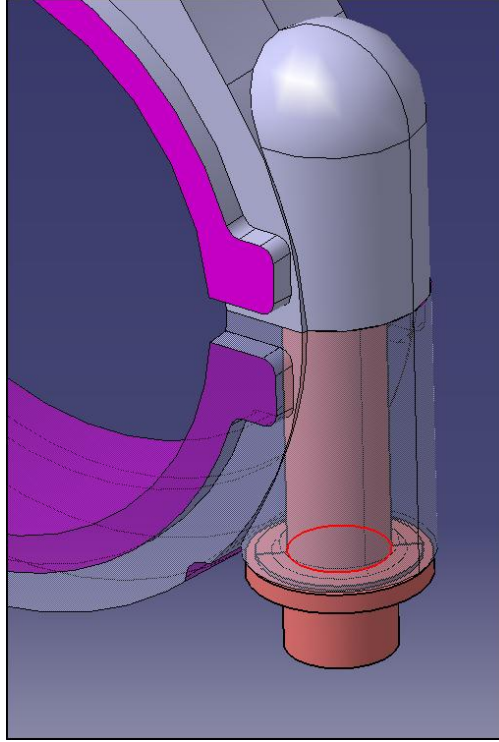
Biyel parçasının boyutsal parametreleri iskelet yapının altında yer alır. Bu datalar Excel ile entegre çalışır. Şekil 7.3’de Excel ve Catia entegrasyonu gösterilmiştir.

xy plane
yz plane
zx plane
Axis Systems
Parameters

'CONROD\CONROD_BOLT_DIA' (mm)
'CONROD\machining_allowance_machined_conrod_WTH' (mm)
'CONROD\BIG_END_PARTENING_ANGLE' (deg)
'CONROD\ENG_STROKE' (mm)
'CONROD\CRKSH_PIN_WTH' (mm)
'CONROD\CRKSH_PIN_DIA' (mm)
'CONROD\CONROD_LNG' (mm)
'CONROD\PISTON_PIN_DIA' (mm)
'CONROD\SMALL_END_WTH' (mm)
'CONROD\SMALL_END_UPR_WTH' (mm)
'CONROD\ROD_SHNK_HEIGHT' (mm)
'CONROD\ROD_INNER_THICKNESS' (mm)
'CONROD\ROD_OUTER_THICKNESS' (mm)
'CONROD\ROD_SHNK_WTH' (mm)
'CONROD\BIG_END_OUTER_FILLET_RADIUS' (mm)
'CONROD\BIG_END_INNER_FILLET_RADIUS' (mm)
'CONROD\SMALL_END_INNER_FILLET_RADIUS' (mm)
'CONROD\SMALL_END_OUTER_FILLET_RADIUS' (mm)
'CONROD\BIG_END_OUTER_RADIUS' (mm)
'CONROD\THREAD_THICKNESS' (mm)
'CONROD\BIG_END_THICKNESS' (mm)
'CONROD\SMALL_END_OUTER_DIAMETER' (mm)
'CONROD\BOLT_LENGTH' (mm)
'CONROD\SMALL_END_TYPE'

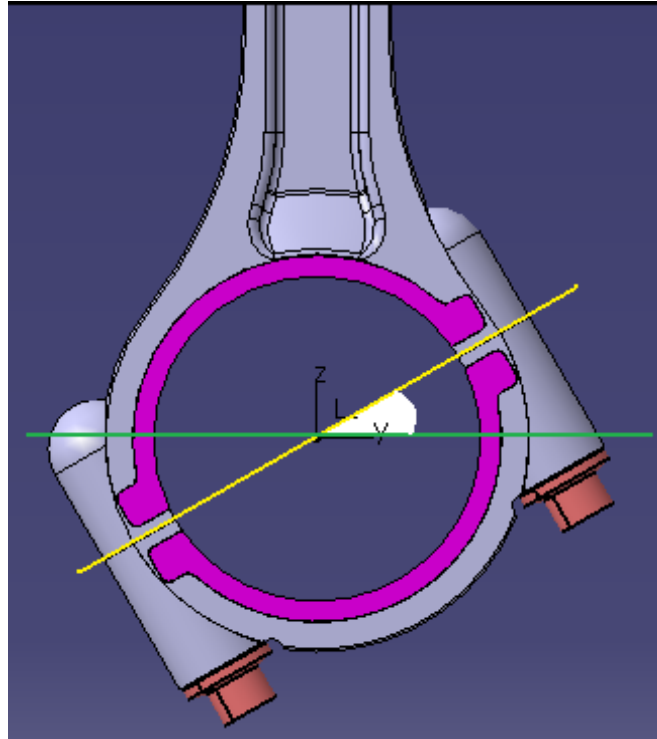
Şekil 7.3 : Biyel boyutsal parametreleri.

- CONRROD_BOLT_DIA → Biyel Cıvata Çapı olarak tanımlanır.



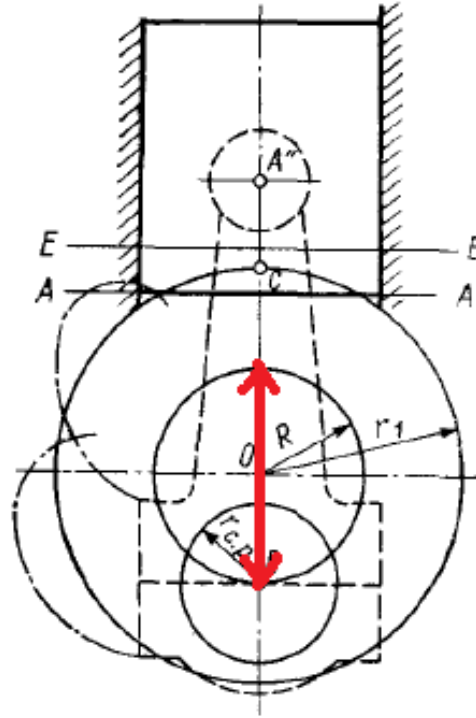
Şekil 7.4 : Biyel cıvata çapı.

- BIG_END_PARTENING_ANGLE → Büyük Biyel Baş Kısım Ayırma Açısı olarak tanımlanır.



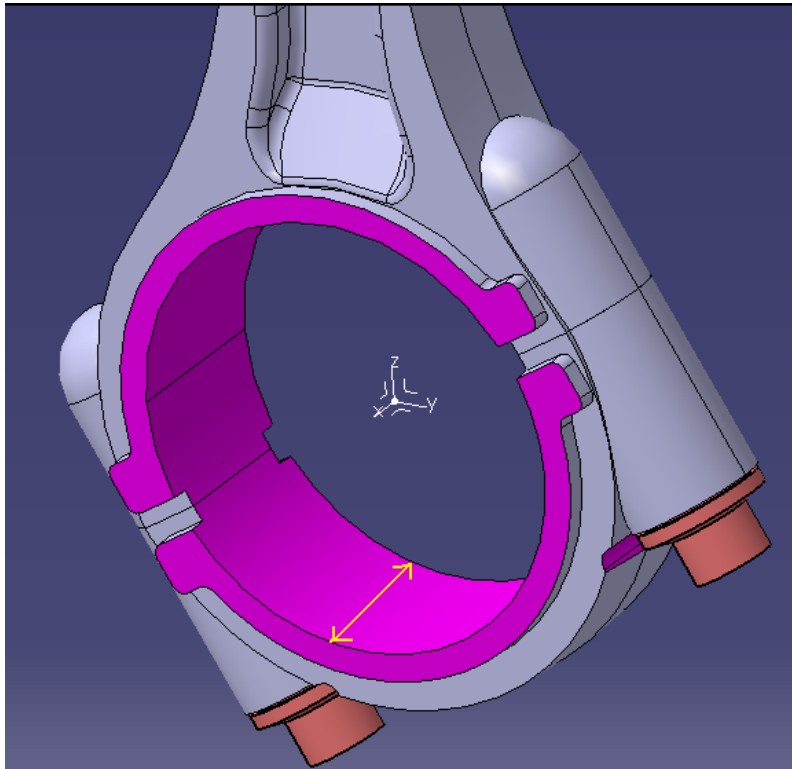
Şekil 7.5 : Büyük biyel baş kısım ayırma açısı.

- ENG_STROKE → Motor Stroku olarak tanımlanır.



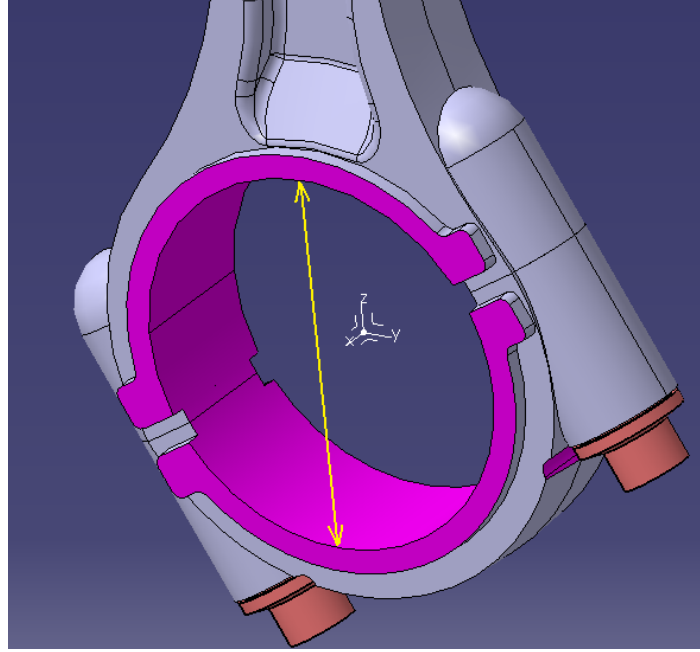
Şekil 7.6 : Motor stroku.

- CRKSH_PIN_WITH → Krank Mili Genişliği olarak tanımlanır.



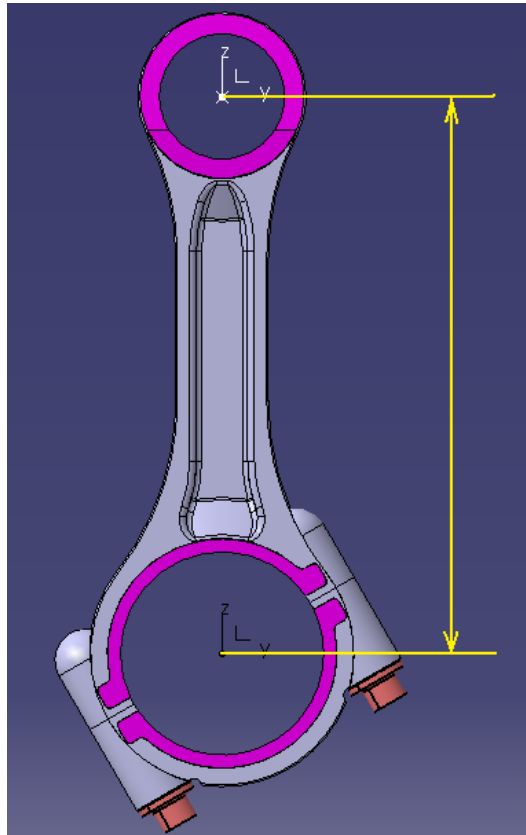
Şekil 7.7 : Krank mili genişliği.

- CRKSH_PIN_DIA → Krank Mili Çapı olarak tanımlanır.



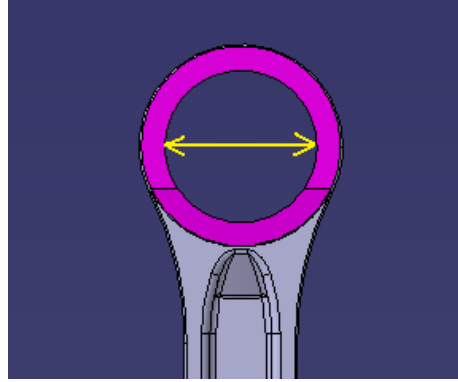
Şekil 7.8 : Krank mili çapı.

- CONROD_LNG → Biyel Uzunluğu olarak tanımlanır.



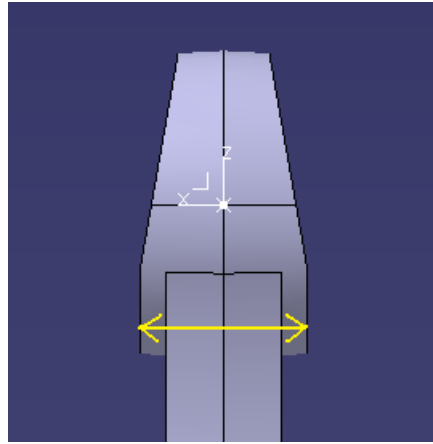
Şekil 7.9 : Biyel uzunluğu.

- PISTON_PIN_DIA → Piston Pim Çapı olarak tanımlanır.



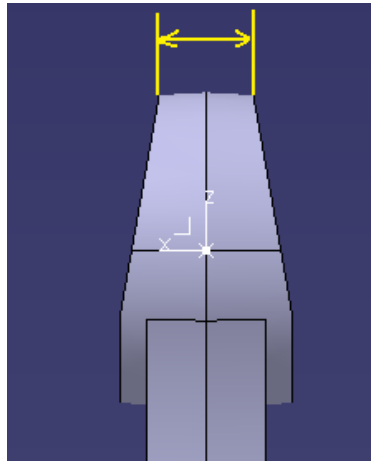
Şekil 7.10 : Piston pim çapı.

- SMALL_END_WTH → Küçük Biyel Baş Kısımın Genişliği olarak tanımlanır.



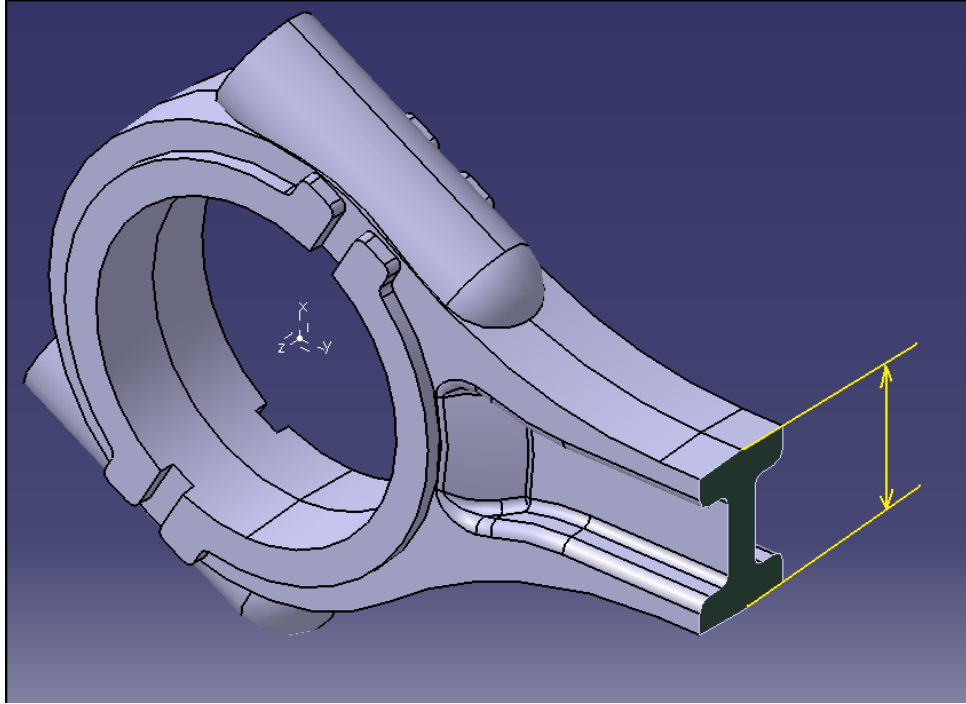
Şekil 7.11 : Küçük biyel baş kısmı genişliği.

- SMALL_END_UPR_WTH → Küçük Biyel Baş Kısımın Üst Genişliği olarak tanımlanır.



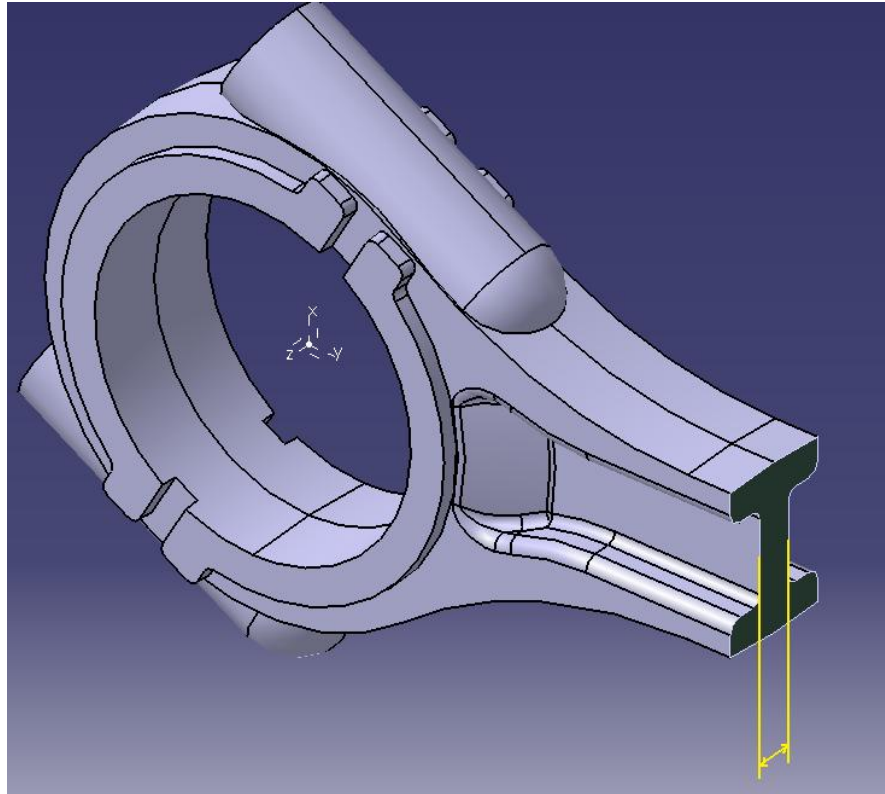
Şekil 7.12 : Küçük biyel baş kısmı üst genişliği.

- ROD_SHNK_HEIGHT → Biyel Kolu Gövdesi Yüksekliği olarak tanımlanır.



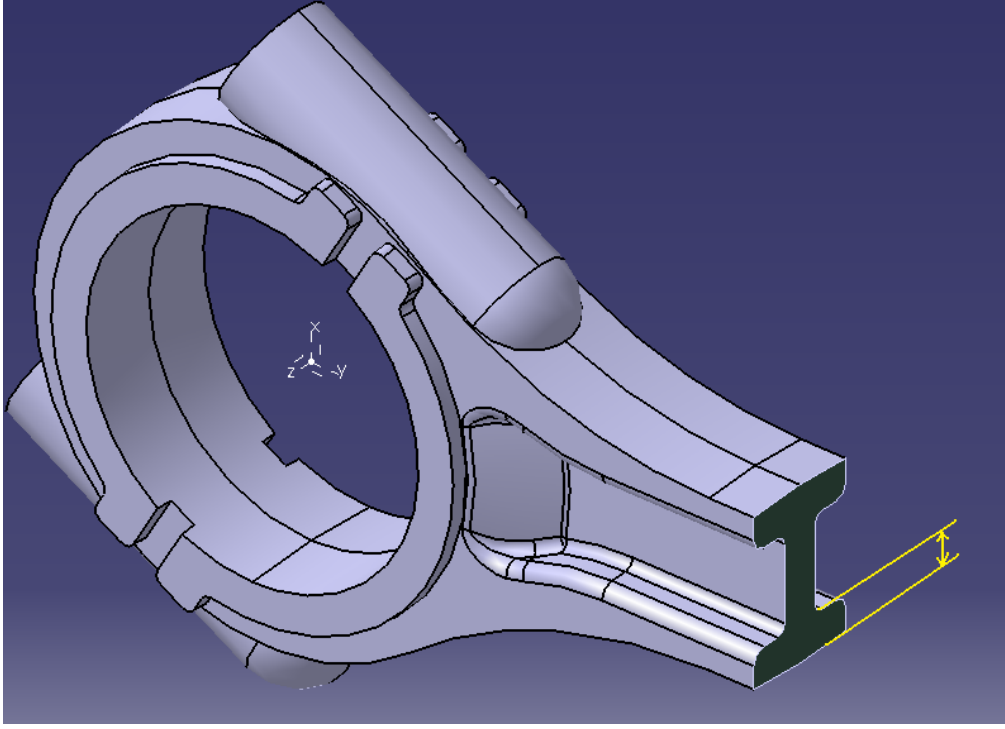
Şekil 7.13 : Biyel kolu gövdesi yüksekliği.

- ROD_INNER_THICKNESS → Biyel Kolu İç Et Kalınlığı olarak tanımlanır.



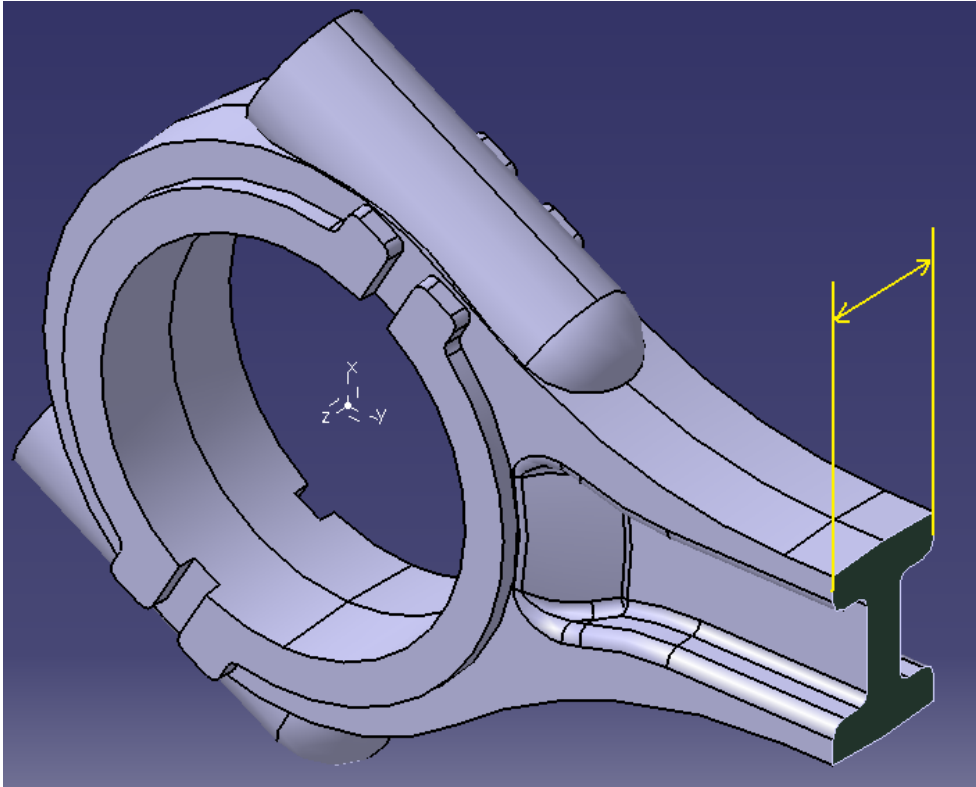
Şekil 7.14 : Biyel kolu iç et kalınlığı.

- ROD_OUTER_THICKNESS → Biyel Kolu Dış Et Kalınlığı olarak tanımlanır.



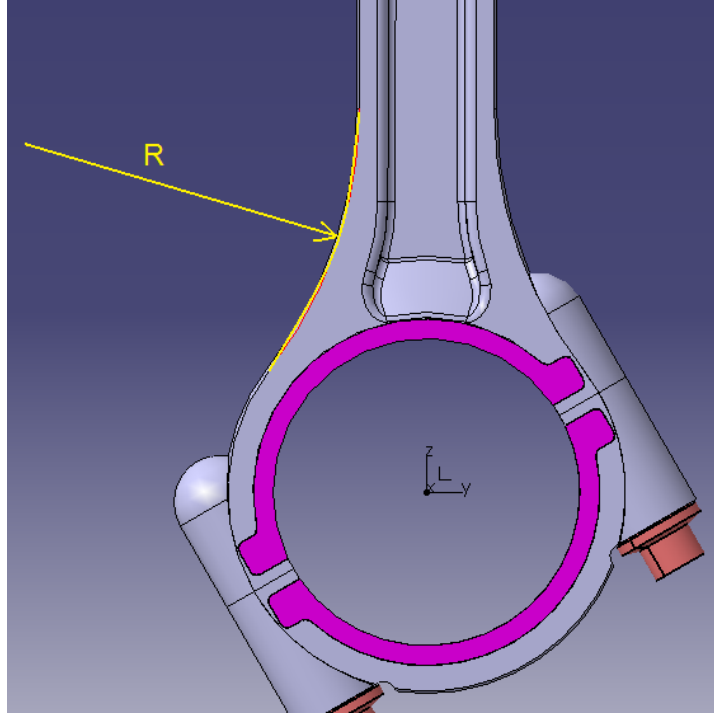
Şekil 7.15 : Biyel kolu dış et kalınlığı.

- ROD_SHNK_WTH → Biyel Kolu Gövdesinin Genişliği olarak tanımlanır.



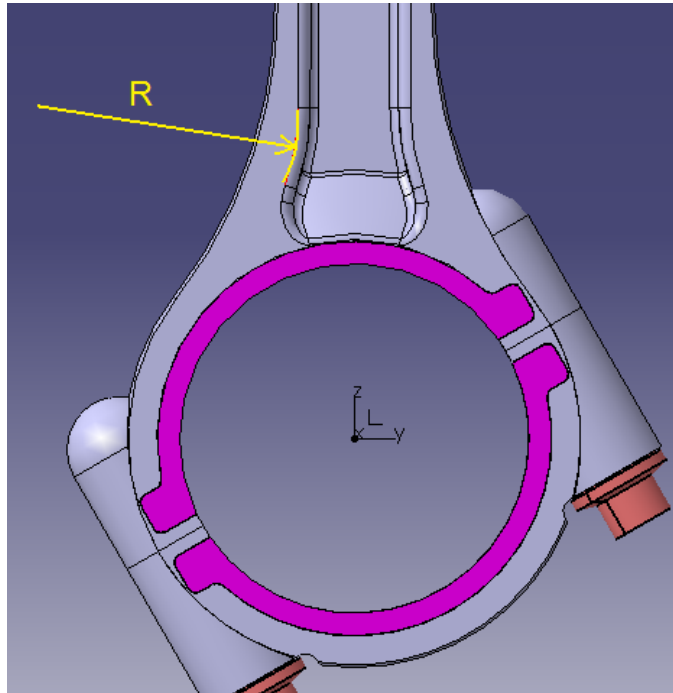
Şekil 7.16 : Biyel kolu gövdesinin genişliği.

- **BIG_END_OUTER_FILLET_RADIUS** → Büyük Biyel Baş Kısımın Dış Kavis Yarıçapı olarak tanımlanır.



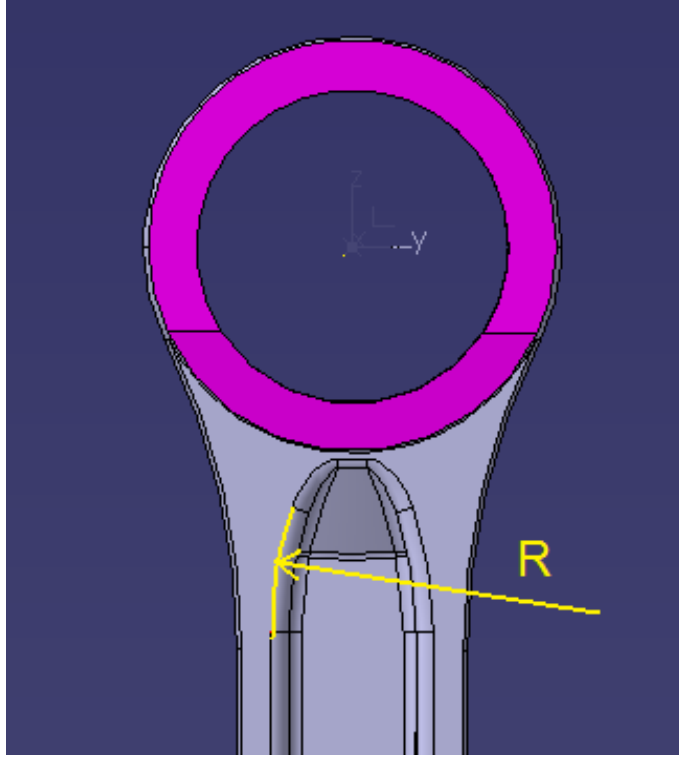
Şekil 7.17 : Büyük biyel baş kısmının dış kavis yarıçapı.

- **BIG_END_INNER_FILLET_RADIUS** → Büyük Biyel Baş Kısımın İç Kavis Yarıçapı olarak tanımlanır.



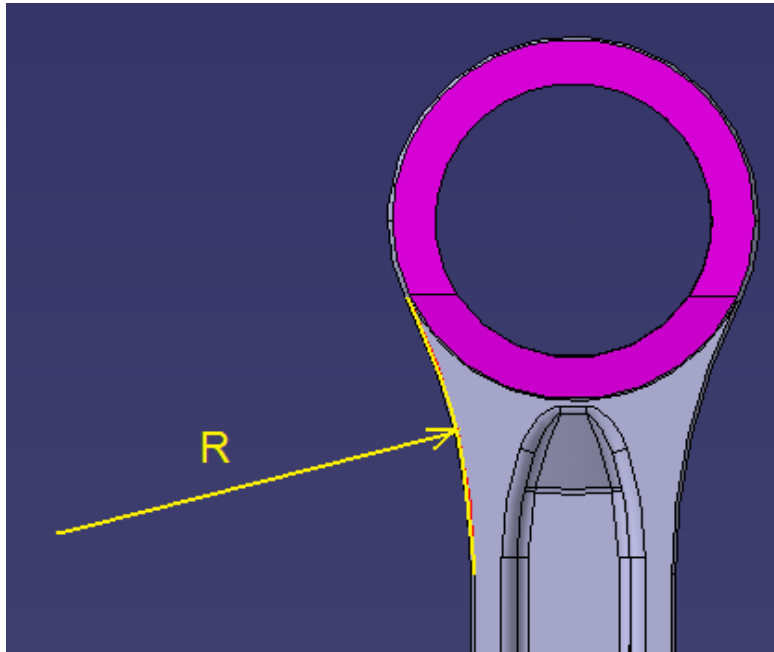
Şekil 7.18 : Büyük biyel baş kısmının iç kavis yarıçapı.

- SMALL_END_INNER_FILLET_RADIUS → Küçük Biyel Baş Kısımın İç Kavis Yarıçapı olarak tanımlanır.



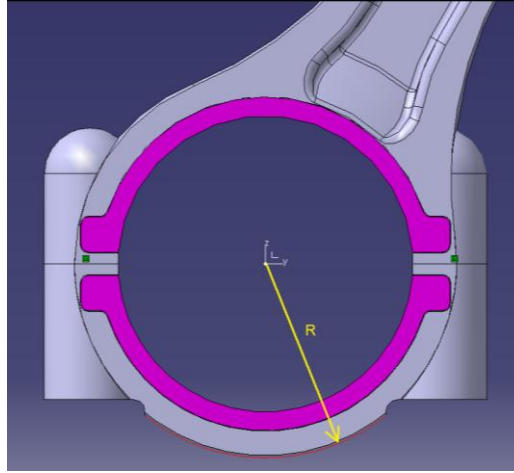
Şekil 7.19 : Küçük biyel baş kısmının iç kavis yarıçapı.

- SMALL_END_OUTER_FILLET_RADIUS → Küçük Biyel Baş Dış Kavis Yarıçapı olarak tanımlanır.



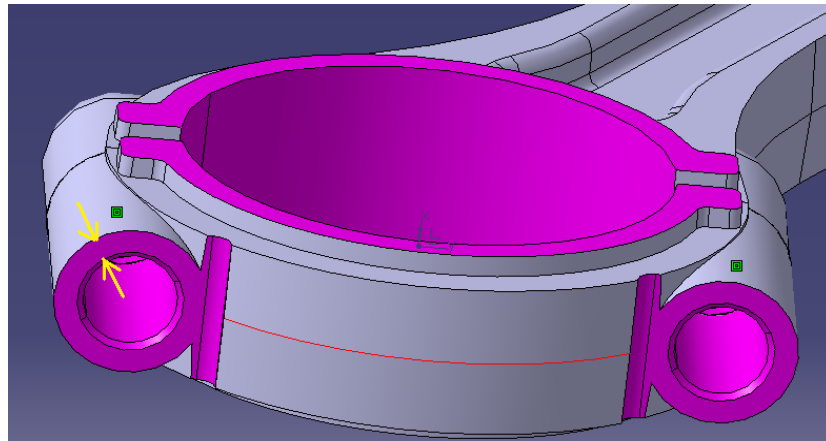
Şekil 7.20 : Küçük biyel baş kısmının dış kavis yarıçapı.

- **BIG_END_OUTER_RADIUS** → Büyük Biyel Başı Dış Yarıçapı olarak tanımlanır.



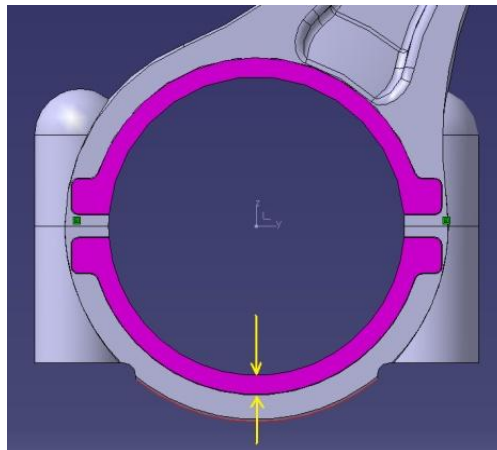
Şekil 7.21 : Büyük biyel başı dış yarıçapı.

- **THREAD_THICKNESS** → Diş Kalınlığı olarak tanımlanır.



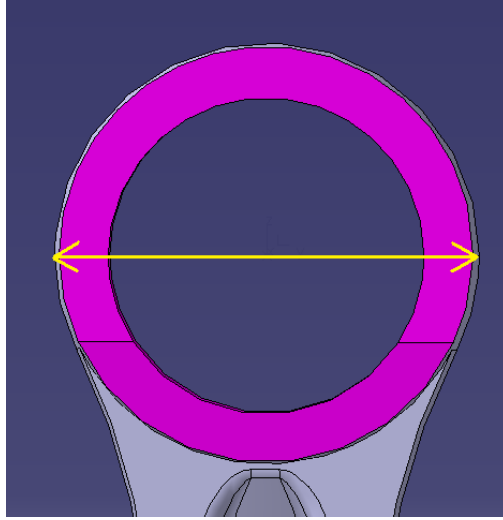
Şekil 7.22 : Diş kalınlığı.

- **BIG_END_THICKNESS** → Büyük Biyel Başı Et Kalınlığı olarak tanımlanır.



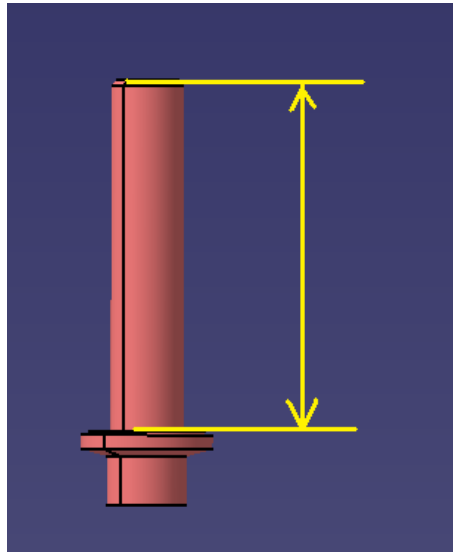
Şekil 7.23 : Büyük biyel başı et kalınlığı.

- SMALL_END_OUTER_DIAMETER → Küçük Biyel Başı Dış Yarıçapı olarak tanımlanır.



Şekil 7.24 : Küçük biyel başı dış yarıçapı.

- BOLT_LENGTH → Cıvata Uzunluğu olarak tanımlanır.



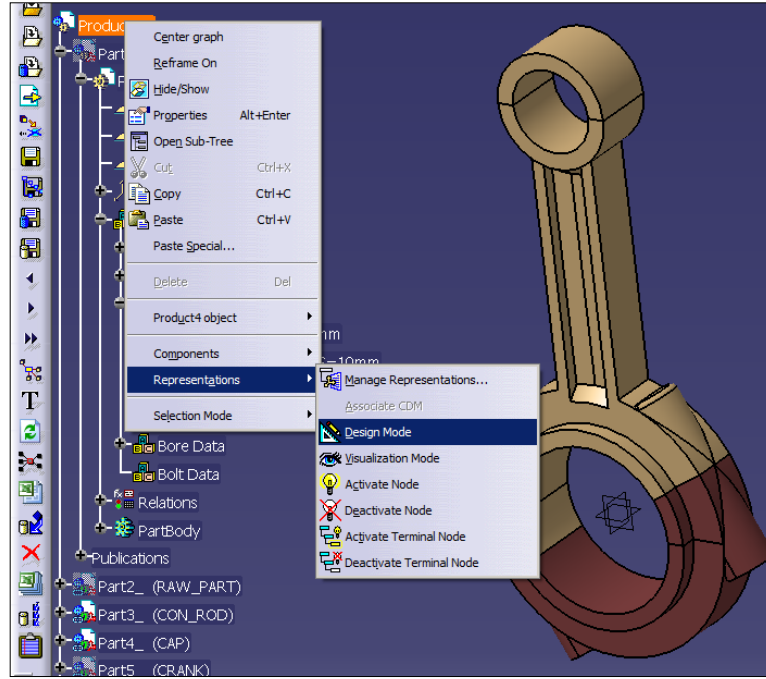
Şekil 7.25 : Cıvata uzunluğu.

7.4 Excel Çıktı Parametreleriyle Catia'da Biyel Modelinin Güncellenmesi

Yeni tasarım geometilerinin oluşması için biyel tasarım ölçülerinin, Excel dosyası içinde hesaplandıktan sonra tasarım parametrelerinin Catia model dosyasında güncellenmesi gerekmektedir.

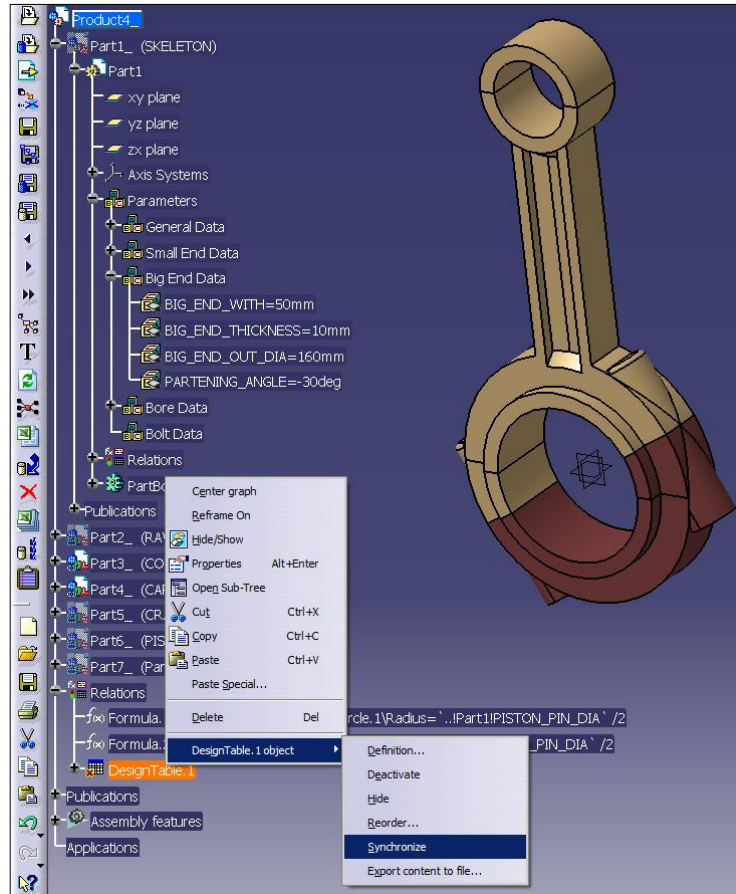
Excel dosyasıyla parametrelerin nasıl senkronize edildiği aşağıda açıklanıyor.

- Gösterim (Representations) sekmesinden “Design Mode” seçilir.



Şekil 7.26 : Design mode sekmesi.

- Sağa tuş tıklanıp “Design Table” sekmesinden “Synchronize” satırı seçilir.



Şekil 7.27 : Sekronize bağlantısı.

- Ana montaj ürünü çift tıklanır ve ardından “Update” tuşuna basılır.

7.5 Catia Stres Analizi

İsimleri “big end analysis”, “small end analysis” ve “rod shank analysis” olan 3 tane analiz dosyası ana klasörün içinde yaratıldı. Tasarımcılar, biyel geometrilerini yarattıktan ve analiz hesaplama tuşuna bastıktan sonra analiz dosyalarını görebilirler. Analiz dosyalarının çıktıları aşağıdaki görüntülerde detaylı bir şekilde görülmektedir.

Big End Analysis	File Folder	
Shank Analysis	File Folder	
Small End Analysis	File Folder	
CON_rod_design	CATIA Product	73 KB
CON_rod_design	CATIA Product	75 KB
CON_rod_design	CATIA Part	784 KB
CON_rod_design	CATIA Part	1.933 KB
CON_rod_design	CATIA Part	1.421 KB
CON_rod_design	CATIA Part	1.188 KB
CON_rod_design	CATIA Part	1.313 KB
CON_rod_design	CATIA Part	814 KB
CON_rod_design	CATIA Part	631 KB
CON_rod_design	CATIA Part	631 KB
CON_rod_design	CATIA Part	642 KB
CON_rod_design	CATIA Part	640 KB
CON_rod_design	CATIA Part	366 KB
CON_rod_design	CATIA Part	113 KB
Con_Rod_Design	Microsoft Excel 9...	1.426 KB

Şekil 7.28 : Analiz dosyaları.



Şekil 7.29 : Analiz sınır koşulları ve kuvvetler.



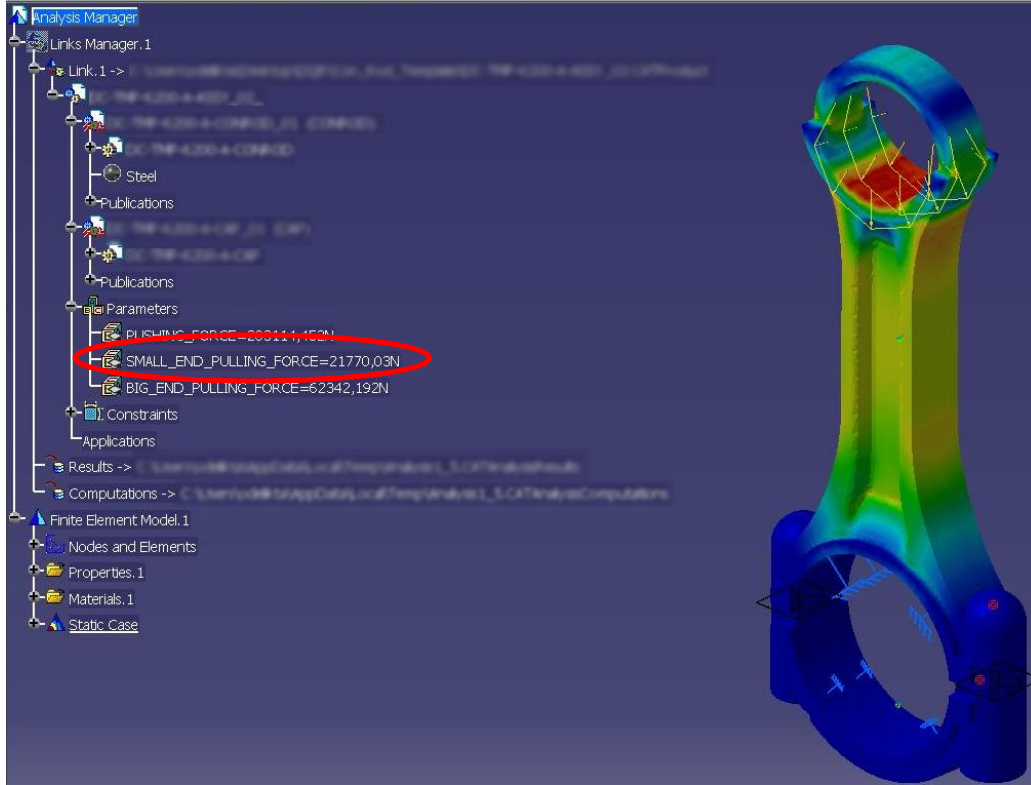
Şekil 7.30 : Biyel tasarımıyla eş zamanlı değişen parametrik input değerleri.



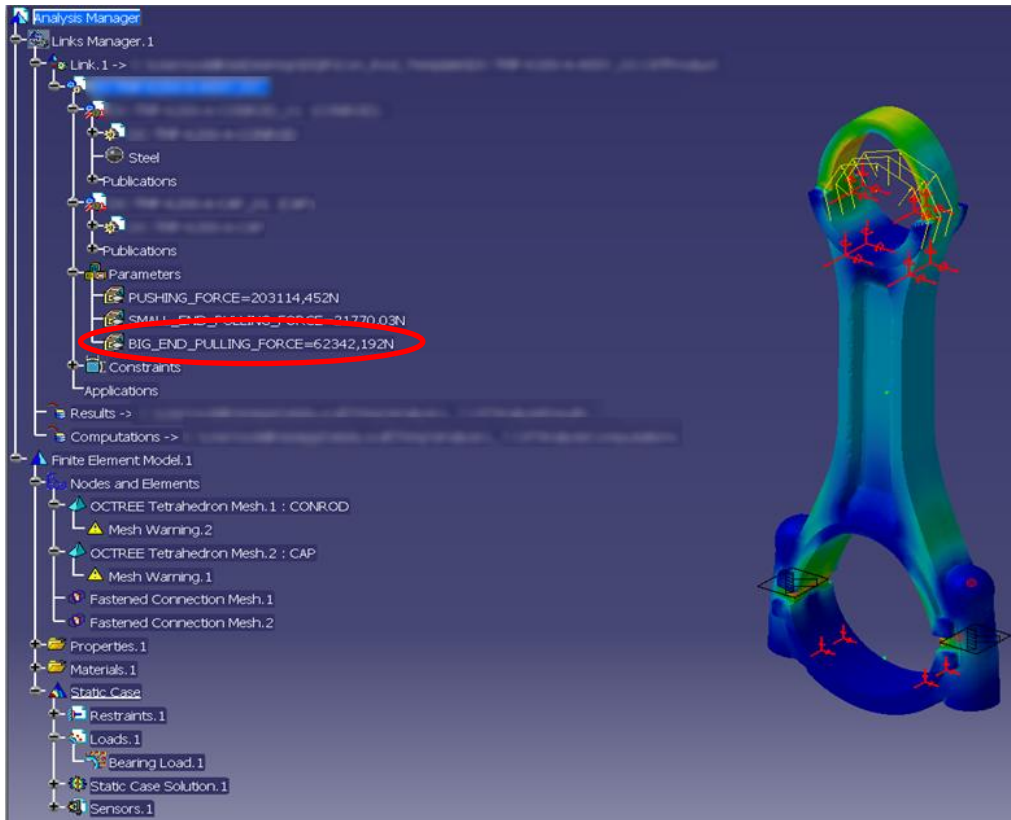
Şekil 7.31 : Biyel tasarımıyla eş zamanlı değişen parametrik input değerleri.

Yukarıdaki grafiklerde görüldüğü gibi biyel parametrik olarak kendini güncelliyor. Geometri değerlerine, kuvvet değerlerine, kontaklara ve sınır koşullarına göre biyel tasarımı değiştiği gibi analiz verileri de değişmektedir. Tüm bu sistem entegre olup Excel-Catia ve analiz programı eş zamanlı olarak çalışmaktadır. Geometrilere Catia dosyasındaki ilk halkada, kuvvetler ortadaki halkada ve kontaklar & sınır koşulları

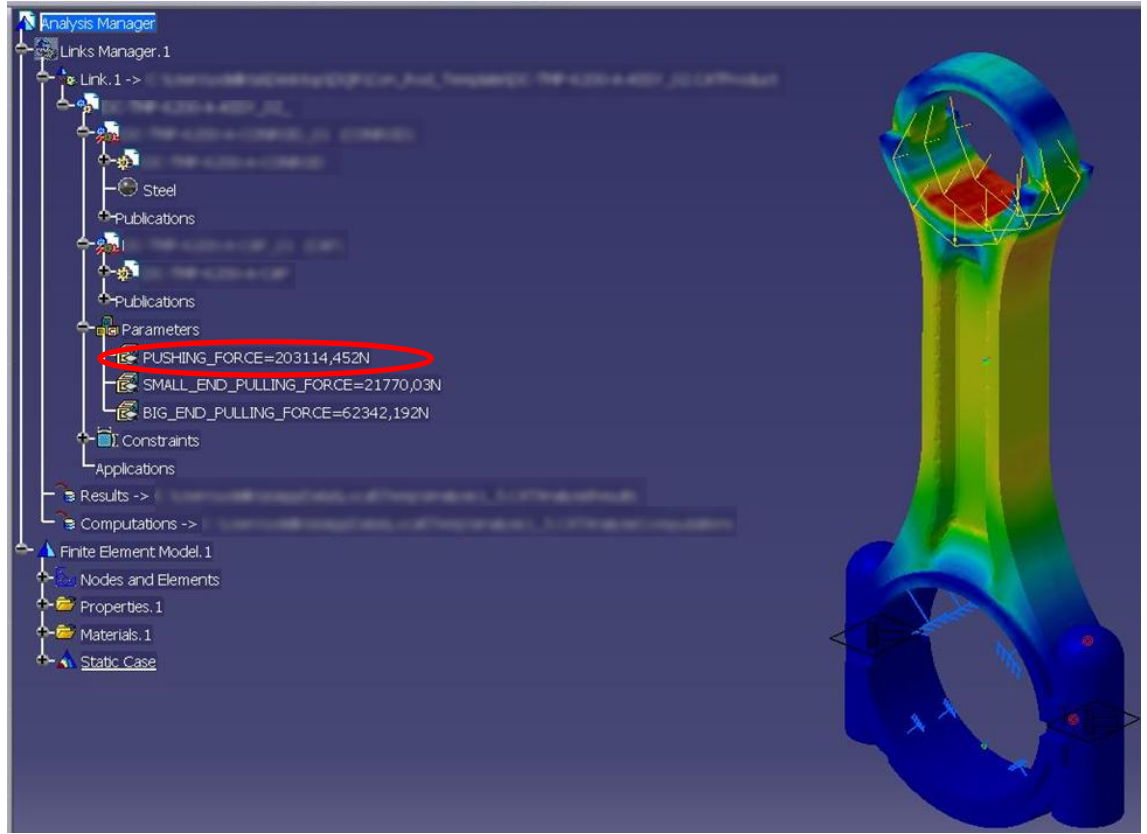
sağ alttaki halkada gösterilmektedir. Sınır koşulları ve etki eden kuvvetler kırmızı ve mavi simgelerle görülmektedir.



Şekil 7.32 : Küçük biyel başı analizi.



Şekil 7.33 : Büyük biyel başı analizi.



Şekil 7.34 : Biyel kolu gövdesi analizi.

8. MINITAB İLE PARAMETRELERİN ETKİ ORANLARINI BULMA

Bu çalışmanın amacı, Catia Stress Analiz Tool'u tarafından hesaplanan gerilme değerlerinin biyelin ana boyutlarına etkisini belirlemektir ve her bir ana boyutun etki oranlarının bulunmasıdır.

Ayrıca, Minitab Deney Tasarım Analizi, FEM analiz sonuçlarına ait boyutsal ve istatistiksel değerlerin etkilerini hesaplamak için kullanılır.

8.1 Deney Tasarım Analizi (DOE)

Deney Tasarım Analizi (DOE) iki ya da daha fazla girişi (faktörler) ile sonuç değişkenleri üzerine planlanan bir analiz setidir. Her biri en az 2 girdi ile yapılır. Minitab'de Deney Tasarım Analizi özellikleri aşağına belirtilmiştir.

- ANOVA analizi faktörlerin birbirine etkisini gösterir.
- Regresyon analizi tahmin denklemleri için katsayıları sağlar.
- Ortalama değeri gösterir.
- Standart sapma değerini gösterir.
- Artık (Residual) analizi modelinin uyumunu gösterir.

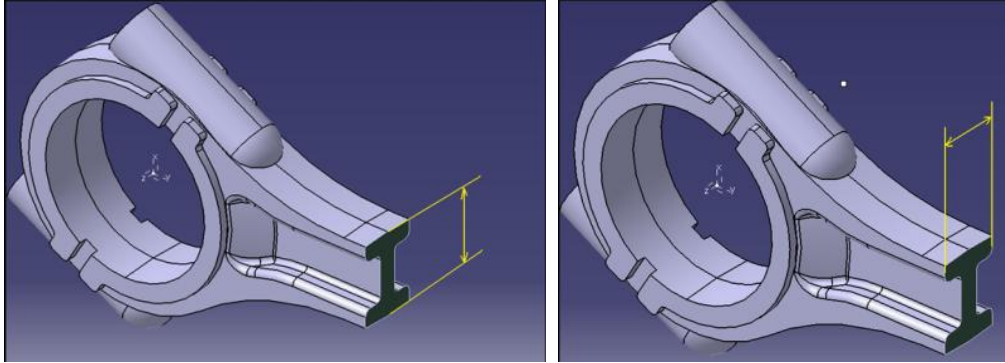
Deney Tasarım Analizi aşağıdaki bilgileri de sağlayabilir.

- En çok çıktı bilgilerini
- Ana etkilerin faktörünü
- Etkileşim faktörünü
- Proses modelinin katsayılarını
- Bütün faktörleri
- Bütün etkileşimleri

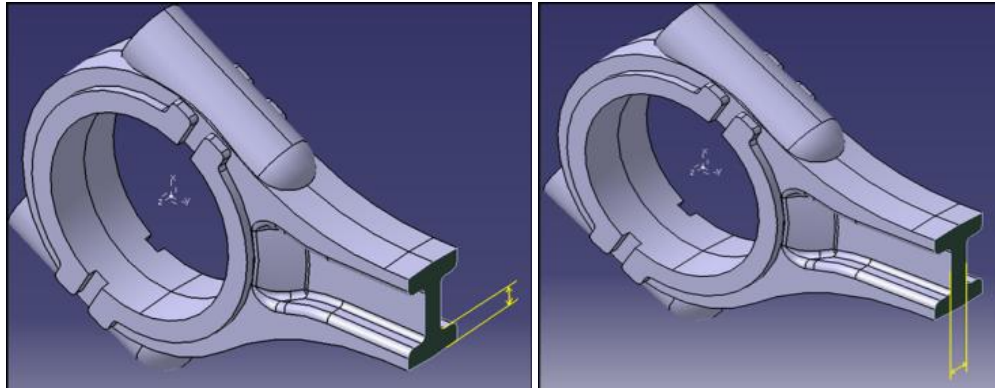
Sonuç doğrulandığında, prosesin optimize edilmesine izin verir.

8.2 Biyel Deney Tasarım Analizi Metodu

8.2.1 Biyel kolu gövdesi



Şekil 8.1 : Biyel kolu gövdesi yükseklik ve genişlik değeri.



Şekil 8.2 : Biyel kolu gövdesi dış ve iç kalınlık.

Çizelge 8.1 : Biyel kolu gövdesinin max. ve min boyut ölçüleri

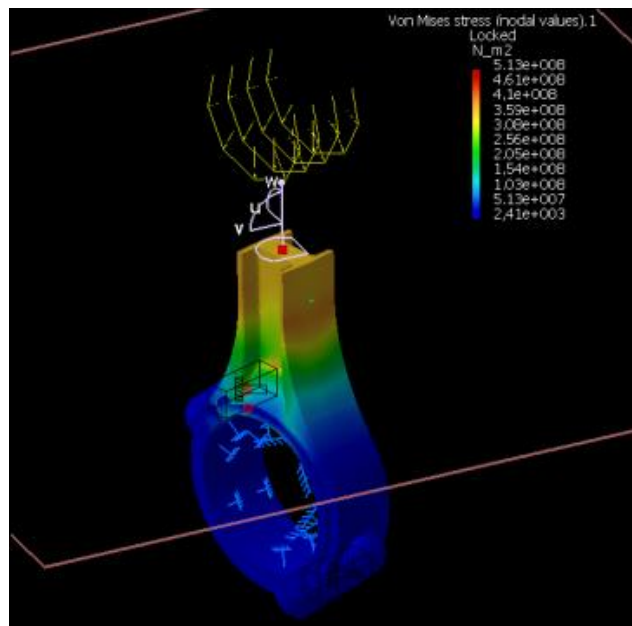
Parametreler	Min. Değer (mm)	Max. Değer (mm)
Biyel kolu gövdesi uzunluğu	40	70
Biyel kolu gövdesi genişliği	40	70
İç et kalınlığı	5	15
Dış et kalınlığı	5	15

Tabloda görüldüğü gibi biyel kolu gövdesinin maksimum ve minimum değerleri Minitab'e girildi. Şekil 8.3'de gösterildiği gibi program tüm olası tasarım kombinasyonları oluşturuyor. Bu minimum ve maksimum değerler tasarım kuralları çerçevesinde veriliyor. Aynı zamanda bu değerler, Excel uygulamasında da görülebilmektedir. Daha önceki biyelerde yapılan çalışmalar sonucunda bu aralıklar belirlendi. Bütün kombinasyonlar maksimum ve minimum limit değerleri için yapılmıştır.

Worksheet 2 ***									
↓	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
	StdOrder	RunOrder	CenterPt	Blocks	SHANK HEIGHT	SHANK WIDTH	INNER THICKNESS	OUTER THICKNESS	STRESS
1	11	1	1	1	40	70	5	15	142
2	1	2	1	1	40	40	5	5	548
3	2	3	1	1	70	40	5	5	454
4	16	4	1	1	70	70	15	15	118
5	6	5	1	1	70	40	15	5	239
6	9	6	1	1	40	40	5	15	236
7	13	7	1	1	40	40	15	15	218
8	10	8	1	1	70	40	5	15	239
9	14	9	1	1	70	40	15	15	177
10	3	10	1	1	40	70	5	5	376
11	15	11	1	1	40	70	15	15	136
12	4	12	1	1	70	70	5	5	307
13	7	13	1	1	40	70	15	5	277
14	8	14	1	1	70	70	15	5	192
15	12	15	1	1	70	70	5	15	142
16	5	16	1	1	40	40	15	5	351

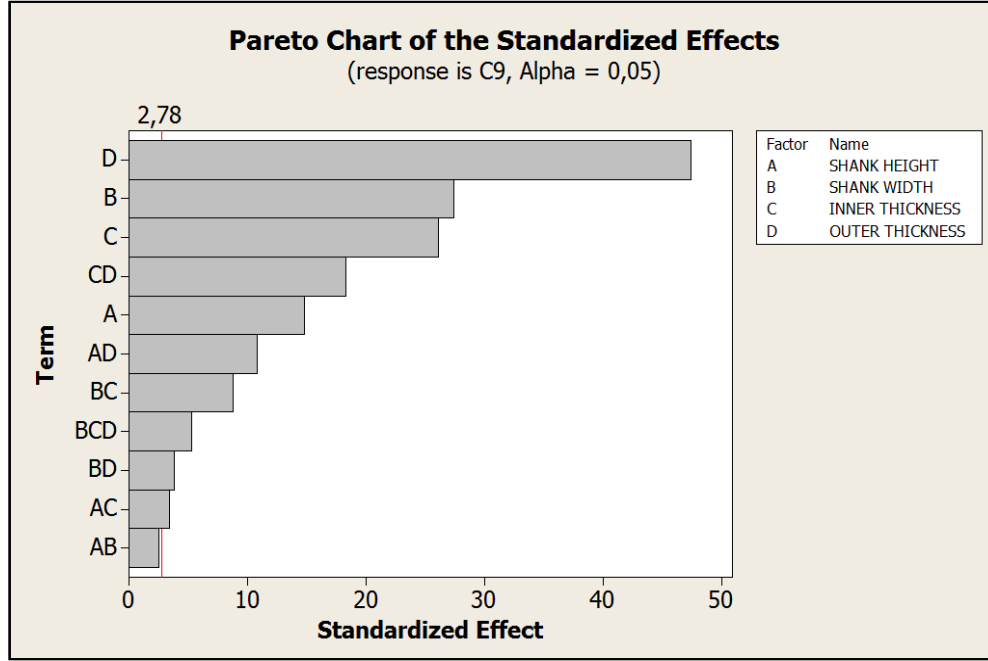
Şekil 8.3 : Minitab tasarım matrisi ve stres değerleri (MPa).

Bütün tasarım kombinasyonları biyel Excel dosyası yoluyla oluşturulur. Excel hesaplamalarında biyel kolu kesiti için kritik kuvvet 300 kN olarak bulundu ve Catia Statik Analiz Tool’unda bu değer kontrol edildi. Şekil 8.4’de biyel kolu kesiti için statik analiz görülmektedir. Bu 300 kN, biyel kolu gövdesi için eşik değeri verir. Değişen biyel kolu gövdesi parametreleriyle stres değerleri bulunur ve 300 kN’daki stres değeri ile karşılaştırılır. Bu değerın üstüne çıkmasına etki eden parametreler, tasarım açısından önemlidir. Bu eşik değeri de Minitab’e girilir. Bu değer Şekil 8.5 ‘de kırmızı çizgi ile gösterilmiştir. Biyel kolu kesitlerine göre stres değerleri Şekil 8.3’de kırmızı ile gösterilmiştir. Her bir tasarımın stres değerleri Minitab’e KPÇP’ler olarak girilir.



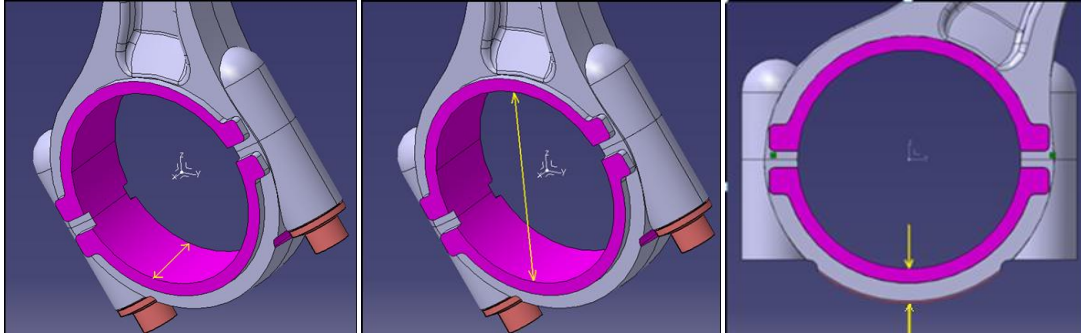
Şekil 8.4 : Biyel kolu gövdesi analizi.

Şekil 8.5’de Deney Tasarım Analizi sonuçlarıyla (stres değerlerine göre) en etkili etkenin biyel kolu dış et kalınlığı “Outer Thickness” olduğu gösterilmiştir.



Şekil 8.5 : Analiz sonuçları.

8.2.2 Büyük biyel başı



Şekil 8.6 : Büyük biyel başı genişliği, çap ve et kalınlığı.

Çizelge 8.2 : Büyük biyel başı max. ve min boyut ölçüleri

Parametreler	Min.Değer (mm)	Max. Değer (mm)
Pim Genişliği	30	70
Pim Çapı	50	120
Büyük Biyel Başı Et Kalınlığı	10	30

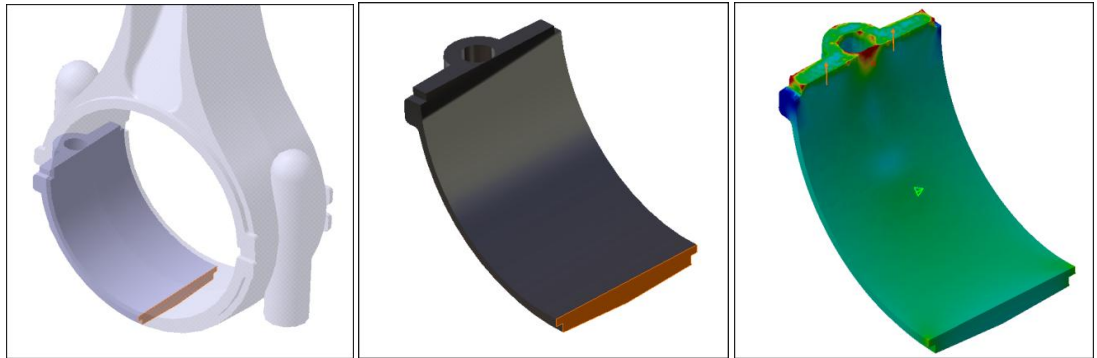
Tabloda görüldüğü gibi büyük biyel baş kısmın maksimum ve minimum değerleri Minitab’e girildi. Şekil 8.7’de gösterildiği gibi program tüm olası tasarım kombinasyonlarını oluşturuyor. Bu minimum ve maksimum değerler tasarım kuralları çerçevesinde veriliyor. Aynı zamanda bu değerler, Excel uygulamasında da görülebilmektedir. Daha önceki biyelerde yapılan çalışmalar sonucunda bu aralıklar

belirlendi. Bütün kombinasyonlar maksimum ve minimum limit değerleri için yapılmıştır.

↓	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
	StdOrder	RunOrder	CenterPt	Blocks	PIN WITH	PIN DIAMETER	BIG END THICKNESS	
1	4	1	1	1	70	120	10	89
2	8	2	1	1	70	120	30	25
3	1	3	1	1	30	50	10	247
4	5	4	1	1	30	50	30	79
5	2	5	1	1	70	50	10	98
6	7	6	1	1	30	120	30	66
7	3	7	1	1	30	120	10	234
8	6	8	1	1	70	50	30	30

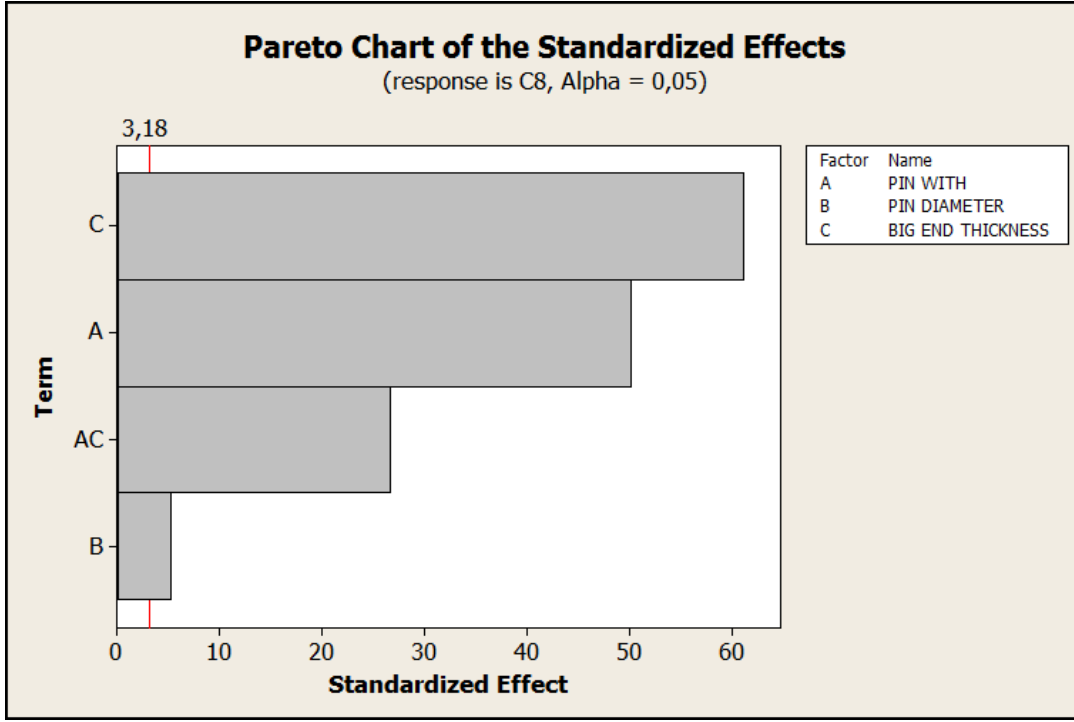
Şekil 8.7 : Minitab tasarım matrisi ve stres değerleri (MPa).

Bütün tasarım kombinasyonları biyel Excel dosyası yoluyla oluşturulur. Excel hesaplamalarında büyük biyel başı için kritik çekme kuvveti 80 kN olarak bulundu ve Catia Statik Analiz Tool’unda bu değer kontrol edildi. Şekil 8.8’de büyük biyel başı için statik analiz görülmektedir. Bu 80 kN, büyük biyel başı için eşik değeri verir. Değişen büyük biyel başı parametreleriyle stres değerleri bulunur ve 80 kN’daki stres değeri ile karşılaştırılır. Bu değerın üstüne çıkmasına etki eden parametreler, tasarım açısından önemlidir. Bu eşik değer de Minitab’e girilir. Bu değer Şekil 8.9’de kırmızı çizgi ile gösterilmiştir. Büyük biyel başı ölçülerine göre stres değerleri Şekil 8.7’de kırmızı ile gösterilmiştir. Her bir tasarımın stres değerleri Minitab’e KPÇP’ler olarak girilir.



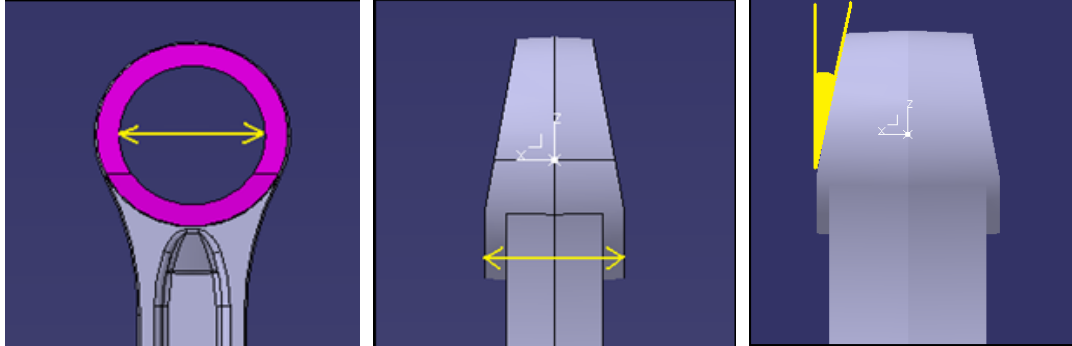
Şekil 8.8 : Büyük biyel başı kesit görünüşleri.

Şekil 8.9’da Deney Tasarım Analizi sonuçlarıyla (stres değerlerine göre) en efektif etkenin büyük biyel başı et kalınlığı “Big End Thickness” olduğu gösterilmiştir.

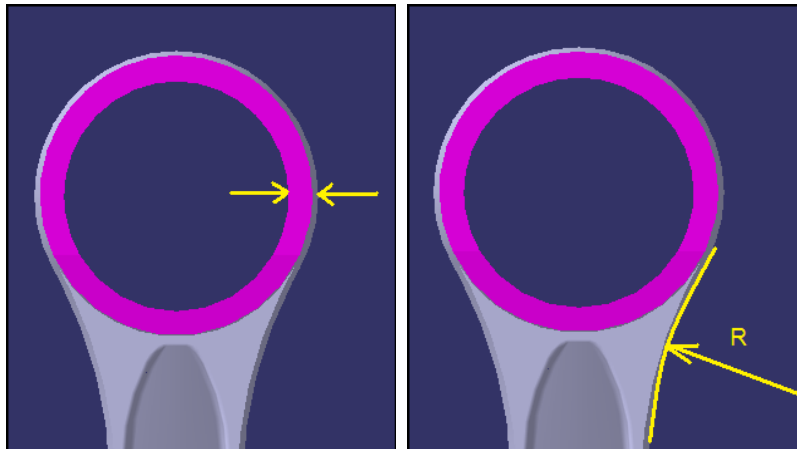


Şekil 8.9 : Analiz sonuçları.

8.2.3 Küçük biyel başı



Şekil 8.10 : Küçük biyel başı çap, genişlik ve azalma açısı.

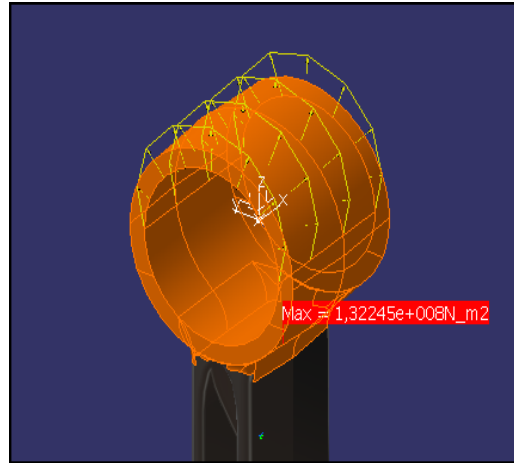


Şekil 8.11 : Küçük biyel başı et kalınlığı ve dış yarıçapı.

Çizelge 8.3 : Küçük biyel başı max. ve min boyut ölçüleri

Parametreler	Min. Değer (mm)	Max. Değer (mm)
Piston Pim Çapı	40	80
Küçük Biyel Başı Genişiği	40	80
Azalma Açısı	1	10
Küçük Biyel Başı Et Kalınlığı	10	20
Küçük Biyel Başı Dış Yarıçapı	20	130

Tabloda görüldüğü gibi küçük biyel başı maksimum ve minimum değerleri Minitab'e girildi. Şekil 8.13'de gösterildiği gibi program tüm olası tasarım kombinasyonlarını oluşturuyor. Bu minimum ve maksimum değerler tasarım kuralları çerçevesinde veriliyor. Aynı zamanda bu değerler, Excel uygulamasında da görülebilmektedir. Daha önceki biyelerde yapılan çalışmalar sonucunda bu aralıklar belirlendi. Bütün kombinasyonlar maksimum ve minimum değer limitleri için yapılmıştır.



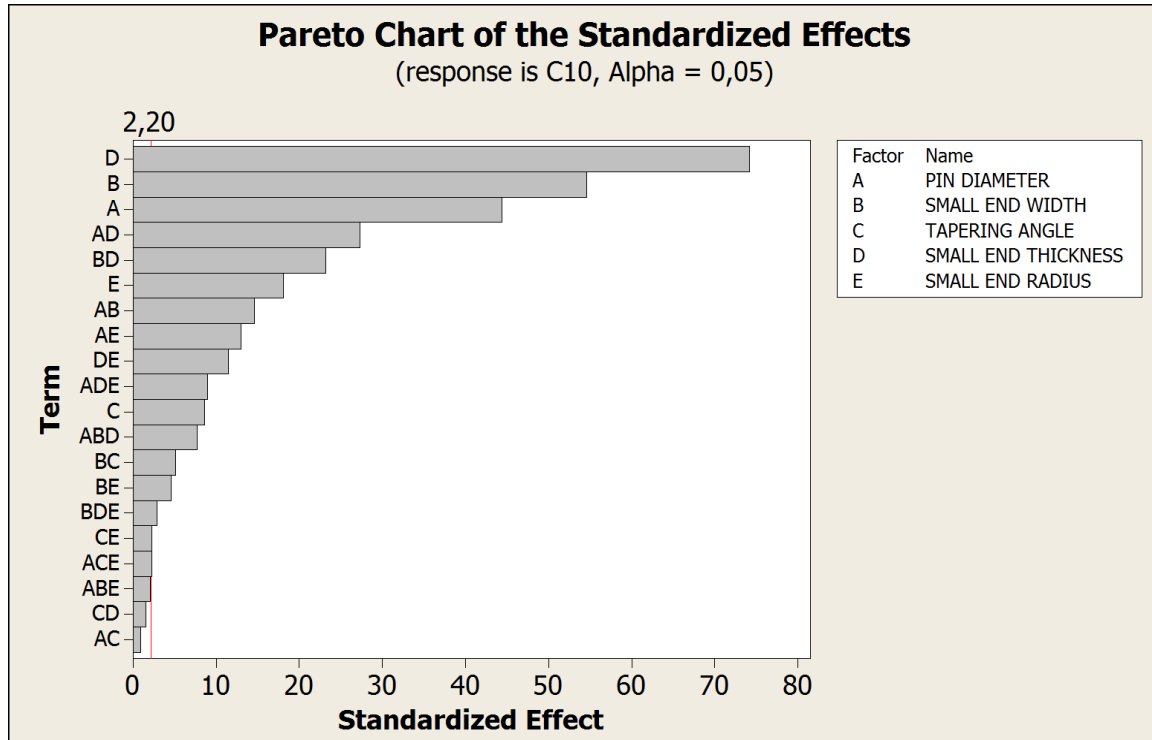
Şekil 8.12 : Küçük biyel başı analizi.

Bütün tasarım kombinasyonları biyel Excel dosyası yoluyla oluşturulur. Excel hesaplamalarında küçük biyel başı için kritik çekme kuvveti 30 kN olarak bulundu ve Catia Statik Analiz Tool'unda bu değer kontrol edildi. Şekil 8.12'de küçük biyel başı için statik analiz görülmektedir. Bu 30 kN, küçük biyel başı için eşik değeri verir. Değişen küçük biyel başı parametreleriyle stres değerleri bulunur ve 30 kN'daki stres değeri ile karşılaştırılır. Bu değerın üstüne çıkmasına etki eden parametreler, tasarım açısından önemlidir. Bu eşik değer de Minitab'e girilir. Bu değer Şekil 8.14'de kırmızı çizgi ile gösterilmiştir. Büyük biyel başı ölçülerine göre stres değerleri Şekil 8.13'de kırmızı ile gösterilmiştir. Her bir tasarımın stres değerleri Minitab'e KPÇP'ler olarak girilir. Şekil 8.13'de maksimum değer 1 ile minimum değer ise -1 ile gösterildi.

↓	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10
	StdOrder	RunOrder	CenterPt	Blocks	PIN DIAMETER	SMALL END WIDTH	TAPERING ANGLE	SMALL END THICKNESS	SMALL END RADIUS	STRESS
1	4	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	195
2	1	2	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	170
3	20	3	1	1	1	1	-1	-1	1	128
4	3	4	1	1	-1	1	-1	-1	-1	86
5	9	5	1	1	-1	-1	-1	1	-1	72
6	7	6	1	1	-1	1	1	-1	-1	92
7	5	7	1	1	-1	-1	1	-1	-1	198
8	15	8	1	1	-1	1	1	1	-1	39
9	16	9	1	1	1	1	1	1	-1	60
10	22	10	1	1	1	-1	1	-1	1	295
11	28	11	1	1	1	1	-1	1	1	42
12	30	12	1	1	1	-1	1	1	1	119
13	29	13	1	1	-1	-1	1	1	1	79
14	13	14	1	1	-1	-1	1	1	-1	84
15	11	15	1	1	1	-1	-1	1	-1	36
16	31	16	1	1	-1	1	1	1	1	37
17	6	17	1	1	1	-1	1	-1	-1	378
18	18	18	1	1	1	-1	-1	-1	1	255
19	10	19	1	1	1	1	-1	-1	1	116
20	14	20	1	1	1	-1	1	1	-1	132
21	27	21	1	1	-1	1	-1	1	1	33
22	23	22	1	1	-1	1	1	-1	1	87
23	32	23	1	1	1	1	1	1	1	50
24	21	24	1	1	-1	-1	1	-1	1	178
25	19	25	1	1	-1	1	-1	-1	1	80
26	12	26	1	1	1	1	-1	1	-1	58
27	8	27	1	1	1	1	1	-1	-1	200
28	24	28	1	1	1	1	1	-1	1	137
29	25	29	1	1	-1	-1	-1	1	1	66
30	17	30	1	1	-1	-1	-1	-1	1	153
31	2	31	1	1	1	-1	-1	-1	-1	370
32	26	32	1	1	1	-1	-1	1	1	87

Şekil 8.13: Minitab tasarım matrisi ve stres değerleri (MPa).

Şekil 8.14’de Deney Tasarım Analizi sonuçlarıyla (stres değerlerine göre) en efektif etkenin küçük biyel başı et kalınlığı “Small End Thickness” olduğu gösterilmiştir.



Şekil 8.14 : Analiz sonuçları.

9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tezde yapılan çalışma sonunda; temel özellikleri verilen motor biyel parçasının matematiksel formüllerle ilk önce doğruluğu, sonra 3 boyutlu geometri oluşumu, sonra analiz edilmesi, son olarak da optimum geometri (yeterli dayanıma sahip) oluşumu ayrıntılı şekilde görülmüştür. Bu şekilde biyel entegre sistemi kurulmuştur. Tasarım sonunda görülmüştür ki bir biyelin parametrik tasarımı kullanıcıya kolaylık sağladığı kadar birçok otomotiv firmasında ampirik olarak devam eden biyelin parametrik tasarım metodolojisi kurulmuştur. Bu metodoloji sayesinde daha uzun ömürlü ve düşük maliyetli biyel tasarımı sağlanmıştır. Bu küçük fiyat artışlarının tek bir biyel üzerindeki etkisi çok önemli gözükme de seri üretimdeki adetleri göz önüne aldığımızda milyon dolarlara varacak tasarruflar sağlanabilmektedir.

Çalışma sonunda analiz değerleriyle birlikte istatistiksel programların da tasarım üzerindeki etkisi ortaya çıkmıştır. Yapılan varyasyonlarla biyelin önemli parçaları olan küçük biyel başı, büyük biyel başı ve biyel kolu gövdesi ideal ölçüleri yakalanmıştır. Bu değerler grafikler üzerinden çok net olarak görülebilmektedir. Aynı zamanda bu çalışmayla biyel modeli, hem dayanım hem de ağırlık açısından optimum düzeye çıkmıştır.

3 boyutlu tasarımı elde edilen biyel, komple motor montajı içerisinde monte edilerek tasarım programı üzerinden (Catia'da) mesafe kontrolü sağlanmalıdır. Parçaların birbirine göre mesafe tasarım kriterleri de göz önüne alınmalıdır. Bütün motor mekanik çalışmasının simule edilmesi tasarım güvenliğini artıracaktır. Ayrıca, biyele tam işleme ve cıvata oturma kısımlarına manuel düzeltme yapılarak tasarım tamamlanmalıdır.

Analiz kısmında biyelin malzemesinde elastik özellik ve normal mesh (ağ) yoğunluğu kullanılmıştır. Biyel analizinde yüksek kapasiteli bilgisayar ile çalışmak koşuluyla daha hassas ve detaylı mesh (ağ) örülmesi faydalı olacaktır. Böylece doğruluk yüzdesi daha da artacak ve biyeldeki gerilme değerleri gerçeğe daha yakın olarak belirlenebilecektir. Başlangıçtaki lineer statik analizden sonra burç ve yatakların da analize dahil edilerek sönümleme etkisi de görülebilir. Ayrıca gerçek

değerlere yakın sonuçlar bulmak istiyorsak, cıvataların biyele takıldığını ve cıvata sıkma güçlerini analize dahil etmemiz gerekmektedir.

Ayrıca gerek Excel dosyasındaki biyel matematiksel model parametrelerinin çok olması gerekse tasarım ve analiz girdilerinin karmaşık olmasından dolayı sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak tasarım güvenilirliği arttırılmalıdır.

KAYNAKLAR

- Afzal, A., Shenoy, P. ve Fatemi, A.** (t.y.). Durability and Optimization of Connecting Rods. Great Designs in Steel Seminar. The University of Toledo.
- Alpay, O.** (2008). 1500 D/D' da 90 kW Üretecek Dört Silindirli Dizel Motoru İçin Krank-Biyel-Piston Zinciri ve Volan: Hesap, Tasarım ve Numune Üretimi (yüksek lisans tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi, Adres: <https://tez.yok.gov.tr/>
- Antoc, A.** (2010). Advanced Connecting Rod Design for Mass Optimization. Mahle Industries, Inc.. SAE 2010 World Congress No: 2010-01-0420.
- Awrejcewicz, J. ve Kurda, G.** (2007). The Triple Pendulum with Barriers and the Piston-Connecting Rod-Crankshaft Model. Journal of Theoretical and Applied Mechanics No: 45,1. Sf. 15-23. Varşova.
- Afzal, A. ve Shenoy, P.** (2003). Dynamic Load Analysis and fatigue Beviör of Forged Steel vs. Powder Metal Connecting Rods, *SAE Fatigue Design & Evalution Comitee Meeting October 2003*.University of Iowa.
- Binark, H.** (1960). Motor Konstrüksiyonu. İstanbul Teknik Üniversiesi Kütüphanesi. Sayı:431. Marifet Matbaası İstanbul Sf. 96-129.
- Chacon, H.** (2006). Structural and Fatigue Numerical Analysis for Connecting Rods Development. SAE Technical Paper Series 2006-01-2515, Thyssen Krupp Metalurgica Campo Limpo Ltda, Brezilya.
- Charkha, P. G. ve Jaju, S.B.** (2009). Analysis & Optimization of Connecting Rod. Second International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology,
- Coşkun, B. ve Koçak, S.** (2011). Taşıt Krank-Biyel Mekanizmasının Parametrik Optimum Tasarımı (yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Çeçen, V.** (1999). Biyelde Oluşan Gerilmelerin Sonlu Elemenlar Metodu İle İncelenmesi. Makine Mühendisleri Odası Denizli Şubesi, Bilim Günleri 5-6-7 Mayıs 1999, Bildiriler Kitabı. Yayın No:221, Sf. 405-411.
- Dale, J.R.** (2005). Connecting Rod Evaluation. Metal Powder Industries Federation. Ocak 2005
- Demir, A.** (t.y.), Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorlar, Ders Notları, Marmara Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- El-Sayed, M. E. M. ve Lund, E. H.** (1990). Structural Optimization With Fatigue Life Constraints. Engineering Fracture Mechanics, Vol. 37, No.6, Sf. 1149-1156.
- Ergenç, A. T.** (t.y). Motor Konstrüksiyonu Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi
- Erkaya, S.** (2004). Eksanterli Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi (yüksek lisans tezi), Erciyes Üniversitesi, Adres: <https://tez.yok.gov.tr/>
- Folgar, F., Wldrig, J. E. ve Hunt, J. W.** (1987). Design, Fabrication and Performance of Fiber FP/Metal Matrix Composite Connecting Rods. SAE Technical Paper Series.

- Francisco, A. ve Bonneau, A.** (2009). Using Design of Experiments to Analyse the Connecting Rod Big-End Bearing Behavior. *Journal of Tribology*. Ocak 2009, Vol. 131 / 011101-13.
- Gangwani, D. G. ve Metkar, R. M.** (2009). Computer Aided Modelling and Finite Element Analysis of Connecting Rod Fouling on Camshaft of DI Engine of Mahindra and Mahindra Tractor. Second International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology, ICETET-09. 978-0-7695-3884-6/09 IEEE.
- Kaya, T.** (2012). Biyel Optimasyonu (yüksek lisans tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi , Adres: <https://tez.yok.gov.tr/>
- Kayan, I.** (1987). Cisimlerin Mukavemeti. İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi. Sayı:1334, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası.
- Knoll, G., Lang, J. ve Reinacker, A.** (1996). Transient EHD Connecting Rod Analysis: Full Dynamic vs. Quasi Static Deformation. Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie Universität Gh Kassel, Almanya
- Kolchin, A., Demidov, V.,** (1984). Design of Automotive Engines, MIR Publishers, Moskova, sf. 244-266.
- Kun, Y., Guangyao, O., Tailian, Y. ve Lina, Y.** (2009). Computer Aided Numerical Analysis Upon the Connecting Rod Bearing Cave Corroding Fault. 2009 WASE International Conference on Information Engineering. 978-0-7695-3679-8/09 IEEE.
- M. E. Bakanlıgı (2011).** Piston Biyel Krank Mekanizması, Motorlu Araçlar Teknolojisi, Ankara
- Montazersadgh, F.H.ve Fatemi, A.** (2007). Stress Analysis and Optimisation of Crankshafts Subject to Dynamic Loading. University of Toledo, ABD.
- Pai, C. L.** (1996). The Shape Optimization of a Connecting Rod With Fatigue Life Constraint. *International Journal of Materials and Product Technology*, Vol. 11, No. 5-6, Sf. 357-370.
- Palavan, S.** (1975). Pistonlu Makinalar Dinamiği. İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi. Sayı:1020. İTÜ Makine Fakültesi Ofset Atölyesi.
- Prata, A., Fernandes, J. ve Fagotti, F..** (2000). Dynamic Analysis of Piston Secondary Motion for Small Reciprocating Compressors. *Transactions of ASME*. 760/Vol. 122, Ekim 2000.
- Qinghui, Z., Yunying, W. ve Wei, J.** (2010). The Finite Element Analysis of Connecting Rod of Diesel Engine. 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automotion. 978-0-7695-3962-1/10 IEEE.
- Rabb, R.** (1996). Fatigue Failure of a Connecting Rod. *Engineering Failure Analysis*, Vol. 3, No.1, Sf. 13-28.
- Sarihan, V. ve Song, J.** (1990). 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.

- Sarıtaş, S.** (2002). Toz Metal Çeliklerin Yorulma Özellikleri, Mühendis ve Makine Dergisi Cilt: 44, Sayı: 517.
- Schreier, L.** (1999). Tension and Compression in Connecting Rods. EM 325H. 26 Nisan 1999.
- Serag, S., Sevien, L., Sheha, G. ve El-Beshtawi, I.** (1989). Optimal Design of the Connecting Rod. Modelling, Simulation and Control, ASME Pres, Vol. 24, Sf. 49-63.
- Shenoy, P. S.** (2004). Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod (tez çalışması) The University of Toledo, ABD. Mayıs 2004
- Ulatowska, A.** (2008). Shape Optimisation of the Connecting Rod. Rabb, R. (1996). Fatigue Failure of a Connecting Rod. Engineering Failure Analysis, Vol. 3, No.1, Sf. 13-28.
- Url-1** http://inside.mines.edu/~gmustoe/eg315/sap_example/example_solution.html >, alındığı tarih: 29.09.2011.
- Url-2** <http://www.obitet.gazi.edu.tr> >, alındığı tarih: 20.07.2014.
- Visser, D.** (2008). A Comparison of Manufacturing Technologies in the Connecting Rod Industry. FIERF 06-06-08.
- Webster, W. D., Coffel, R. ve Alfaro, D.** (1983). A Three Dimensional Finite Element Analysis of a High Speed Diesel Engine Connecting Rod. SAE Technical Paper Series, Sf. 831322.
- Yıldız, M.** (2010), Esnek Uzunlu ve Eklem Boşluklu Düzlemsel Krank-Biyel Mekanizmasının, Kinematik, Dinamik Analizi ve Titreşim Karakteristiğinin İncelenmesi (yüksek lisans tezi). Erciyes Üniversitesi, Adres: <https://tez.yok.gov.tr/>
- Yongqi, Z. ve Lixia, J.** (2010). Finite Element Analysis and Structural Improvement of Diesel Engine Connecting Rod. 2010 Second International Conference on Computer Modeling and Simulation. 978-0-7695-3941-6/10 IEEE.
- Zoroufi, M.** (2004). Manufacturing Process Effects on Fatigue Design and Optimization of Automotive Components (tez çalışması) The University of Toledo, ABD. Aralık 2004

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyadı : Onur Uygur ŞAHİN
Doğum Yeri ve Tarihi : Manisa, 19.01.1986
E-Posta : onuruygar@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans : 2010, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü

Lisans : 2009, Università degli Studi di Roma "La Sapienza" , Erasmus Programı

MESLEKİ DENEYİMLER:

- **2007-2008** : Asistan Öğrenci / Yıldız Teknik Üniversitesi
- **2009-2011** : Ürün Geliştirme Mühendisi / Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş.
- **2011-2013** : Ürün Geliştirme ve Tasarım Mühendisi - Program Koordinatörü / Ford Otomotiv San. A.Ş.
- **2014- Halen** : Yatırım Planlama Mühendisi / MEY Alkollü İçkiler A.Ş.-Diageo

BAŞARILAR:

- **2005-2009** : Alternatif Enerji Sistemleri Kulüp Yönetim Kurulu / Yıldız Teknik Üniversitesi
- **2009-2010** : Alternatif Enerji Sistemleri Kulüp Başkanlığı / Yıldız Teknik Üniversitesi