

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN DİNAMİK HESAPLARI
VE YAPISAL ANALİZLERİ**

ÖZDEMİR ÖZDEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. CİHAN DEMİR**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN DİNAMİK HESAPLARI
VE YAPISAL ANALİZLERİ

Özdemir ÖZDEN tarafından hazırlanan tez çalışması 16/06/2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Teorisi ve Kontrol Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Yener TAŞKIN
İstanbul Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Semih SEZER
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hayat bulmasında en büyük katkıya sahip olan danışman hocam Yrd. Doç. Dr Cihan DEMİR'e, tasarımı üzerinden çalışmalarımı yürüttüğüm ilk işverenim Mustafa ESER Bey'e, FORD OTOSAN firmasının yoğun çalışma ortamında bana gösterdikleri anlayışla tezimi bitirebilmemde katkıları olan yöneticim İlker YILMAZ ve amirim Dr. Polat ŞENDUR'a, motor bloğu yapısal analizlerindeki tecrübelerini benle paylaşmakta hiç tereddüt etmeyen ve bana karşı çok fedakarlık gösteren değerli mesai arkadaşım Barış DEMİR'e, yapısal analizler konusunda tecrübelerinden faydalandığım bir diğer mesai arkadaşım Kerim TURGUT'a, beni tezimi tamamlamam için sürekli motive eden değerli dostum ve mesai arkadaşım Murat USLU'ya, bu süreçteki zor zamanlarımda hep yanımda olup beni destekleyen ev arkadaşım Melih BALLIKAYA ve aziz dostum Deniz UYMAZ'a teşekkürü borç bilirim.

En büyük minnettarlığım ise; beni eğitirim için hep destekleyen ve bu süreçte çok ihmal ettiğim ailemedir.

Haziran, 2011

Özdemir ÖZDEN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTIMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET.....	xiii
ABSTRACT	xiv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür	1
1.2 Tezin Amacı	2
1.3 Bulgular.....	2
BÖLÜM 2.....	4
KRANK, BİYEL VE PİSTONDAN OLUŞAN SİSTEMİN KİNEMATİĞİ	4
2.1 Pistonun Yer Değiştirmesi	4
2.2 Pistonun Hızı.....	5
2.3 Pistonun İvmesi	6
2.4 Biyelin Açısal Yer Değiştirmesi	7
2.5 Biyel Açısal Hızı	8
2.6 Biyel Açısal İvmesi	9

BÖLÜM 3.....	11
KRANK, BİYEL VE PİSTONDAN OLUŞAN SİSTEMİN DİNAMİK HESAPLARI.....	11
3.1 Biyel Elemanın Kütlesi İndirilmesi.....	11
3.2 Pistona Etkiyen Atalet Kuvvetlerinin Hesaplanması	13
3.3 Krank Miline Etkiyen Atalet Kuvvetlerinin Hesaplanması	15
3.4 Motorda Dengelenmesi Gereken Kuvvetlerin Kutupsal Koordinatlarda Gösterimi	15
3.5 Denge Ağırlıklarının Bulunması	18
BÖLÜM 4.....	20
TEK SİLİNDİRLİ MOTORLARIN GAZ KUVVETİ ALTINDA DİNAMİĞİ.....	20
4.1 Mekanizmanın Kinematığı.....	20
4.2 Gaz Kuvveti ve Gaz Torku	23
4.3 Biyel ve Krank Milinde Kütlesi İndirilmesi	27
4.4 Atalet ve Sarsma Kuvvetleri	30
4.5 Atalet ve Sarsma Torkları	32
4.6 Tek Silindirli Motorlarda Mafsal Kuvvetlerinin Hesaplanması.....	34
BÖLÜM 5.....	39
MSC ADAMS PROGRAMINDA HAZIRLANAN MODELLE KRANK YATAKLARI VE MAFSALLAR ÜZERİNDEKİ KUVVETLERİN HESAPLANMASI	39
BÖLÜM 6.....	46
PİSTON, BİYEL VE KRANK MİLİ ELEMANLARININ STATİK TERMAL GERİLME ANALİZLERİ.....	46
6.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Genel Bilgiler.....	46
6.2 Piston Elemanın Statik Gerilme Analizi	48
6.3 Biyel Elemanın Statik Gerilme Analizi	53
6.4 Krank Mili Elemanın Statik Gerilme Analizi.....	56
BÖLÜM 7.....	60
MOTOR BLOĞU VE ELEMANLARININ STATİK VE TERMAL GERİLME ANALİZLERİ	60
7.1 Motor Bloğu ve Elemanlarının Montajları Hakkında Bilgiler	60
7.2 Motor Bloklarında Sonlu Elemanlar Analiz Yöntemi.....	63
7.3 Motor Bloğu ve Elemanlarının Maksimum Gaz Kuvveti Koşulunda Statik ve Termal Analizleri Prosedürü	65

7.4	Motor Bloğu Modeli	66
7.5	Motor Bloğu Termal Sıcaklık Dağılımı Analizi.....	68
7.6	Motor Bloğu - Ana Yataklar Statik ve Termal Analizi	72
7.7	Motor Bloğu - Silindir Gömleği Statik ve Termal Analizi	96
BÖLÜM 8	101
SONUÇ VE ÖNERİLER	101
KAYNAKLAR	103
EK-A	104
ATALET KUVVETİ ANALİZİ İÇİN KULLANILAN MATLAB KODU	104
ÖZGEÇMİŞ	107

SİMGE LİSTESİ

α	Krank açısı
β	Biyel açısı, açısal konumu
λ	Eksantrik oran
ρ, r	Krank kolu uzunluğu
ω	Açısal hız
a_b	Biyel açısal ivmesi
a_p, \ddot{x}	Piston ivmesi
C_b	Biyel açısal hızı
c_p, \dot{x}	Piston hızı
F_g	Gaz kuvveti
F_i	Atalet kuvveti
I_b	Biyel atalet momenti
l	Biyel iki göz arası mesafesi
m_b	Biyel kütlesi
m_p	Piston kütlesi
P_g	Gaz basıncı
P_k	Krank atalet kuvveti
P_p	Piston atalet kuvveti
s, x	Pistonun yer değiştirmesi
T_g	Gaz torku
T_i	Atalet torku
T_s	Sarsma torku

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt ölü nokta
cm	Santimetre
d/d	Devir/Dakika
drc	Derece
m	Metre
MPa	Megapascal
N	Newton
s	Saniye
SEY	Sonlu elemanlar yöntemi
ÜÖN	Üst ölü nokta

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1	Krank, biyel ve pistondan oluşan sistem ve koordinat sistemi..... 12
Şekil 4.1	Krank-biyel-piston mekanizmasını gaz basıncı altında şematik gösterimi (Norton, [2]) 21
Şekil 4.2	Krank-biyel-piston sistemi gaz kuvveti analizi için serbest cisim diyagramları (Norton, [2]) 24
Şekil 4.3	Biyel elemanı kütle indirgemesi (Norton, [2])..... 29
Şekil 4.4	Krank kolu kütle indirgemesi (Norton, [2]) 29
Şekil 4.5	Krank-biyel-piston sistemi atalet kuvvetleri analizi için serbest cisim diyagramları (Norton, [2]) 31
Şekil 4.6	Kütle kuvvetlerinin piston pernosu üzerindeki etkisi (Norton, [2]) 34
Şekil 4.7	Piston kütle etkisi için serbest cisim diyagramları (Norton, [2]) 35
Şekil 4.8	Biyelin piston üzerine indirgenmiş kütlelerinin etkisi için serbest cisim diyagramları (Norton, [2]) 36
Şekil 4.9	Krank muylusu üzerindeki kütlelerin etkileri için serbest cisim diyagramları (Norton, [2]) 37
Şekil 5.1	Şahin Metal A.Ş.'nin tasarımını yapmış olduğu motorun krank-biyel-piston sisteminin CAD modeli 40
Şekil 5.2	Krank-Biyel-Piston Sisteminin Temsili Şeması..... 41
Şekil 5.3	Adams View analizinin koşma şeması..... 45
Şekil 6.1	Sistem modellenmesinde kullanılan belli başlı eleman tipleri (Arıkan, [8]) 47
Şekil 6.2	Piston ve piston pernosunun sonlu elemanlar modeli 49
Şekil 6.3	Piston ve piston pernosundan oluşan sistemin eşdeğer gerilme dağılımı.. 50
Şekil 6.4	Piston pernosu eşdeğer gerilme dağılımı: a) 0-500 MPa arası renk skalalı 51 b) 0-100 MPa arası renk skalalı 51
Şekil 6.5	Piston üst yüzey eşdeğer gerilme dağılımı..... 52
Şekil 6.6	Piston iç yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı 53
Şekil 6.7	Biyelin burçlarıyla birlikte modeli 54
Şekil 6.8	Biyel elemanının genel eşdeğer gerilme dağılımı 54
Şekil 6.9	Biyel yan duvarı maksimum eşdeğer gerilme bölgesi..... 55
Şekil 6.10	Biyel alt göz kemeri eşdeğer gerilme dağılımı 56
Şekil 6.11	Krank milinin yataklama elemanlarıyla birlikte sonlu elemanlar modeli ... 56
Şekil 6.12	Krank mili elemanının genel eşdeğer gerilme dağılımı..... 57
Şekil 6.13	Krank milinde maksimum gerilmenin gözlemlendiği bölge..... 58
Şekil 6.14	Krank muylusu üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı 58

Şekil 7.1	Motor bloğu yataklama bölümü	61
Şekil 7.2	Motor bileziği montajı (Demir [4])	62
Şekil 7.3	Mil kovanındaki yağ akışına bağlı basınç profili (Demir, [4])	64
Şekil 7.4	Motor blok sisteminin CAD modeli	67
Şekil 7.5	Motor bloğu sisteminin sonlu elemanlar modeli.....	68
Şekil 7.6	Silindir gömleği üzerinde sıcaklık dağılımı	69
Şekil 7.7	Motor blok sistemi üzerinde sıcaklık dağılımı.....	70
Şekil 7.8	a)Motor üst yüzeyi sıcaklık dağılımı b)Silindir gömleği yüzeyi sıcaklık dağılımı.....	71
Şekil 7.9	Motor ayağı sıcaklık dağılımı.....	72
Şekil 7.10	Ana yatak bölgesi sıcaklık dağılımı.....	73
Şekil 7.11	Civata ön yükleme uygulama yüzeyi.....	74
Şekil 7.12	Gaz kuvvetinin yataklara uygulanması	75
Şekil 7.13	Analiz sonucu elde edilen blok eşdeğer gerilme dağılımı.....	76
Şekil 7.14	Motor ayağı bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	76
Şekil 7.15	Krank yatağı (volan tarafı) – motor temas yüzeyi bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	77
Şekil 7.16	Krank yatağı üst basma bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	78
Şekil 7.17	Yatak bölgesi (dişliler tarafı) ve blok iç duvarın eşdeğer gerilme dağılımı ..	79
Şekil 7.18	Motor bloğu iç bölgesinde yatak kepi (volan tarafı) bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı	79
Şekil 7.19	Motor bloğu iç bölgesinde yatak kepi (volan tarafı) bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı	80
Şekil 7.20	Motor bloğu üst yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı	81
Şekil 7.21	Motor bloğu üst taraf dış yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı	81
Şekil 7.22	Yatak kepi eşdeğer gerilme dağılımı (1).....	82
Şekil 7.23	Yatak kepi eşdeğer gerilme dağılımı (2).....	83
Şekil 7.24	Yatak kepi alt yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı.....	84
Şekil 7.25	Yatak bileziği iç yüzey eşdeğer gerilme dağılımı	84
Şekil 7.26	Yatak bileziği dış yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı	85
Şekil 7.27	Yatak kepi civataları eşdeğer gerilme dağılımı	86
Şekil 7.28	Motor ayağı ön taraf eşdeğer gerilme dağılımı	87
Şekil 7.29	Motor ayağı arka taraf eşdeğer gerilme dağılımı	87
Şekil 7.30	Silindir gömleği eşdeğer gerilme dağılımı.....	88
Şekil 7.31	Motor ayağı bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	89
Şekil 7.32	Krank yatak kepi (volan tarafı) – motor temas bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	90
Şekil 7.33	Blok duvarı iç bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	90
Şekil 7.34	Krank yatak kepi (krank dişlileri tarafı) – motor temas yüzeyi bölgesinin eşdeğer gerilme dağılımı.....	91
Şekil 7.35	Motor bloğu üst yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı	92
Şekil 7.36	Yatak kepi eşdeğer gerilme dağılımı (1).....	93
Şekil 7.37	Yatak kepi eşdeğer gerilme dağılımı (2).....	93
Şekil 7.38	Yatak bileziği eşdeğer gerilme dağılımı (1)	94
Şekil 7.39	Yatak bileziği eşdeğer gerilme dağılımı (2)	94
Şekil 7.40	Civatalardaki eşdeğer gerilme dağılımı.....	95

Şekil 7.41	Motor ayağının eşdeğer gerilme dağılımı.....	96
Şekil 7.42	Silindir kuvvetinin blok modeline uygulanışı	97
Şekil 7.43	Blok üst bölge eşdeğer gerilme dağılımı.....	98
Şekil 7.44	Silindir gömleği dış yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı	99
Şekil 7.45	Silindir oturma bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı	99
Şekil 7.46	Silindir kuvveti etkisi altında bloğun eşdeğer gerilme dağılımı	100
Şekil 7.47	Silindir – blok alt temas bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı	100

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Piston yer değiştirme – krank açısı grafiği.....5
Çizelge 2.2	Piston hızı – krank açısı grafiği.....6
Çizelge 2.3	Piston ivmesi – krank açısı grafiği.....7
Çizelge 2.4	Biyel yer değiştirme – krank açısı grafiği.....8
Çizelge 2.5	Biyel açısal hız – krank açısı grafiği.....9
Çizelge 2.6	Biyel açısal ivme – krank açısı grafiği.....10
Çizelge 3.1	Piston atalet kuvvetleri – krank açısı grafiği.....14
Çizelge 3.2	Ötelenen kütlelerin oluşturduğu atalet kuvvetinin kartezyen ve kutupsal koordinatlardaki temsili.....16
Çizelge 3.3	Dönen kütlelerin oluşturduğu atalet kuvvetinin kartezyen ve kutupsal koordinatlardaki temsili.....17
Çizelge 3.4	Toplam atalet kuvvetinin kartezyen ve kutupsal koordinatlardaki temsili 17
Çizelge 3.5	Denge ağırlığının da etkisiyle oluşan total atalet kuvveti grafikleri.....18
Çizelge 3.6	Dengelenmiş ve dengelenmemiş atalet kuvvetlerinin kutupsal koordinatlarda gösterimi.....19
Çizelge 4.1	Krank açısı – gaz basıncı grafiği (Norton, 1999).....25
Çizelge 5.1	Şahin Metal A.Ş.’nin yakın özelliklerdeki 4 silindirli dizel motor projesi için elde edilmiş motor kuvvetleri grafiği.....42
Çizelge 5.2	Ana yatak (volan tarafı) zaman-kuvvet grafiği.....43
Çizelge 5.3	Ana yatak (dişli tarafı) zaman-kuvvet grafiği.....43
Çizelge 5.4	Krank muylusu mafsalındaki zaman-kuvvet grafiği.....44
Çizelge 8.1	Hareketli elemanlardaki maksimum eşdeğer gerilmeler ve hasar riskleri.....102
Çizelge 8.2	Motor bloğu ve alt komponentlerinin maksimum eşdeğer gerilmeleri ve hasar riskleri.....102

TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN DİNAMİK HESAPLARI VE YAPISAL ANALİZLERİ

Özdemir ÖZDEN

Makine Teorisi ve Kontrol Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR

Yürüttüğümüz bu tez çalışmasında Şahin Metal A.Ş'nin tasarımını yapmış olduğu tek silindirli dizel motor elemanlarının, kinematik bağıntılar kullanılarak yer değiştirme, hız ve ivme gibi fiziksel değişkenleri hesaplanmış ve buna göre hareketli sistemlerin dengelemesi yapılmıştır.

Daha sonra motor dinamiği hakkında genel bazı bilgiler verilerek, ADAMS yazılımı aracılığıyla motorun mafsal noktalarındaki kuvvet bileşenleri elde edilmiştir.

Bu kuvvet bileşenleri kullanılarak; öncelikle motor hareket grubu elemanları olan krank mili, biyel ve pistonun en yüksek kuvvet şartında; statik ve termal gerilme analizi, sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. Sonrasında ise yine ADAMS programından elde edilen veriler kullanılarak, motor bloğu ana yataklarının ve silindir gömleğinin; montaj şartları, termal yükler ve maksimum gaz kuvveti altında statik ve termal gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dizel motorlar, sonlu elemanlar yöntemi, yapısal termal analizler, krank-biyel-piston mekanizması, motor bloğu, krank mili dengelenmesi, motor dinamiği

**DYNAMIC CALCULATIONS AND STRUCTURAL ANALYSES OF AN ONE
CYLINDER DIESEL ENGINE**

Özdemir ÖZDEN

Department of Machine Theory and Control

MSc. Thesis

Advisor: Assistant Prof. Dr. Cihan DEMİR

This thesis calculates, by using kinematic equations, the physical variables such as displacement, velocity and acceleration of single cylinder diesel engine elements designed by Şahin Metal Inc. It also provides the balancing of synchronically moving translating and rotating systems.

After providing some general information about engine dynamics, force components at joint points of the engine has been attained with help of ADAMS software.

By using these force components, static and thermal stress analysis has been made of crank shaft, connecting rod and piston under maximum force conditions using finite element method. What follows this is the static and thermal stress analysis of main bearing and cylinder jacket which are on the engine block system under assembly, thermal and gas loads; again by using the data attained by ADAMS program.

Key words: Diesel engines, finite element method, structural thermal analyses, crank shaft-connecting rod-piston mechanism, engine block, crank shaft balancing, engine dynamics

1.1 Literatür

Literatürde daha çok; sanayide karşılaşılan hasar problemlerinin, SEY araçları vasıtasıyla korelasyonu ve çözüm üretilmesi, tasarım aşamasındaki motor komponentlerinin yaklaşık sınır şartlarıyla analizlerinin yapılması gibi çalışmalara rastlamaktayız.

Şahin Metal A.Ş'nin tasarım ve üretimini yaptığı 4 silindirli dizel motor, hareket grubu yapısal analizleri ve dinamik hesapları ALPAY tarafından gerçekleştirilmiştir [3].

Tek silindirli bir dizel motorda motor bloğunun yataklarının maruz kaldığı yükleme şartları için model geliştirilmesi ve bu modelle yapılan motor bloğu yapısal termal analizi DEMİR tarafından ortaya konmuştur [4].

MOURELATOS, bir içten yanmalı motor krank milinin dinamik davranışlarını görmek için yapısal model kurma çalışmasını yapmıştır. Bu çalışmada krank milinin yapısal dinamik özellikleri; yatak hidrodinamik yükleri, yatak rijitliğini içine alan bir model yaratılarak simülasyon yapılmıştır [5].

SILVA, deneysel ortamda bir dizel motor pistonunun hasar testini yapmış, daha sonra yaptığı termal mekanik yorulma analizi ile sonuçlarını korele etmiştir [6].

CHYUAN, 16 valfli bir motorun; motor bloğu ve silindir kafası sisteminin; montaj yükleri ve ateşleme kuvveti altındaki yapısal cevabını incelemiştir [7].

1.2 Tezin Amacı

Yürüttüğümüz bu çalışmada; içten yanmalı motor sisteminin kinematik ve dinamik temellerinin incelenmesi ([1], [2]), bu bilgiler kullanılarak örnek motorun fiziksel değişkenlerinin elde edilmesi, bu bileşenlerin elde edilmesi konusunda bilgisayar yazılımlarının doğru şekilde kullanılması, motor hareket grubunu oluşturan krank mili, biyel ve pistonun ani darbe yüklerindeki hasar risklerinin ortaya çıkartılması, modellemenin doğru yapılabilmesi açısından motor bloğu montaj ve imalat yönteminin incelenmesi, sistemin gerçekçi şekilde modellenmesi ve yapısal dayanım analizlerinin yürütülmesi açısından bir bakış açısı ortaya konulması amaçlanmıştır.

1.3 Bulgular

Günümüzde motor teknolojileri; özellikle otomotiv sektörünün sürekli artan beklentilerinin karşılanmaya çalışılmasıyla sürekli bir ilerleme göstermektedir. Otomotiv şirketleri; kendi patentleri altındaki motor tasarımlarını geliştirmek için yüksek bütçeler ayırmakta; yine en az bunun kadar büyük bir çabayı elde ettikleri bilgi birikimini korumak için göstermektedirler. 20. yüzyılın başından günümüze değin, farklı ülkelerdeki farklı firmalar öyle bir rekabet içerisinde ki, bu adeta ülkenin de teknolojik seviyesini yansıtan bir simge haline almıştır.

Ülkemizde ise maalesef bu alanda batılı ülkelere, hatta bazı doğu ülkelerine kıyasla bile oldukça geç kalmıştır. Bu alandaki çalışmalar, devletin de desteğiyle birlikte yeni yeni hız kazanmıştır. Ülkemizde bu alanda çalışmalar yapan firmalardan bir tanesi Şahin Metal A.Ş.'dir. Firma geçtiğimiz yıllarda 4 silindirli bir motorun hareket grubu projesini gerçekleştirmiş, şu anda hali hazırda projemizin de konusu olan tek silindirli 2250d/d'da 75-100kW güç üreten bir dizel motor projesini yürütmektedir.

Büyük güçleri gerektiren alanlarda dizel motorlar alternatifsizdir. Dizel motorunun, benzinli motorlara göre en büyük avantajlarından birisi de yakıt ekonomisidir. Düşük yakıt tüketimi ve düşük yakıt fiyatının ekonomik değeri, büyük oranda kullanım faktörüne bağlıdır. Kullanım faktörü düşük olan hizmetlerde eğilim daha çok benzin motoru, kullanım faktörü yüksek olan hizmetlerde ise benzinli motordur.

Dizel motorunun tasarımında vazgeçilemeyecek en önemli adımlardan bir tanesi, geometrik tasarımla birlikte yürümesi gereken yapısal dayanım analizleridir. Tasarım maliyetlerini en aza indirmek açısından, bilgisayar yazılımları kullanımıyla gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizi bu anlamda en uygun araçtır.

Sonlu elemanlar yöntemi (SEY) yoluyla yapılacak yapısal dayanım analizlerini gerçekleştirmek için ise sistemin kinematik, dinamik ve termodinamiğine, hatta belirli ölçüde parçaların üretim yöntemlerine ve montaj yöntemlerine hakim olmak şarttır. Doğru bir modelleme ancak bu bilgi seviyesiyle gerçekleştirilebilir [4].

KRANK, BİYEL VE PİSTONDAN OLUŞAN SİSTEMİN KİNEMATİĞİ

Bu bölümde, motorda doğrusal hareketi dönme hareketine dönüştüren mekanizma olan krank-biyel-piston mekanizmasının ana parametreleri olan yer değiştirme, hız ve ivme değerleri piston ve biyel elemanları için hesaplanmıştır. Motorun tam bir çevrimini tamamladığı, 0-720° krank açısı aralığı için hesaplanmış olan bu değerler kullanılarak; motorun doğrusal hareket yapan elemanları (piston ve biyel) ve açısal hareket yapan elemanlarının (krank mili ve biyel) oluşturacağı atalet kuvvetleri belirlenecek ve bu atalet kuvvetleri dikkate alınarak uygun krank mili karşı ağırlığı hesaplanacaktır.

2.1 Pistonun Yer Değiştirmesi

Piston, motor silindirinde gerçekleşen patlama kuvvetini doğrusal harekete çeviren elemandır. Bu hareketini ise, Üst Ölü Nokta (ÜON - pistonun krank kol uzunluğu ve biyel uzunluğuna bağlı olarak çıkabileceği en üst nokta) ve Alt Ölü Nokta (AÖN - pistonun krank kol uzunluğu ve biyel uzunluğuna bağlı olarak inebileceği en alt nokta) olarak bahsedilen iki konum arasında yapmaktadır. Pistonun, krank eksenine referans alınarak yapacağı yer değiştirme hareketi aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$s = r \cdot \left[\frac{1}{\lambda} + \cos \alpha + \left(\frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \alpha \right) \right] \quad (2.1)$$

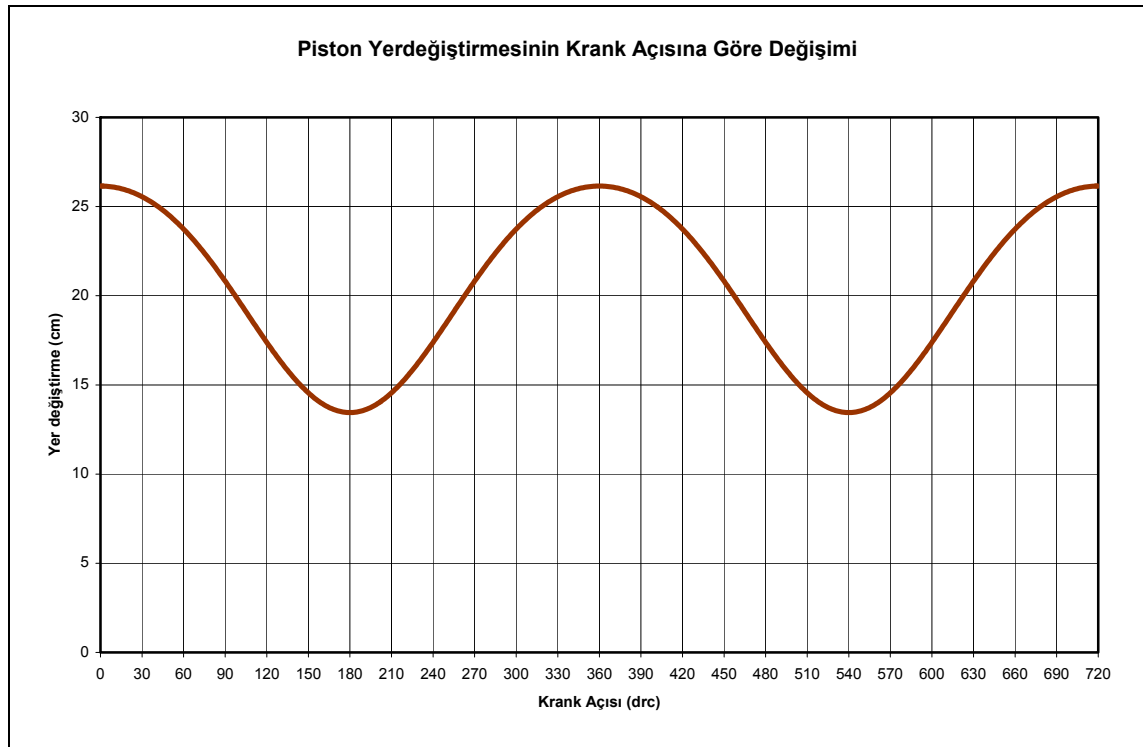
Burada r krank kolu uzunluğu (6,35 cm), l biyel uzunluğu (19,8 cm - iki biyel gözü merkezi arasındaki mesafe), λ ise eksantrik orandır. Eksantrik oran, krank kolu uzunluğunun biyel oranına uzunluğu şeklinde aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (2.2)$$

(2.2) numaralı formülle çıkartılmış olan piston yer değiştirme – krank açısı grafiği izelge 2.1'deki gibidir.

Çizelge 2.1'e göre piston, 0° ve 360° krank açılarında maksimum konumu olan 26,15cm'den geçmektedir. Bu mesafe krank ekseninden ÜÖN'ya kadar olan dikey mesafedir. Yine 180° ve 540° lik krank açılarında da piston minimum konumu olan AÖN'ya (13,45cm) ulaşmaktadır.

Çizelge 2.1 Piston yer değiştirme – krank açısı grafiği



2.2 Pistonun Hızı

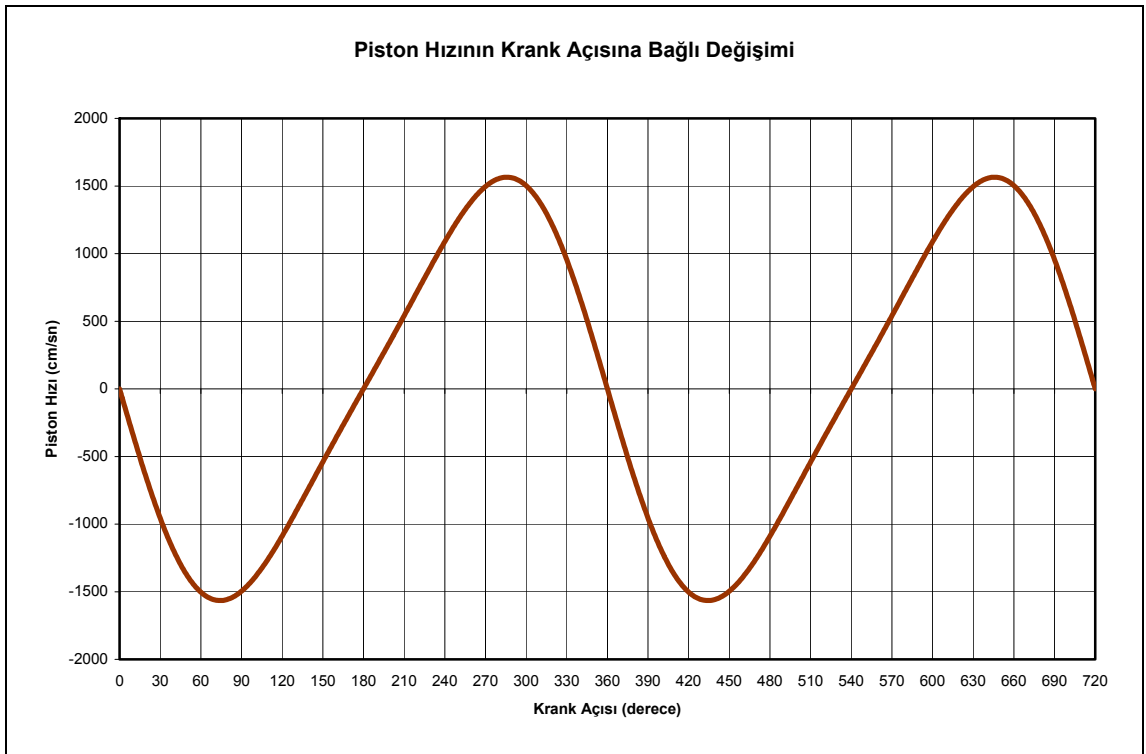
Piston AÖN ve ÜÖN arasında yukarıda bahsedilen doğrusal hareketini yaparken, hızı da belirli bir maksimum ve minimum arasında periyodik olarak değişmektedir. Pistonun

bu iki nokta arasındaki hızı krank açısının bir fonksiyonu olarak aşağıdaki formül ile ifade edilir.

$$c_p = -\omega \cdot r \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (2.3)$$

Burada ω krankın maksimum açısal hızıdır ve hesaplamalarda 2250d/d olan motor maksimum devrine göre hesaplanmıştır. (2.3) numaralı formüle göre elde edilmiş piston hız – krank açısı Çizelge 2.2'deki gibidir.

Çizelge 2.2 Piston hızı – krank açısı grafiği



Bu hesaplama göre piston maksimum hızı olan 1564,9 cm/s'ye krankın 74°, 286°, 434° ve 646° açı değerlerinde ulaşmaktadır.

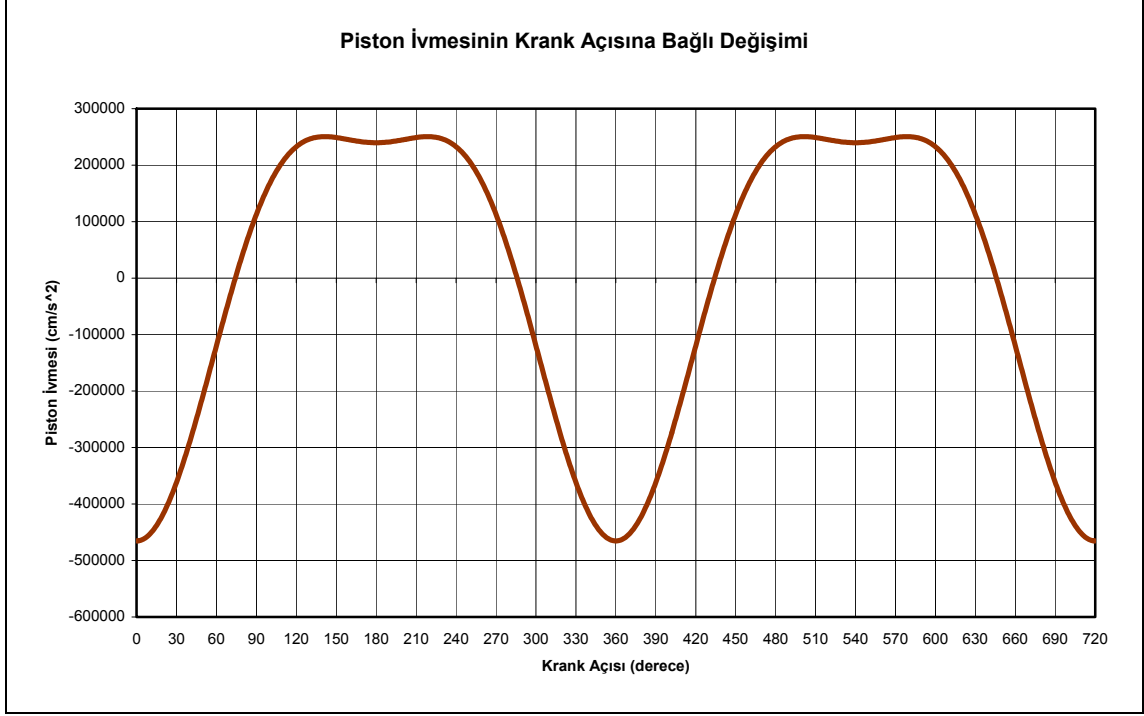
2.3 Pistonun İvmesi

Çizelge 2.2'de pistonun hızının sürekli değişim içinde olması, bize pistonun ivmeli bir hareket yaptığını göstermektedir. Bu ivme, belirli bir maksimum ve minimum arasında periyodik olarak değişmektedir. Pistonun ivmesi aşağıda verilen formül ile ifade edilir.

$$a_p = -r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (2.4)$$

Burada piston üzerine iki mertebeli bir ivme etki etmektedir. Parantez içindeki iki ifade sırasıyla birinci ve ikinci mertebeye işaret etmektedir. Bu formüle göre hesaplanmış olan piston ivme – krank açısı grafiği Çizelge 2.3’deki gibi oluşmuştur.

Çizelge 2.3 Piston ivmesi – krank açısı grafiği



Grafikten görüldüğü üzere; piston minimum ivmesi olan $-465341,68\text{cm/s}^2$ 'ye AÖN'de (0° , 360° ve 720°), maksimum ivmesi olan $250513,95\text{cm/s}^2$ 'ye ÜON civarında (141° , 219° , 501° , 579°) ulaşmaktadır. Maksimum değerlerin ÜON etrafında simetrik olarak iki ayrı noktaya yayılmış olması, yukarıda bahsedilmiş olunan ikinci mertebe kuvvet ivmesinin etkisinden ileri gelmektedir.

2.4 Biyelin Açısal Yer Değiştirmesi

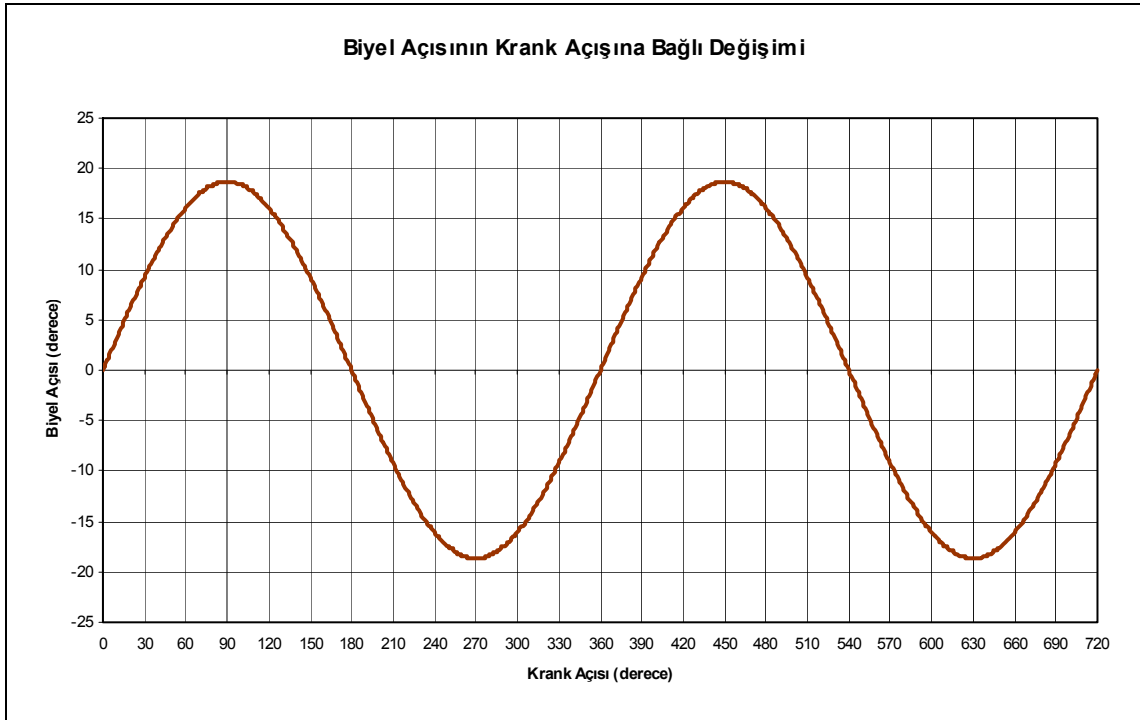
Biyel, motorda pistondan aldığı doğrusal hareketi dönme hareketine dönüştürerek krank miline ileten elemandır. Dolayısıyla, doğrusal hareket ve dönme hareketini aynı anda yapar. Piston pernosunun bağlı olduğu üst gözde pistonla aynı doğrusal hareketi yaparken, krank muylusunun bağlı olduğu alt gözde dönme hareketini gerçekleştirir. Biyelin ağırlık merkezi ise bu iki hareketin birleşimi olan bir hareket yapar. Biyelin ağırlık merkezinin yaptığı hareket aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha) \quad (2.5)$$

Krank açısının arcsinüs fonksiyonu olarak ifade edilen krank açısal konumu yukarıdaki formüle göre Çizelge 2.4'deki gibi değişim gösterir.

Grafikten görüldüğü üzere; biyel 90°, 270°, 450° ve 630° krank açılarında 18,66°'lik maksimum açısal yerdeğişirmesini yapmaktadır.

Çizelge 2.4 Biyel yer değiştirme – krank açısı grafiği



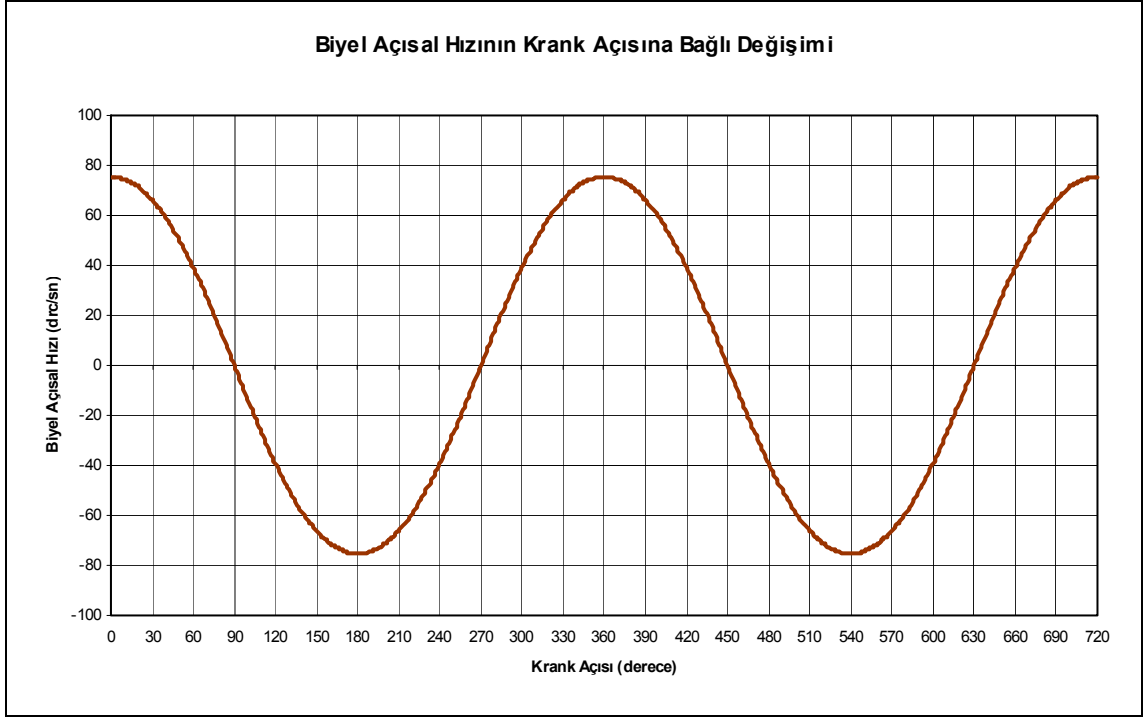
2.5 Biyel Açısal Hızı

Motorun hareket iletim elemanı olan biyel, açısal hareketini -18,66° ila 18,66°'lik bir kotta değişken hızlarda yapar. Biyelin, krank açısına göre hızını ifade eden formül aşığıdaki gibidir.

$$c_b = \frac{\lambda \cdot \omega \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (2.6)$$

Bu formüle göre çizdirilen biyel açısal hız – krank açısı grafiği Çizelge 2.5'deki gibidir.

Çizelge 2.5 Biyel açısai hız – krank açısı grafiği



Yukarıdaki grafiğe göre biyel 75,39drc/s'lik maksimum hızına, krank milinin 0°, 180°, 360°, 540° ve 720° değerlerinde ulaşır.

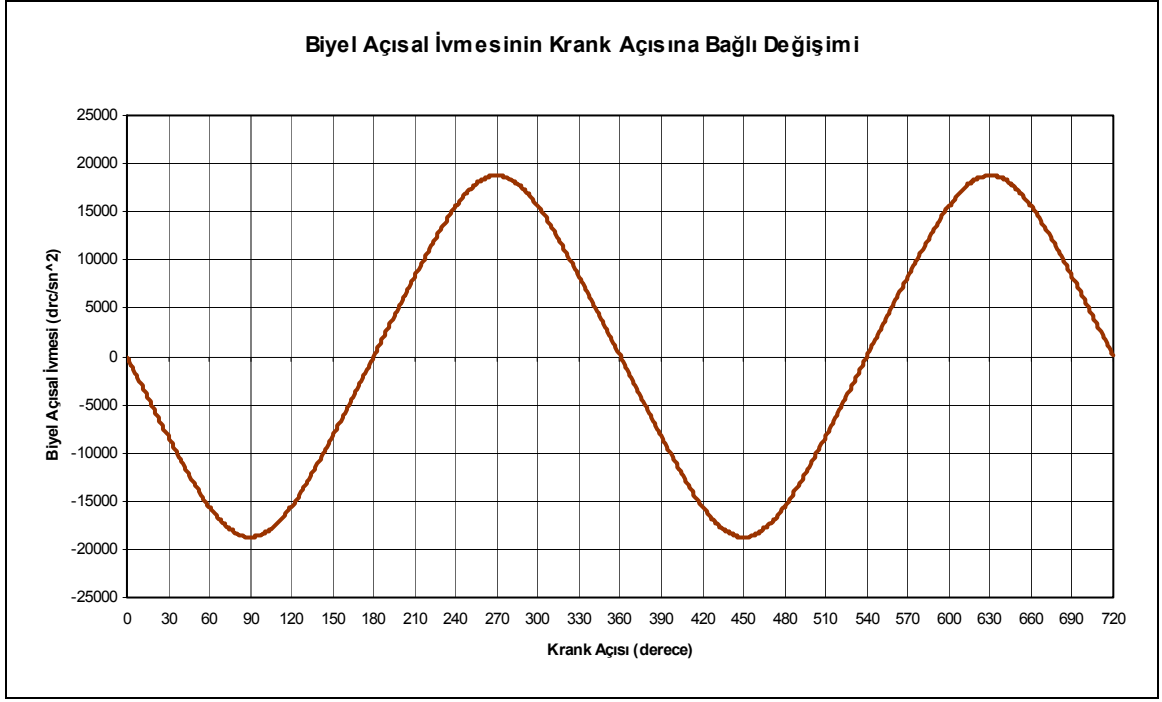
2.6 Biyel Açısai İvmesi

Çizelge 2.5'ten de görüleceği gibi biyel, ivmeli bir açısai hareket gerçekleştirmektedir. Bu ivmeli hareket aşağıdaki gibi formülize edilebilir.

$$a_b = (\lambda^2 - 1) \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \lambda \cdot \omega^2}{(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)^3} \quad (2.7)$$

Bu formüle göre çizdirilen biyel açısai ivme – krank açısı grafiği Çizelge 2.6'daki gibidir.

Çizelge 2.6 Biyel açısai ivme – krank açısı grafiği



Grafikte de görölmektedir ki, biyel her 90°, 270°, 420°, 630° krank açısından geçerken 18751,36drc/s² maksimum açısai ivmesine ulaşmaktadır.

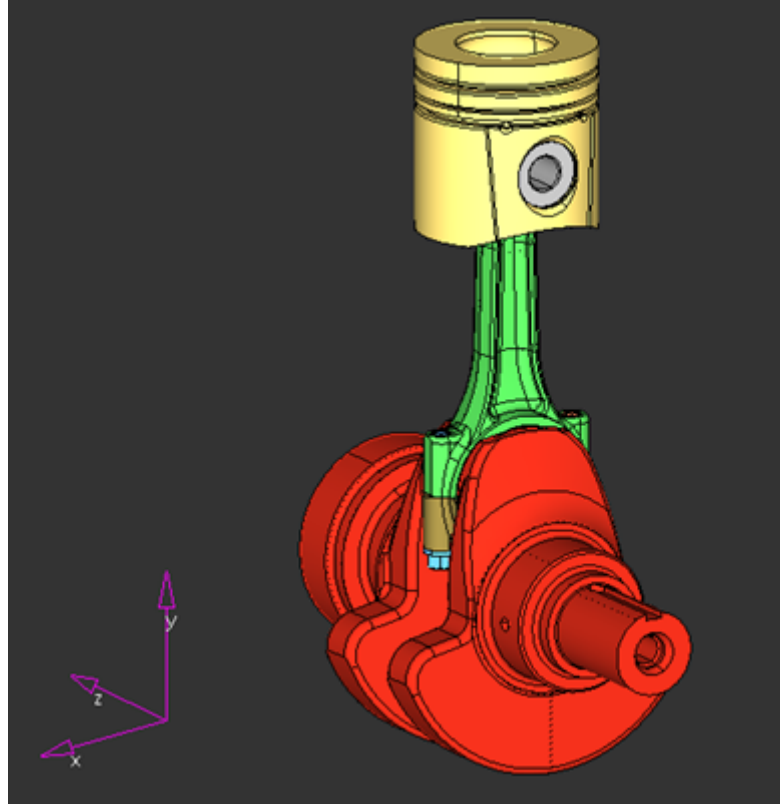
KRANK, BİYEL VE PİSTONDAN OLUŞAN SİSTEMİN DİNAMİK HESAPLARI

Bu bölümde yukarıda hesaplanmış olan kinematik değerler kullanılarak motorun dinamik hesapları gerçekleştirilecektir. Motor hareket grubu modeli ve koordinat sistemi Şekil 3.1'de görülmektedir. Bu aşamada piston sadece ötelenme, krank mili ise sadece dönme hareketi yapacağından ötürü; bu bileşenlerin oluşturdukları atalet kuvvetleri Newton hareket denklemleri vasıtasıyla kolayca hesaplanabilir.

Fakat biyel, dönme ve ötelenme hareketlerinin karışımı olan bir hareket yaptığından ötürü bu elemanın oluşturacağı atalet kuvvetini kendi başına hesaplamak zordur. Bundan dolayı bir sonraki bölümde biyel kütlesi, piston ve krank miline belirli bir oran dahilinde bölüştürülecek; böylece piston ve krankın eklenmiş kütleleriyle hesaplanan atalet kuvveti tüm sistemin atalet kuvvetini verecektir.

3.1 Biyel Elemanının Kütle İndirgemesi

Yapılan atalet kuvveti hesaplarında biyel kütlesi üç ayrı noktaya indirgenerek çalışılmıştır. Şekil 3.2'de görüldüğü gibi; ilk parça piston kütesine eklenecek şekilde biyel üst göz merkezine, ikinci parça krank kütesine eklenecek şekilde biyel alt göz merkezine, üçüncü parça ise biyelin ağırlık merkezine etki ettirilmiştir. Bazı kaynaklarda, biyel kütesinin yukarıda bahsettiğimiz noktalardan ilk ikisine bölünmesiyle yetinilmiştir; fakat daha hassas bir hesaplama için kütle üç noktaya bölünmesi daha faydalıdır. Kütle bölme işlemi aşağıda verilen formulizasyonla gerçekleştirilir [3].



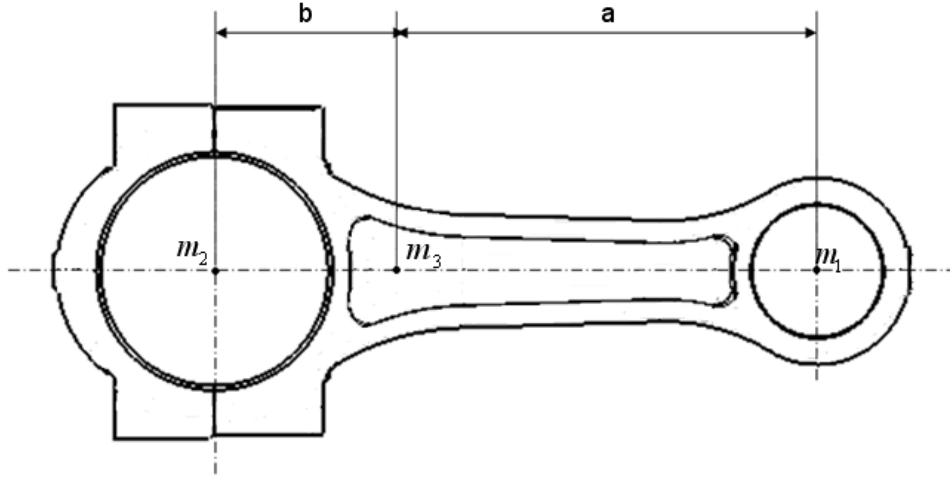
Şekil 3.1 Krank, biyel ve pistondan oluşan sistem ve koordinat sistemi

$$i = \sqrt{\frac{I_b}{m_b}} \quad (3.1)$$

$$m_1 = \frac{m_b \cdot i^2}{a(a+b)} \quad (3.2)$$

$$m_2 = \frac{m_b \cdot i^2}{b(a+b)} \quad (3.3)$$

$$m_3 = m_b \left(1 - \frac{i^2}{ab} \right) \quad (3.4)$$



Şekil 3.2 Biyel üzerine indirgenen kütleler ve ağırlık merkezine olan mesafeleri

Yukarıda yazılan formüllere göre biyel atalet momentinin biyel kütlesine oranı i katsatısı 8,57, m_1 kütlesi 0,48kg, m_2 kütlesi 1.05kg, m_3 kütlesi ise 0,23kg olarak hesaplanmıştır. m_3 kütlesi biyel ağırlık merkezinin, biyel küçük ve büyük gözlerine olan mesafeleri oranlanarak krank ve pistonu tekrar dağıtılacaktır. Yapılmış olan bu hesaplamalar ileriki bölümlerde kullanılacaktır.

3.2 Pistona Etkiyen Atalet Kuvvetlerinin Hesaplanması

Bu bölümde, kinematik hesaplamalar kısmında yapılan piston ivme hesapları yardımıyla pistonu etkileyen atalet kuvvetleri hesaplanacaktır. Daha önce de bahsedildiği üzere; pistonu atalet kuvveti iki farklı mertebede etki etmektedir. Formül 2.4'de parantez içindeki ilk ifade biyel boyunun sonsuz olması durumundaki piston ivmesini ifade etmektedir. Bunun harmoniği olan ikinci ifade ise gerçekteki biyel boyunu göz önüne alan "düzeltici terim"dir [1]. Bu iki farklı frekanstaki ivme için de piston atalet kuvvetleri hesaplanacak, bunların bileşkesi alınarak toplam piston atalet kuvveti bulunacaktır. Birinci ve ikinci mertebeye piston ivmesi için piston atalet kuvveti şu şekilde hesaplanır:

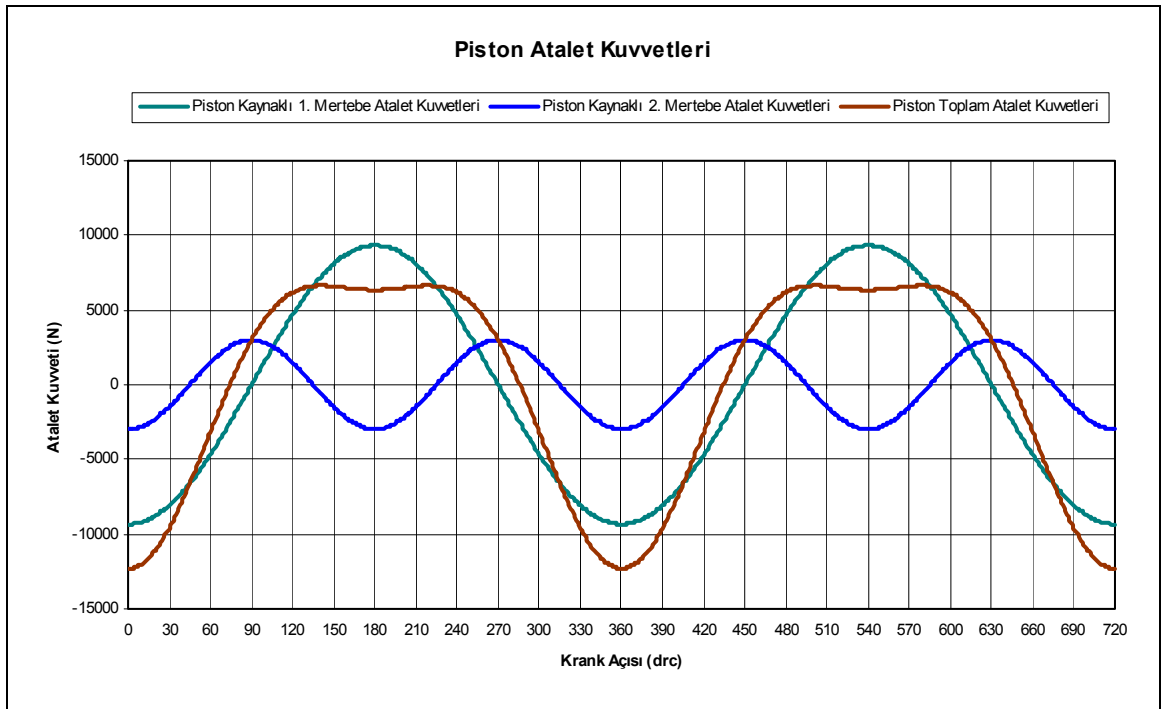
$$P_p^I = (m_p + m_1 + \frac{b}{l} m_3) \cdot \frac{a_p^I}{100} \quad (3.5)$$

$$P_p^{II} = (m_p + m_1 + \frac{b}{l} m_3) \cdot \frac{a_p^{II}}{100} \quad (3.6)$$

Burada m_p piston kütlesini, m_1 biyelin piston pernosu merkezine indirgenen kütlesini, m_3 ise biyelin biyel ağırlık merkezine indirgenen kütlesini temsil etmektedir. m_3 kütlesi biyel ağırlık merkezi – krank muylu merkezi mesafesi / biyel kolu uzunluğu (b/l) oranında pistonu indirgenmiştir. Buradaki b uzunluğu 6,253cm, l uzunluğu ise 19,8cm olarak hesaplara katılmıştır.

Birinci ve ikinci merteye piston atalet ivmelerine göre ayrı ayrı hesaplanan atalet kuvvetleri ve bunların bileşkesi olan toplam piston atalet kuvveti aşağıdaki grafikteki gibi değişim gösterir:

Çizelge 3.1 Piston atalet kuvvetleri – krank açısı grafiği



Bu grafiğe göre; piston maksimum toplam atalet kuvveti olan 6634N değerine krankın 141°, 219°, 501° ve 579° değerlerinde, minimum toplam atalet kuvveti olan 12323N değerine ise ters yönde 0°, 360° ve 720° değerlerinde ulaşır.

3.3 Krank Miline Etkiyen Atalet Kuvvetlerinin Hesaplanması

Krank mili, motorun normal çalışmasında sabit devirle dönen bir eleman olduğu için bu elemana sürekli aynı şiddette atalet kuvveti etkiyecektir. Krank milinin, krank eksenine göre simetrik olan kütlelerinin ataleti birbirini dengeleyeceğinden, bu kütlelerden bir atalet kuvveti mile etkimez. Krank milinde atalet kuvveti oluşturacak kütleler; krankın simetrik olmayan krank kolu kütlesi ve biyelden krank muylusuna indirgenen biyel kütlesidir. Bu atalet kuvveti aşağıdaki formüle göre hesaplanır:

$$P_k = \left(m_{muylu} \cdot \rho_{muylu} + \left(m_2 + \frac{a}{l} \cdot m_3 \right) \cdot \rho_{k.kolu} \right) \cdot \omega^2 \quad (3.7)$$

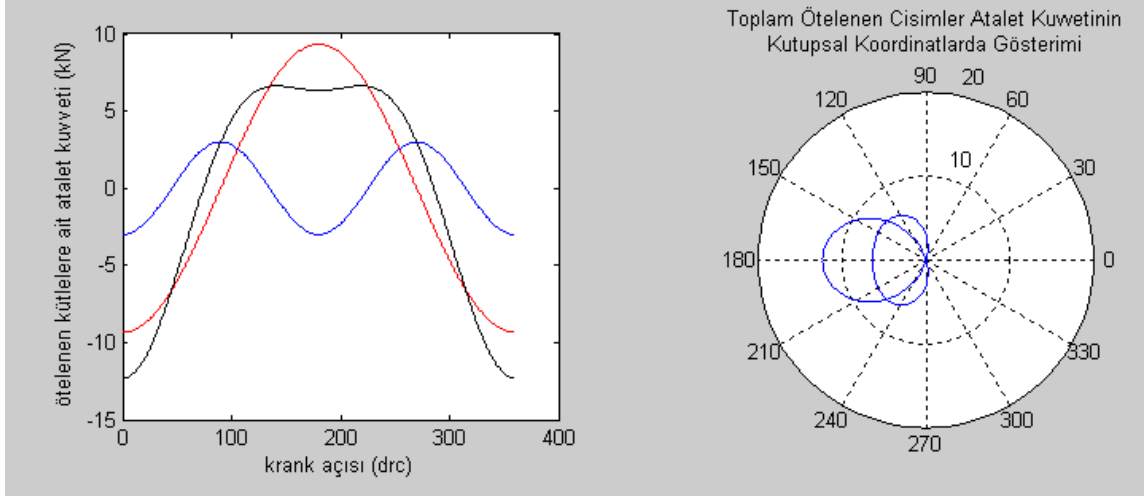
Burada m_{muylu} krankın simetrik olmayan kütlesi (2,67kg), ρ_{muylu} ise bu kütlenin ağırlık merkezinin krank eksenine olan dikey mesafesini (6,1cm) ifade etmektedir. m_2 biyelin krank muylusu merkezine indirgenen kütlesi, m_3 ise biyelin biyel ağırlık merkezine indirgenen kütlesini temsil etmektedir. m_3 kütlesi biyel ağırlık merkezi ve piston perno merkezi arası mesafe / biyel kolu uzunluğu (a/l) oranında pistonu indirgenmiştir. Buradaki a uzunluğu 13,547cm, l uzunluğu ise 19,8cm olarak hesaplara katılmıştır. $\rho_{k.kolu}$ krank muylusu merkezinin krank eksenine mesafesidir (r=6,35cm). ω açısal hızı ise motorun maksimum devir hızı olan 235,62rad/s'dir (2250d/d).

Buna göre hesaplanmış olan sabit maksimum krank atalet kuvveti 13327N'dur.

3.4 Motorda Dengelenmesi Gereken Kuvvetlerin Kutupsal Koordinatlarda Gösterimi

Bu bölüme kadar motor üzerindeki öteleme ve dönme hareketi yapan elemanların oluşturdukları atalet kuvvetleri irdelendi. Bu hesaplamalara göre; piston ve biyelin piston üzerine indirgenen kütlesinin sebep olduğu, motorun y doğrultusunda sürekli değişken olan ötelenen parçalara ait atalet kuvveti ve krankın simetri dışında kalan kütlesi ve de biyelin krank üzerine indirgenen kütlesinin sebep olduğu, sürekli değişken doğrultuda sabit değerde dönen parçalara ait atalet kuvveti söz konusudur. Ötelenen parçalara ait kuvvet maksimumuna 6634N ve -12323N değerlerinde ulaşırken, dönen parçalara ait kuvvet 13327N'dur. Aşağıda ötelenen cisimlerin oluşturduğu atalet kuvvetleri görülmektedir.

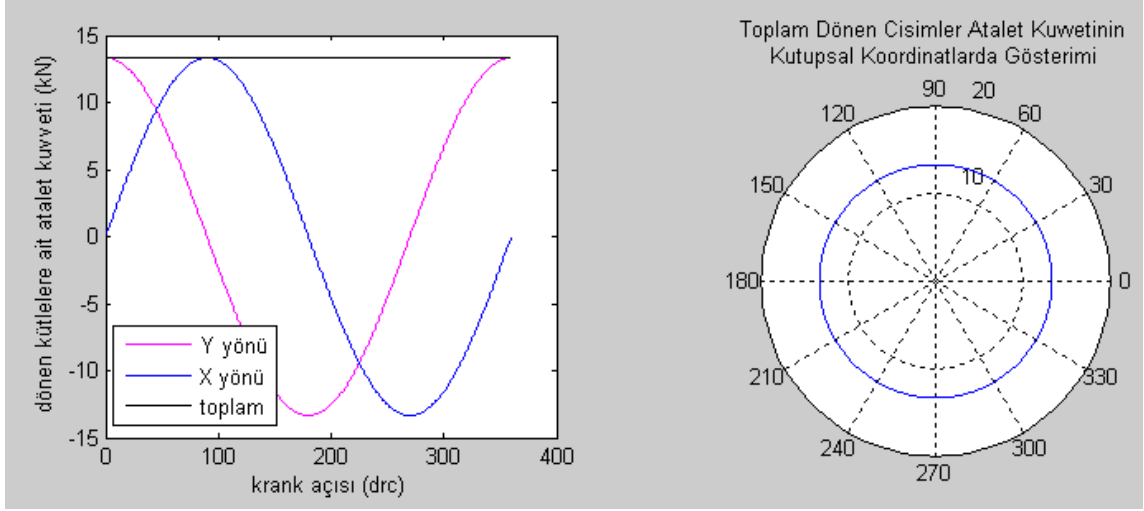
Çizelge 3.2 Ötelenen kütlelerin oluşturduğu atalet kuvvetinin kartezyen ve kutupsal koordinatlardaki temsili



Matlab programında çizdirilen grafiklerinden soldaki 2 mertebeli piston atalet kuvvetlerini gösterir. Sağdaki ise toplam kuvvetin kutupsal koordinatlardaki gösterimidir. Dengelenmesi gereken kuvveti açıya göre görmek bu gösterimde daha kolay olduğu için kutupsal koordinat sistemi kullanılmıştır.

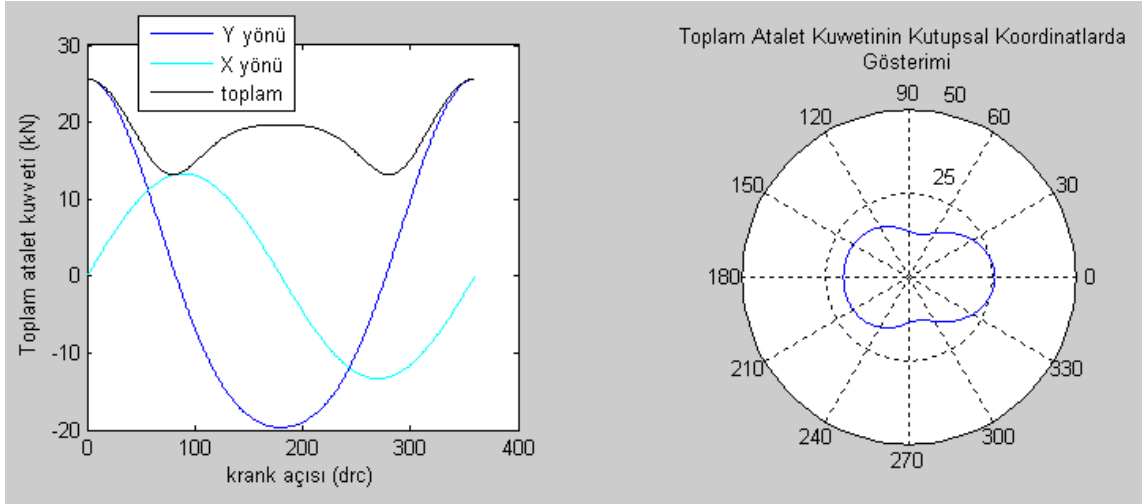
Çizelge 3.3'de solda krank açısına göre çizdirilmiş dönen kütlelerin atalet kuvvetleri grafiği X ve Y bileşenleriyle birlikte çizdirilmiştir. Sağda ise toplam dönen kütleler atalet kuvveti kutupsal koordinatta gösterilmiştir. Kuvvet sürekli sabit olduğundan ötürü, kutupsal koordinat sisteminde daire çizilmiştir. Dengelenmesi gereken kuvvet; X ve Y ekseninde ayrı olarak düşünülüp hesaplanabileceği için burada kuvvet eksenlerine ayrılmıştır.

Çizelge 3.3 Dönen kütlelerin oluşturduğu atalet kuvvetinin kartezyen ve kutupsal koordinatlardaki temsili



Çizelge 3.4'de solda toplam oluşan atalet kuvveti krank açısına göre çizdirilip, X ve Y bileşenleri gösterilmiştir. Buna göre X yönünde dengelenmesi gereken maksimum kuvvet 13,33 kN, Y yönünde dengelenmesi gereken maksimum kuvvet ise 25,65 kN'dur.

Çizelge 3.4 Toplam atalet kuvvetinin kartezyen ve kutupsal koordinatlardaki temsili

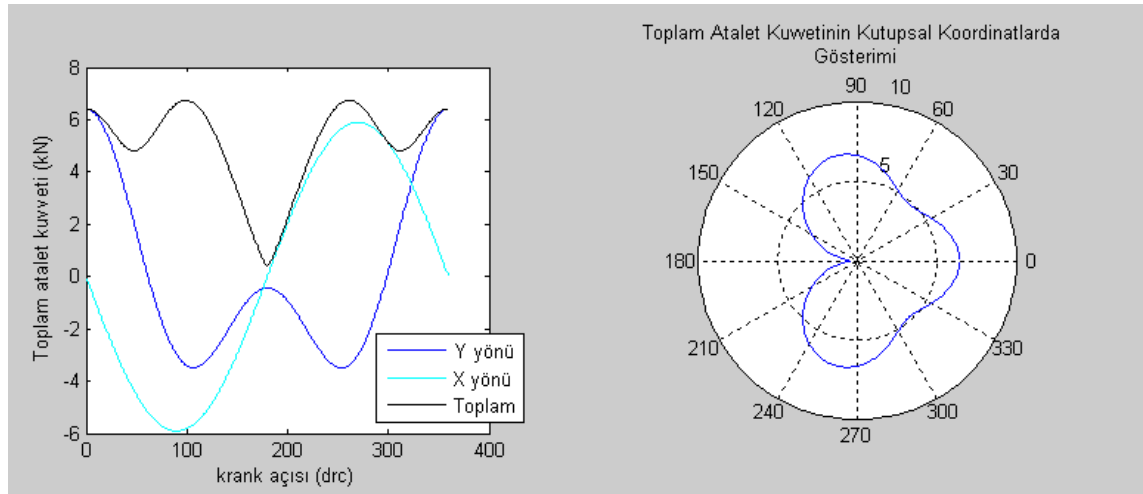


3.5 Denge Ağırlıklarının Bulunması

Motorlarda atalet kuvvetlerinin dengelenmesi, krank kolunun tam karşısına 180° farkla yerleştirilen iki tane “kulak” biçimindeki ağırlık ile gerçekleştirilir. Böylece yataklara gelecek kuvvetleri minimum seviyeye getirmek amaçlanır.

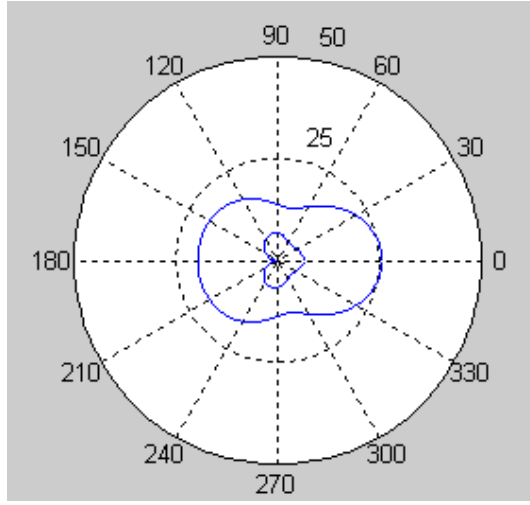
Tek silindirli bir motorda atalet kuvvetlerini tamamen dengelemek mümkün değildir, fakat yatağın alacağı yükler açısından bu kuvveti optimum bir seviyeye getirmek mümkün olabilir. Ek-A’da yazılan MATLAB koduyla iterasyonlar yapılarak, denge ağırlığının sistem üzerindeki etkisi incelenmiş, yatak üzerindeki darbe noktalarına birbirine yakın değerlerde yükler getirmek amaçlanmıştır. Bu iterasyonlar sonucu 5,9 kg’lık bir karşı ağırlığın optimum sonucu elde etmek için uygun olduğu anlaşılmıştır. Çizelge 3.5’te bu ağırlığın da etkisiyle sistemde oluşan atalet kuvveti grafikleri görülebilir.

Çizelge 3.5 Denge ağırlığının da etkisiyle oluşan total atalet kuvveti grafikleri



Dengelenmesi gereken ağırlıkların oluşturduğu atalet kuvvetlerinin ve bulmuş olduğumuz denge ağırlığının etkisiyle oluşmuş olan atalet kuvvetlerinin kutupsal koordinatlarda karşılaştırması ise Çizelge 3.6’da gösterilmiştir. Görüldüğü gibi; dengeleme yapılmadan önce maksimum atalet kuvveti 25,65kN iken; dengeleme sonrasında maksimum kuvvet 6,74kN’dur ve kuvvetler 3 noktada maksimum seviyesine çıkarken, diğer açılarda daha alt seviyelere inmişlerdir.

Çizelge 3.6 Dengelenmiş ve dengelenmemiş atalet kuvvetlerinin kutupsal koordinatlarda gösterimi



TEK SİLİNDİRLİ MOTORLARIN GAZ KUVVETİ ALTINDA DİNAMIĞI

Önceki bölümde tek silindirli motorlarla ilgili kinematik denklemler kullanılarak, Şahin Metal A.Ş.'nin tasarladığı tek silindirli dizel motorun kinematik değerleri elde edilmiş, bu değerler kullanılarak krank milinin en uygun karşı ağırlık değeri hesap edilmiştir.

Krank-biyel-piston sisteminin bağlantı elemanları olan piston pernosu ve krank muylusuna gelen ve krank milinden bloğa kuvvet geçişini sağlayan ana yataklara etkiyen total kuvvetleri hesaplamak içinse gaz kuvvetlerini de içeren bir denklem takımını kullanmak gerekir. Şahin Metal A.Ş. için yapılan tek silindirli dizel motor uygulamasında bu kuvvetleri ADAMS yazılımı kullanarak yarattığımız model vasıtasıyla elde edeceğiz, fakat sistemi anlamak açısından bu değerlerin hesaplanmasında kullanılan bağıntıları incelemek faydalı olacaktır.

Bu bölümde gaz kuvvetlerinin etkisiyle krank-biyel-piston sistemi üzerinde oluşan dinamik kuvvetler, bu kuvvetlere atalet kuvvetinin de eklenmesiyle motorda oluşan atalet ve sarsma kuvvetleri ve torkları, en son olarak da bu kuvvetlerin piston pernosu ve krank muylusu üzerinde oluşturduğu kuvvetler incelenecektir. Bu bağlamda; burada kurulan denklem sistemine uygun olarak sistem kinematik denklemlerinin üzerinden genel olarak geçilerek ana denklemlere gidilecektir.

4.1 Mekanizmanın Kinematiği

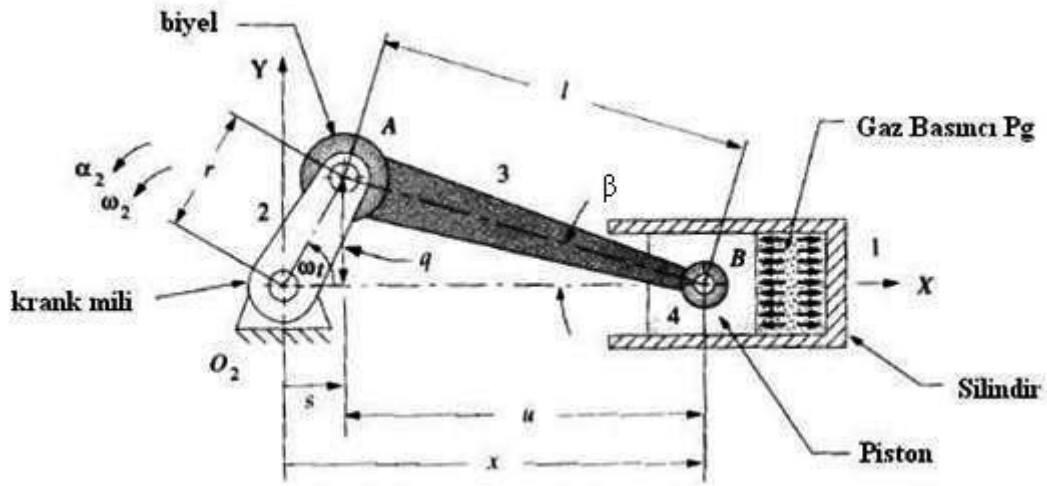
Şekil 4.1'de herhangi bir zamanda krank-biyel-piston sisteminin konumu görülmektedir.

Krank kolu uzunluğunu r , biyel uzunluğunu l , krank açısını α , biyel açısını ise β olarak alalım. Buna göre geometrik olarak şu bağıntılar yazılabilir:

$$q = r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta \quad (4.1)$$

$$\alpha = \omega \cdot t \quad (4.2)$$

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \omega t \quad (4.3)$$



Şekil 4.1 Krank-biyel-piston mekanizmasını gaz basıncı altında şematik gösterimi (Norton, [2])

$$s = r \cdot \cos \omega t \quad (4.4)$$

$$u = l \cdot \cos \beta \quad (4.5)$$

$$x = s + u = r \cdot \cos \omega t + l \cdot \cos \beta \quad (4.6)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \omega t\right)^2} \quad (4.7)$$

$$x = r \cdot \cos \omega t + l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \omega t\right)^2} \quad (4.8)$$

(4.8) denklemini r, l ve krank açısına bağlı olarak tek değişkenli piston konumunu tam ifade eder. Bu denklemin arka arkaya iki kere türevini aldığımızda pistonla ilgili hız ve ivme değerlerine ulaşırız.

$$\dot{x} = -r \cdot \omega \cdot \left[\sin \omega t + \frac{r}{2l} \cdot \frac{\sin 2\omega t}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \omega t\right)^2}} \right] \quad (4.9)$$

$$\ddot{x} = -r \cdot \omega^2 \cdot \left\{ \cos \omega t - \frac{r \left[l^2 (1 - 2 \cdot \cos^2 \omega t) - r^2 \cdot \sin^4 \omega t \right]}{\left[l^2 - (r \cdot \sin \omega t)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \right\} \quad (4.10)$$

(4.10) denklemini vasıtasıyla, nümerik çözümler yapan herhangi bir bilgisayar yazılımı kullanılarak bütün krank açısı değerleri için sistem ivmesi hesaplanabilir. Fakat (4.10) gibi karmaşık bir denklemde tasarım parametreleri r ve l'nin sistemin kinematiği üzerindeki etkisini gözde canlandırmak zor olabilir. Bunun için, bu denklemi biraz basitleştirmek faydalı olacaktır. Bu basitleştirmeyi binom teoremi vasıtasıyla yapabiliriz. Binom Teoremi'nin genel formu şu şekildedir:

$$(a + b)^n = a^n + n \cdot a^{n-1} \cdot b + \frac{n \cdot (n-1)}{2!} \cdot a^{n-2} \cdot b^2 + \dots \quad (4.11)$$

(4.8) denklemindeki radikal bileşen şu şekildeydi:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \omega t\right)^2} = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \omega t\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.12)$$

Binom açılımını gerçekleştirmek için genel teoremdeki değerleri yerine yazalım:

$$a = 1 \quad b = -\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \omega t\right)^2 \quad n = \frac{1}{2} \quad (4.13)$$

Buna göre açılım şu şekilde gerçekleşir:

$$1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \cdot \sin^2 \omega t + \left(\frac{r^4}{8l^2}\right) \cdot \sin^4 \omega t - \dots \quad (4.14)$$

Görüldüğü gibi denklemdeki her sinüzoidal değişken kendisiyle aynı kuvvette bir r/l terimini de içermektedir. r/l oranının içten yanmalı motorlarda genellikle 1/3 ve 1/5 arasında olduğu bilinmektedir. Bu oranının 1/3 olduğunu kabul etmek suretiyle denklemimizdeki değişkenlerin sabitlerini belirlersek;

$$1 - \left(\frac{1}{18}\right) \cdot \sin^2 \omega t + \left(\frac{1}{648}\right) \cdot \sin^4 \omega t - \dots \quad (4.15)$$

elde ederiz. Görüldüğü gibi üçüncü terimden itibaren katsayı büyük oranda düşmüştür. Buna göre, küçük bir hata payını göze alarak açılımın ikinci teriminden sonrasını ihmal edebiliriz. Böylece (4.8) denklemi aşağıdaki formu alır.

$$x \cong r \cdot \cos \omega t + l \cdot \left[1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \cdot \sin^2 \omega t \right] \quad (4.16)$$

$\sin^2 \omega t = \frac{1 - \cos 2\omega t}{2}$ bağıntısını da denkleme alırsak; yer değiştirme, hız ve ivme değerleri aşağıdaki forma gelir.

$$x \cong l - \frac{r^2}{4l} + r \cdot \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cdot \cos 2\omega t \right) \quad (4.17)$$

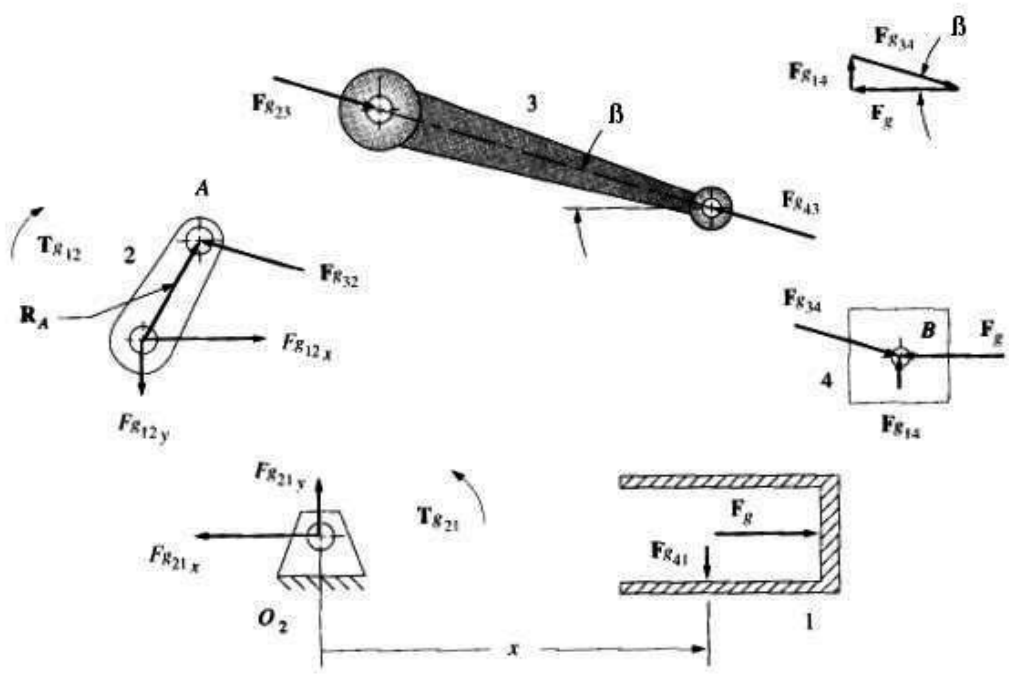
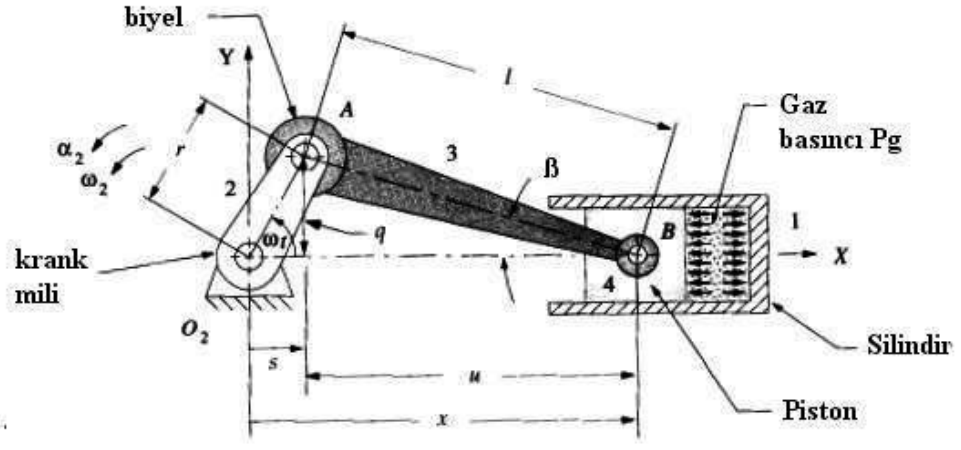
$$\dot{x} \cong -r \cdot \omega \cdot \left(\sin \omega t + \frac{r}{2l} \cdot \sin 2\omega t \right) \quad (4.18)$$

$$\ddot{x} \cong -r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\omega t \right) \quad (4.19)$$

Binom açılımı; bu denklem takımı özelinde bizi Fourier Serisi Açılımı'na götürmüştür. Fourier ifadesine göre; periyodik her fonksiyon sinüs ve cosinüslü terimlerin belirli sabitlerle çarpımından oluşan, farklı kuvvet dereceli değişkenleri barındıran denklemlerle ifade edilebilir. Burada $\cos \omega t$ 'li terim her krank devrinde bir kere tekrar eder ve temel frekans veya birinci derece bileşen olarak adlandırılır. $\cos 2\omega t$ 'li terim ise her krank devrinde iki kere tekrar eder ve ikinci derece bileşen olarak adlandırılır.

4.2 Gaz Kuvveti ve Gaz Torku

Gaz kuvveti, içten yanmalı motorlarda yakıt-hava karışımının belirli bir zamanda patlama yapması sonucu oluşan gaz basıncının piston yüzeyine etkisiyle oluşur. Şekil 4.2'de belirli bir zamanda krank-biyel-piston sisteminin serbest cisim diyagramları gösterilmiştir. Burada F_g gaz kuvveti, P_g gaz basıncı, B silindir çapı, A_p piston yüzey alanını temsil etmektedir. Buna göre şu ifadeler yazılabilir:



Şekil 4.2 Krank-biyel-piston sistemi gaz kuvveti analizi için serbest cisim diyagramları (Norton, [2])

$$F_g = -P_g \cdot A_p \cdot \vec{i} \tag{4.20}$$

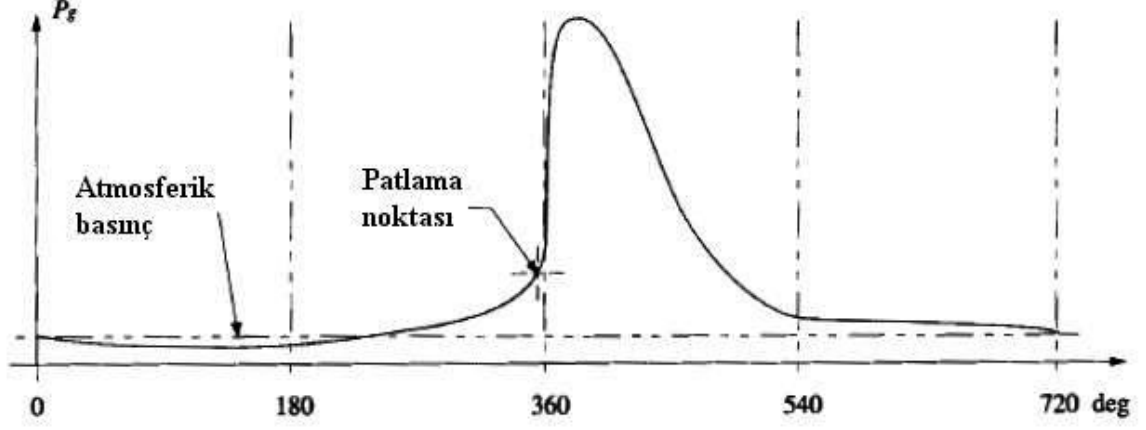
$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot B^2 \tag{4.21}$$

$$F_g = -\frac{\pi}{4} \cdot P_g \cdot B^2 \cdot \vec{i} \tag{4.22}$$

Gaz kuvveti denklemindeki negatif işaret sistemde seçilen koordinat sistemine göre gelmektedir. P_g gaz basıncı, krank açısı α 'ya bağlı olarak motor termodinamiğine göre

değer alır. Herhangi bir içten yanmalı motor için krank açısı-gaz basıncı grafiği Çizelge 4.1'deki gibidir.

Çizelge 4.1 Krank açısı – gaz basıncı grafiği (Norton, [2])



Gaz torku ise gaz kuvvetinin krank milinin dönme eksenini merkez alarak dönen moment koluyla, bu kola etki eden gaz kuvveti bileşeninin çarpımına eşittir. Krank açısına göre bu tork; 0'dan bir maksimuma kadar değerler alır.

Şekil 4.2'de 4 numaralı linkte B noktasına indirgenmiş olan gaz kuvvetinin bileşenleri şu şekildedir:

$$F_{g14} = F_g \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \quad (4.23)$$

$$F_{g34} = F_g \cdot \vec{i} - F_g \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \quad (4.24)$$

Şekil 4.2'deki serbest cisim diyagramlarına göre;

$$F_{g41} = -F_{g14} \quad (4.25)$$

$$F_{g43} = -F_{g34} \quad (4.26)$$

$$F_{g23} = -F_{g43} \quad (4.27)$$

$$F_{g32} = -F_{g23} \quad (4.28)$$

$$F_{g32} = -F_{g34} = -F_g \cdot \vec{i} + F_g \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \quad (4.29)$$

2 numaralı linkteki hareketi sağlayan tork (hareket torku); A noktasının konum vektörü ve A noktasındaki kuvvet bileşeninin vektörel çarpımından elde edilebilir.

$$T_{g21} = R_A \times F_{g32} \quad (4.30)$$

1 numaralı linke etkiyen kuvvetleri göz önüne aldığımızda torku harekete ve silindir yüzeyine daima dik yönde olan F_{g41} kuvveti cinsinden de ifade edebiliriz. Bu tork; gaz kuvveti sebebiyle oluşan reaksiyon torkudur ve hareket torkuna her zaman zıt yöndedir.

$$T_{g12} = F_{g41} \cdot x \cdot \vec{k} \quad (4.31)$$

$$T_{g21} = -T_{g12} \quad (4.32)$$

$$T_{g21} = -F_{g41} \cdot x \cdot \vec{k} \quad (4.33)$$

$$F_{g14} = -F_{g41} \quad (4.35)$$

$$T_{g21} = F_{g14} \cdot x \cdot \vec{k} \quad (4.36)$$

Bu reaksiyon torku gaz kuvvetini kaynak alarak, sistemi sarsmaya çalışan torktur. Bu yüzden bu torktan, gaz torku diye de bahsedilir. Bu ifade de (4.17) ve (4.23)'ü yerine yazarsak;

$$T_{g21} = (F_g \cdot \tan \beta) \cdot \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \cdot \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cdot \cos 2\omega t \right) \right] \cdot \vec{k} \quad (4.37)$$

elde ederiz. Bu ifade de bağımsız değişken olarak krank açısı yanında, biyel açısını da görmekteyiz. İfademizi basitleştirmek amacıyla biyel açısını da krank açısı cinsinden ifade etmek istersek, trigonometrik bir dönüşüm kullanabiliriz:

$$\tan \beta = \frac{q}{u} = \frac{r \cdot \sin \omega t}{l \cdot \cos \beta} \quad (4.38)$$

Paydada (4.7)'yi yerine yazarsak;

$$\tan \beta = \frac{r \cdot \sin \omega t}{l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \omega t \right)^2}} \quad (4.39)$$

Kareköklü terim de daha önce yapıldığı gibi binom teoremiyle açılarak ve yüksek dereceli terimler ihmal edilerek şu şekilde bir yaklaşım elde edilebilir:

$$\frac{1}{\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\cdot\sin\omega t\right)^2}} \cong 1 + \frac{r^2}{2l^2}\sin^2\omega t \quad (4.40)$$

Böylece;

$$\tan\beta \cong \frac{r}{l}\cdot\sin\omega t \cdot \left(1 + \frac{r^2}{2l^2}\cdot\sin^2\omega t\right) \quad (4.41)$$

elde edilir. Buradan tekrar (4.37)'ye geçerse;

$$T_{g21} \cong F_g \cdot \left[\frac{r}{l}\cdot\sin\omega t \cdot \left(1 + \frac{r^2}{2l^2}\cdot\sin^2\omega t\right)\right] \cdot \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \cdot \left(\cos\omega t + \frac{r}{4l}\cdot\cos 2\omega t\right)\right] \cdot \vec{k} \quad (4.42)$$

elde edilir. Bu denkleme açtığımızda ve r/l biyel oranının kuvvetinin 1'den büyük olduğu terimleri çıkarttığımızda (küçük ve ihmal edilebilecek nicelikler vereceklerdir); yaklaşık ve oldukça basit bir tork ifadesi elde edebiliriz:

$$T_{g21} \cong F_g \cdot r \cdot \sin\omega t \cdot \left(1 + \frac{r}{l}\cdot\cos\omega t\right) \quad (4.43)$$

Gaz torku içten yanmalı motorlarda önemli bir parametredir. Günlük hayatımızda da bu torkun etkisini gözlemleyebiliriz. Otomobilimiz çalışırken bir anda debriyaja bastığımızda motorun yanal olarak ani bir sallanma hareketi yaptığını şahit oluruz. Bu ani sallanma hareketi gaz torkunun bir etkisidir.

4.3 Biyel ve Krank Milinde Kütle İndirgenmesi

Daha önceki bölümlerde biyel ve krank elemanının kütle indirgenmesinden bahsedilerek; krank milinin karşı ağırlık hesabı yapılmıştı. Bu indirgenmiş değerler dinamik hesaplarda da kullanılacağı için burada kurduğumuz denklem sistemine uygun olarak bu kütle indirgenmesi işlemi üzerinden hızlıca geçmekte fayda vardır.

Bilindiği gibi sistemde krank mili tam dönme, piston ise tam ötelenme hareketi yapmaktadır. Hareket karakteristikleri basit olduğu için bu elemanların kinematik ve

dinamik bağıntılarına kolayca ulaşılabilir. Önceki bölümlerde de piston hareketiyle ilgili denklemleri elde etmiştik.

Biyel elemanı ise dönme ve ötelemenin karışımı bir hareket yapmaktadır. Dinamik analizini yapabilmek için; ağırlık merkezinin tüm pozisyonlarında yer değiştirme, hız ve ivme değerlerini bilmemiz gerekir. Kompleks hareket yapan bir eleman için bu belirlemeyi yapmak çok zor olduğundan; biyel kütlesi iki veya üç noktaya indirgenerek analiz yapılır.

Biyel kütlesini krank muylusu ve piston pimi olmak üzere iki noktaya indirgemek istediğimizde (Şekil 4.3); kütlelerin ve biyelin dönme atalet momentinin değerini aşağıdaki gibi tanımlayabiliriz. Burada A noktası biyel büyük gözü, B noktası ise küçük gözü temsil etmektedir. m_3 biyel toplam kütlesi, m_{3a} A noktasına indirgenmiş kütle, m_{3b} B noktasına indirgenmiş kütle, l_a ağırlık merkezinden A noktasına mesafe, l_b ağırlık merkezinden B noktasına olan mesafedir.

Buna göre;

$$m_3 = m_{3a} + m_{3b} \quad (4.42)$$

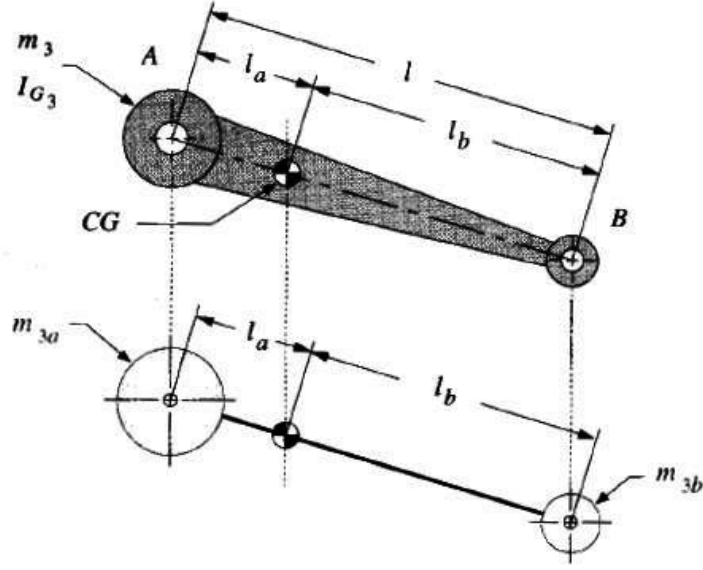
$$m_{3a} \cdot l_a = m_{3b} \cdot l_b \quad (4.43)$$

$$m_{3a} \cdot l_a^2 + m_{3b} \cdot l_b^2 = I_{G3} \quad (4.44)$$

$$m_{3a} = m_3 \cdot \frac{l_b}{l_a + l_b} \quad (4.45)$$

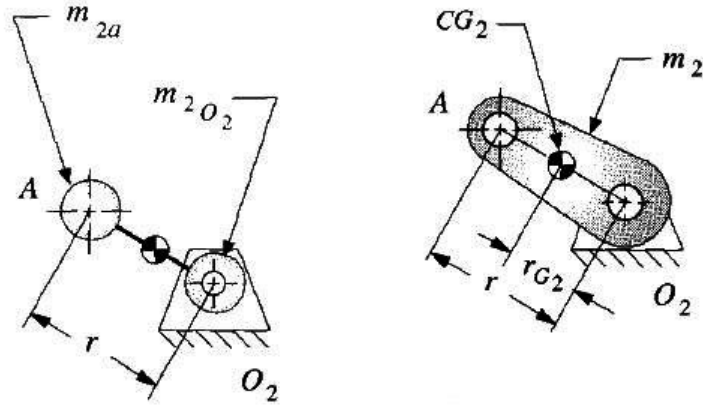
$$m_{3b} = m_3 \cdot \frac{l_a}{l_a + l_b} \quad (4.46)$$

eşitlikleri sıralanabilir.



Şekil 4.3 Biyel elemanı kütle indirgemesi (Norton, [2])

Benzeri bir kütle indirgemesini krank mili için de yapabiliriz. Şekil 4.4, krank milinin simetrik olmayan krank kolu kısmını temsil etmektedir. İçten yanmalı motorlarda, bizim de bir önceki bölümde hesaplamış olduğumuz karşı ağırlık bulunmasına rağmen, burada hesaba katılmamıştır.



Şekil 4.4 Krank kolu kütle indirgemesi (Norton, [2])

Krank kütlesi biyel büyük gözüne bağlanan A noktası ve O2 noktası olmak üzere iki noktaya indirgenebilir. Dönme eksenini olan O2 noktasına göre moment alırsak;

$$m_2 = m_{2a} + m_{2o2} \quad (4.47)$$

$$m_{2a} \cdot r = m_2 \cdot r_{G2} \quad (4.48)$$

$$m_{2a} = m_2 \cdot \frac{r_{G2}}{r} \quad (4.49)$$

m_{2a} ağırlığını elde ederiz. m_{2o2} ağırlığı krankın dönme eksenini üzerinde olduğu için bir önem arz etmemektedir.

Böylece A ve B noktalarındaki toplam indirgenmiş ağırlıklarımızı şu şekilde gösterebiliriz:

$$m_A = m_{2a} + m_{3a} \quad (4.50)$$

$$m_B = m_{3b} + m_4 \quad (4.51)$$

4.4 Atalet ve Sarsma Kuvvetleri

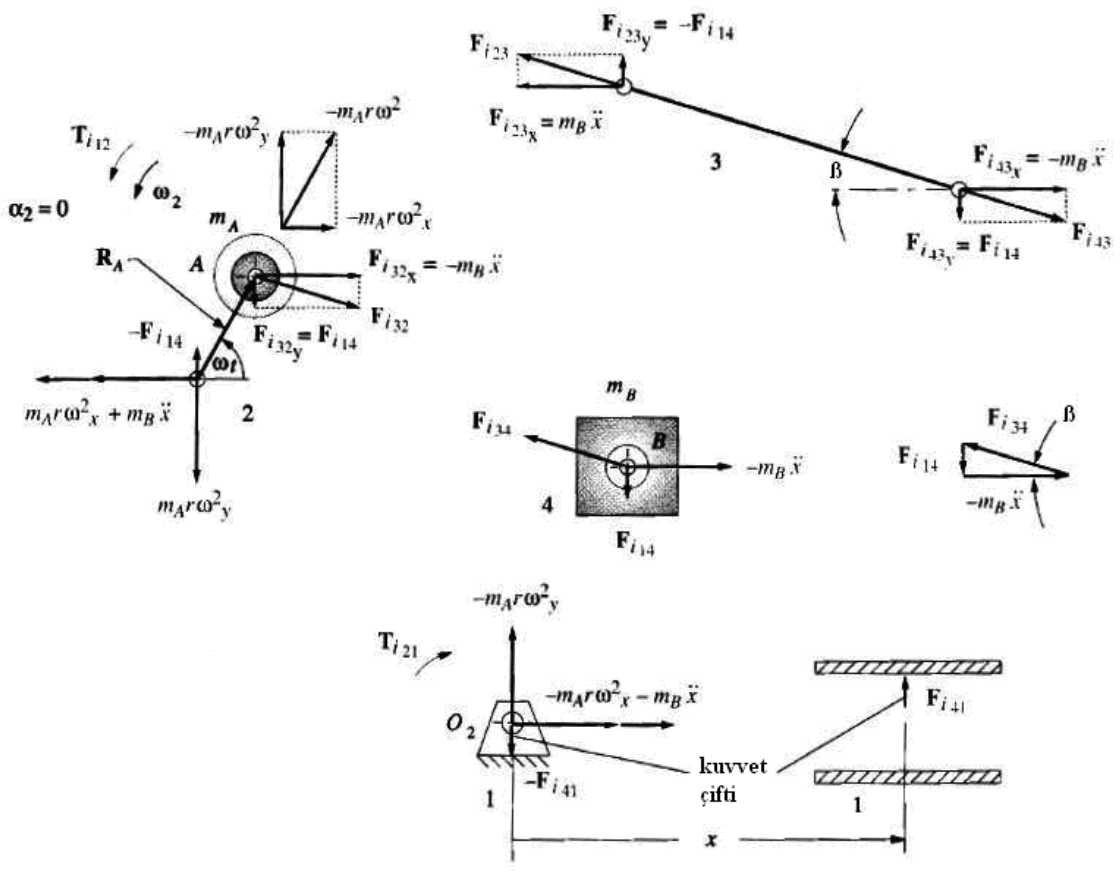
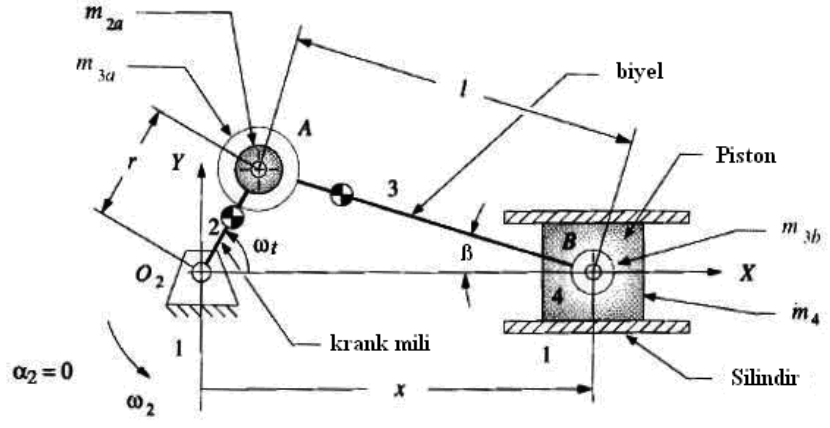
İndirgenmiş kütleler kullanılarak; hareketli kütlelerin ivmeleri sonucu oluşan kuvvet ve torklara gidilebilir. Şekil 4.5'de serbest cisim diyagramları üzerinde atalet kuvvetleri gösterilmiştir. B noktası için ivme değeri (4.19)'da ifade edilmiştir. Tam dönme yapan A noktası için ivme değeri; R_A yer değiştirme vektörünün iki kez türevi alınarak elde edilebilir.

$$R_A = r \cdot \cos \omega t \cdot \vec{i} + r \cdot \sin \omega t \cdot \vec{j} \quad (4.52)$$

$$a_A = -r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \cdot \vec{i} - r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \cdot \vec{j}$$

Toplam atalet kuvveti ise A ve B noktalarındaki atalet kuvvetlerinin toplamına eşittir.

$$F_i = -m_A \cdot a_A - m_B \cdot a_B \quad (4.53)$$



Şekil 4.5 Krank-biyel-piston sistemi atalet kuvvetleri analizi için serbest cisim diyagramları (Norton, [2])

Toplam kuvveti bileşenlerine ayırırsak;

$$F_{ix} = -m_A \cdot (-r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t) - m_B \cdot \ddot{x} \quad (4.54)$$

$$F_{iy} = -m_A \cdot (-r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t) \quad (4.55)$$

F_{ix} ifadesinde (4.19)'u yerine yazalım;

$$F_{ix} \cong -m_A \cdot (-r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t) - m_B \cdot \left[-r \cdot \omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\omega t \right) \right] \quad (4.56)$$

Yukarıdaki ifadeden de görüldüğü üzere; toplam atalet kuvvetinin x bileşeni kuvvetin birinci ve ikinci harmoniğini içermektedir. Sonraki harmonikler ise çarpanları çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir. Y bileşeni ise kuvvetin sadece birinci harmoniğini içermektedir.

Sarsma kuvveti; yer düzlemine etki eden kuvvetlerin toplamı olarak tanımlanabilir. Serbest cisim diyagramlarından da görebileceğimiz üzere;

$$\sum F_{sx} \cong -m_A \cdot (r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t) - m_B \cdot \left[r \cdot \omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\omega t \right) \right] \quad (4.57)$$

$$\sum F_{sy} = -m_A \cdot (r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t) + F_{i41} - F_{i41} \quad (4.58)$$

Silindir duvarına etki eden F_{i41} kuvveti, aynı şiddette ve ters yönde krank mili yataklarına etki eden bir kuvvetle dengelenmektedir. Bu yüzden; sarsma kuvvetinin, sistemin atalet kuvvetine eşit olduğunu söyleyebiliriz.

$$F_s = F_i \quad (4.59)$$

Buradan; sarsma kuvvetinin gaz kuvvetinden bağımsız olduğu sonucunu çıkartabiliriz. Gaz kuvveti; mekanizmanın çalışması için kullanılan ve harcanan bir iç kuvettir.

4.5 Atalet ve Sarsma Torkları

Atalet torku; moment koluna etki eden kuvvetlerin etkisi sonucu oluşur. Şekil 4.5'de A cisminin üzerinde bir radyal, bir de teğetsel olmak üzere iki tane atalet kuvvetinin etkidiğini görürüz. Radyal bileşenin moment kolu 0'dır. Teğetsel bileşen ise r uzunluğunda moment koluna sahiptir. Açısal hızı sabit kabul ettiğimizden; A kütlesi atalet torku yaratmayacaktır. Ötelenme hareketi yapan B kütlesi ise x moment koluna sahip bir F_{i41} kuvvet bileşenine sahip olduğu için buradan yürüyerek atalet torkunu;

$$T_{i21} = (F_{i41} \cdot x) \cdot \vec{k} = (-F_{i14} \cdot x) \cdot \vec{k} \quad (4.60)$$

olarak ifade edebiliriz. Denklemden kuvvet ifadesini ve (4.17)'yi yerine koyarak açarsak;

$$T_{i21} \cong -(-m_B \cdot \ddot{x} \cdot \tan \beta) \cdot \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \cdot \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cdot \cos 2\omega t \right) \right] \cdot \vec{k} \quad (4.61)$$

elde ederiz. (4.19) ve (4.41)'i yerine koyduğumuzda ise denklem şu hale gelir.

$$T_{i21} \cong m_B \cdot \left[-r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\omega t \right) \right] \cdot \left[\frac{r}{l} \cdot \sin \omega t \cdot \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \cdot \sin^2 \omega t \right) \right] \cdot \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \cdot \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cdot \cos 2\omega t \right) \right] \cdot \vec{k} \quad (4.62)$$

Denklemin açtığımızda ve r/l çarpanlarının kuvvetinin birden büyük olduğu ifadeleri ihmal ettiğimizde; daha genel ve basit bir formülizasyon elde etmiş oluruz.

$$T_{i21} \cong -m_B \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \cdot \left(\frac{r}{2l} + \cos \omega t + \frac{3r}{2l} \cdot \cos 2\omega t \right) \cdot \vec{k} \quad (4.63)$$

Son olarak trigonometrik ifadeleri de düzenlersek;

$$2 \cdot \sin \omega t \cdot \cos 2\omega t = \sin 3\omega t - \sin \omega t \quad (4.64)$$

$$2 \cdot \sin \omega t \cdot \cos \omega t = \sin 2\omega t \quad (4.65)$$

$$T_{i21} \cong \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{r}{2l} \cdot \sin \omega t - \sin 2\omega t - \frac{3r}{2l} \cdot \sin 3\omega t \right) \quad (4.66)$$

denklemin son halini elde etmiş oluruz. Buradan da görüldüğü üzere atalet torku, krank mili açısal hızının birinci ve ikinci harmoniklerinin yanı sıra üçüncü harmoniğini de içermektedir. Burada dominant terim en yüksek sabite sahip olan ikinci harmonik terimdir.

Sarsma torku, atalet torkuna eşittir.

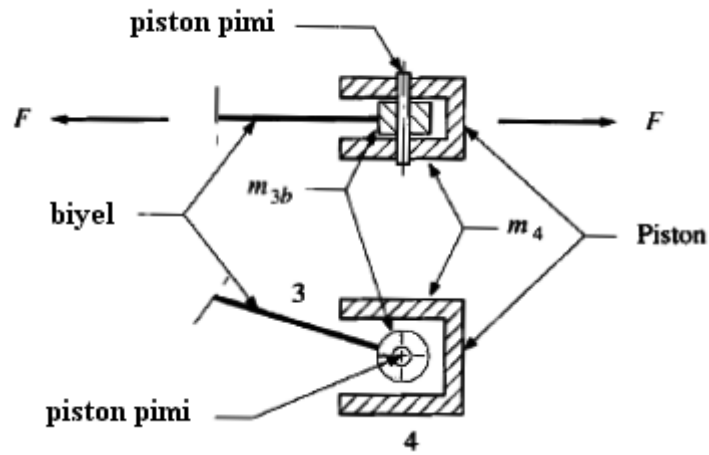
$$T_s = T_{i21} \quad (4.67)$$

Tüm elde ettiğimiz bu ifadelerden sonra; toplam motor torkunun gaz torku ve atalet torkunun toplamına eşit olduğunu söyleyebiliriz.

$$T_{total} = T_g + T_i \quad (4.68)$$

4.6 Tek Silindirli Motorlarda Mafsal Kuvvetlerinin Hesaplanması

Önceki bölümlerde genel olarak yer düzlemine (krank yatakları) gelen gaz ve atalet kuvvetlerini inceledik. Bu bölümde ise bu kuvvetlerin; hareketli elemanları bağlayan mafsallara (piston pernosu ve krank muylusu) olan etkisini inceleyeceğiz. Kütle ivmelerinin etkisini incelerken; daha önce A ve B noktalarına indirgediğimiz kütlelerin etkisini ayrı ayrı inceleyeceğiz. Bunun sebebi mafsalın; örneğin piston pernosunda piston kuvvetini x yönünde hissederken, biyel kuvvetini $-x$ yönünde hissedecek olmasıdır (Şekil 4.6)



Şekil 4.6 Kütle kuvvetlerinin piston pernosu üzerindeki etkisi (Norton, [2])

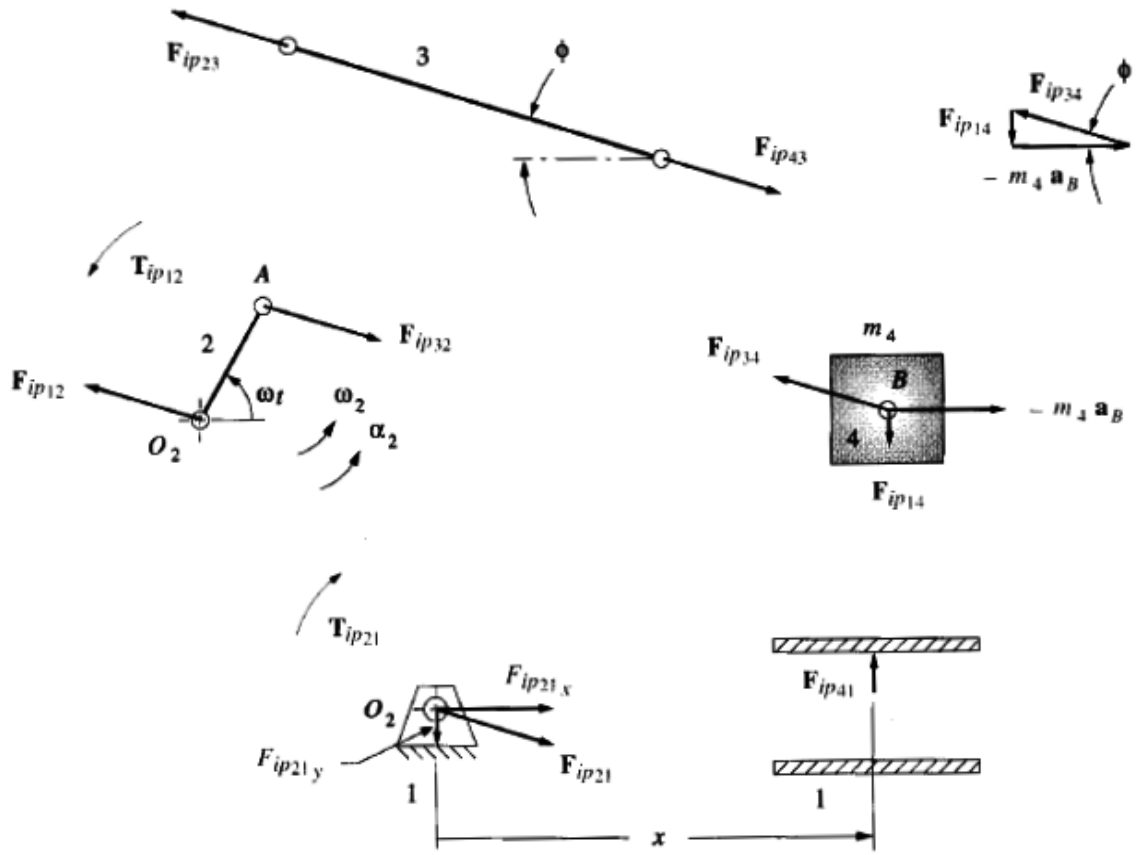
Yöntem olarak; her kütle ataletinin ve gaz kuvvetinin mafsallara etkidiği kuvveti ayrı ayrı inceleyip, daha sonra bu kuvvetleri mafsal noktalarında süperpoze edeceğiz. Bu kuvvetleri tanımlayacağımız simgeler aşağıdaki gibidir:

- Gaz kuvveti bileşenlerini F_g ile
- Piston kütesinden kaynaklanan atalet kuvveti bileşenlerini F_{ip} ile
- Biyelin piston pernosuna indirgenmiş kütesinin oluşturduğu atalet kuvveti bileşenlerini F_{iw} ile
- Biyelin krank muylusuna indirgenmiş kütesinin oluşturduğu atalet kuvveti bileşenlerini F_{ic} ile

- Krank kolunun krank muylusuna indirgenmiş kütesinin oluşturduğu atalet kuvveti bileşenlerini F_{ir} ile ifade edeceğiz.

Simgelerin yanında kullanacak alt numaralarda sistemimiz yine aynıdır. Birinci numara kuvvetin geldiği elemanı, ikinci numara ise kuvvetin etkidiği elemanı simgeler.

Şekil 4.7’de piston kütle ivmesinin etkisini gösteren serbest cisim diyagramları görülmektedir. Buna göre şu bağıntıları yazabiliriz:



Şekil 4.7 Piston kütle etkisi için serbest cisim diyagramları (Norton, [2])

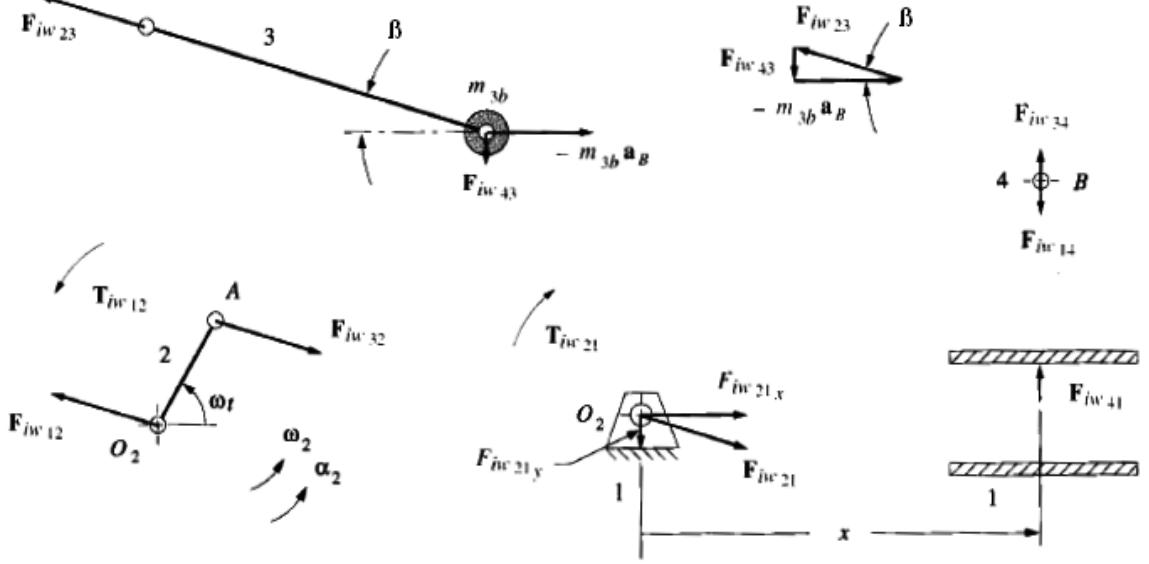
$$F_{ip41} = -m_4 \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \quad (4.69)$$

$$F_{ip34} = m_4 \cdot a_B \cdot \vec{i} - m_4 \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \quad (4.70)$$

$$F_{ip32} = -F_{ip34} \quad (4.71)$$

$$F_{ip21} = F_{ip32} \quad (4.72)$$

Şekil 4.8’de biyelin piston pernosuna indirgenmiş kütleinin ivmesi sonucu oluşan kuvvetlerin etkisini gösteren serbest cisim diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Biyelin piston üzerine indirgenmiş kütleinin etkisi için serbest cisim diyagramları (Norton, [2])

Buna göre yazılabilecek bağıntılar şu şekildedir:

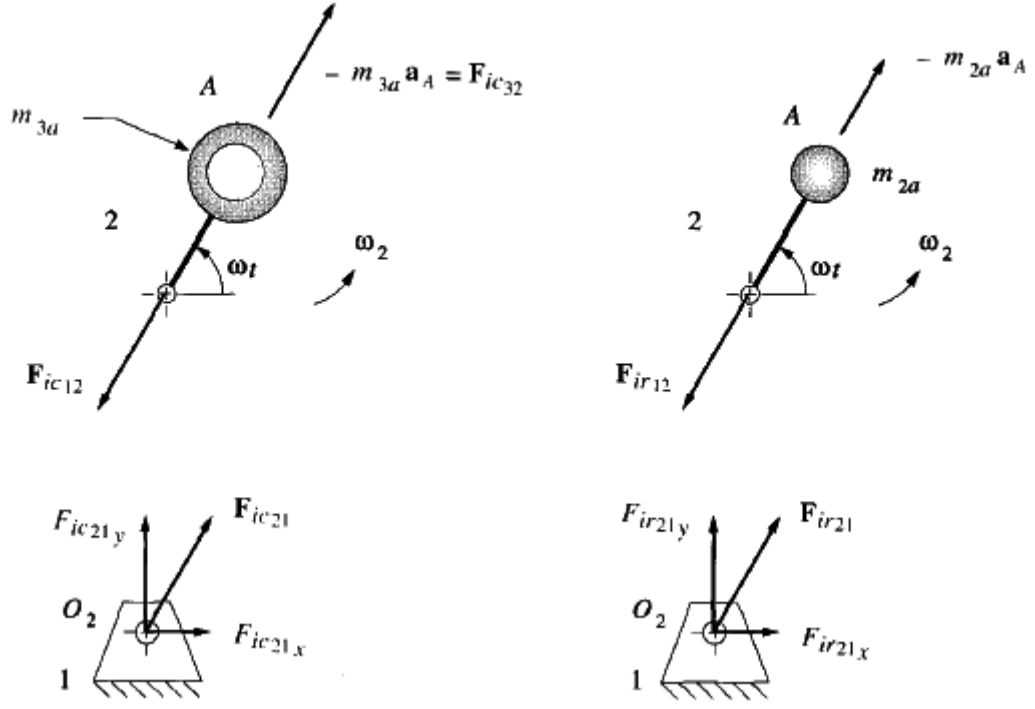
$$F_{iw} = -m_{3b} \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \quad (4.73)$$

$$F_{iw34} = F_{iw41} \quad (4.74)$$

$$F_{iw32} = -m_{3b} \cdot a_B \cdot \vec{i} + m_{3b} \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \quad (4.75)$$

$$F_{iw21} = F_{iw32} \quad (4.76)$$

Şekil 4.9’da biyelin krank muylusuna indirgenmiş kütleinin ivmesinin oluşturduğu kuvvetlerin etkisini gösteren serbest cisim diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Krank muylusu üzerindeki kütlelerin etkileri için serbest cisim diyagramları (Norton, [2])

Buna göre yazılabilecek bağıntılar şu şekildedir:

$$F_{ic32} = -m_{3a} \cdot a_A \quad (4.77)$$

$$F_{ic32} = -m_{3a} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \omega t \cdot \vec{i} + \sin \omega t \cdot \vec{j}) \quad (4.78)$$

Krank kolunun krank muylusuna indirgenmiş kütlelerinin krank muylusundaki atalet kuvveti etkisi ise şöyle hesaplanır:

$$F_{ir21} = m_{2a} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \omega t \cdot \vec{i} + \sin \omega t \cdot \vec{j}) \quad (4.79)$$

Gaz kuvvetinin elemanlar üzerindeki etkisi daha önceki bölümlerde hesaplanmıştı. Buna göre tüm kuvvetlerin etkisiyle silindir duvarı üzerindeki toplam kuvvet F_{41} 'i hesaplamak istersek;

$$\begin{aligned} F_{41} &= F_{g41} + F_{ip41} + F_{iv41} \\ &= -F_g \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} - m_4 \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} - m_{3b} \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \\ &= -[(m_4 + m_{3b}) \cdot a_B + F_g] \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \end{aligned} \quad (4.80)$$

elde ederiz.

Piston pernosuna gelen toplam kuvvet F_{34} ise aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned}
 F_{34} &= F_{g34} + F_{ip34} + F_{iw34} \\
 &= \left(F_g \cdot \vec{i} + F_g \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \right) + \left(m_4 \cdot a_B \cdot \vec{i} - m_4 \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \right) + \left(-m_{3b} \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \right) \quad (4.81) \\
 &= \left(F_g + m_4 \cdot a_B \right) \cdot \vec{i} - \left[F_g + (m_4 + m_{3b}) \cdot a_B \right] \cdot \tan \beta \cdot \vec{j}
 \end{aligned}$$

Krank muylusundaki toplam kuvvet F_{32} 'nin ifadesi de şu şekildedir:

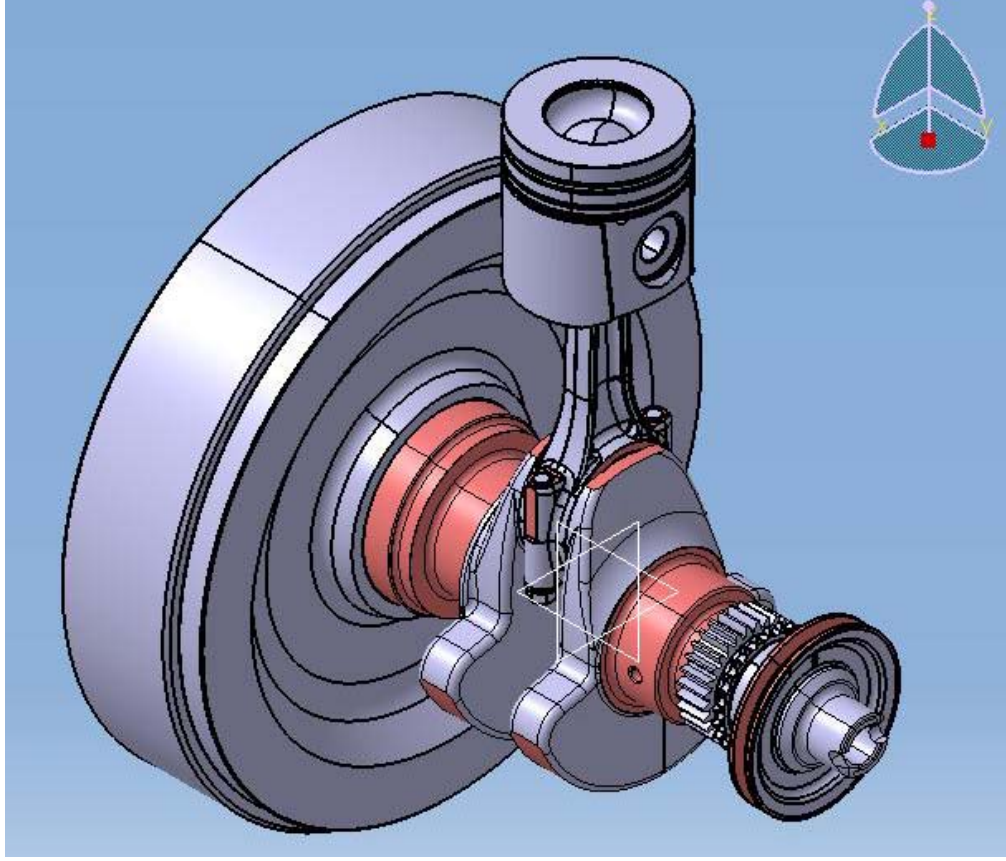
$$\begin{aligned}
 F_{32} &= F_{g32} + F_{ip32} + F_{iw32} + F_{ic32} \\
 &= \left(-F_g \cdot \vec{i} + F_g \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \right) + \left(-m_4 \cdot a_B \cdot \vec{i} + m_4 \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \right) \\
 &\quad + \left(-m_{3b} \cdot a_B \cdot \vec{i} + m_{3b} \cdot a_B \cdot \tan \beta \cdot \vec{j} \right) + \left[m_{3a} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t \cdot \vec{i} + \sin \omega t \cdot \vec{j} \right) \right] \quad (4.82) \\
 &= \left[m_{3a} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t - (m_{3b} + m_4) \cdot a_B - F_g \right] \cdot \vec{i} \\
 &\quad + \left\{ m_{3a} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t + \left[(m_{3b} + m_4) \cdot a_B + F_g \right] \cdot \tan \beta \right\} \cdot \vec{j}
 \end{aligned}$$

Ana yataklardaki toplam kuvvet ise; toplam krank muylusu kuvveti ile krank kolunun krank muylusuna indirgenmiş kütlelerinin oluşturduğu atalet kuvvetinin toplamına eşittir:

$$F_{21} = F_{32} + F_{ir21} \quad (4.83)$$

MSC ADAMS PROGRAMINDA HAZIRLANAN MODELLE KRANK YATAKLARI VE MAFSALLAR ÜZERİNDEKİ KUVVETLERİN HESAPLANMASI

Bir önceki bölümde krank ana yatakları ve mafsallar (krank muylusu ve biyel pernosu) üzerindeki kuvvetlerin teorik olarak nasıl elde edilebileceğini gördük. Bu bölümde Şahin Metal A.Ş.'nin tasarımını yapmış olduğu tek silindirli maksimum 2250 d/d hızlı motorun krank biyel sistemi (Şekil 5.1) için "MSC ADAMS View" Programı'nda hazırlanan model ve bu model kullanılarak elde edilmiş sonuçlar sunulacaktır.

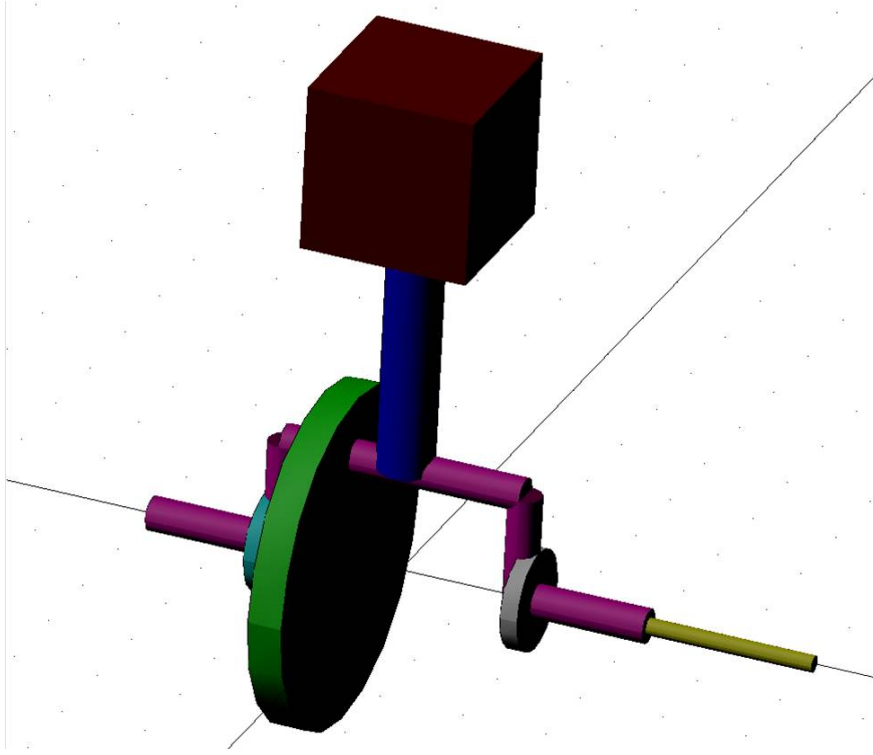


Şekil 5.1 Şahin Metal A.Ş.'nin tasarımını yapmış olduğu motorun krank-biyel-piston sisteminin CAD modeli

ADAMS View; dinamik sistemlerin hareket denklemlerini otomatik olarak çıkartarak nümerik çözüm yapan bir yazılımdır. Sistem denklemlerini Lagrange Çarpanlar (Lagrange Multiplier) metodunu kullanarak elde eder.

ADAMS View'da kurulan Krank-biyel-piston sisteminin temsili şeması Şekil 5.2'deki gibidir.

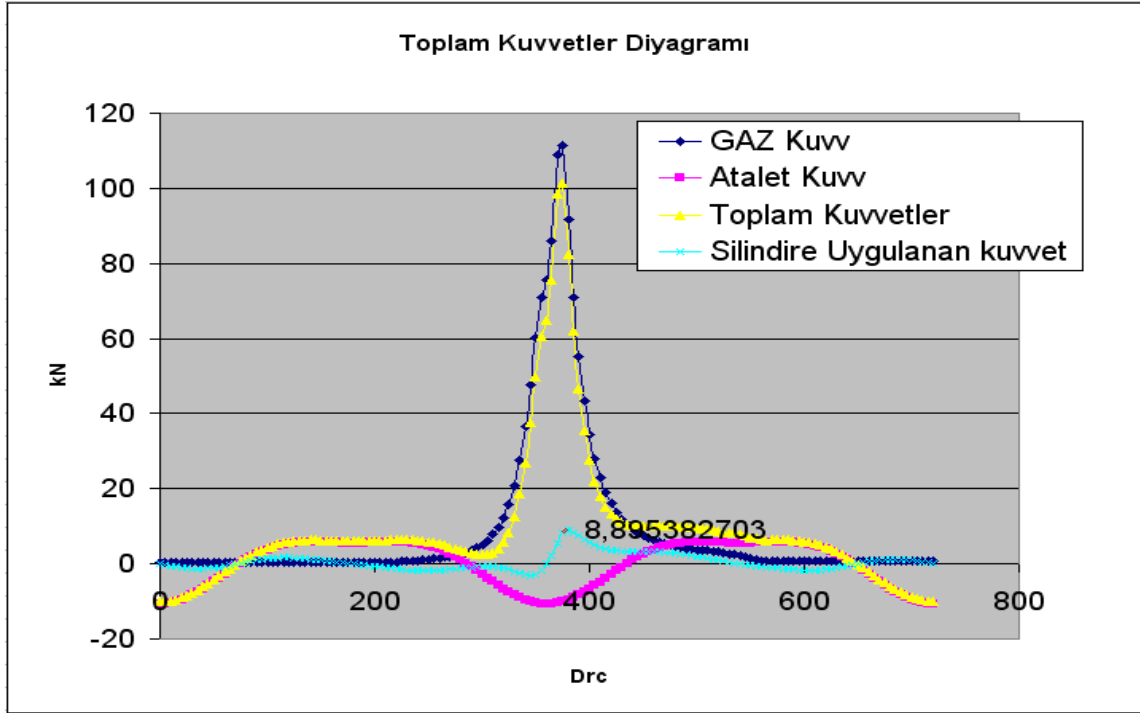
Bu modelde piston, biyel, krank mili (asimetrik kütle), krank mili karşı ağırlığı, krank mili üstündeki dişliler ve volanın; teker teker ağırlıkları, ağırlık merkezleri, dönme atalet momentleri girilmiştir. Bu bilgiler; parçaların malzemeleri tanımlanarak CATIA V5 programından alınmıştır.



Şekil 5.2 Krank-Biyel-Piston Sisteminin Temsili Şeması

Modelin sınır şartları; sistemin iç şartı 2250d/d dönme olacak şekilde verilmiştir, dolayısıyla hesaplamada açısal hız sabit kabul edilmiştir. Piston üst yüzeyinden belirli zamanlardaki gaz kuvvetleri girilmiştir ve bu değerlere SPLINE komutuyla eğri çizdirilerek ateşleme simule edilmiştir. Gaz kuvveti değerleri Şahin Metal A.Ş.'nin yakın özelliklerdeki 4 silindirli dizel motor projesi için, merhum Prof. Dr. Orhan DENİZ yönetiminde yapılmış çalışmadan alınmıştır (Çizelge 5.1). Bu çalışmaya göre maksimum gaz kuvveti, krankın 375° konumundaki (patlama fazı) 111,499kN değeridir. Gaz kuvveti; programdaki SFORCE elemanı ile girilmiştir.

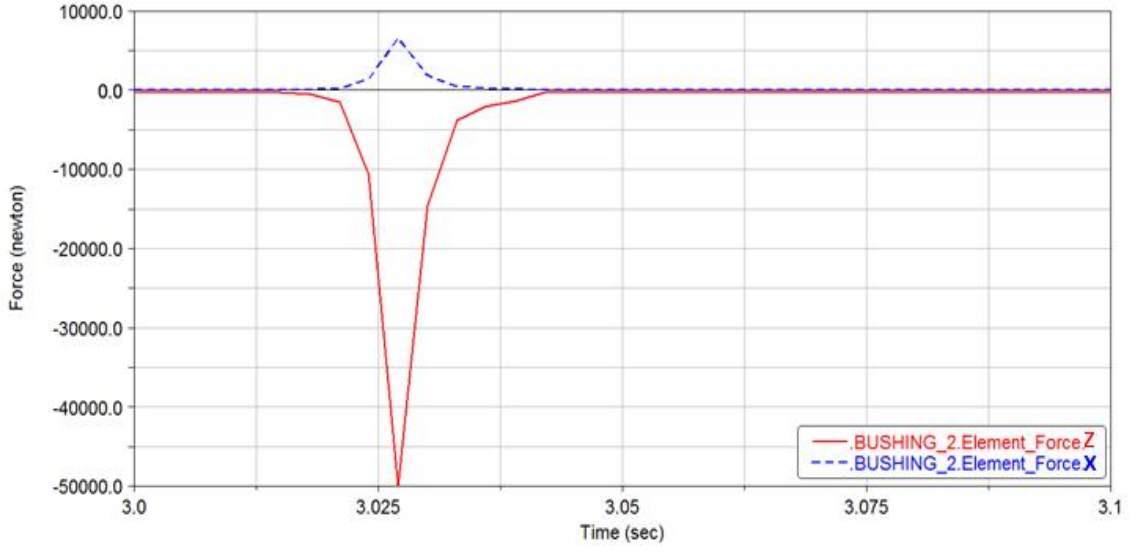
Çizelge 5.1 Şahin Metal A.Ş.'nin yakın özelliklerdeki 4 silindirli dizel motor projesi için elde edilmiş motor kuvvetleri grafiği



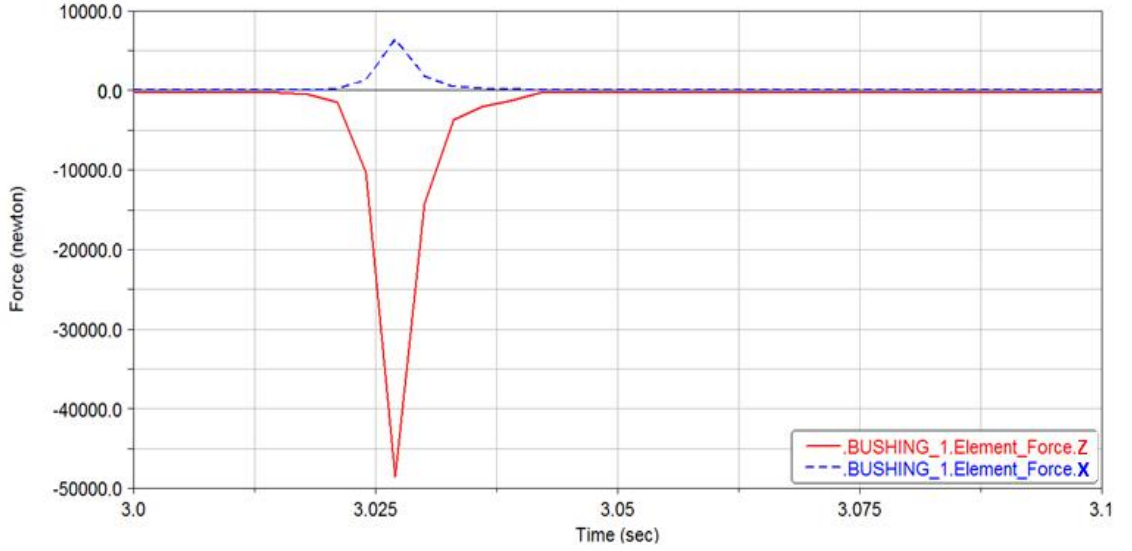
Modelin kurulumunda, krank elemanı yer düzlemine REVOLUTE JOINT ile bağlanmıştır. Krank mili ana yatakları ise BUSHING elemanla modellenmiştir. BUSHING eleman, seçilen noktaya 6 yönde rijitlik tanımlamak için kullanılır. Yatak merkez noktalarına sadece dönme yönünde 0, diğer yönlerde çok yüksek rijitlik tanımlanmıştır. Böylece milin, diğer yönlerde hiç hareket etmeyerek sadece dönmesi sağlanmıştır. Yatak kuvvetleri de bu eleman üzerinden okunmuştur. Krank mili – biyel ve biyel – piston bağlantısı SPHERICAL JOINT elemanla sağlanmıştır. Pistona da sadece sistemin ötelenme eksenine olan Z yönünde serbestlik tanımlanmıştır.

Bu şartlarda koşturulan modelden, mafsal noktalarındaki ve ana yataklardaki zaman-kuvvet grafikleri çıktı olarak alınmıştır. Çıktılar 3. saniyeden itibaren alınmıştır. Buna göre elde edilen -y tarafı (volan tarafı – Çizelge 5.2) ve +y tarafı (dişliler tarafı – Çizelge 5.3) yatak kuvvetlerinin grafikleri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 5.2 – Ana yatak (volan tarafı) zaman-kuvvet grafiği



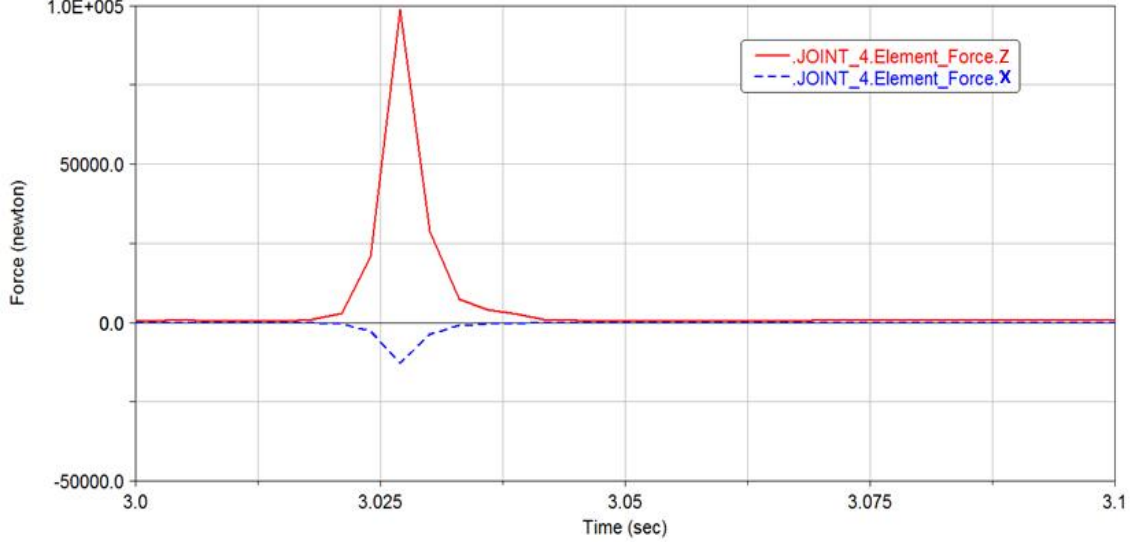
Çizelge 5.3 – Ana yatak (dişli tarafı) zaman-kuvvet grafiği



Buna göre hesaplanmış maksimum kuvvetler 375’de dişliler tarafı ana yatakta z ekseninde -48581N ve x ekseninde 6439N ; volan tarafı ana yatakta z ekseninde -49939N ve x ekseninde 6624N’dur.

Krank muylusu mafsalındaki kuvvet değişimini gösteren grafik ise Çizelge 5.4’de verilmiştir.

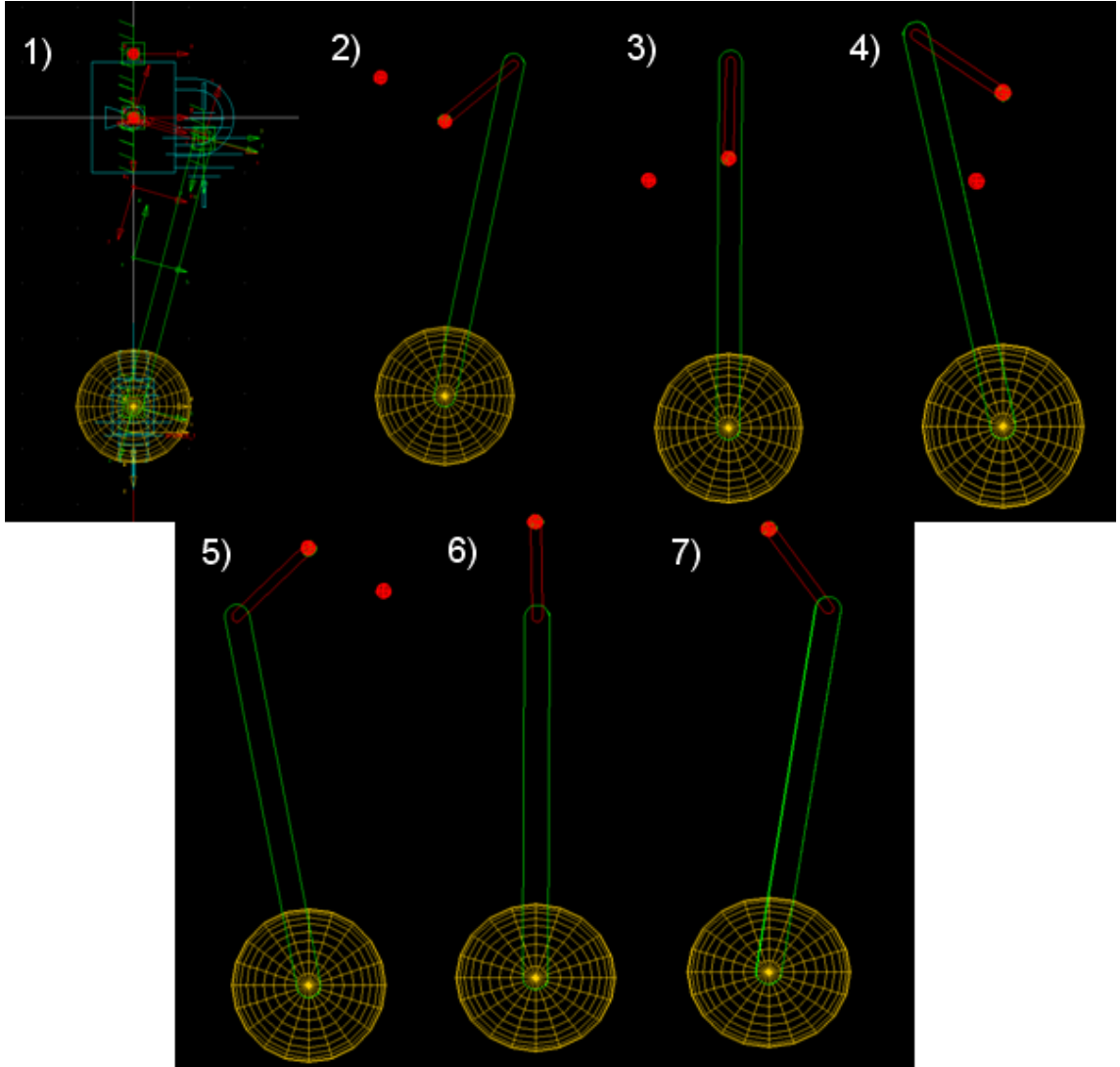
Çizelge 5.4 – Krank muylusu mafsalındaki zaman-kuvvet grafiği



Buna göre hesaplanmış maksimum kuvvet 375°’de z ekseninde -98703N ve x ekseninde 12785N’dur.

ADAMS View’da yapmış olduğumuz analizin koşma şeması Şekil 5.3’de gösterilmiştir.

Bu bölümde elde etmiş olduğumuz kuvvet ve bu kuvvetlerin etkidiği krank açısı değerleri; önümüzdeki bölümlerde gerçekleştireceğimiz sonlu elemanlar analizlerinin girdisini oluşturacaktır. Bu kuvvetlerle öncelikle piston, biyel ve krankın, 375° krank açısına göre konumlarında statik ve termal gerilme analizlerini; daha sonra da motor bloğu üzerinde statik ve termal ana yatak ve silindir gömleği gerilme analizlerini gerçekleştireceğiz.



Şekil 5.3 Adams View analizinin koşma şeması

PİSTON, BİYEL VE KRANK MİLİ ELEMANLARININ STATİK TERMAL GERİLME ANALİZLERİ

Bir önceki bölümde de bahsedildiği gibi; bu bölümde MSC ADAMS View Programı'nda elde edilen kuvvet değerlerini kullanarak, motorun hareketli elemanları olan piston, biyel ve krank milinin statik ve termal gerilme analizleri yapılacaktır.

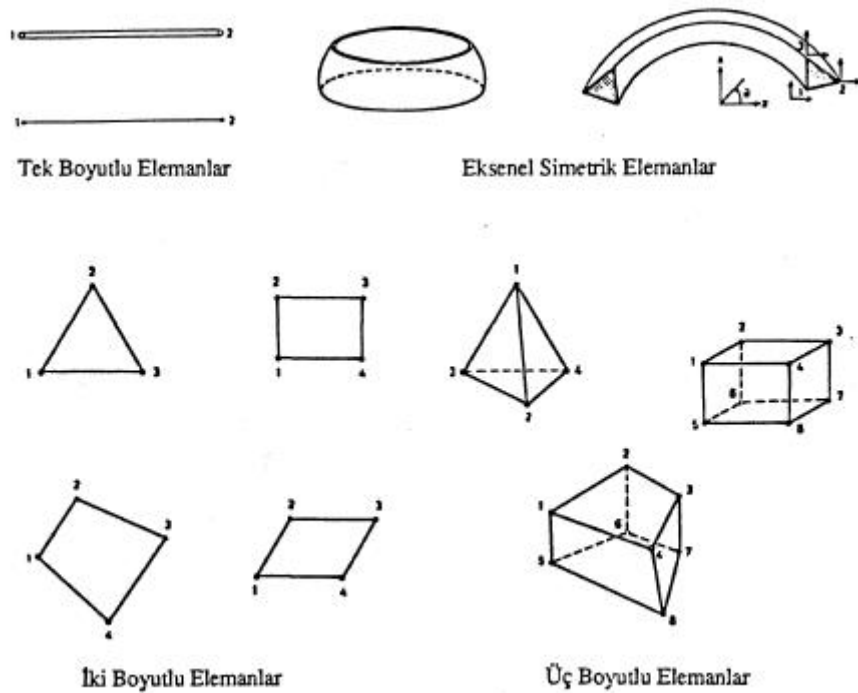
6.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Genel Bilgiler

Sonlu Elemanlar Yöntemi ya da Sonlu Elemanlar Metodu, kısmi diferansiyel denklemlerle formüle edilebilen problemleri çözmek için kullanılan bir sayısal yöntemdir. Metod, günümüzde karmaşık mühendislik problemlerinin hassas olarak çözülmesinde etkin olarak kullanılan bir sayısal metoddur. İlk defa 1956 yılında uçak gövdelerinin gerilme analizi için geliştirilmiş olan bu metodun, daha sonraki on yıl içerisinde uygulamalı bilimler ve mühendislik problemlerinin çözümünde de başarı ile kullanılabileceği anlaşılmıştır. Daha sonraki yıllarda ise sonlu elemanlar metodu ve çözüm teknikleri hızlı gelişmeler kaydetmiş ve günümüzde bir çok pratik problemin çözümü için kullanılan en iyi metodlardan birisi olmuştur. Metodun değişik mühendislik alanları için bu kadar popüler olmasının ana nedenlerinden birisi genel bir bilgisayar programının; sistemde yalnızca giriş verilerini değiştirerek herhangi bir özel problemin çözümünü kolayca yapabilmesidir.

Sonlu elemanlar metodundaki temel düşünce; karmaşık bir probleme, problemi basite indirgeyerek bir çözüm bulmaktır. Esas problemin daha basit bir probleme indirgenmiş

olması nedeni ile kesin sonuç yerine yaklaşık bir sonuç elde edilmekte, ancak bu sonucun çözüm için daha fazla çaba harcayarak iyileştirilmesi ve kesin sonuca çok yaklaşılmaması, hatta bazı durumlarda kesin sonuca ulaşılması mümkün olmaktadır [8].

Sonlu elemanlar metodunda, çözüm bölgesi çok sayıda basit, küçük, birbirine bağlı, sonlu eleman adı verilen alt bölgelere ayrılmaktadır (Şekil 6.1). Sistemi elemanlara ayırarak ağ yapısı oluşturma işlemine ağ yapısı örme(mesh) işlemi denmektedir. Yapılan şey aslında; sistemin fiziksel modelinden matematiksel modele geçiştir. Elemanlar birbirlerine düğüm noktası (node) adı verilen özel noktalardan bağlanmışlardır. Düğüm noktaları genellikle elemanların birbirine bağlandıkları yerler olan eleman sınırlarında bulunmaktadır. Ağ yapısı oluşturma işlemi yapan ön-işlemci (pre-processor) düğüm noktalarının her birine eleman tipine göre birer şekil fonksiyonu atar. Çözücü (processor) bu denklemleri kullanarak sistemin temel matrislerini elde edecektir.



Şekil 6.1 Sistem modellenmesinde kullanılan belli başlı eleman tipleri (Arıkan, [8])

Modelin ağ yapısı örülerek hazırlanmasından sonra sisteme (genellikle) bir sınır şartı ve analiz girdisi (kuvvet, basınç, sıcaklık vb.) yüklenir. Sınır şartı girerek, sistemimizin serbestlik derecesini belirleriz. Bu sınır şartıyla sistemin $[K]$ rijitlik matrisi elde edilir. Sisteme yüklediğimiz analiz girdisi ise; dağılıma ve genliğe bağlı olarak $\{F\}$ matrisini

belirleyecektir. Böylece sistem ana denklemi çözülerek (Gauss-Elimination Yöntemi) $\{u\}$ yer değiştirme vektörü elde edilir.

$$[K] \cdot \{u\} = \{F\} \quad (6.1)$$

$$\{u\} = [K]^{-1} \cdot \{F\} \quad (6.2)$$

Çözücü buradan elde edilen $\{u\}$ yer değiştirme vektöründen; istenen analiz çıktısına göre hız, ivme, gerilim, gerinim vb. değerlere geçer.

Yukarıda bahsedilen nümerik çözümlenmeleri, bilgisayarlarımızda gerçekleştirebilmemiz için genel olarak üç araca ihtiyacımız vardır:

- 1) Pre-Processor (ön işlemci): Sistemin matematiksel modelinin hazırlanması, sınır şartlarının belirlenmesi, sistem girdilerinin atanması işlemlerini gerçekleştirir.
- 2) Processor (çözücü): Hazırlanan modelin kısmi diferansiyel denklemlerini çözerek; istenen çıktıları hazırlar. Analiz girdilerinde hata varsa, hata dosyasını oluşturur.
- 3) Post-Processor (son işlemci): Sonuçları hazırlanmış olan analizin, kullanıcının tercihlerine göre bilgisayar ekranına yansıtılması işlemini gerçekleştirir.

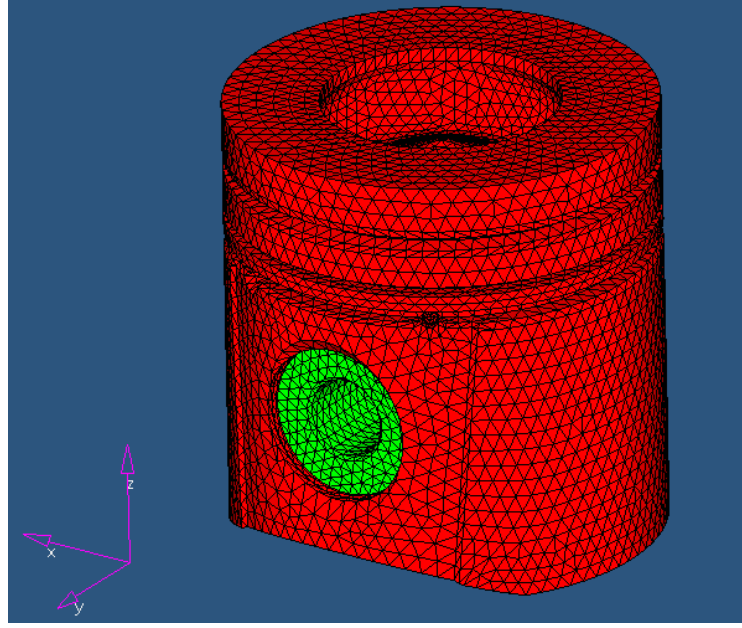
Bazı paket programlar, tek bir yazılımın içinde bu üç aracı sunuyor olsa da; genelde bu üçlü tek bir pakette ayrı ayrı yazılımlar olarak veya tamamen farklı paketlerin farklı yazılımları olarak kullanılırlar. Biz bu bölümdeki analizlerimizde ön işlemci olarak HYPERMESH, çözücü olarak ABAQUS ve son işlemci olarak da HYPERMESH-Post Tool'u tercih ettik.

6.2 Piston Elemanının Statik Gerilme Analizi

Piston ve piston pernosu elemanlarının Hypermesh programında hazırlanmış olan sonlu elemanlar modeli Şekil 6.2'deki gibidir. Elemanlar yapısal analizler için uygun olan, ikinci derece tetragonal elemanlar olarak seçilmiştir. Eleman boyutu genel olarak 3mm'dir. Yüzeyin küçüldüğü yerlerde eleman boyutu da küçültülmüştür.

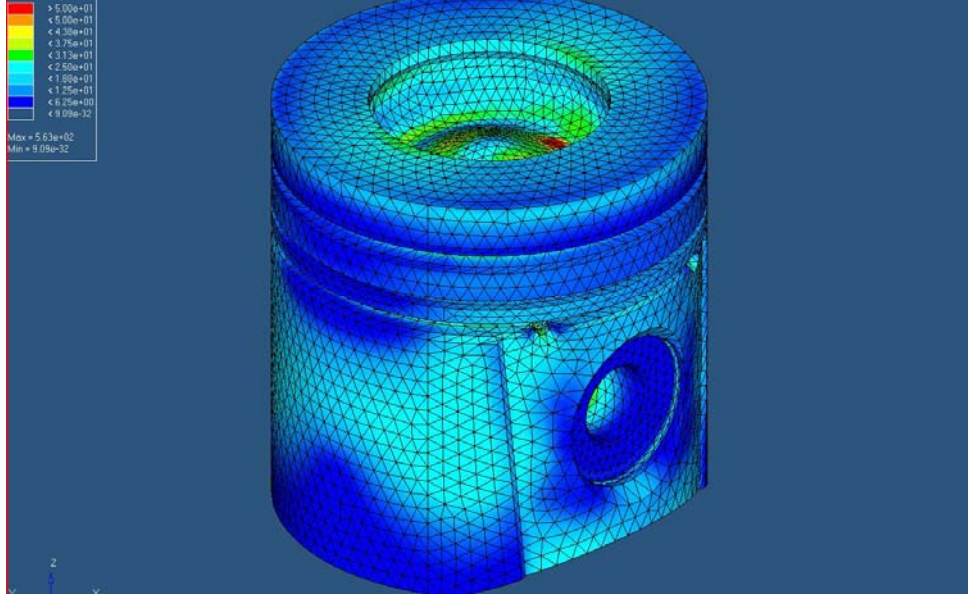
Piston ve piston pernosunun birleştii yüzeyler sıkı kontakt biçiminde rijit modellenmiştir. Sınır şartı ise; sistemin biyele bağlandığı piston alt yüzeyinden 120° bir dilimle sabitlenerek verilmiştir. Kuvvet olarak ise; 375°'de maksimum kuvvet olan 111,499 kN piston üst yüzeyine ve yanma odasına tamamen yayılarak verilmiştir.

Başka bir analiz girdisi olarak da silindir içi maksimum sıcaklığı olan 800 °C, piston yüzeylerine yayılı sıcaklık olarak verilmiştir.



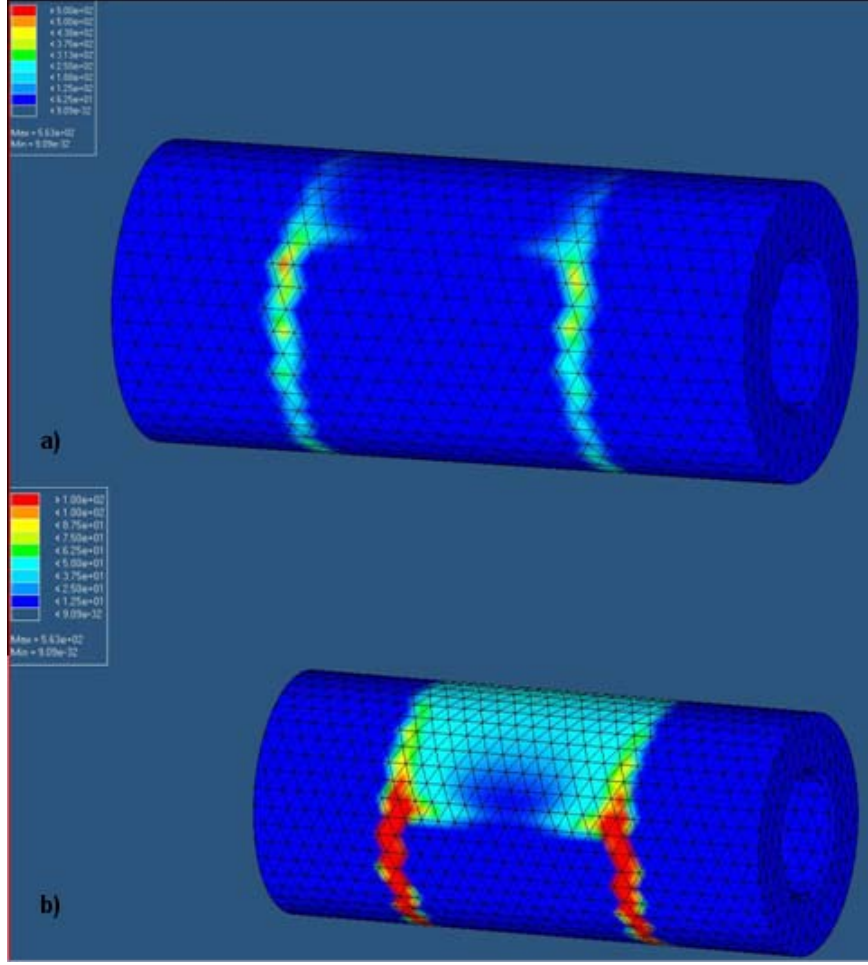
Şekil 6.2 Piston ve piston pernosunun sonlu elemanlar modeli modeli

ABAQUS programıyla gerçekleştirdiğimiz analiz sonucu; pistonumuzun genel eşdeğer gerilme dağılımı aşağıda Şekil 6.3'deki gibi olmuştur.



Şekil 6.3 Piston ve piston pernosundan oluşan sistemin eşdeğer gerilme dağılımı

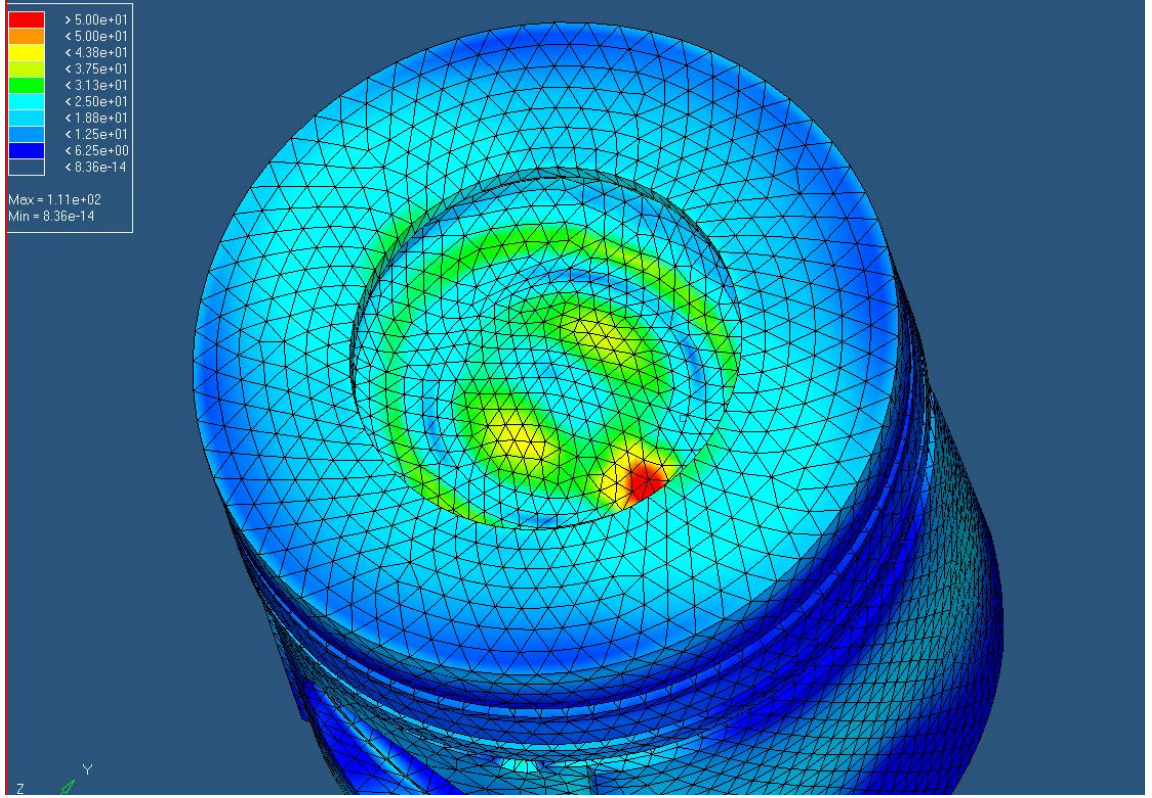
Şekil 6.3'ten de görüleceği gibi sistemimizde maksimum gerilme 563MPa seviyesine çıkmıştır. Piston pernosu üzerinde çıkan bu gerilme; sınır şartı verdiğimiz biyel burcu basma alanı ile pernonun pistonla birleştiği kontakt alanı arasındaki küçük bir alandır ve yüksek kesme kuvvetine maruz kalmaktadır (Şekil 6.4). Piston pernosunun malzemesi çeliktir ve çeliğin akma gerilmesi değeri 250MPa civarındadır. Pernonun sürekli olarak böyle bir gerilmeye maruz kalması durumunda hasar kaçınılmazdır, fakat burada simüle ettiğimiz şey motorun maksimum kuvvet anında bir anda kilitlemesi gibi bir en kötü durum senaryosudur. Dolayısıyla bu yük saniyenin çok küçük bir aralığında darbe yükü olarak alınacaktır ki, böyle durumlarda parçaların akma gerilmelerinin iki katına kadar aldıkları gerilme değerlerini taşıyabilecekleri kabul edilmektedir. Bu kabulde, sonuç olarak burada risk olarak görülebilecek 63 MPa gibi bir değer vardır ve tasarımcı tarafından bunun dikkate alınması gerekir.



Şekil 6.4 Piston pernosu eşdeğer gerilme dağılımı: a) 0-500 MPa arası renk skalalı

b) 0-100 MPa arası renk skalalı

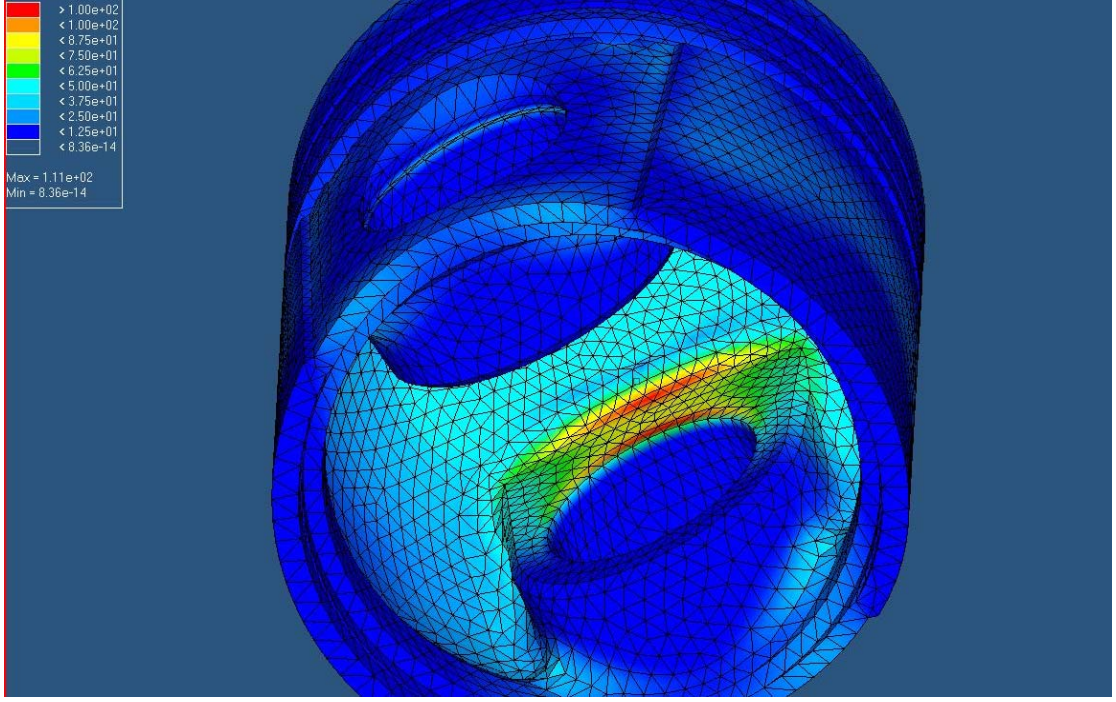
Kuvveti uyguladığımız piston üst yüzeyinin eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 6.5'deki gibidir. Burada en yüksek gerilme yakıt hücresinin küçük bir alanında 87.5MPa'dır ve tehlike arz etmemektedir:



Şekil 6.5 Piston üst yüzey eşdeğer gerilme dağılımı

Piston iç yüzeyinde ise gerilme dağılımı Şekil 6.6'da görüldüğü gibidir. Burada da en yüksek gerilmeler perno deliğinin kenarında ve üst yuvarlatma da 111MPa olarak görülmüştür ve tehlike arz etmemektedir.

Sonuç olarak, piston elemanında en yüksek gerilme değerleri piston pernosunun üzerinde görülmüştür. 500MPa'ın üzerinde gerilmeler olan alanın çok küçük bir bölge olmasına rağmen; bu bölge için önlemler alınması faydalı olacaktır.



Şekil 6.6 Piston iç yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı

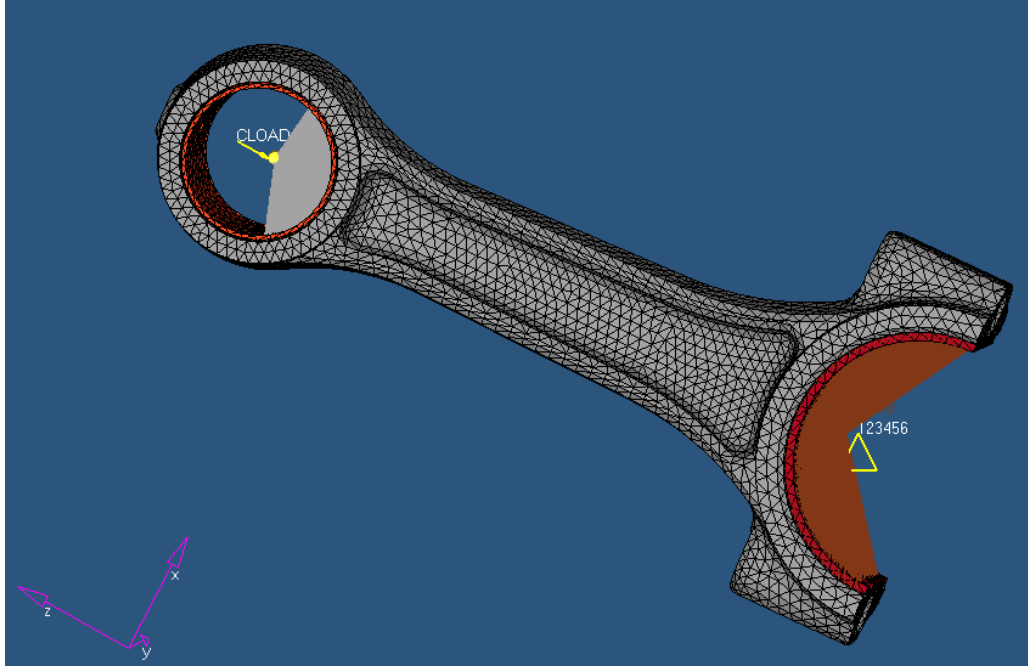
6.3 Biyel Elemanının Statik Gerilme Analizi

Biyel elemanının Hypermesh programında hazırlanmış olan sonlu elemanlar modeli Şekil 6.7'deki gibidir. Elemanlar yine pistondaki gibi yapısal analizler için uygun olan, ikinci derece tetragonal elemanlardan seçilmiştir. Eleman boyutu genel olarak 3mm'dir. Yüzeyin küçüldüğü yerlerde eleman boyutu da küçültülmüştür.

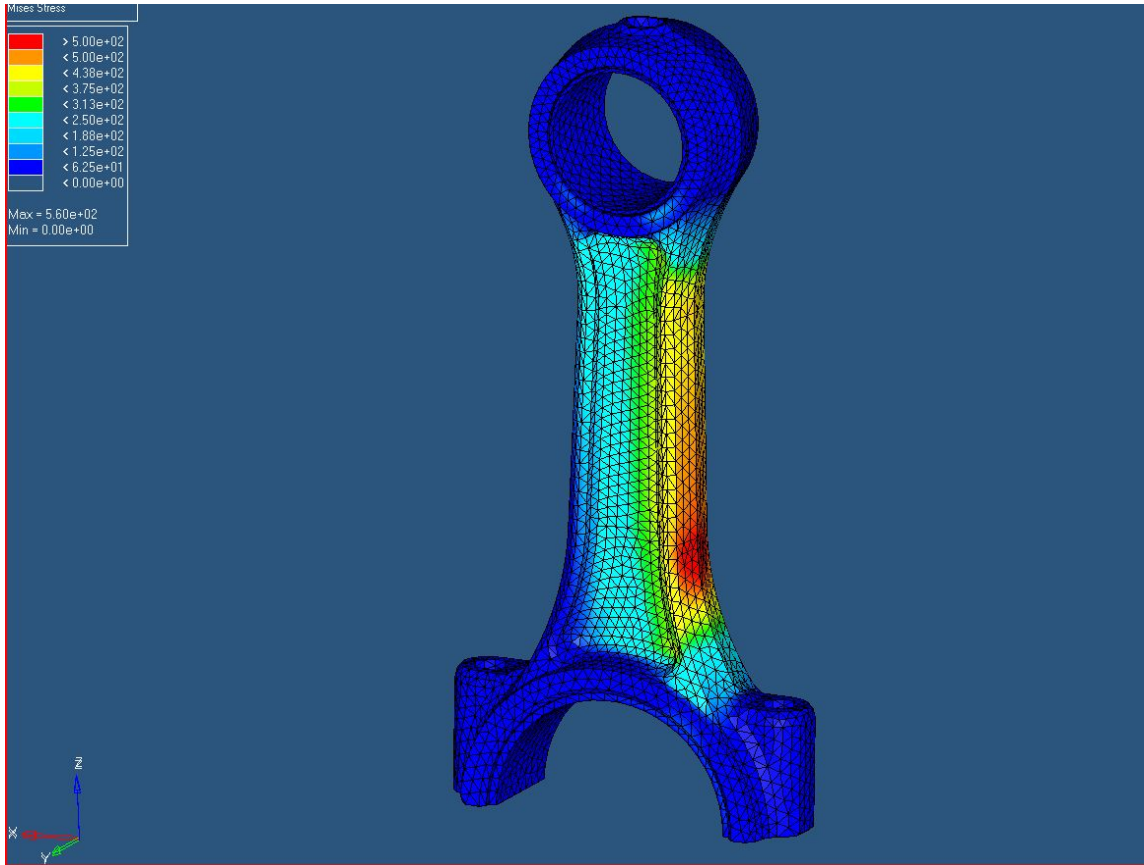
Biyel gözleriyle, burçlar birbirlerine sıkı kontakt elemanlarıyla bağlanmıştır. Şekil 6.7'de de görüleceği gibi; sınır şartı biyel büyük gözünde alt burç - krank muylusu kontakt yüzeyi boyunca verilmiştir. 111,499kN'luk kuvvetimiz ise biyel küçük gözünden burç yüzeyi üzerine 120°'lik bir açıyla yayılacak şekilde verilmiştir.

Biyel yüzeyinin silindir içi sıcaklıktan etkilenmeyeceği, motor yağı içinde hareket ettiğinden yağ sıcaklığında çalıştığı kabul edilir. Biz de analizlerimizde yağ sıcaklığı olarak kabul ettiğimiz 90°C'yi biyel yüzeyine yayılı sıcaklık olarak girdik.

ABAQUS programıyla gerçekleştirdiğimiz analiz sonucu; biyel elemanının genel eşdeğer gerilme dağılımı aşağıda Şekil 6.8'deki gibi olmuştur.

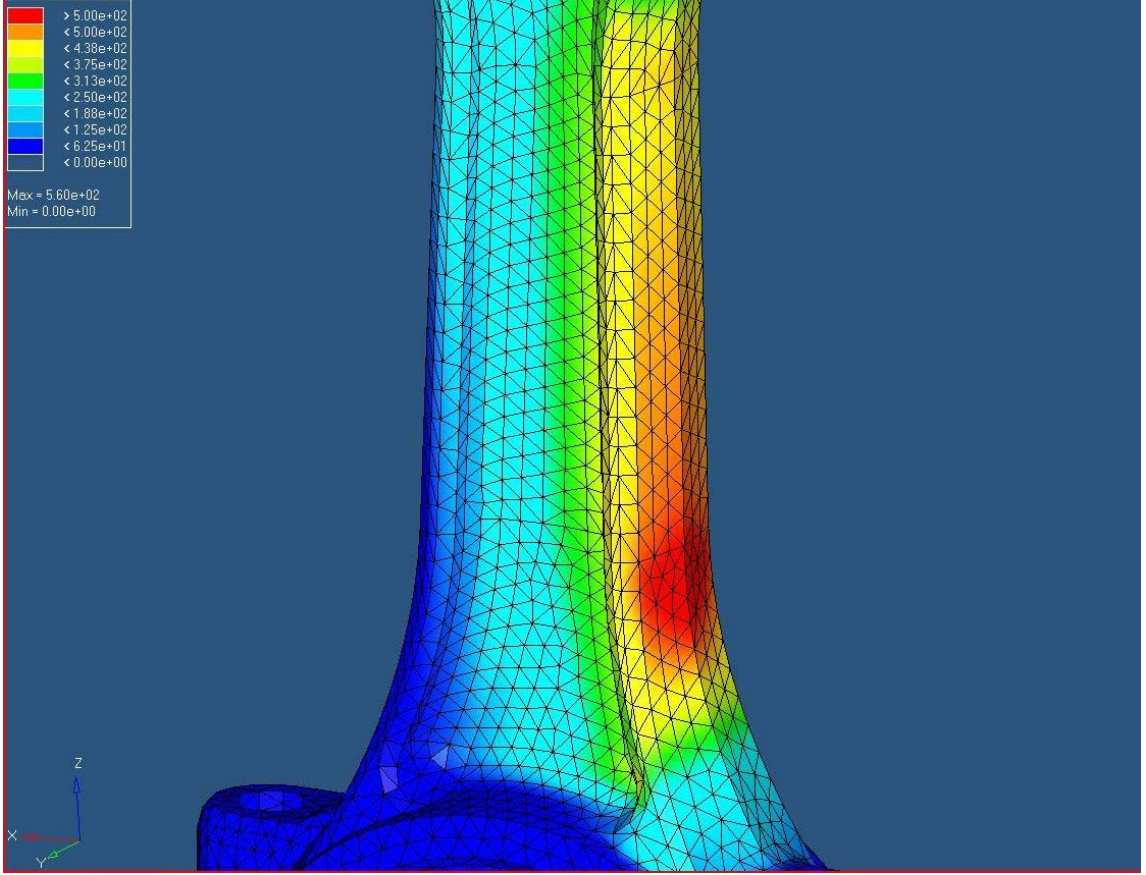


Şekil 6.7 Biyelin burçlarıyla birlikte modeli



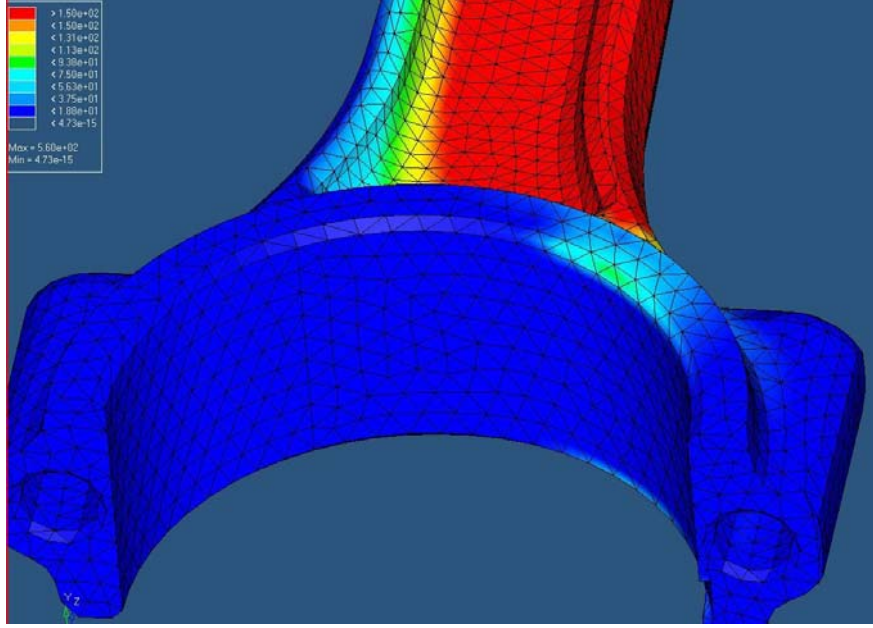
Şekil 6.8 Biyel elemanın genel eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 6.8'den görüleceği üzere, biyel üzerinde en yüksek gerilme 560MPa değeriyle biyel yan duvarında çıkmıştır. Malzemesi çelik olan biyel için, pistonla aynı akma gerilmesi ve hasar kriteri geçerlidir. Şekil 6.9'da daha ayrıntılı görüleceği üzere; değer küçük bir alanda 500MPa'nın üzerinde olduğu için bölgenin hasar riski vardır ve tasarımcının bölgeye önlem alması gerekir.



Şekil 6.9 Biyel yan duvarı maksimum eşdeğer gerilme bölgesi

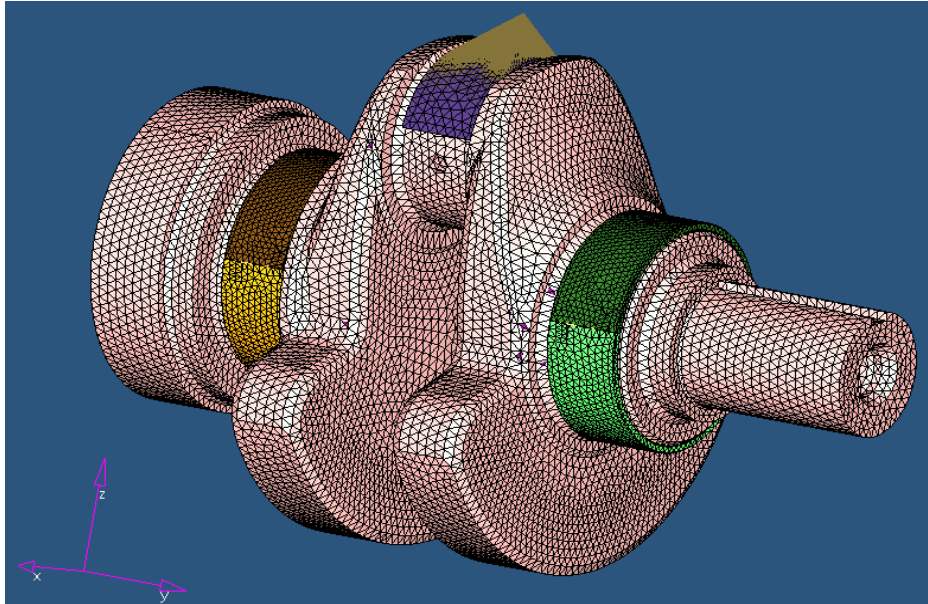
Biyel alt göz kemerindeki gerilme dağılımı ise Şekil 6.10'daki gibidir. Buradaki maksimum gerilme değeri 93MPa dolaylarındadır ve tehlike arz etmemektedir.



Şekil 6.10 Biyel alt göz kemeri eşdeğer gerilme dağılımı

6.4 Krank Mili Elemanının Statik Gerilme Analizi

Krank mili elemanının Hypermesh programında hazırlanmış olan sonlu elemanlar modeli Şekil 6.11’de görülmektedir. Krank mili modeli de; genel olarak 3mm eleman boyutu ve ikinci dereceden tetragonal elemanlarla oluşturulmuştur.

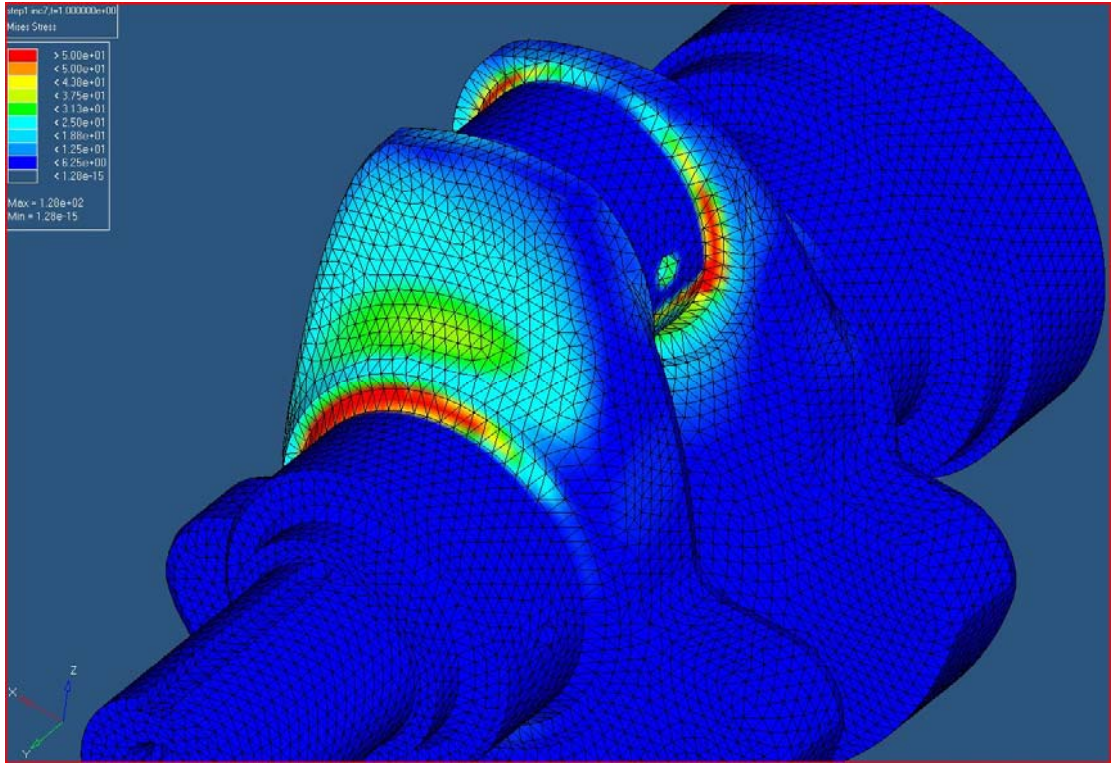


Şekil 6.11 Krank milinin yataklama elemanlarıyla birlikte sonlu elemanlar modeli

Burç elemanları krank yataklarıyla sıkı kontakt elemanları vasıtasıyla bağlanmıştır. Krank muylusu üzerindeki burç, doğru kuvvet yayılımını gerçekleştirmek için modellenmiştir. Eleman muylu üzerine sıkı kontakt elemanlarıyla bağlanmıştır ve üst yüzeyinden de Bölüm 5’de ADAMS View programı aracılığıyla elde ettiğimiz muylu kuvveti etki ettirilmiştir.

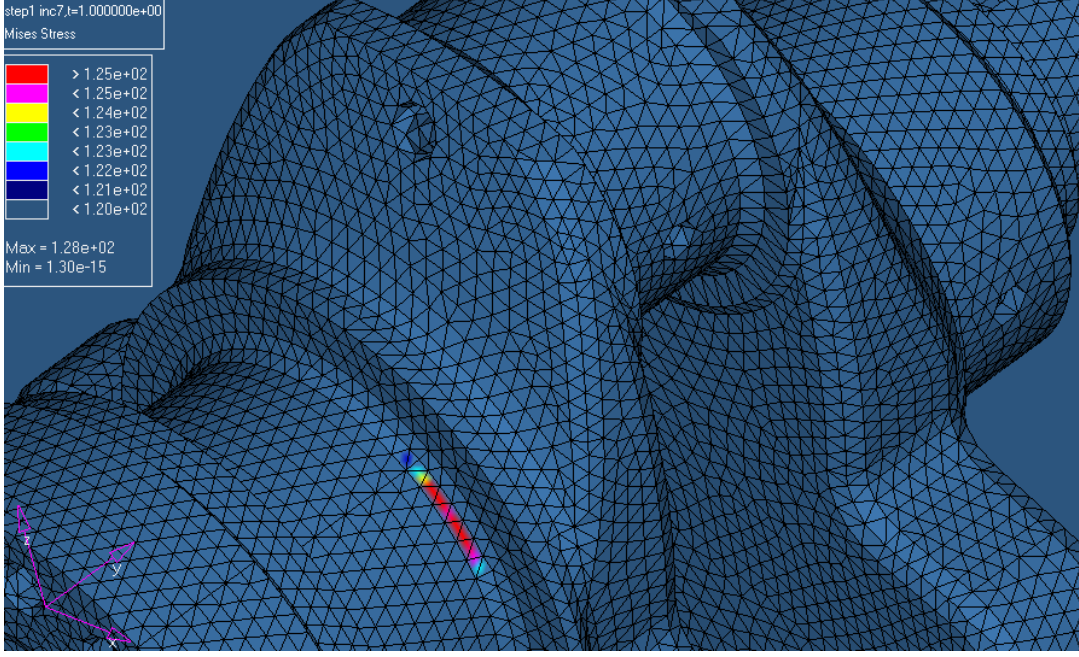
Sınır şartı; krank ana yatak burçlarının dış yüzeyinden verilmiştir. Kuvvet ise biyel alt göz burcundan uygulanmış olup; z ekseninde -98703N ve x ekseninde 12785N’dur. Sıcaklık olarak da biyel ile aynı sebeplerden ötürü motor yağının kabul edilmiş sıcaklığı 90°C girilmiştir.

ABAQUS programıyla yapılan analiz sonucu krank mili gerilmeleri Şekil 6.12’deki gibidir.



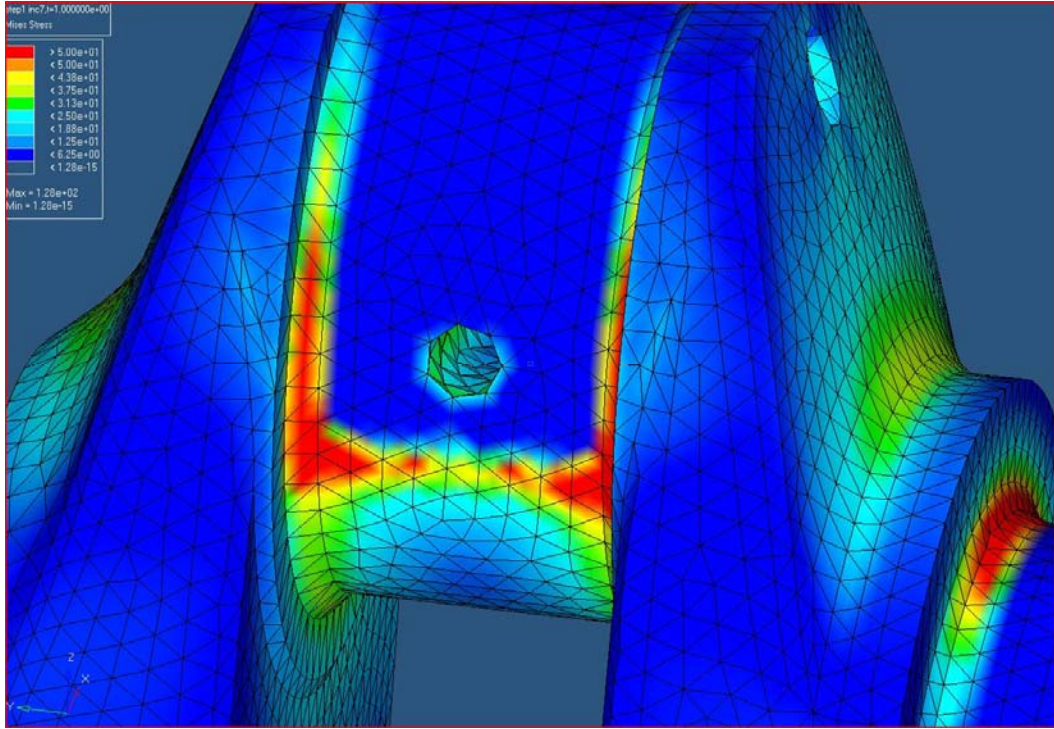
Şekil 6.12 Krank mili elemanının genel eşdeğer gerilme dağılımı

Krank mili üzerindeki maksimum gerilme 128MPa olup, bu değer yatak yüzeyinin bittiği büküm bölgesinde gözlenmiştir (Şekil 6.13).



Şekil 6.13 Krank milinde maksimum gerilmenin gözlemlendiği bölge

Krank muylusu üzerindeki gerilme değerleri ise maksimum 113MPa mertebelerine çıkmaktadır (Şekil 6.14).



Şekil 6.14 Krank muylusu üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı

Yapılan statik analiz sonucunda; çıkan değerler krank mili malzemesi çeliğin akma gerilmesi olan 250MPa değerinin bir hayli altında olduğundan, bu elemanda herhangi bir hasar tehlikesi gözükmemektedir.

MOTOR BLOĞU VE ELEMANLARININ STATİK VE TERMAL GERİLME ANALİZLERİ

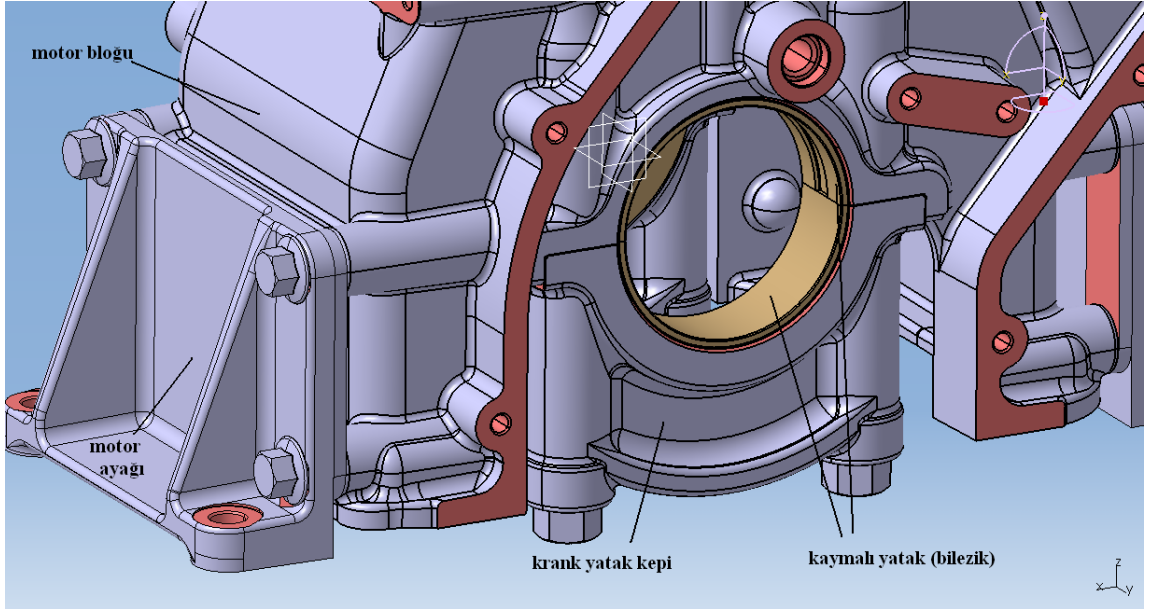
Bu bölümde ADAMS View programında yaptığımız analizden elde ettiğimiz verilerle; motor bloğu ve bu bloğun üzerindeki krank yatağı kepi, kaymalı yataklar, civatalar, motor ayağı ve silindir gömleği elemanlarının termal şartlar altındaki statik gerilme analizlerini gerçekleştireceğiz.

7.1 Motor Bloğu ve Elemanlarının Montajları Hakkında Bilgiler

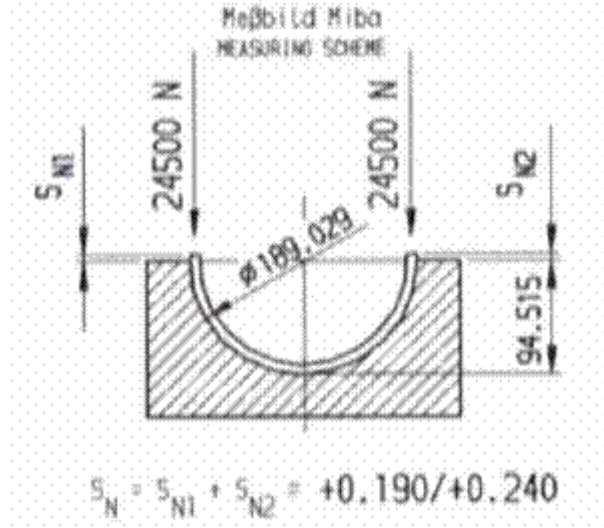
Motor bloğu ve elemanlarının analizlerine başlamadan önce; motor bloğunun montajından genelce bahsetmemiz faydalı olacaktır. Çünkü motor bloğu montajı sırasında oluşturulan ön yüklemeleri hesaba katmadan yapılacak bir yapısal analiz bizi doğru sonuçlardan saptıracaktır. Yine bu montajın nasıl yapıldığı hakkında fikir sahibi olmak, doğru modelleme yapmak açısından önem arz etmektedir.

İçten yanmalı bir motorda motor bloğu en genel manada; hareket eden kütlelerin yataklanmasını sağlayan elemandır. Bilindiği gibi bu elemanlardan pistonun yataklanmasını silindir gömleği; krank milinin yataklanmasını ise krank mili yatak kepi ve kaymalı yataklarla sağlar. Kaymalı yataklar; dönen krank mili ile yatak kepi ve blok arasındaki arayüzü oluşturur. Kuvvet aktarımı da bu arayüzden sağlandığı için; kaymalı yataklar konusunda isabetli bir tercih yapmak motor tasarımının her aşaması için büyük bir önem arz etmektedir. Şahin Metal A.Ş.'nin üretmiş olduğu motorun krank yataklama montajı Şekil 7.1'de görülmektedir.

Bilezik de denen bu kaymalı yatakların yatak kepi ve bloğa montajı; kuvvet bağı esaslı olarak bileziklerin kontakt yüzeyleri boyunca sıkıştırılmasıyla yapılır (overclosure). Bileziklerin dış çevresel uzunlukları, yatakları elemanın (blok veya yatak kepi) yatak kovani çevresinden biraz daha uzun olacak şekilde üretilir. Bu fazladan uzunluğa çarpılma yüksekliği (crush height) denir. Şekil 7.2’de gösterildiği gibi, kepin bloğa montajı sırasında ezilecek olan bu fazladan uzunluk, bilezik etrafında çevresel bir gerilme ve radyal olarak da bir temas basıncı yaratacaktır. Bu temas basıncı, yatak ve bilezik arasındaki relatif harekete ters yöndedir, böylece kaymalı yataklarda yüksek kuvvetler sonucu oluşabilecek kaymaların önüne geçilmiş olunur. Elastikliği daha yüksek olan yataklar, daha sert yataklara göre daha yüksek bir temas basıncına ihtiyaç duyar.



Şekil 7.1 Motor bloğu yataklama bölümü



Şekil 7.2 Motor bileziği montajı (Demir [4])

Daha ince et kalınlıklı bileziklere sahip erken dönem motorlarda, 2MPa'nın altındaki bir temas basıncı, yeterli sürtünme kuvvetini sağlasa da motor teknolojileri geliştikçe ve yatak gerilim analizleri daha karmaşık bir hal aldıkça; 8-10MPa'ya kadar yüksek basınçlara ihtiyaç duyulmaya başlanmıştır. Özellikle bu tür iç kuvvetler barındıran montajlarda sıkıyı yapan civataların da, montajın bu iç yüklerini kaldırabilecek kapasitede olmaları gerekir. Bilezikler kaymayı engellemek için böyle yüksek kuvvetlerle sıkıştırılırken, oluşacak olan temas gerilmelerinin de bilezik malzemesinin akma mukavemetini geçmemesine özen gösterilmelidir. Bileziğin esneme mukavemeti ve gereken sürtünme kuvvetinin bileşkesinin bilinmesi, esnemeye karşı bir et kalınlığının belirlenebilmesi konusunda fikir verir.

Yatak yüzeyindeki kayma eğilimini minimuma indirmek için, yatak yüzey toleransının $1.6\mu\text{m}$ 'i geçmemesi önerilir. Bileziklerin yaklaşık olarak olarak $0.8\mu\text{m}$ 'lik yüzey düzlemesine sahip olmasına önem verilmelidir. Bilezik yüzeyi üzerindeki hidrodinamik yağ basıncının döngüsel varyasyonu, bilezik desteğinin yatağa yerleşmesini sağlayacak veya örnek olarak bileziğin arkasında yivler ve yağ olukları mevcutsa, sürtünmeli kaymalar kaçınılmaz olacaktır. Bu da bilezik yüzeyi üzerinde yüksek döngülerde yorulmaya dayalı hasar oluşma ihtimalini kuvvetlendirecektir

Yatakları sıkacak olan civataların öngerilmeleri, artan temas basınçları nedeniyle dikkatlice hesaplanmalıdır. Eğer civataların öngerilmeleri yetersiz gelirse, ana bilezikler üzerindeki yüklere bağlı olarak, bağlantılar birbirinden dinamik olarak ayrılacaktır. Bu

cıvatalar üzerindeki dinamik yüklerin artmasına ve cıvataların yorularak kırılmalarına sebep olacaktır.

7.2 Motor Bloklarında Sonlu Elemanlar Analiz Yöntemi

Bir motor bloğu ve yataklarının analizinde incelenmesi gereken en kritik kısımlar, krank mili kuvvetlerinin yüksek değerler aldığı anlardır ve önceki bölümlerde bahsedilmiş olan yatak kepi, bilezikler ve cıvatalar gibi öngerilme taşıyan parçaların bu yüksek değerde yapısal olarak vereceği sonuçlardır.

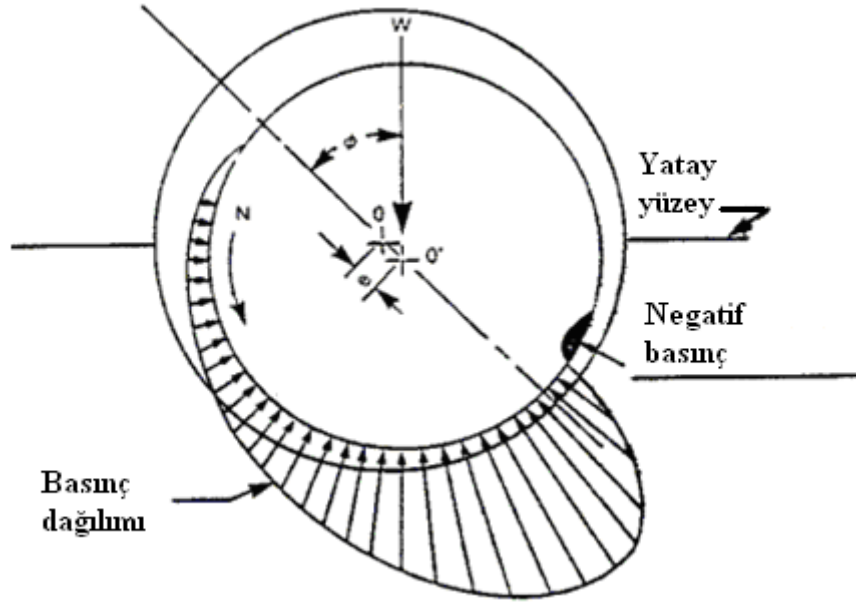
Bir motor bloğunun yapısal analizleri hakkındaki yapılacak olan gerçekte uyumlu bir çalışma, montaj işleminin getireceği yükleri, motorda oluşacak ısıl gerilmelerin etkisini ve motorun mümkün olduğunca doğru çalıştırıldığını varsayan bir yükleme parametresini içine alacak şekilde yapılmalıdır. Bu nedenle, montaj yükleri ve ana bilezik yükleri, termal etkiler ve krank milinden gelen kuvvetler belirli bir sırayla adım adım yüklenmelidir. Ana adımlar sırayla aşağıda verilmiştir;

1. Soğuk montaj: Cıvata ön yüklemeleri + bilezik basınçları
2. Termal yük
3. Ana bilezikler üzerindeki krank mili yükleri

Burada, üçüncü adım, çalışma zamanına bağlı olarak motordaki dinamik bileşenler nedeniyle oluşan yüklerin yüklenmesidir. Önceden bahsedildiği gibi, bu dinamik yükler krank-biyel-piston sisteminin ADAMS View programında yapılmış analizinden elde edilmiştir ve milin 375° konumundaki en yüksek kuvvet değeri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir.

Ancak, böylesine bir yapısal analiz, kullanıcının gireceği girdilere göre sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, bir sonlu elemanlar analizi yapıldığında, gerçekçi sonuçlar elde etmek için modelleme safhası daha önce de belirtildiği gibi oldukça kritik bir önem taşımaktadır. Sınır şartlarının doğru verilmesi bir sonlu elemanlar analizi için anahtar noktadır.

Bilindiği üzere; dönen krank mili ve bilezikler arasındaki kuvvet akışı, bu iki eleman arasında oluşan bir yağ filmiyle sağlanmaktadır. Bu nedenle, bilezik üzerindeki efektif alan, şekil ve basıncın değerini yağ akışının karakteristikleri belirleyecektir. Bir mil kovanındaki basınç profili Şekil 7.3'de gösterilmiştir.



Şekil 7.3 Mil kovanındaki yağ akışına bağlı basınç profili (Demir, [4])

Böylesine bir mühendislik analizi için; literatürde, bilezikler üzerindeki yağ filmi basıncını belirlemek amacıyla farklı metotlar geliştirilmiştir. Yaklaşımlardan birisi, rijit gövde (multi-body) analizi (yapmış olduğumuz ADAMS analizi) sonucunda elde edilen maksimum kuvvetin direkt yatağa uygulanmasıdır. Ancak bu yolla yapılan analizler gerçekten çok uzaktırlar, çünkü basınç profilinin alanı ve şekli yüksek oranda mil kovanındaki filmin kalınlığına bağlı olduğu halde, buradaki tek belirleyici bilezik üzerindeki bileşke kuvvettir. Bilezikteki basınç profilinin doğruluğunu arttırmak için, film kalınlığına; yağın ve bileziğin başka parametrelerine bağlı olarak mil ve bilezik arasındaki basınç profilini veren Reynolds denklemlerini çözmek daha iyi bir sonuç verebilir. Ancak Reynolds denklemlerini çözmek için; bileziklerde eksantrik değerlere sahip elastik bir mil kullanılarak ana bilezik üzerindeki milin dönmesi hesaba katılmalıdır. Diğer bir yanda, bilezik yüzeyi üzerindeki herhangi bir deformasyon ayrıca basınç profilini de etkileyecek ve bu nedenle bilezik üzerindeki basınç profilinin

tespitinde bileziğin elastisitesinin doğru varsayımı büyük bir önem teşkil edecektir. Böyle bir çalışmayı yapmak büyük zamanlar alacaktır.

Günümüzde, bilezik üzerindeki basınç profillerini belirlemede sinüzoidal bir yaklaşım kullanılmaktadır. Dinamik bileşke kuvvetler ve karşılık gelen krank açıları yukarıda bahsedilen rijit gövde analizi ile hesaplandıktan sonra, kritik bileşke değerler bir sinüzoidal yöntem ile bilezik kabuklarına hem çevresel hem de eksenel bir alanda sabit olarak uygulanır. Biz de yapacağımız blok ana yataklar analizinde bu yaklaşımı gerçekleştirmek için yazılmış olan ABAQUS uyumlu bir betiği kullanarak; analizimizi bu şekilde yürüteceğiz.

7.3 Motor Bloğu ve Elemanlarının Maksimum Gaz Kuvveti Koşulunda Statik ve Termal Analizleri Prosedürü

Motor bloğu ve elemanları üzerinde yapacağımız analizler doğrusal olmayan statik ve termal gerilme analizleridir.

Yapacağımız ilk analiz olan motor ana yatağı gerilme analizi yukarıda da bahsedildiği gibi 3 aşamalı bir analizdir. Analizin ilk aşamasında civata ön yüklemeleri ve bilezik yüzey basıncı (overclosure) sisteme etki ettirilecektir. Civata ön yüklemesi olarak 18mm çapında ve 3,2 mm diş yivi verilmiş civata için, standartlarda verilen maksimum ön gerilme 150kN ve minimum ön gerilme 90kN değerleri için ayrı ayrı iki analiz koşturularak sonuçları verilecektir. Bilezik yüzey basıncı için ise, çarpılma yüksekliği (crush height) 3µm olarak seçilen bileziğin civata sıkılması sonucunda oluşacak gerilmeleri elde edilecektir.

İkinci aşama ise sistemin termal genleşme simülasyonudur. Termal genleşme analizini gerçekleştirmek için önceden (yaptığımız bu 3 aşamalı analizden bağımsız olarak) sistemin termal sıcaklık analizinin yapılması gerekir. Bu aşamada sisteme; etki ettiği yüzeyler için ayrı ayrı hava, silindir soğutma suyu, motor yağı ve patlama esnasında silindir sıcaklık dağılımı, termal genleşme katsayıları ile birlikte girilecektir. Bu analiz sonucunda sistemin yüzey sıcaklık dağılımı elde edilir. Elde ettiğimiz bu analizin sonuçlarını, termal genleşme analizimize dahil ederek bu analizi yürüteceğiz. Bu analiz

sonucunda yüzeylerin termal genişmesini ve bu etkiyle oluşan yüzey gerilmelerini bulacağız.

Üçüncü ve son aşamada ise motor ana yataklarına daha önceden elde etmiş olduğumuz ana yatak maksimum kuvvetlerini girerek, motor bloğundaki oluşan gerilmeleri inceleyeceğiz. Burada bu kuvveti sinüzoidal olarak en doğru şekilde girmek için ABAQUS uyumlu bir betik kullanılacaktır.

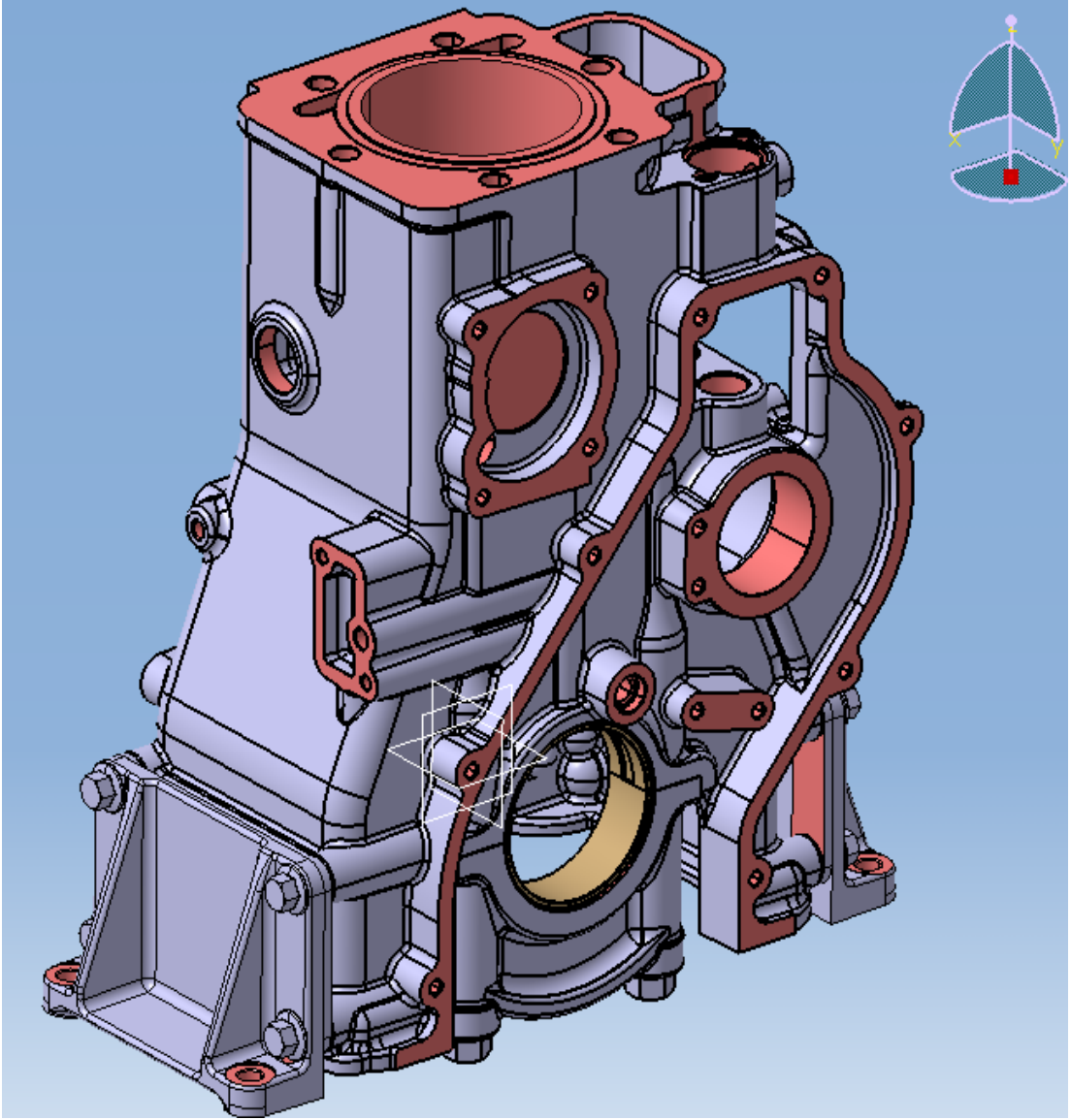
Yapacağımız ikinci analiz ise yine 3 aşamalı silindir gömleği gerilme analizidir. Bu analizin ilk iki aşaması motor ana yatağı analizi ile aynıdır. Üçüncü aşamada ise gaz kuvvetinin silindir yüzeyine piston vasıtasıyla etki eden bileşeni hesaplanarak bu kuvvet silindir yüzeyine uygulanacaktır ve oluşan gerilmeler incelenecektir.

Analizlerimizde kullanacağımız motor blok sisteminin CAD modeli Şekil 7.4'te görülmektedir.

7.4 Motor Bloğu Modeli

Analizlerimizde kullanmış olduğumuz motor bloğu CAD modeli Şekil 7.4'te ve sonlu elemanlar modeli Şekil 7.5'de görülmektedir. Görüldüğü gibi; modelimiz motor bloğu, ana yataklar, bilezikler, ana yatak civataları, motor ayağı ve silindir gömleğinden oluşmaktadır.

Modellemede civatalar heksagonal elemanlarla oluşturulmuştur. Bunun dışındaki elemanlar ise yine daha önce krank, biyel ve pistondaki gibi ikinci dereceden tetragonal elemanlar kullanılarak modellenmiştir.

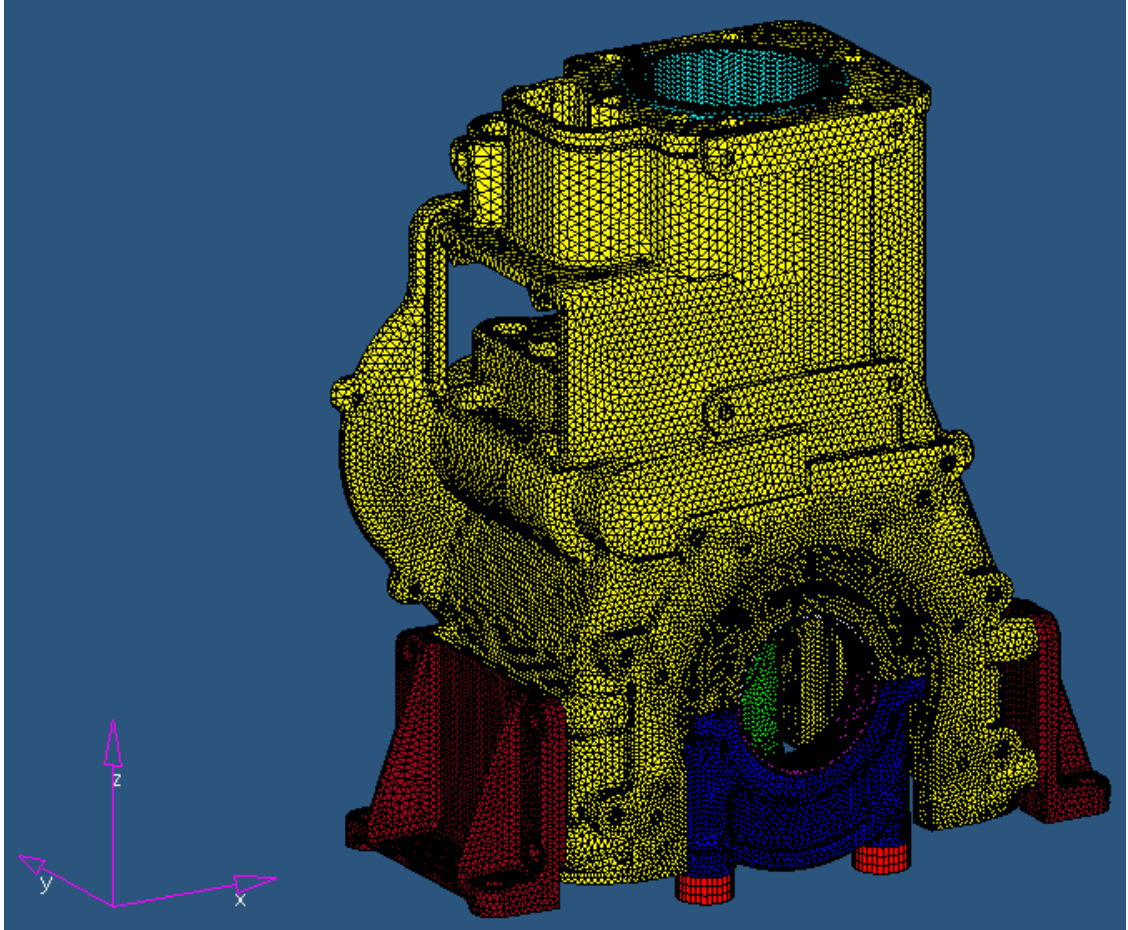


Şekil 7.4 Motor blok sisteminin CAD modeli

Eleman boyutu olarak ise, blokda 6mm'den 2.5mm'ye kadar değişken bir eleman boyutlaması tercih edilmiştir. Kuvvetlerin etkidiği ve gerilme değişimlerinin daha kritik olduğu alt yatak bölgesi daha sık (fine) modellenmişken, üst bölgelere daha kaba (coarse) ağ yapısı örülmüştür. Yine bu dağılımla uyumlu olarak yatak kepleri, bilezikler, civatalar 2.5-3 mm, motor ayağı 3-4 mm, silindir gömleği 3-5 mm boyutlarında elemanlarla modellenmiştir.

Sistemin sınır şartı; motor ayağının yer düzlemine basma alanından verilmiştir. Bu alanın serbestlik derecesi 6 yönden de sınırlandırılmıştır.

Elemanların ilişkili yüzeylerinin kontaktlarının belirlenmesinde ise; çok yüksek kuvvetlere direkt maruz kalıp kontakt kopması riskini taşıyan yatak kepi – blok yüzeylerinde ve bileziklerin blok ve kepe temas yüzeylerinde belirli bir sürtünme katsayısı ve elastik kayma viskozitesi ile “hafif kaymalı” (small sliding), diğer etkileşim yüzeylerinde ise “sıkı” (tied) kontakt elemanları kullanılmıştır.



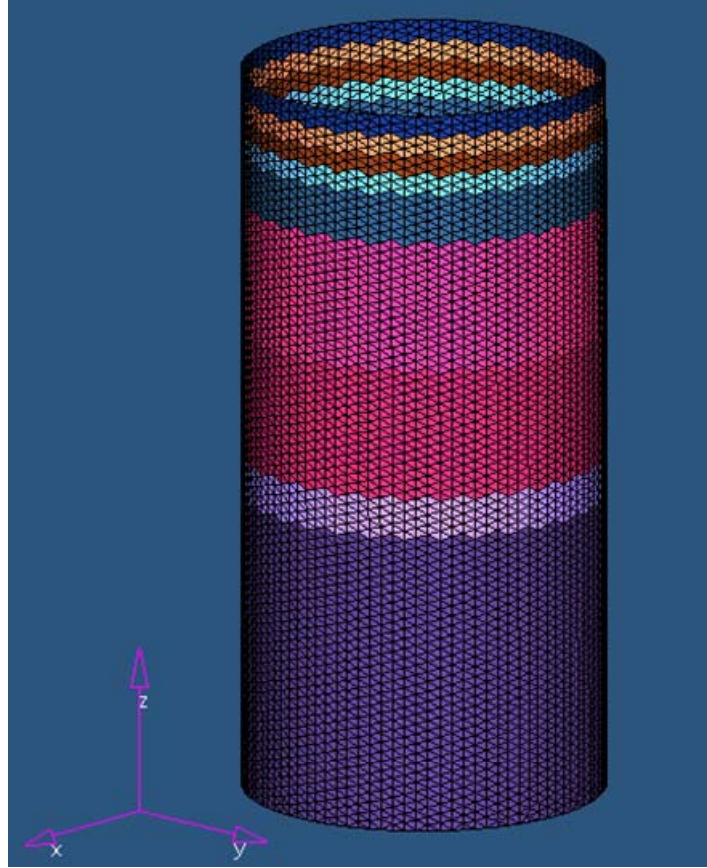
Şekil 7.5 Motor bloğu sisteminin sonlu elemanlar modeli

Bu bölümdeki analizlerimizde ön işlemci olarak HYPERMESH, çözücü olarak ABAQUS, Son işlemci olarak da ABAQUS Viewer programları kullanılmıştır.

7.5 Motor Bloğu Termal Sıcaklık Dağılımı Analizi

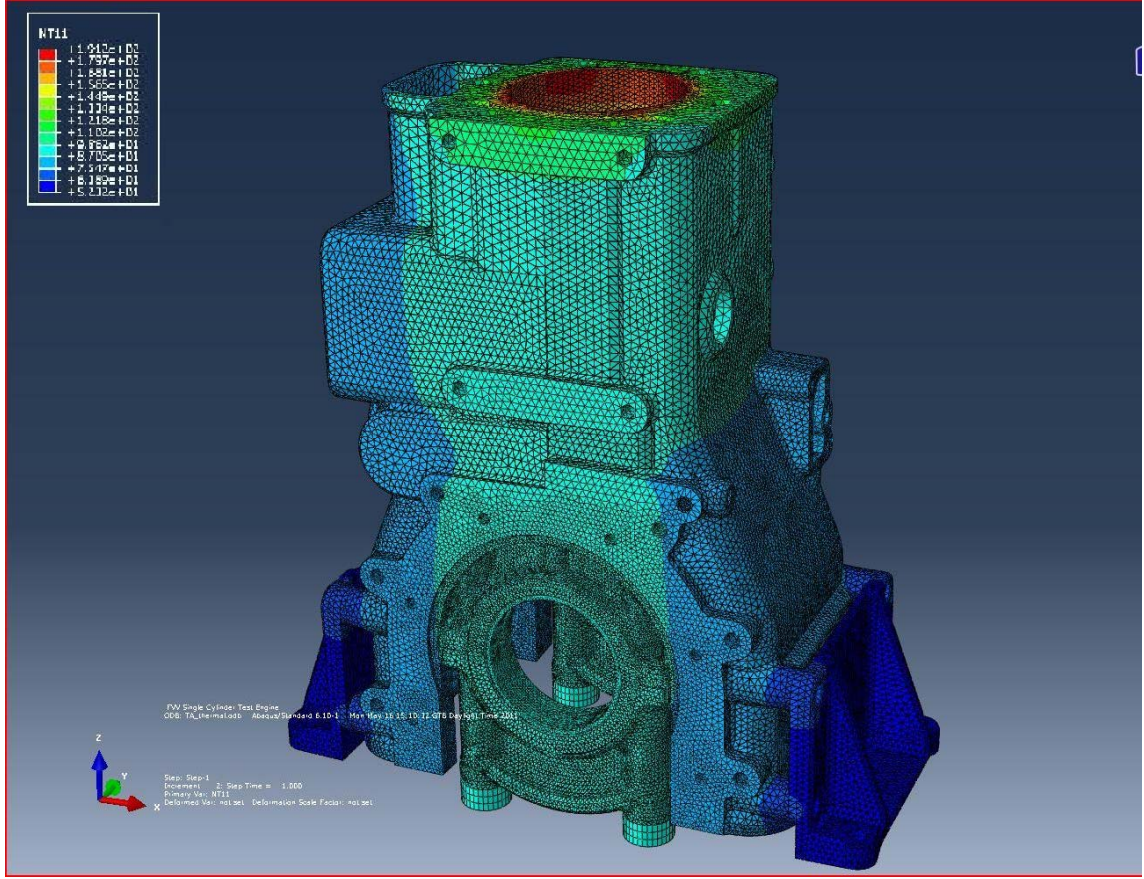
Yukarıda da bahsedilmiş olduğu gibi statik ve termal gerilme analizimize başlamadan önce; bu analizin ikinci basamağını oluşturan termal genişleme kısmını yürütebilmek için; sistemin termal sıcaklık analizini yapmamız gerekmektedir.

Bu analizde sınır şartı olarak dış sıcaklık koşulları ve ısı geçişi olan sınır yüzeyler için termal genişleme katsayılarını gireceğiz. Motor bloğunun etkileşimde olduğu ısı kaynakları; silindir içi patlama ısısı, soğutma suyu ısısı, motor yağı ısısı ve hava ısısıdır. Motorun bu kaynaklarla ilişkide olan yüzeylerinin hepsine bu kaynakların tahmin edilen sıcaklıkları ve malzemenin termal genişleme katsayıları girilmelidir. Bu noktada analizimizde hava için 40°C, soğutma suyu için 92°C, motor yağı için 89°C sıcaklık girilmiştir. Gaz sıcaklığı ise silindir gömleği üzerinde çok değişken bir dağılım gösterdiği için; silindir üzerinde 9 farklı sıcaklık yüzeyi girilmiştir (Şekil 7.6). Girilen sıcaklıklar şekildeki renk skalasına göre yukarıdan aşağıya 800, 770, 710, 690.5, 610, 594, 565 ve 90°C'dir.



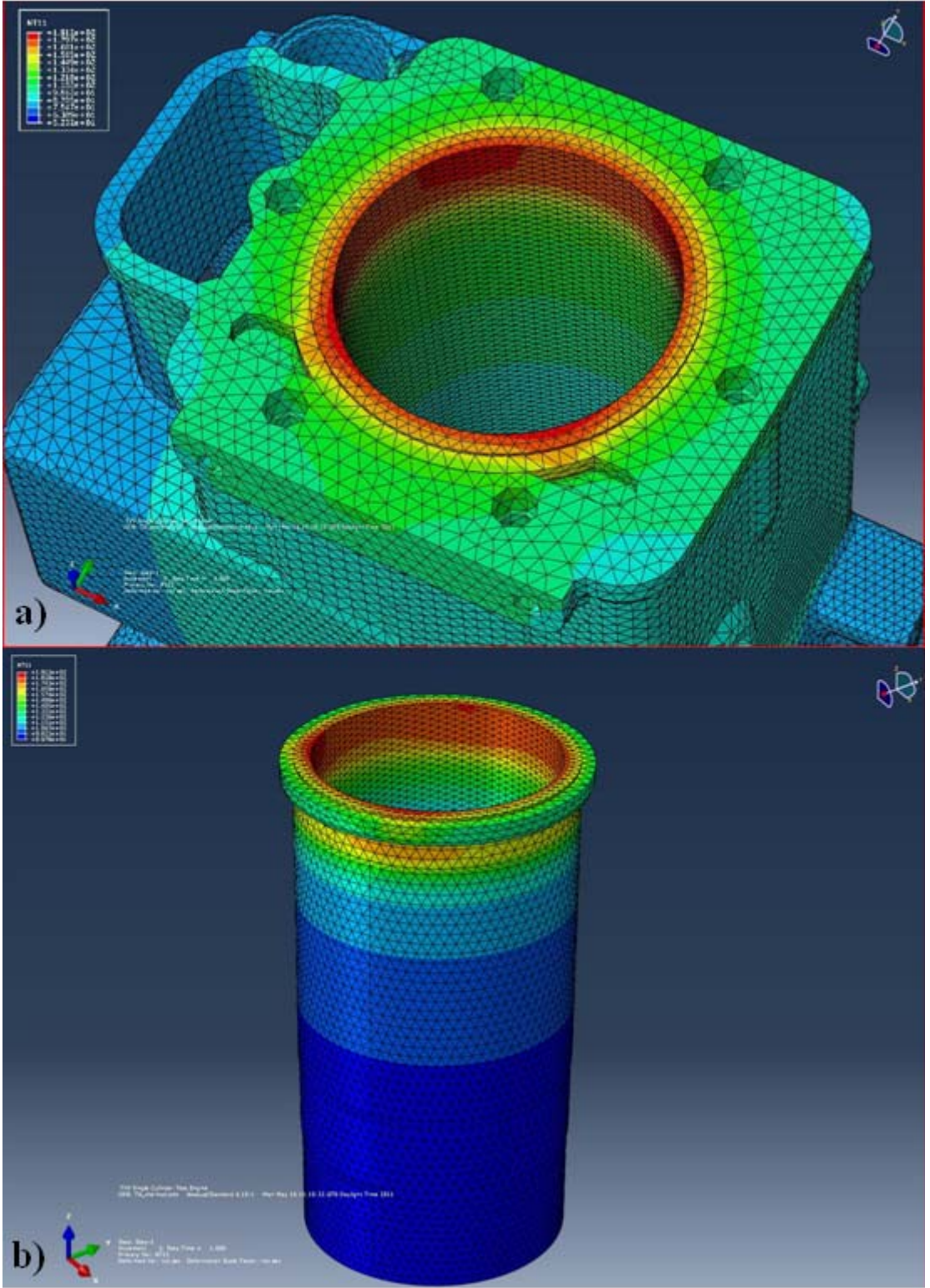
Şekil 7.6 Silindir gömleği üzerinde sıcaklık dağılımı

Gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilen blok sistemi sıcaklık dağılımı Şekil 7.7'de görülmektedir. Burada motor bloğu üzerindeki sıcaklık dağılımının 52°C'den 191°C'ye geniş sayılabilecek bir aralıkta değiştiğini görmekteyiz.

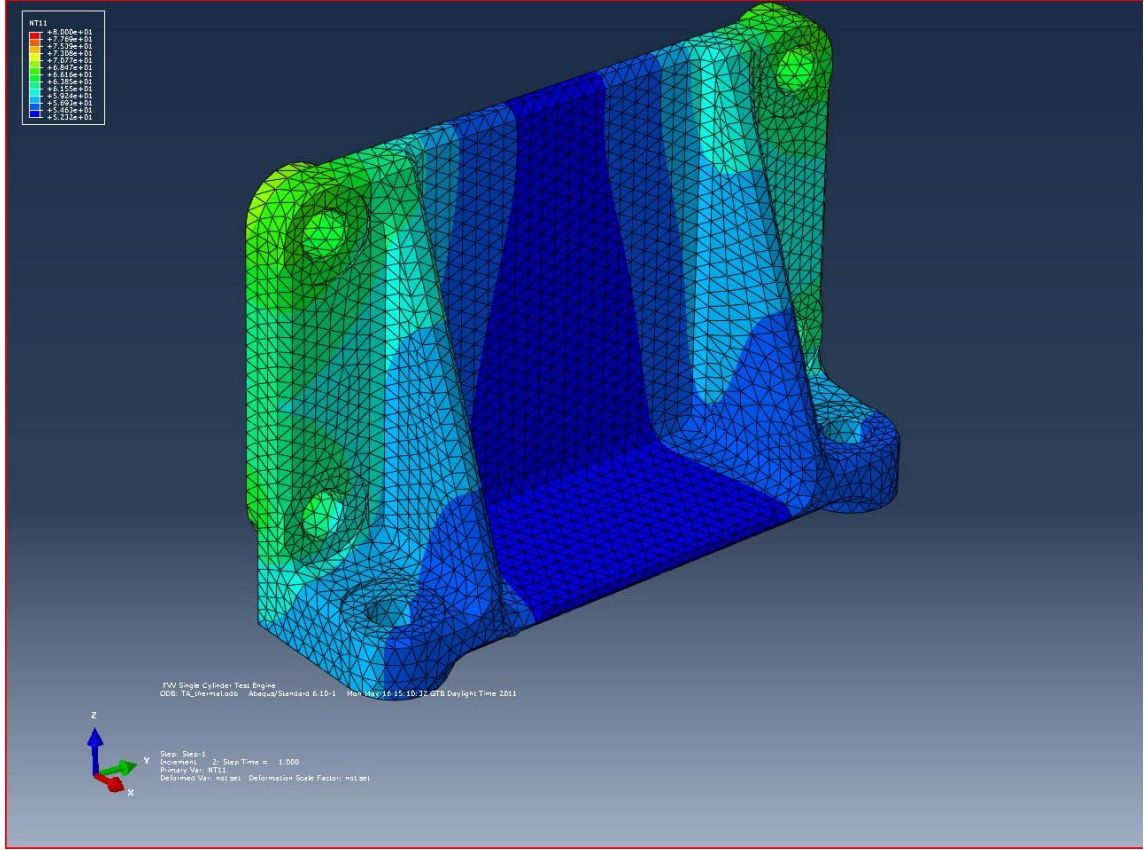


Şekil 7.7 Motor blok sistemi üzerinde sıcaklık dağılımı

Tahmin edilebileceği üzere en yüksek sıcaklıklar motor üst yüzeyi (Şekil 7.8-a) ve silindir gömleği yüzeylerinde (Şekil 7.8-b) görülmektedir. Motor üst yüzeyinde en yüksek sıcaklık 144°C iken, silindir bölgesinden uzaklaştıkça 85°C'ye kadar inmektedir. Silindir gömleğinde ise 191°C'den 90°C'ye kadar değişen bir sıcaklık dağılımı söz konusudur.



Şekil 7.8 a) Motor üst yüzeyi sıcaklık dağılımı b) Silindir gömleği yüzeyi sıcaklık dağılımı
En düşük sıcaklıklar ise motor ayağında görülmektedir. Buradaki maksimum sıcaklığın 70°C, minimum sıcaklığın ise 55° olduğunu görmekteyiz. (Şekil 7.9)

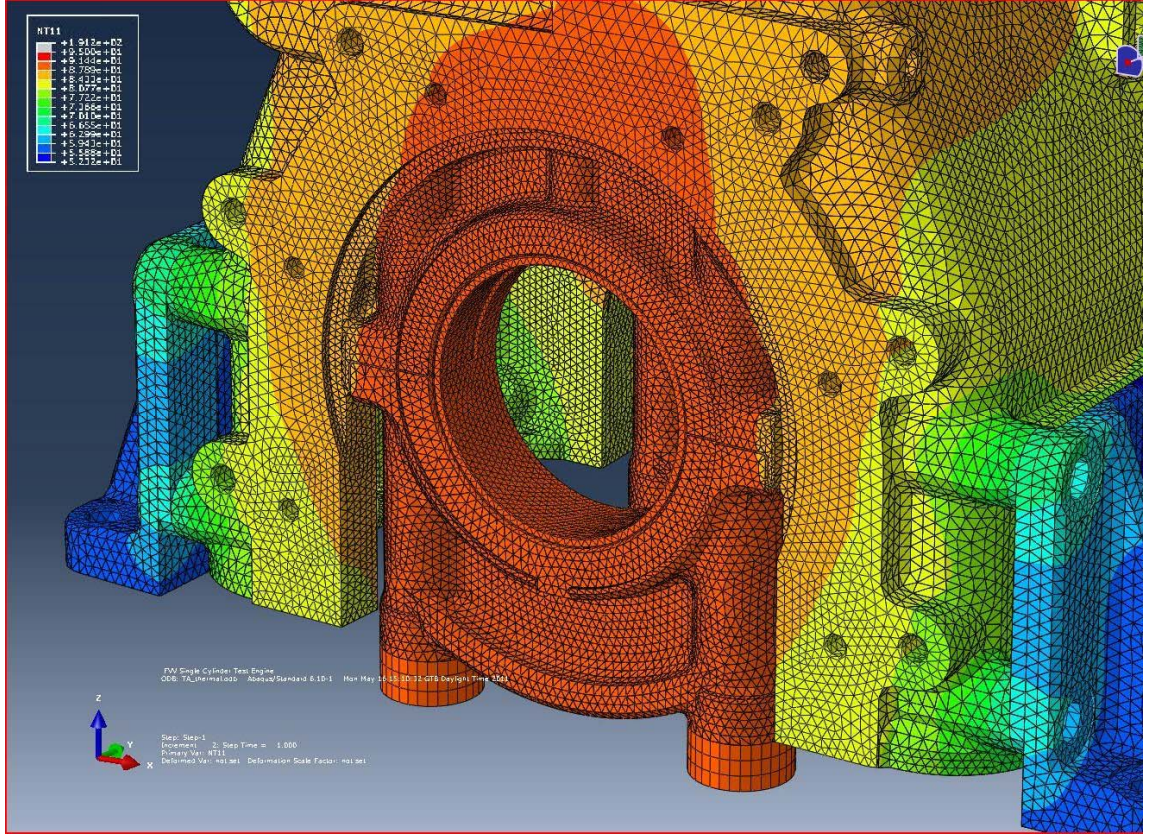


Şekil 7.9 Motor ayağı sıcaklık dağılımı

Kritik bölgemiz olan ana yatak bölgesinde ise sıcaklığın 88-91°C aralığında olduğunu görüyoruz. (Şekil 7.10)

7.6 Motor Bloğu - Ana Yataklar Statik ve Termal Analizi

Motor bloğu statik ve termal analizini yaparken ilerleyeceğimiz prosedür yukarıda anlatılmıştı. Kısaca bahsetmek gerekirse önce civataların ve bileziklerin ön gerilmeleri girilecek, daha sonra yukarıda gerçekleştirdiğimiz termal sıcaklık analizinin sonuçları kullanılarak sistemin termal genişleme analizi yapılacak, son olarak da gaz kuvveti yataklara girilerek bloktaki eşdeğer gerilmeler incelenecektir.

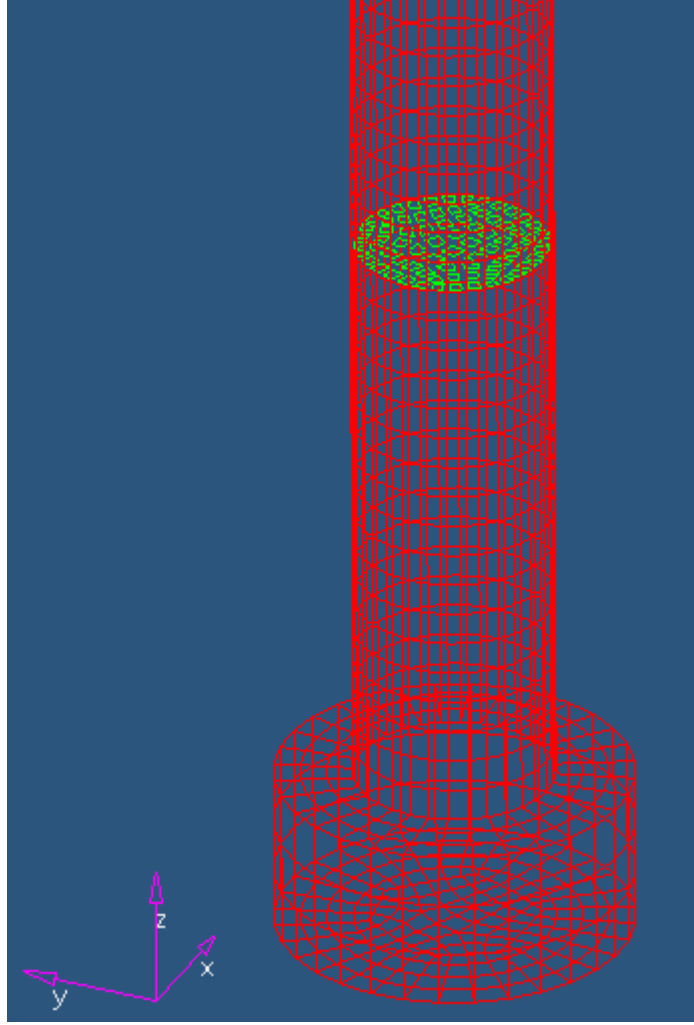


Şekil 7.10 Ana yatak bölgesi sıcaklık dağılımı

Yine yukarıda bahsettiğimiz gibi civata ön yüklemesi için; bu boyutlardaki bir civata için verilen minimum değer olan 90kN ve maximum değer olan 150kN ayrı ayrı uygulanarak analiz sonuçları incelenecektir.

İlk olarak 90kN civata ön yüklemesi için analizimizi gerçekleştirelim. Civata önyüklemesi simülasyonda; civatanın yiv altındaki bölümünden bir kesit seçilip, bu kesit yüzeyinden kuvvetin uygulanmasıyla verilir. Şekil 7.11’de seçilen civata ön yükleme uygulama yüzeyi (yeşil renkli yüzey) gösterilmiştir. Ön yükleme uygulama yüzeyi, vida dişlerinin bulunduğu yüzeyin(bu yüzey bloğa sıkı kontakt ile bağlıdır.) altında yer almaktadır. Bu yüzeyden +z yönünde uygulanan kuvvetle ön yükleme simüle edilmektedir.

Bilezik yüzey basınçları ise; bileziklerin birbirlerine olan kontakt yüzeylerinin 3’er μm içeri çekilmeleriyle sağlanmıştır.

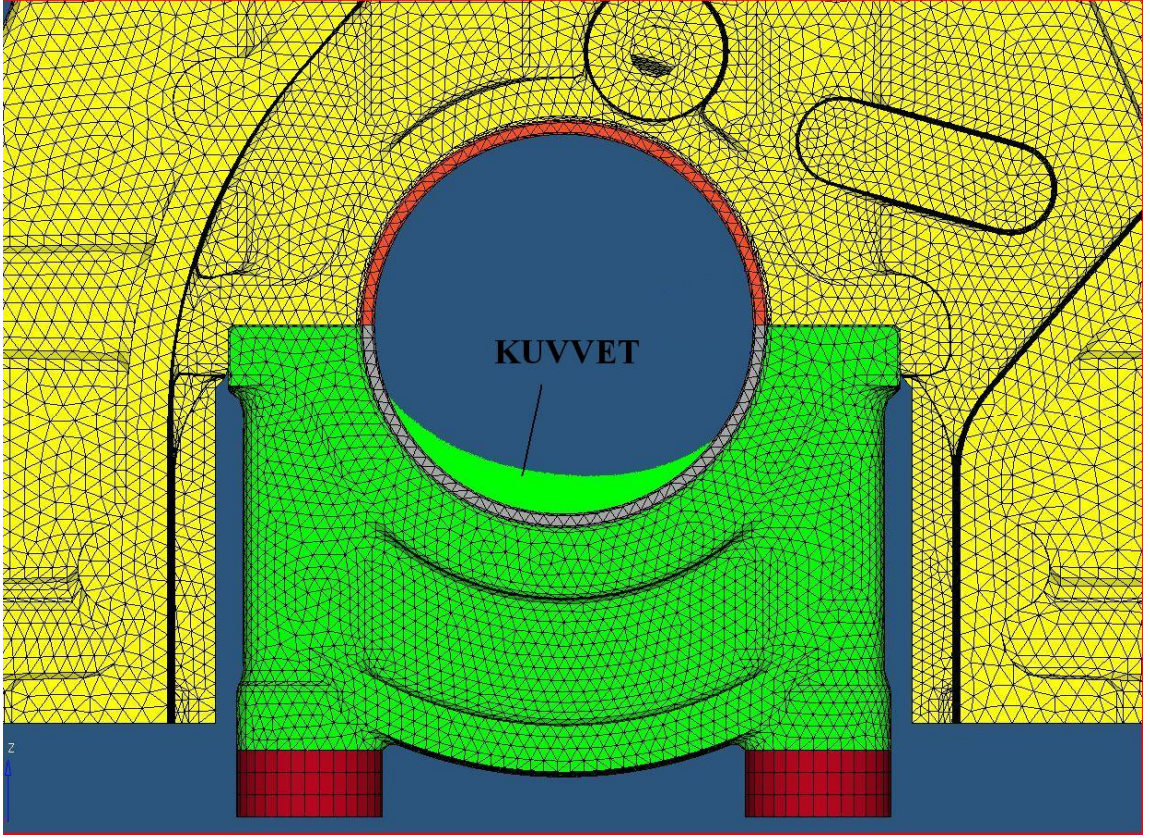


Şekil 7.11 Civata ön yükleme uygulama yüzeyi

Analizimizin birinci basamağı olan bu safha, kendi içinde de 3 basamaklıdır. Zaman düzleminde 1 saniye sürecek olan simülasyon 0.5 , 0.7 ve 1 saniyedeki kuvvet değerlerine yakınsayarak son bulacaktır.

Analizin ikinci basamağı ise yine yukarıda bahsedilen termal genişleme safhasıydı. Termal gerilmelerin hesaplanacağı bu basamakta da zaman düzleminde 1 saniyelik bir simülasyondur. Analiz programı bu safhada 0.2'şer saniyelik yakınsamalarla 1. saniyedeki değerlere ulaşmaya çalışacaktır.

Analizin son basamağında ise gaz kuvveti girilecektir. Bir betik aracılığıyla uygulanmış olan bu kuvvetin model üzerindeki uygulaması Şekil 7.12'de görülmektedir. Analiz programı bu safhada 0.1'er saniyelik yakınsamalarla 1. saniyedeki değerlere ulaşmaya çalışacaktır.

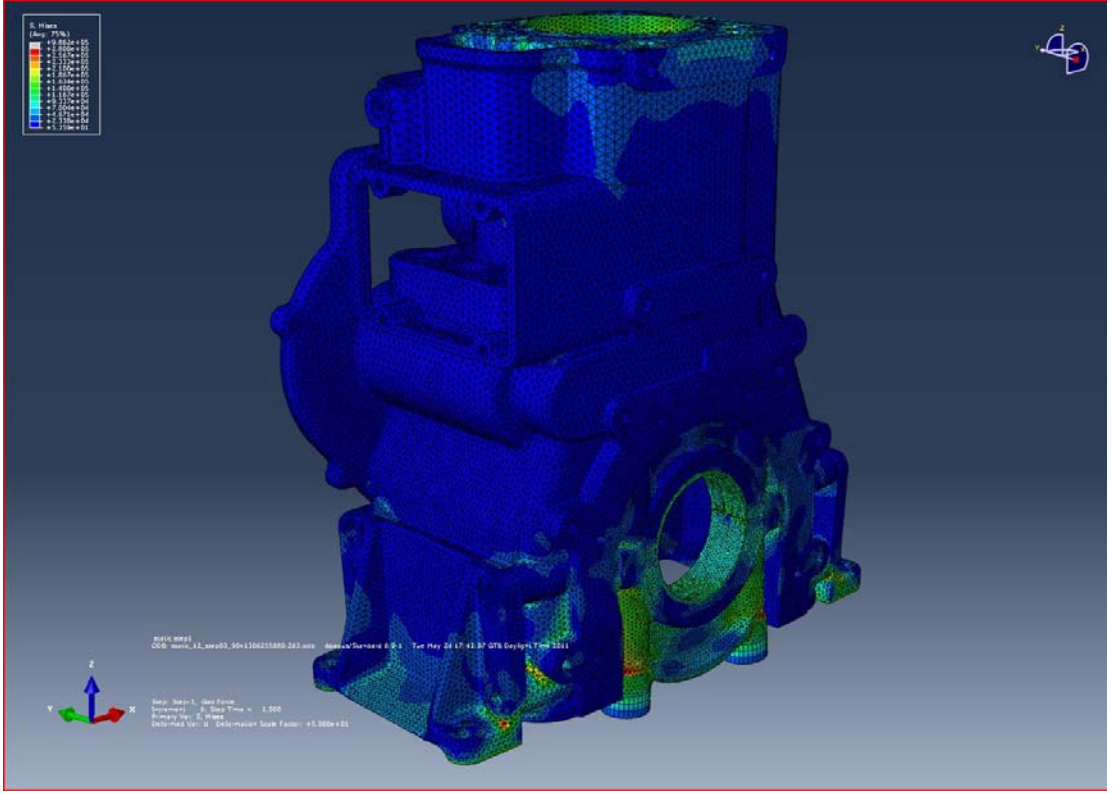


Şekil 7.12 Gaz kuvvetinin yataklara uygulanması

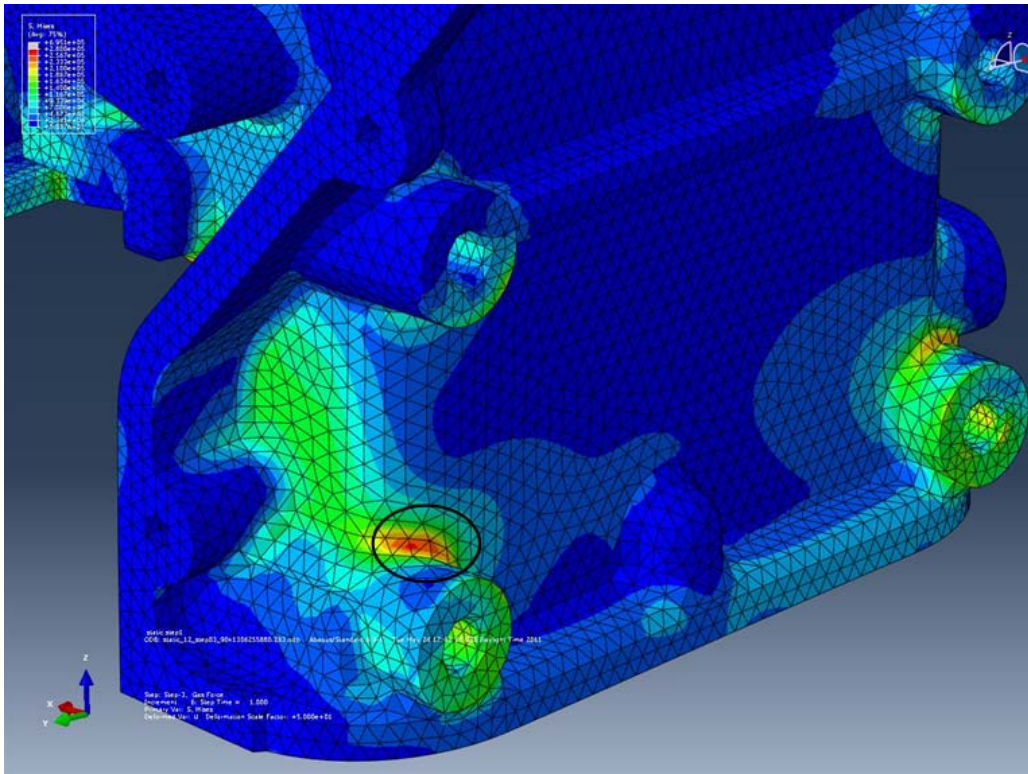
Analiz sonucunda elde ettiğimiz blok eşdeğer gerilme dağılımı şekil 7.13'deki gibidir. Buradaki skalada gerilmeler 53MPa ile 953MPa arasında gözükmektedir.

Şekil 7.14 ile Şekil 7.21 arasındaki gösterimlerde motor bloğunun eşdeğer gerilmeleri ile ilgili ayrıntılar görülmektedir.

Şekil 7.14'de motor ayağının bağlantı bölgesi görülmektedir. Siyah çember ile işaretlenmiş bölgede eşdeğer gerilme en yüksek değeri olan 262MPa değerine ulaşmıştır. Motor bloğunun malzemesi çeliktir ve çeliğin akma gerilmesinin yaklaşık 250MPa olduğu dikkate alınır, bu yüksek gerilme değeri tehlike arz etmektedir.



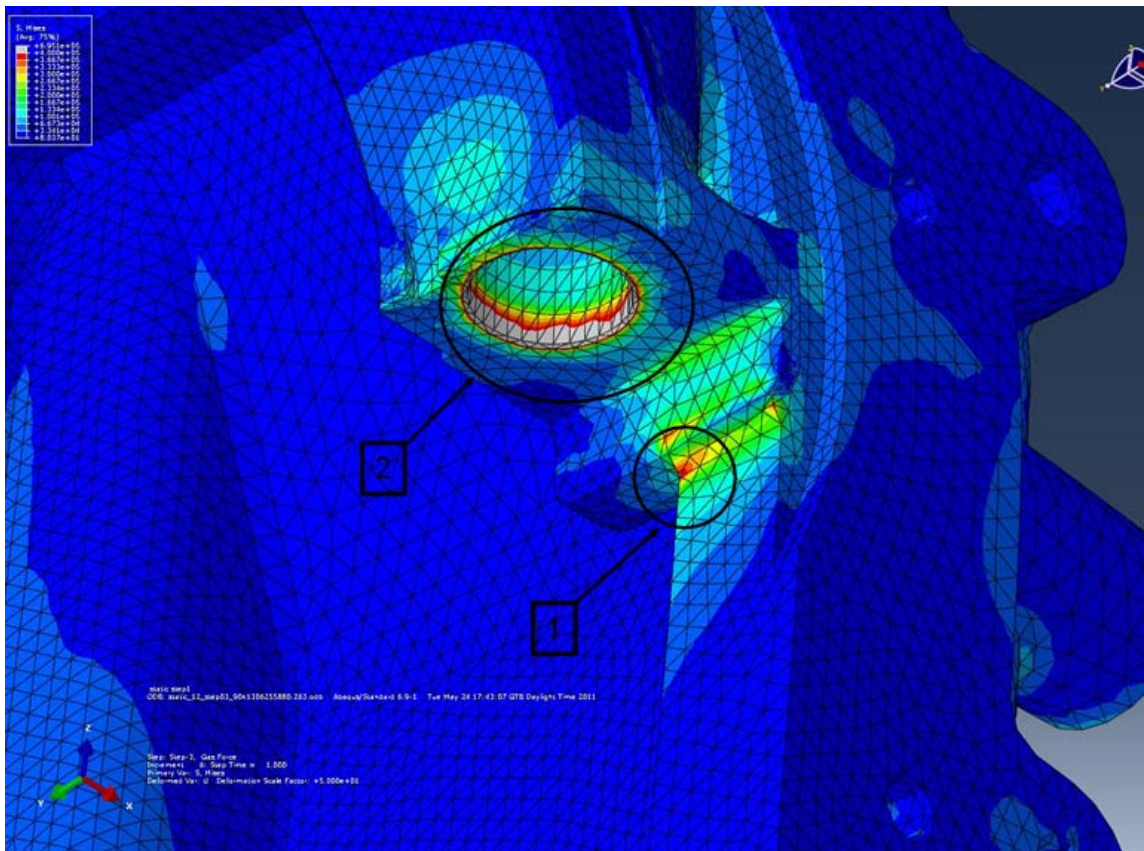
Şekil 7.13 Analiz sonucu elde edilen blok eşdeğer gerilme dağılımı



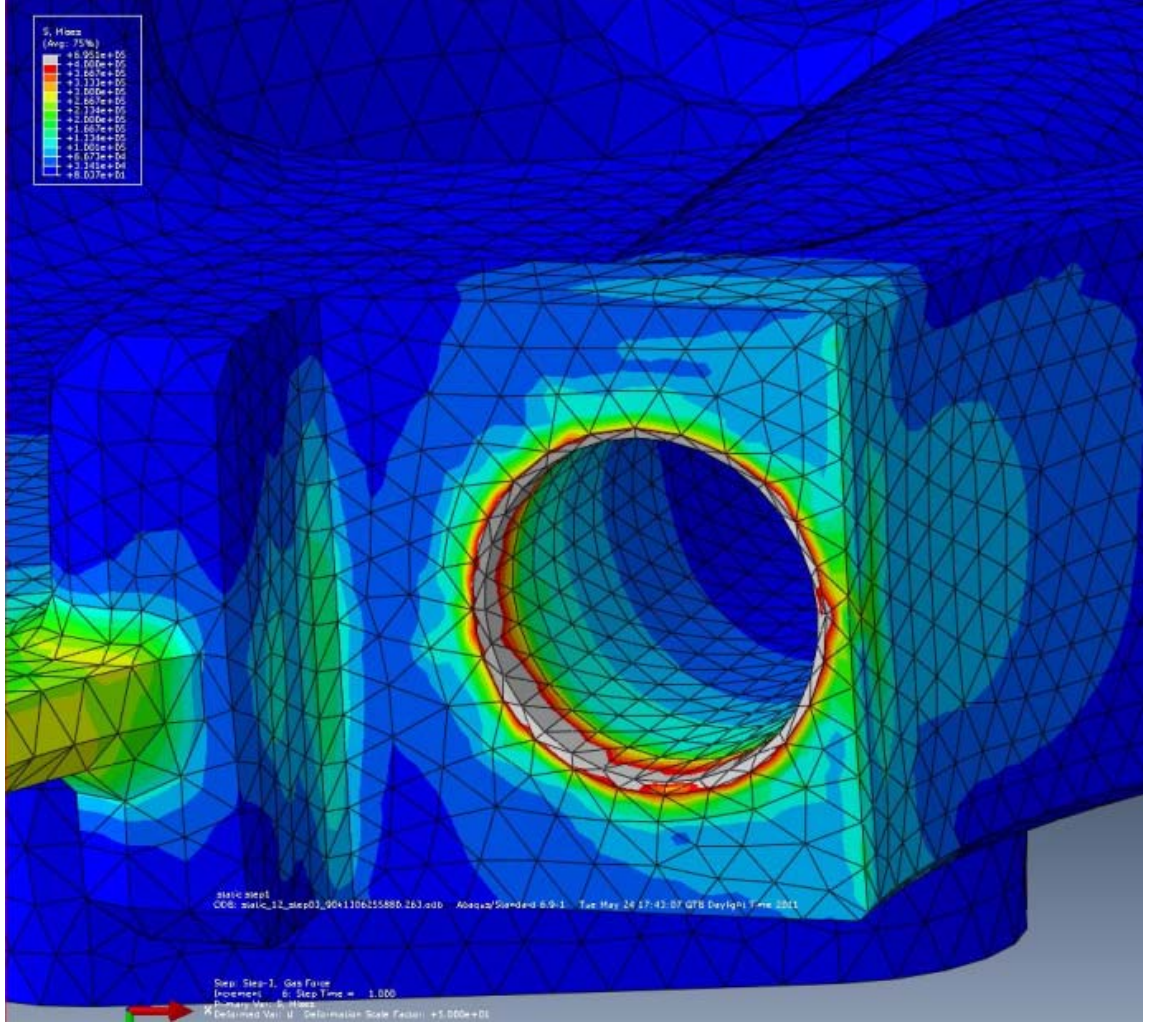
Şekil 7.14 Motor ayağı bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.15’de krank yatağı (volan tarafı) – motor bloğu temas yüzeyi bölgesi görülmektedir. Burada (1) numarası ile işaretlenmiş bölgede eşdeğer gerilmesi maksimumda 360MPa’a çıkmaktadır ve tehlike arz etmektedir.

(2) numarası ile işaretlenmiş olan bölge Şekil 7.16’da daha ayrıntılı olarak görülmektedir. Burada küçük bir alanda radikal bir gerilme artışı gözükmektedir. Bunun analiz sırasındaki kontak açılmalarından kaynaklı tekilliklerden kaynaklandığı düşünülmektedir. Bundan dolayı bu tip bölgelerde renk skalasının gösterdiği değerlerin kabaca bir ortalamasını kabul etmek doğru bir yaklaşım olacaktır. Dolayısıyla buradaki gerilmelerin yaklaşık 130-135MPa aralığında olduğunu söyleyebiliriz.



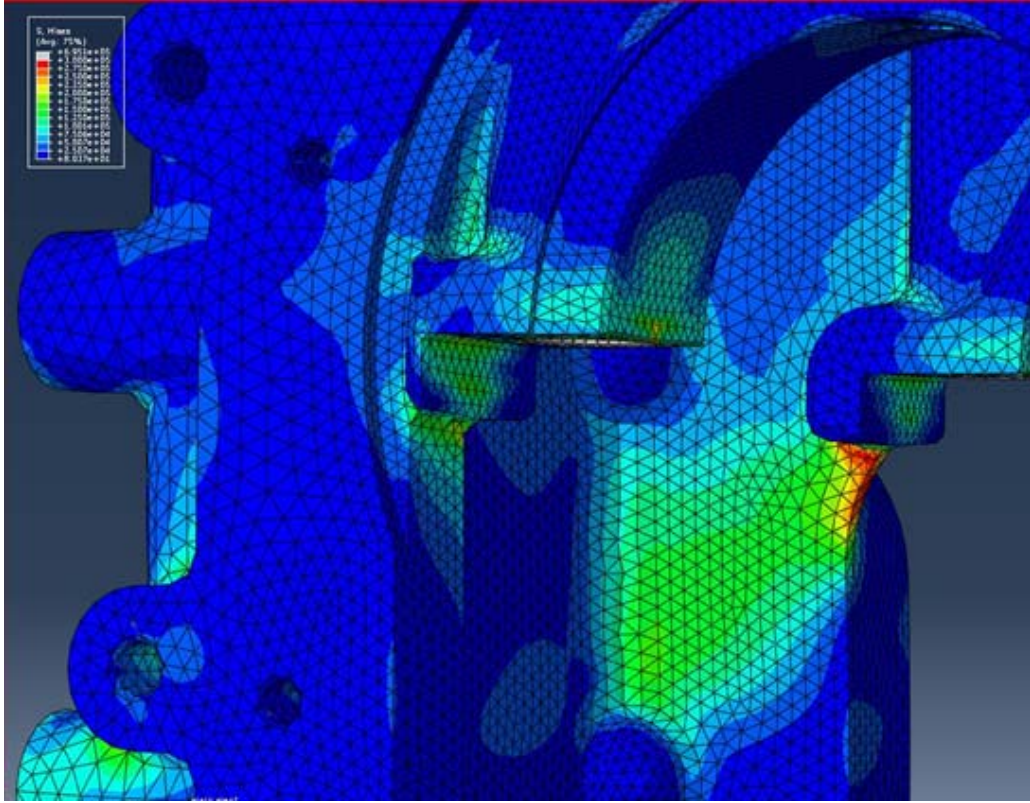
Şekil 7.15 Krank yatağı (volan tarafı) – motor temas yüzeyi bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı



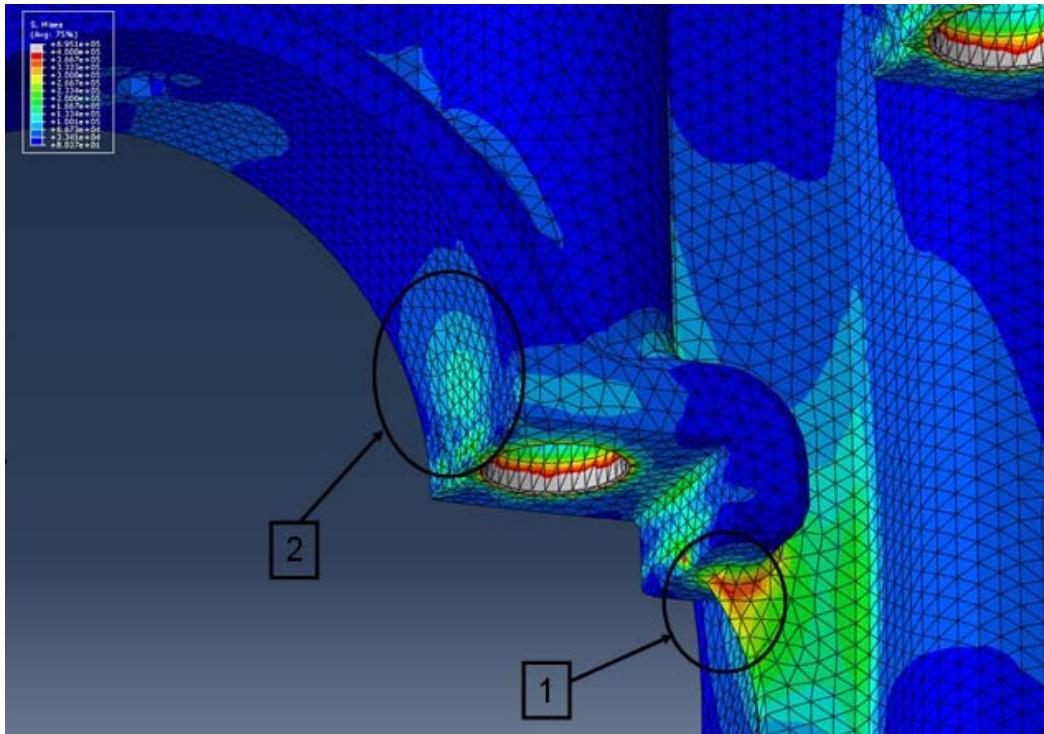
Şekil 7.16 Krank yatağı üst basma bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.17’de yatak bölgesi (dişliler tarafı) ve blok iç duvarının gerilme dağılımı görülmektedir. İç duvarda gerilmeler 170MPa mertebesinde görülmektedir. Yatak birleşim bölgesinde ise gerilmeler 300MPa mertebesine yaklaşmaktadırki, bu gerilme seviyesi de tehlike arz etmektedir.

Şekil 7.18’de yine motor bloğu iç bölgesinde yatak kepi (volan tarafı) bağlantı bölgesi görülmektedir. (1) numaralı bölgede az önce de bahsedildiği gibi gerilmeler 350MPa seviyesini görmektedir ve hasar açısından tehlike arz etmektedir. (2) numarayla gösterilen bölgede ise bilezik basıncından kaynaklanan eşdeğer gerilme 133MPa mertebesinde görülmektedir.

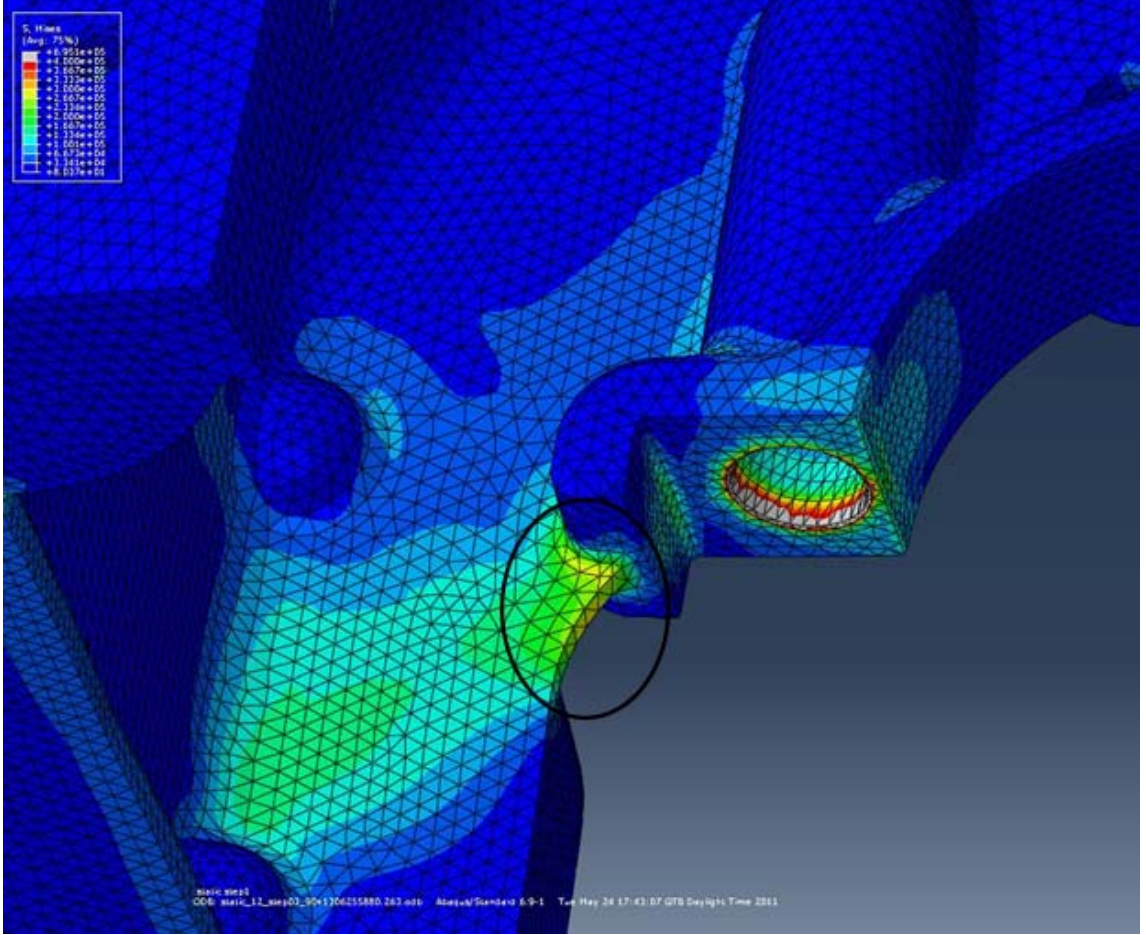


Şekil 7.17 Yatak bölgesi (dişliler tarafı) ve blok iç duvarın eşdeğer gerilme dağılımı



Şekil 7.18 Motor bloğu iç bölgesinde yatak kepi (volan tarafı) bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

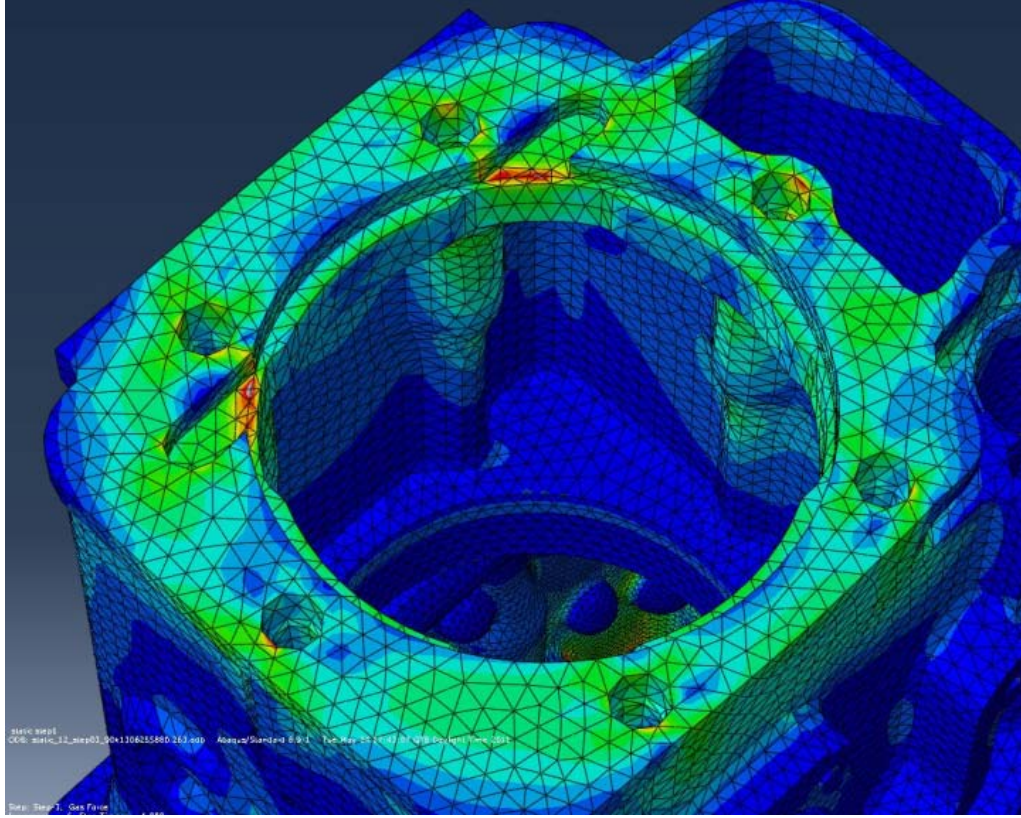
Şekil 7.19'da; Şekil 7.18'de gösterilen yatak kepi (volan tarafı) bağlantı bölgesinin diğer tarafı görülmektedir. Bu bölümdeki maksimum eşdeğer gerilmeleri diğer tarafa göre biraz daha az olmakla birlikte 300MPa mertebesinde görülmektedir ve yine tehlike arz etmektedir.



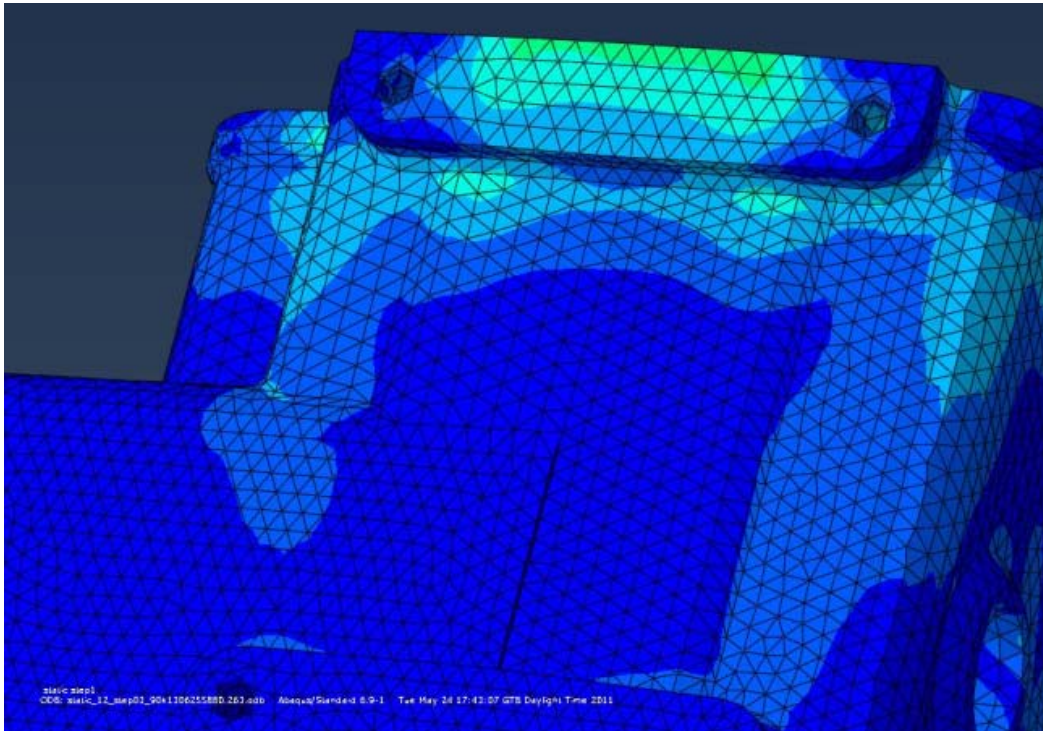
Şekil 7.19 Motor bloğu iç bölgesinde yatak kepi (volan tarafı) bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.20'de motor bloğu üst yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir. Burada maksimum gerilme silindir temas yüzeyinde olup, 150MPa seviyesine çıkmaktadır.

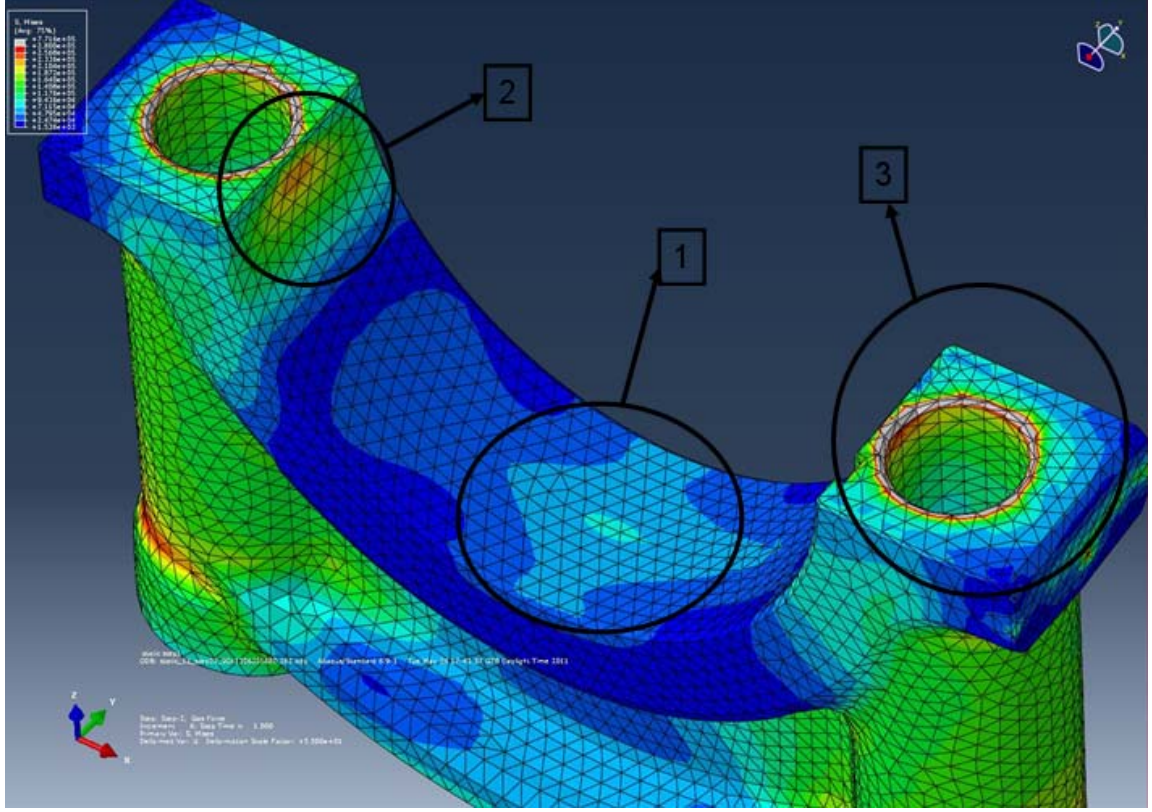
Şekil 7.21'de motor bloğu üst taraf dış yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir. Buradaki maksimum gerilmeler ise 80MPa mertebesinde.



Şekil 7.20 Motor bloğu üst yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı



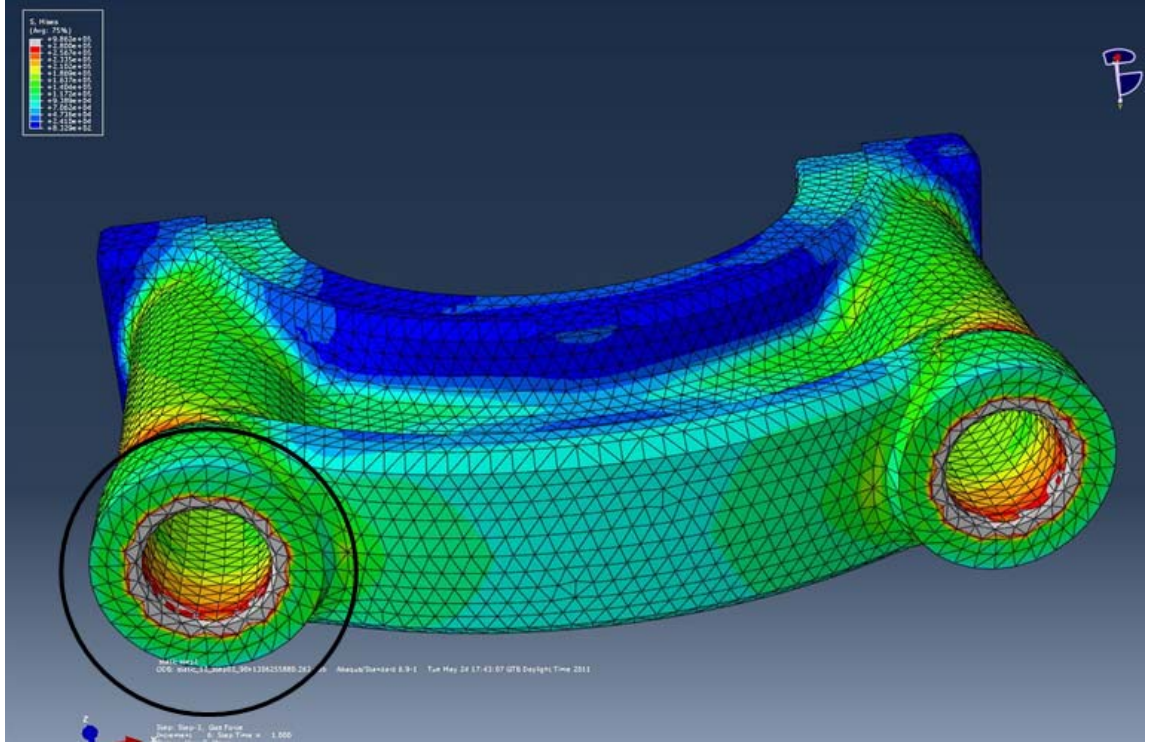
Şekil 7.21 Motor bloğu üst taraf dış yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı



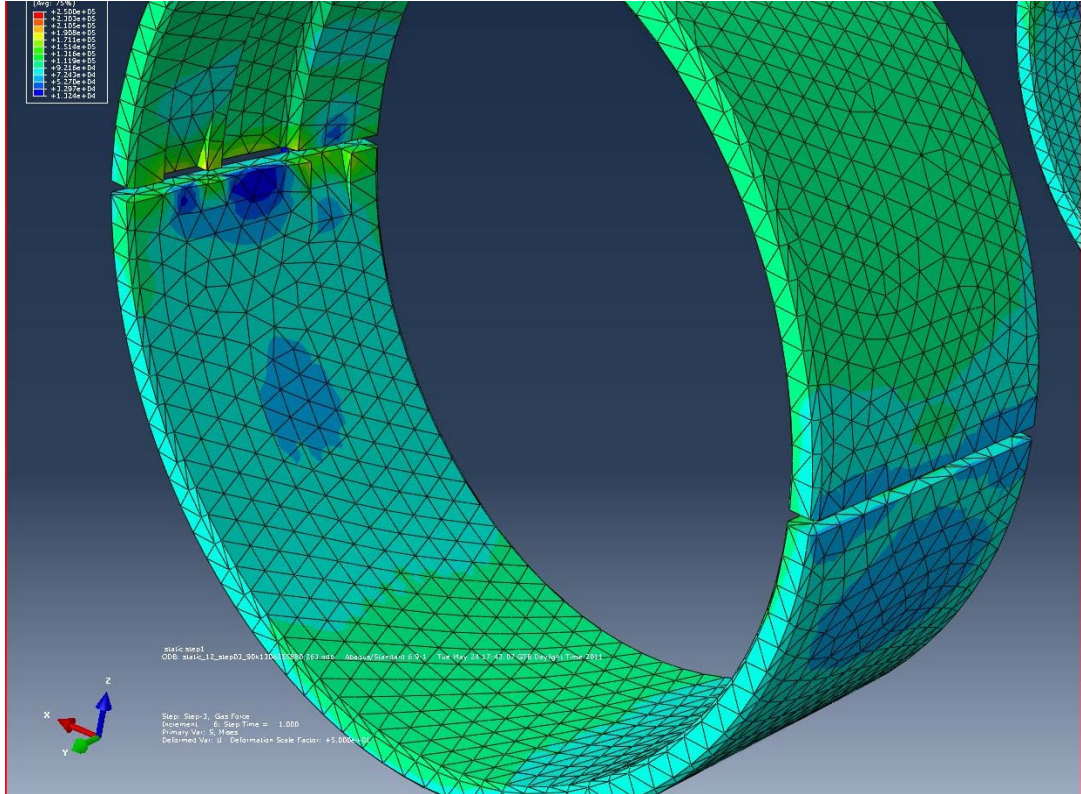
Şekil 7.23 Yatak kepi eşdeğer gerilme dağılımı (2)

Şekil 7.24'de yatak kepi alt yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir. Burada siyah daire içine alınmış bölgede yine radikal gerilme değişimi görülmektedir. Burada da skalanın ortalamasını alarak gerilmenin 165MPa mertebesinde olduğunu söyleyebiliriz.

Şekil 7.25'de yatak bileziğinin gerilme dağılımı görülmektedir. Burada gaz kuvveti basma yüzeyindeki maksimum gerilme 110MPa mertebesinde. Herhangi bir yorulma hasarı beklenmemektedir.

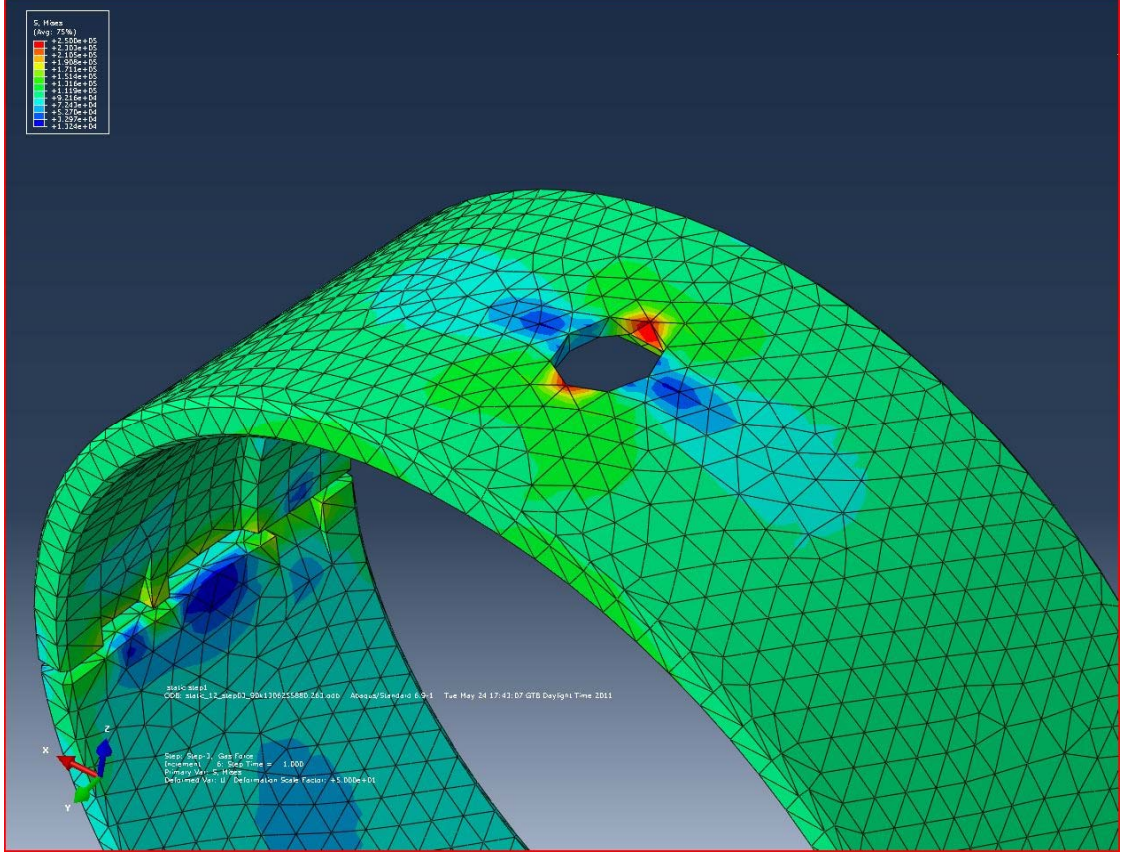


Şekil 7.24 Yatak kepi alt yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı



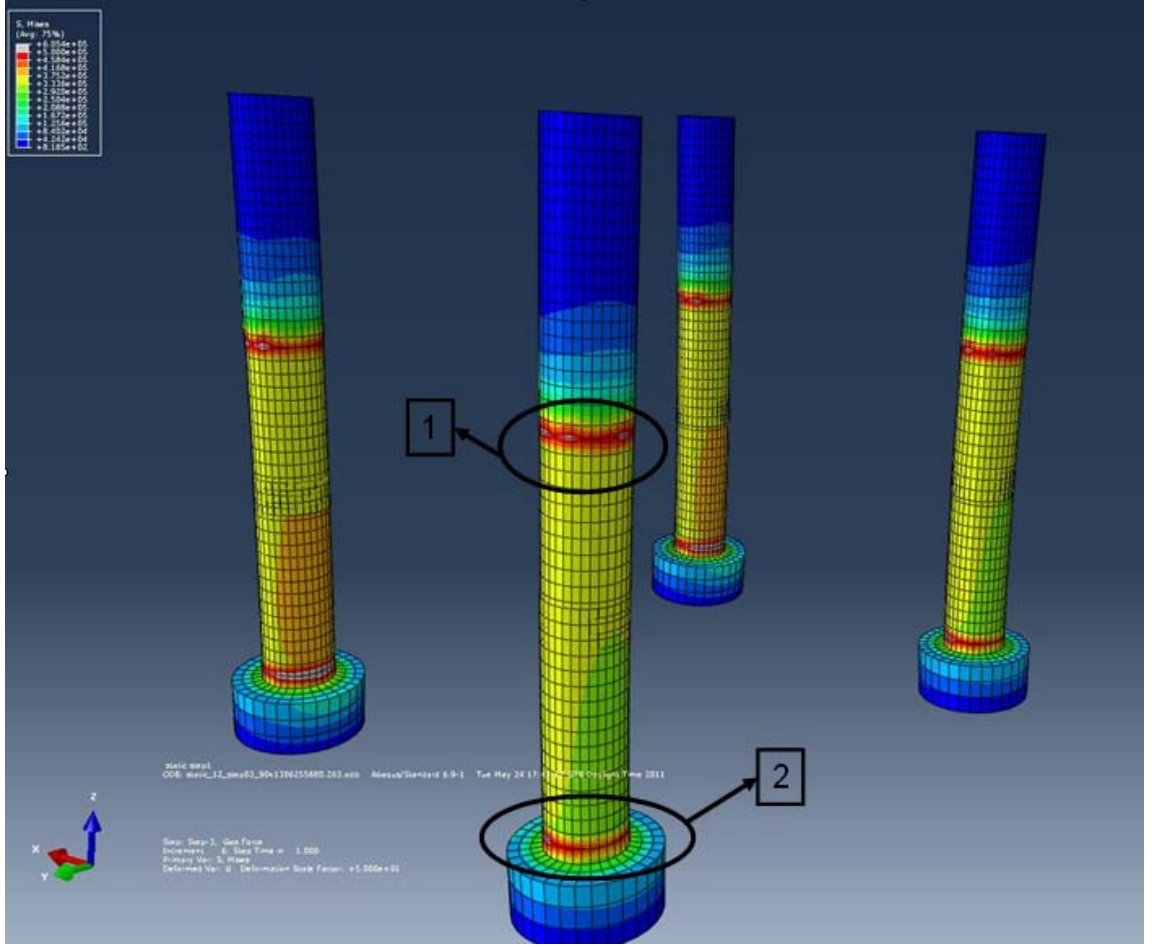
Şekil 7.25 Yatak bileziği iç yüzey eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.26’da ise bileziğin üst yüzeyindeki yağ girişi deliği etrafında 237MPa mertebesine çıkmış noktasal bir gerilme görülmektedir, bu da yorulma hasarına yol açma riskini taşımaktadır.



Şekil 7.26 Yatak bileziği dış yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı

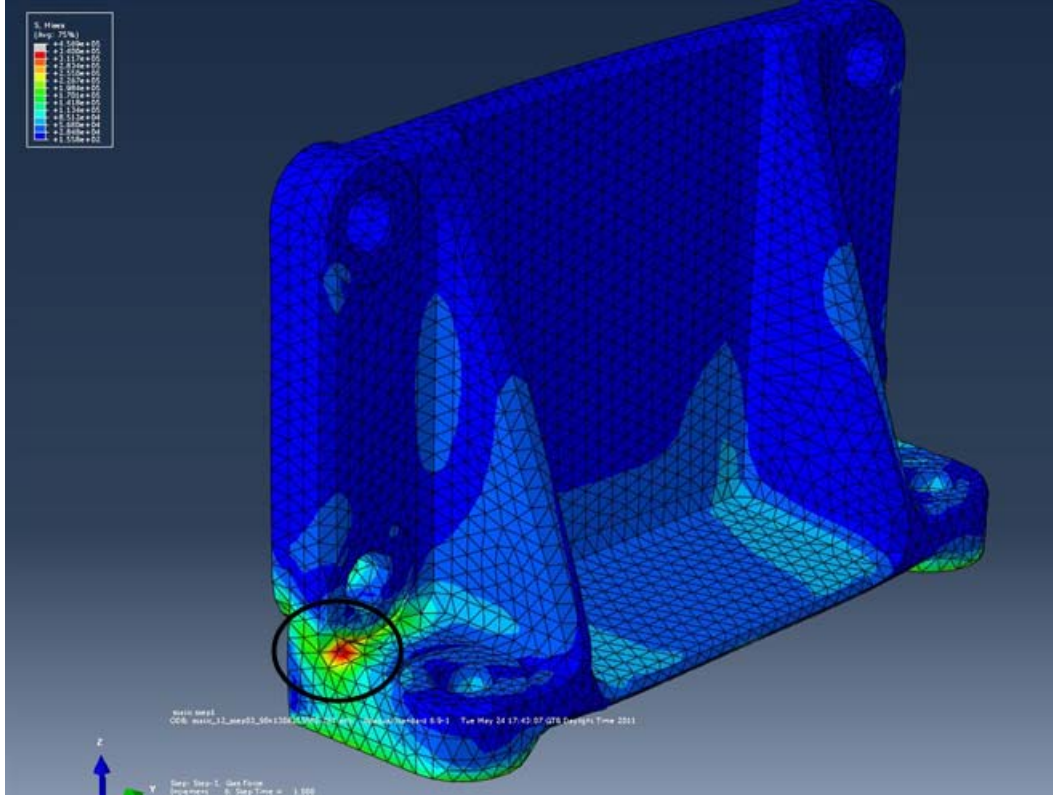
Yatak kepi civatarının gerilme dağılımı şekil 7.27’de görülmektedir. Buradaki dağılıma göre (1) ve (2) numaralı bölgelerde küçük bir alanda radikal gerilme değişimi vardır. Bunun da kontak açılmasından kaynaklanan tekilliklerden oluştuğunu söyleyebiliriz. (1) ve (2) arasındaki bölgenin skalada ortalamasını alırsak, bu ara bölgedeki eşdeğer gerilmesinin 400MPa olduğu kanaatine varırızki; bu civata için ciddi bir kopma-kırılma riski olduğu anlamına gelir.



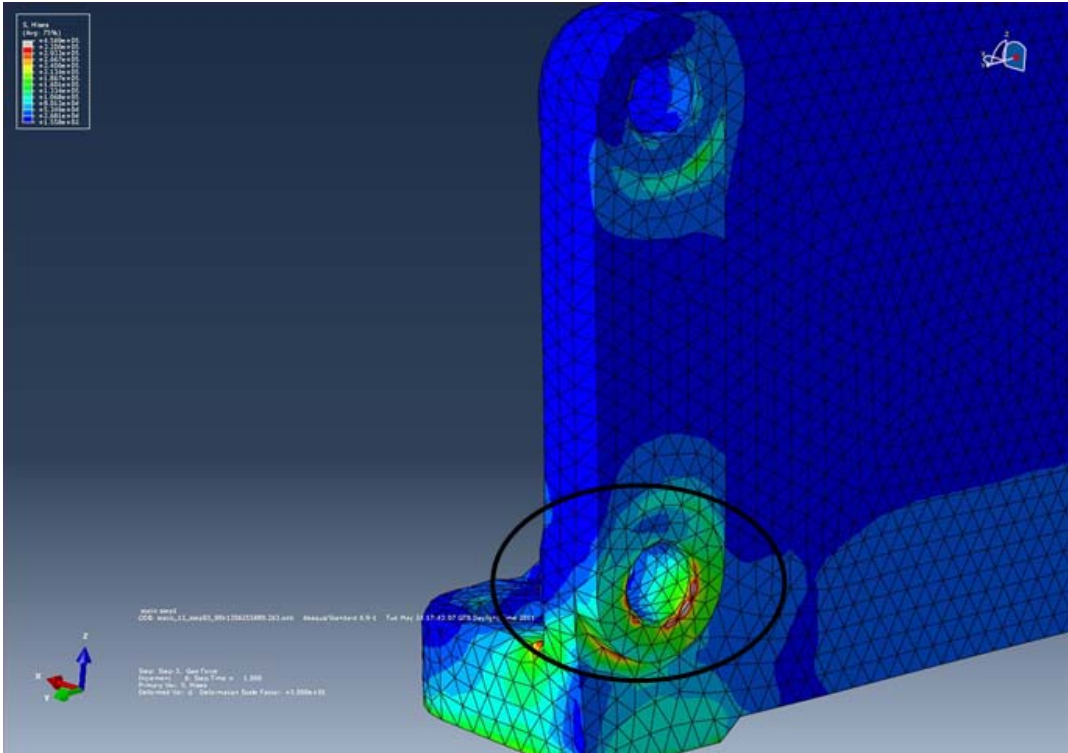
Şekil 7.27 Yatak kepi civataları eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.28’de motor ayağı ön taraf eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir. Burada siyah daire ile işaretlenmiş bölgede maksimum gerilme dağılımı 340MPa mertebesindedir ve hasar riski taşımaktadır.

Şekil 7.29’da motor ayağı arka taraf yüzeyi görülmektedir. Siyah daire içine alınmış bölgede yine tekillikler görülmektedir ve ortalama yaklaşımıyla buradaki gerilmenin 160MPa civarı olduğu yaklaşımı getirilebilir.

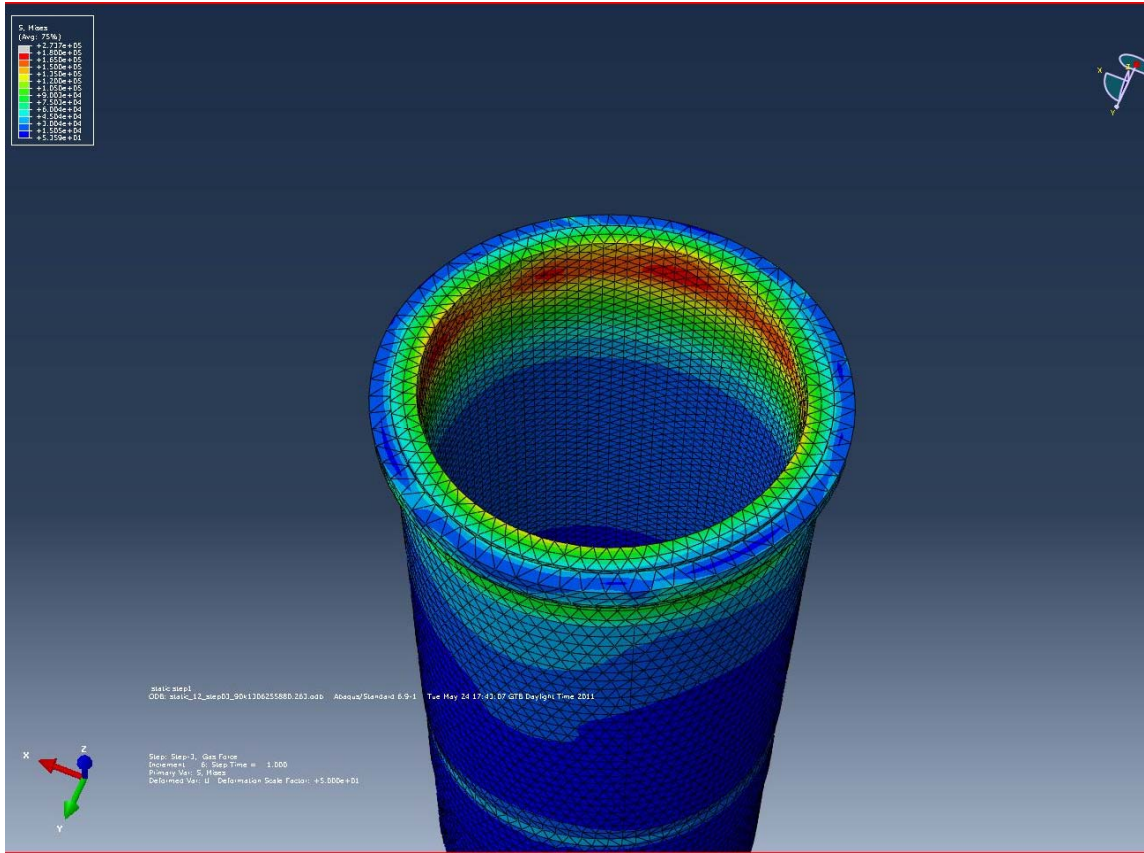


Şekil 7.28 Motor ayağı ön taraf eşdeğer gerilme dağılımı



Şekil 7.29 Motor ayağı arka taraf eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.30'da ise silindir gömleğinin gerilme dağılımı görülmektedir. Buradaki gerilme neredeyse tamamen termal etkiyle oluşmuş olup, maksimum değeri 176 MPa'dır.

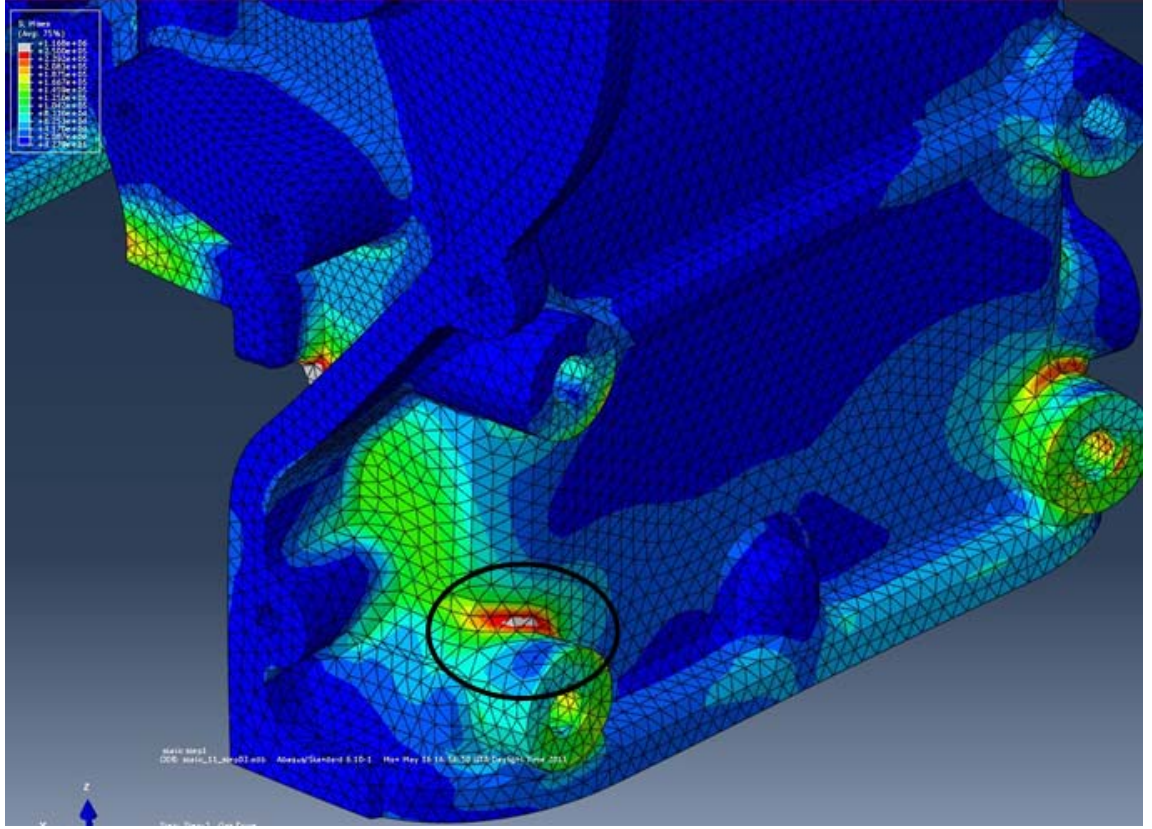


Şekil 7.30 Silindir gömleği eşdeğer gerilme dağılımı

90kN civata ön gerilmesi ile gerçekleştirdiğimiz analizin sonuçları böylece özetlenmiştir. Şimdi de civata ön gerilmesi için önerilen maksimum kuvvet olan 150kN şartıyla koşturduğumuz analizin sonuçlarını inceleyelim.

Şekil 7.31 ile Şekil 7.35 arasındaki gösterimlerde motor bloğunun eşdeğer gerilmeleri ile ilgili ayrıntılar görülmektedir.

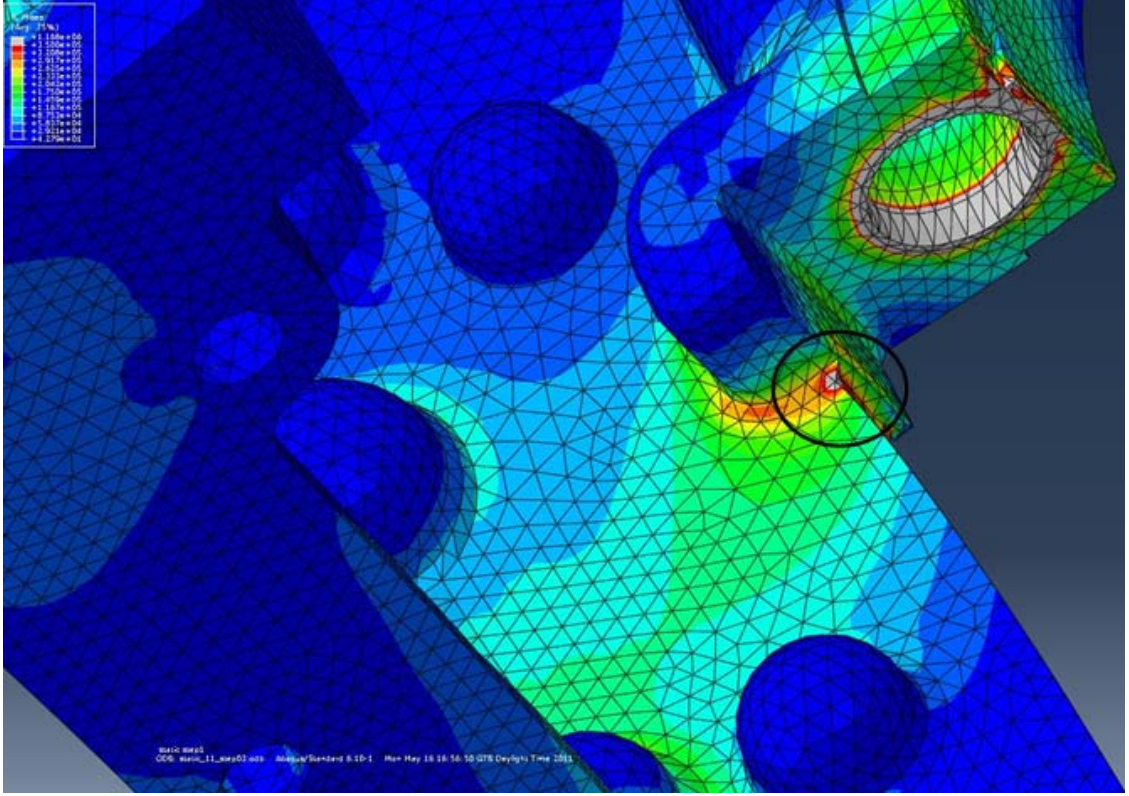
Şekil 7.31'de motor ayağı bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı gösterilmiştir. Burada siyah daire içine alınmış bölgede gerilmeler maksimum değeri olan 267MPa değerine ulaşmıştır. Motor bloğunun malzemesi çeliktir ve bu malzemenin akma mukavemeti 250MPa'dır. Dolayısıyla elde edilen bu değer kırılma açısından tehlike arz etmektedir.



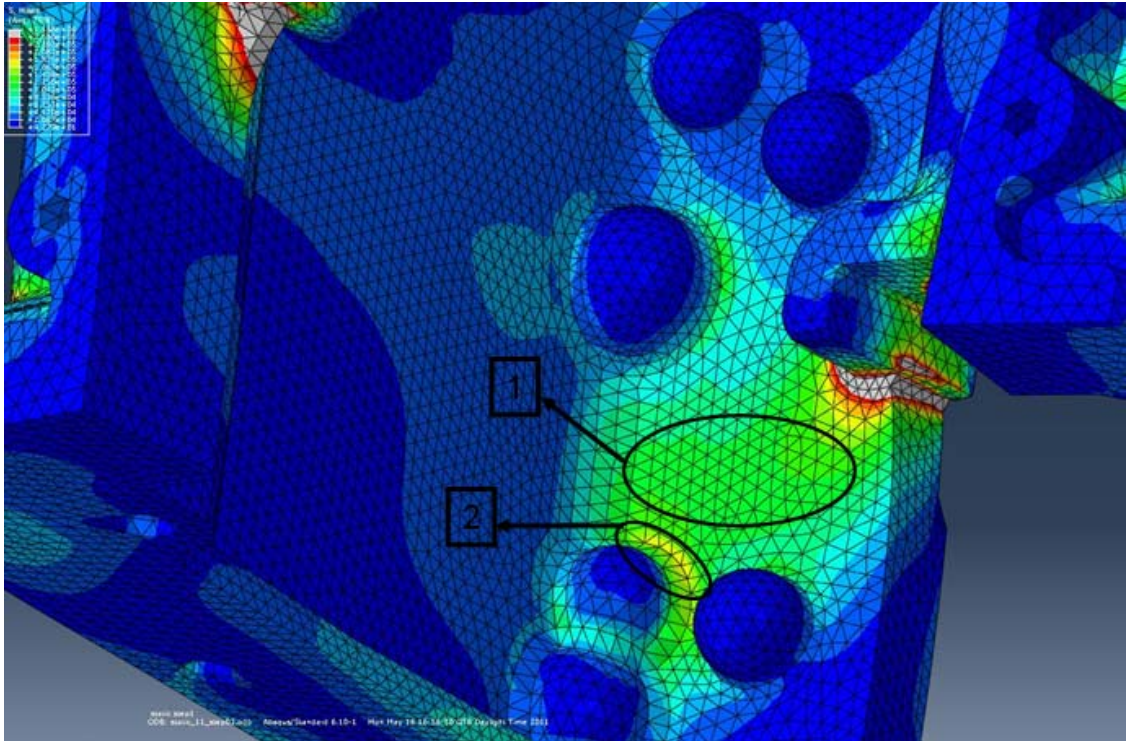
Şekil 7.31 Motor ayağı bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.32’de krank yatak kepi (volan tarafı) – motor boğu temas yüzeyi bölgesinin eşdeğer gerilme dağılımı verilmiştir. Daire içine alınmış bölgede gerilme değeri maksimum 365MPa değerine ulaşmıştır, çeliğin 250MPa akma mukavemeti değerini fazlasıyla aştığından ötürü hasar açısından tehlike arz etmektedir.

Şekil 7.33’de blok duvarı iç bölgesi gösterilmiştir. Bu bölgede (1) ile gösterilen bölgede eşdeğer gerilmeler 146MPa, (2) numara ile gösterilen bölgede ise 157MPa’dır. Hasar açısından risk oluşturacağı öngörülmemektedir.

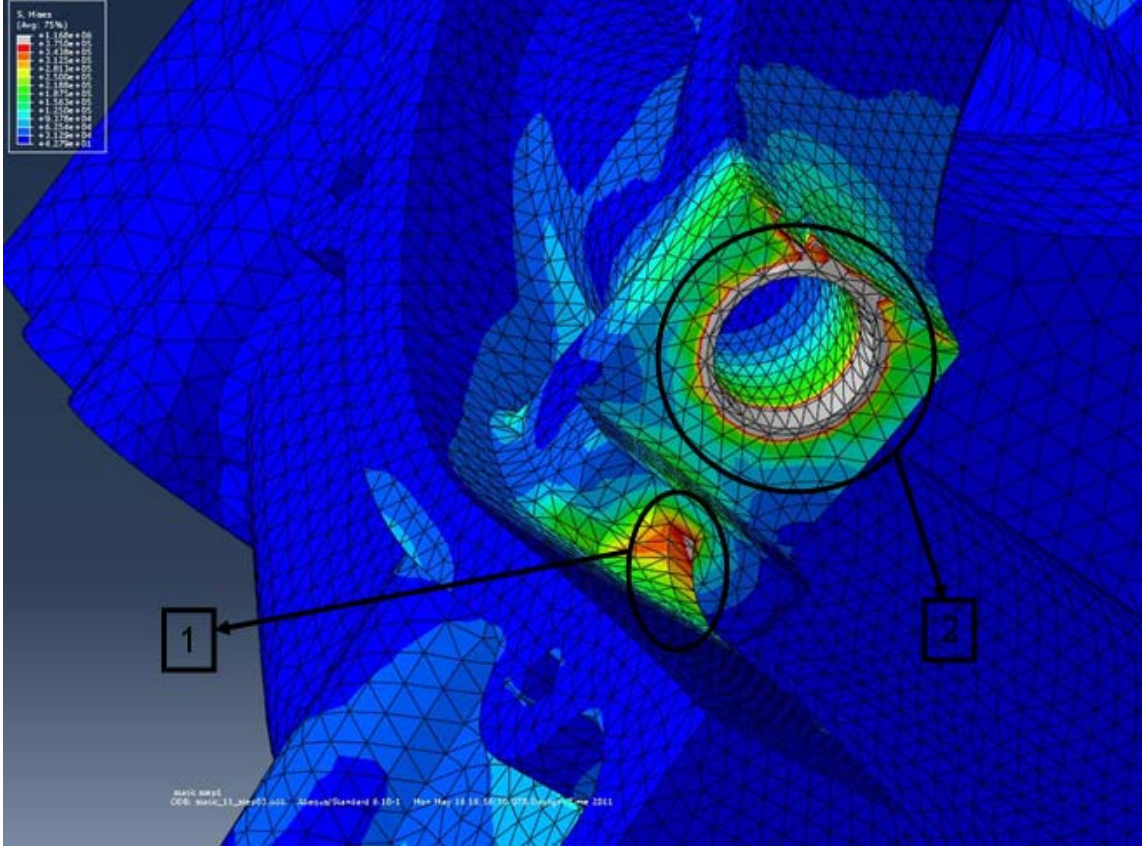


Şekil 7.32 Krank yatak kepi (volan tarafı) – motor temas bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı



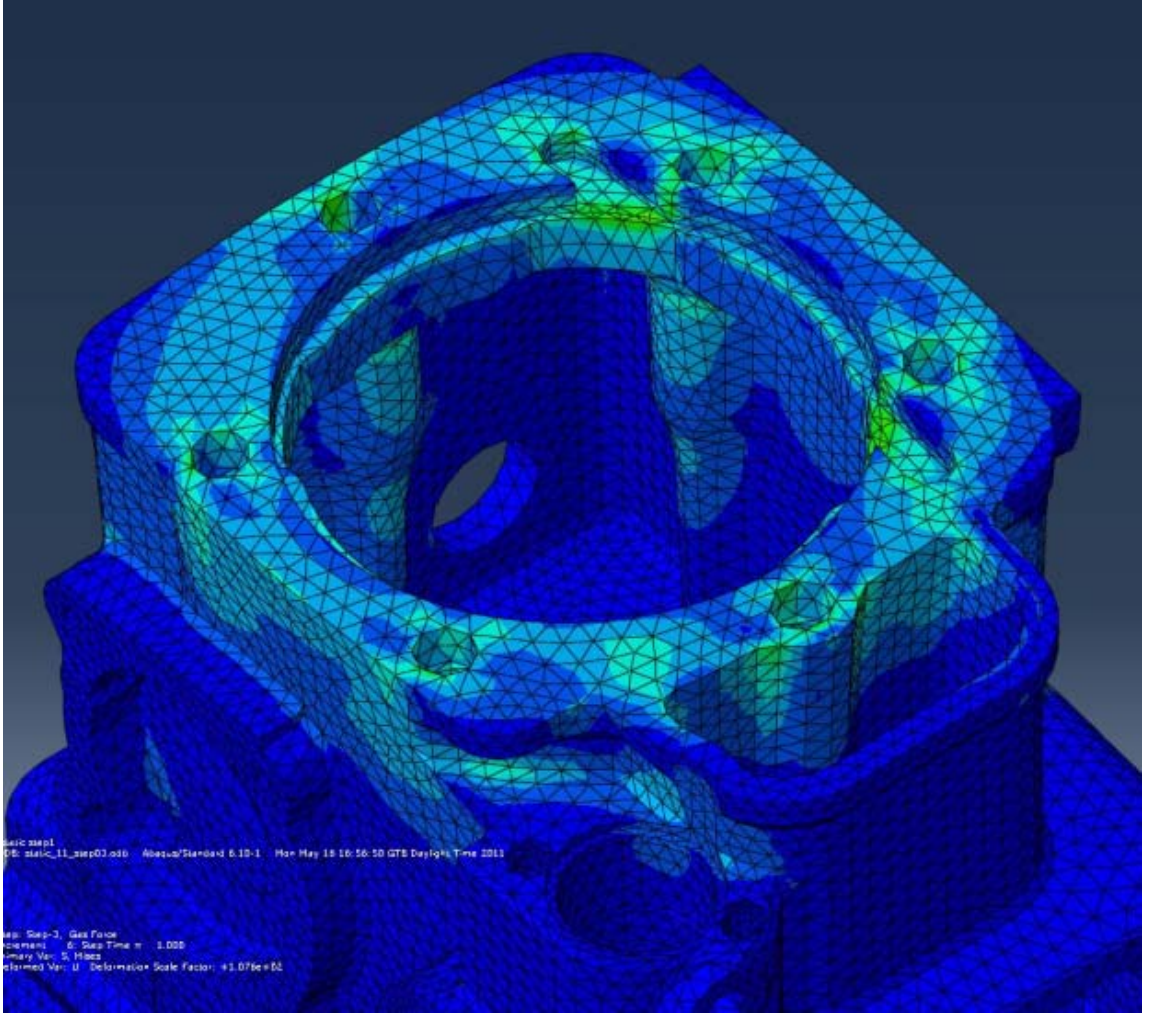
Şekil 7.33 Blok duvarı iç bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.34'te krank yatak kepi (krank dişlileri tarafı) – motor temas yüzeyi bölgesinin eşdeğer gerilme dağılımı verilmiştir. Burada (1) ile gösterilen bölgede maksimum gerilme 380MPa olarak gözükmemektedir ve yüksek hasar riski taşımaktadır. (2) bölgesinde ise gerilmeler 250MPa mertebesindedir.



Şekil 7.34 Krank yatak kepi (krank dişlileri tarafı) – motor temas yüzeyi bölgesinin eşdeğer gerilme dağılımı

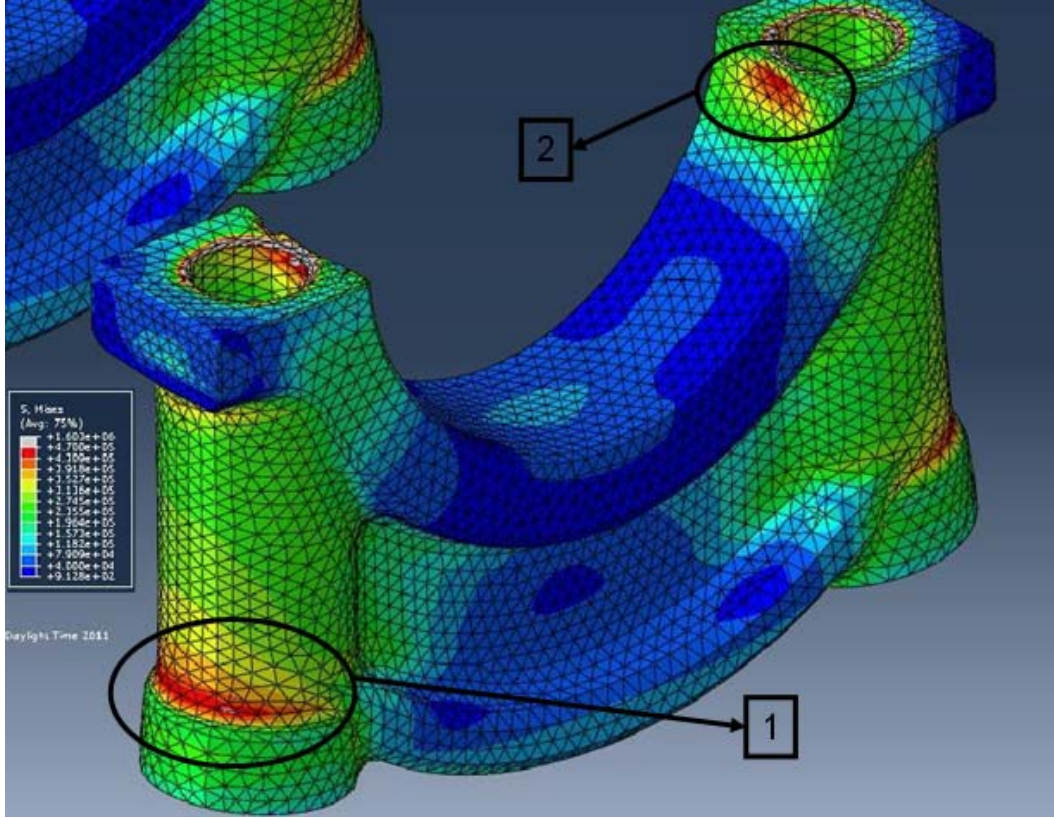
Şekil 7.35'de motor bloğu üst yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı gösterilmiştir. Burada maksimum eşdeğer gerilmesi, silindir temas yüzeyinde görülmüş olup, 166MPa mertebesindedir.



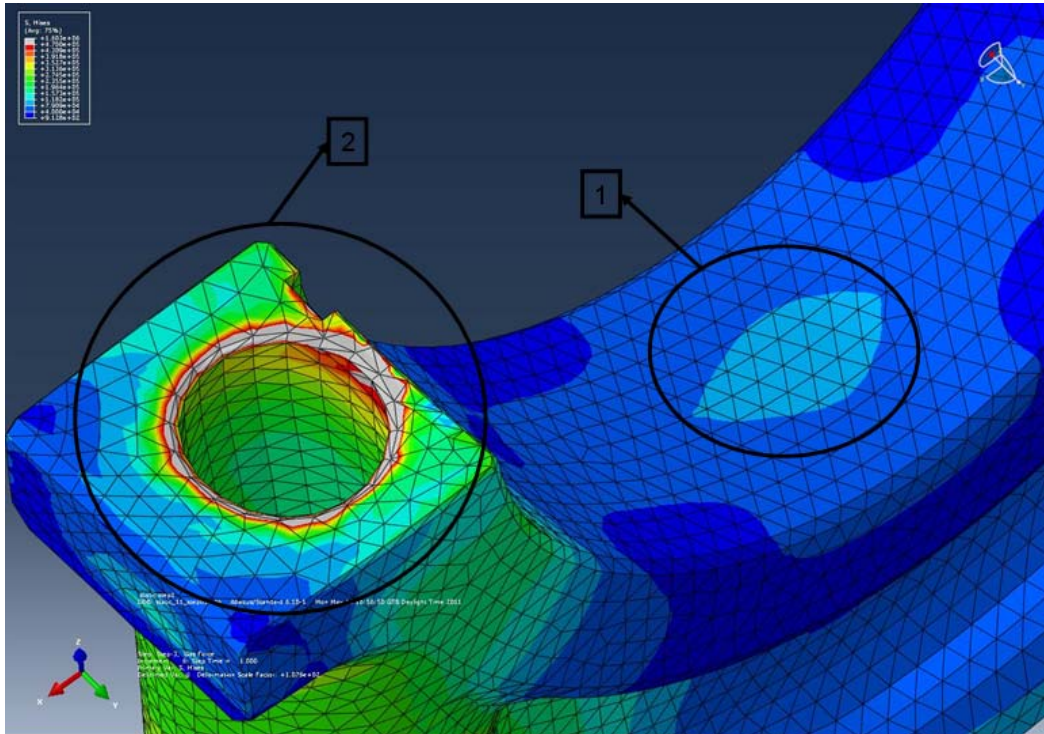
Şekil 7.35 Motor bloğu üst yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.36'da krank yatak kepi eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir. (1) ve (2) numara ile gösterilen bölgede gerilmeler 450MPa mertebesinde ve hasar açısından tehlike arz etmektedirler. Şekil 7.37'deki gösterimde ise (1) numaralı bilezik temas yüzeyinde gerilme değeri 157MPa olarak gözükmekte ve hasar tehlikesi görülmemektedir. (2) numaralı bölgenin gerilme değeri ise 230MPa mertebesinde olup, risk taşımaktadır.

Şekil 7.38 ve 7.39'de bileziklerin eşdeğer gerilme dağılımları gösterilmiştir. Şekil 7.38'de krank kuvvetinin geldiği bölge maksimum gerilme değerini taşıyor olup, bu değer 110MPa civarındadır. Bilezik malzemesi bronzun akma gerilmesi değeri 200MPa olduğundan, burada bir yorulma gözlemlenmesi beklenmemektedir. Şekil 7.39'da ise yağ giriş deliğinin etrafındaki maksimum gerilme 250MPa'nın üzerine çıkmıştır ve bu bölgede hasar oluşma riski vardır.

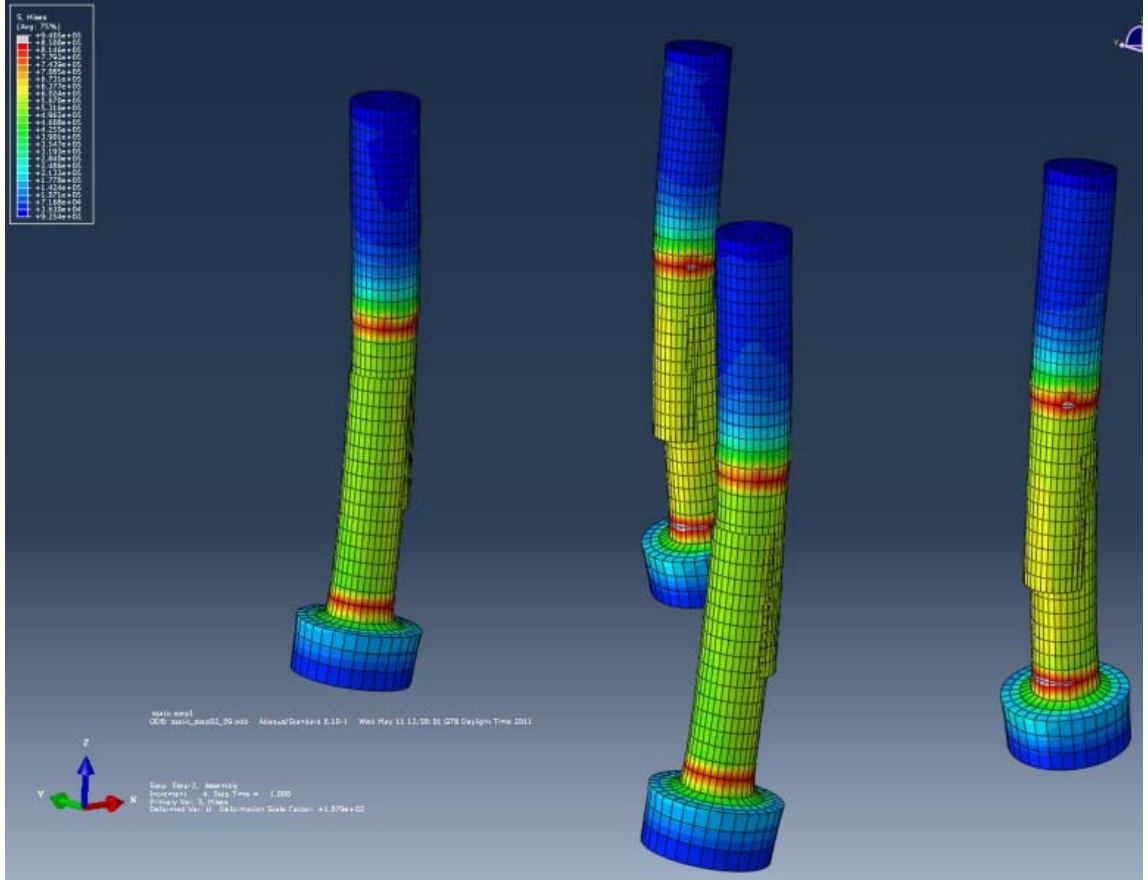


Şekil 7.36 Yatak kepi eşdeğer gerilme dağılımı (1)

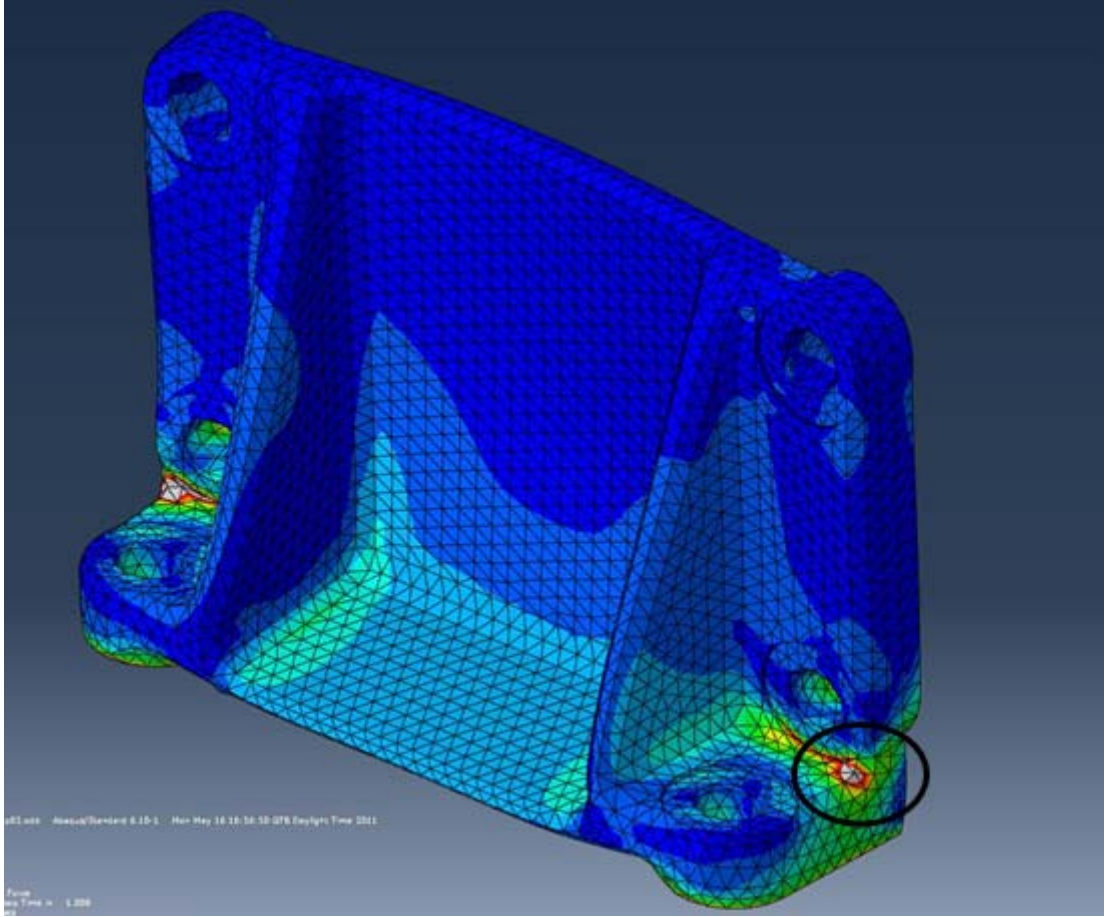


Şekil 7.37 Yatak kepi eşdeğer gerilme dağılımı (2)

Şekil 7.40'ta civatalara ait eşdeğer gerilme dağılımları görülmektedir. Buradaki maksimum gerilme bölgesi 650MPa'ı gösteriyorki, civatanın böyle bir yüke dayanması mümkün gözükmemektedir.



Şekil 7.41'de motor ayağının eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir. Burada da siyah çembere alınmış bölge 250MPa'ın üzerinde bir gerilme taşımaktadır. GG25 dökme demir malzemesinin çekme mukavemetinin 200MPa olduğunu hesaba katarsak, bu da hasar açısından riskli bir değerdir.



Şekil 7.41 Motor ayağının eşdeğer gerilme dağılımı

7.7 Motor Bloğu - Silindir Gömleği Statik ve Termal Analizi

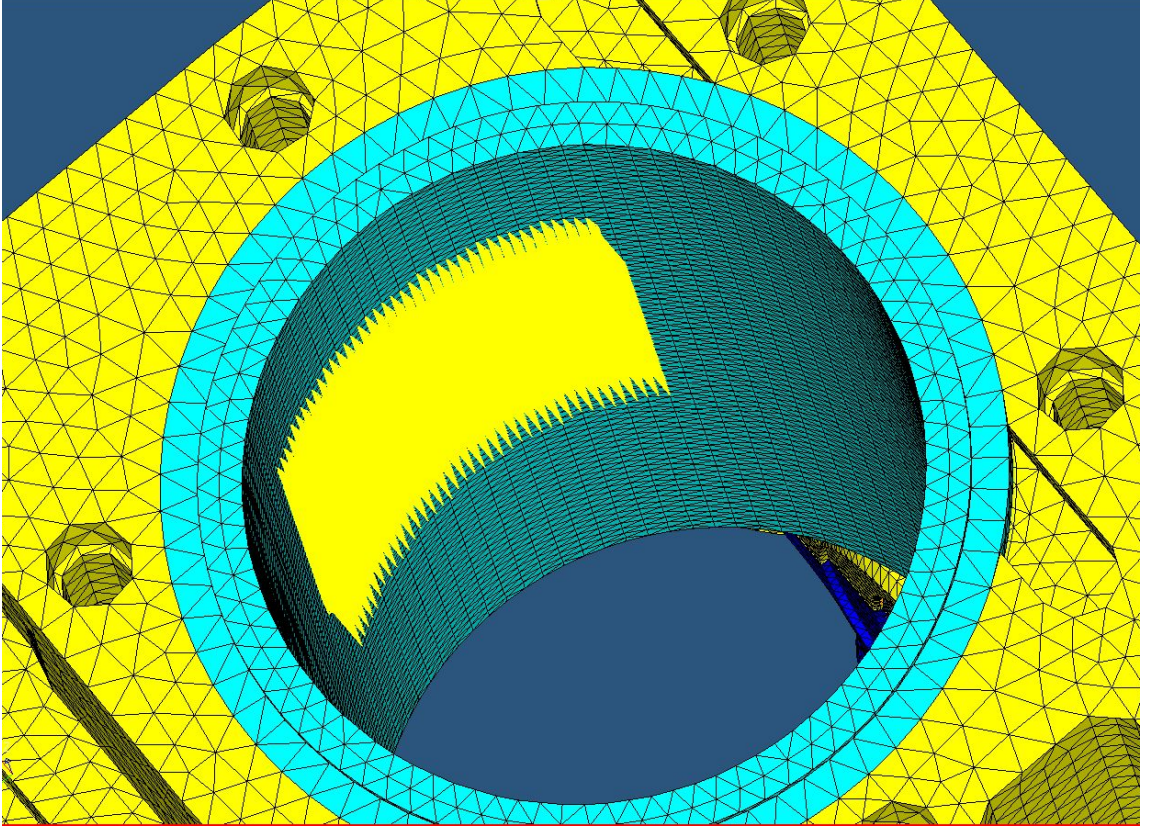
Motor dinamiğinin anlatıldığı bölümde de bahsedildiği gibi; gaz kuvvetinin bir bileşeni biyel ve krank vasıtasıyla motor bloğuna aktarılırken, diğer bileşeni de piston aracılığıyla silindir gömleğine oradan da motor bloğuna aktarılır.

Bu aktarılan kuvvet formül (4.23)'te de görüldüğü gibi gaz kuvveti ve biyel açısına bağlıdır. Elimizdeki motor parametrelerini kullanarak, her biyel açısına göre (4.23) formülünü çözdüğümüzde; motorumuzun maksimum silindir kuvvetinin 380°'de 10040,2N olarak meydana geleceği sonucunu elde ediyoruz.

Bu bölümde yatak analiziyle aynı şekilde yine 3 basamaklı bir analiz koşturarak, bu silindir kuvvetinin silindir gömleği ve blok üzerindeki etkilerini göreceğiz.

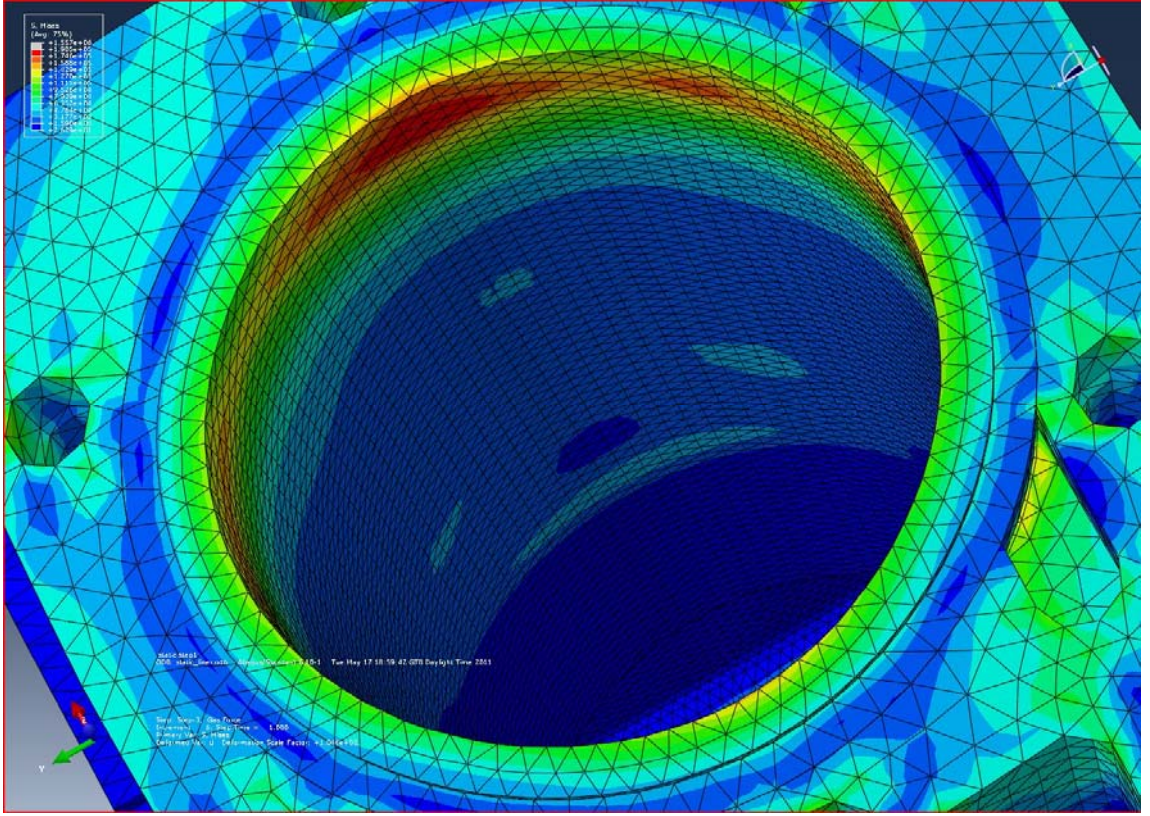
Analizimizin ilk iki basamağı, yatak analizinkisiyle birebir aynıdır. 3. basamakta ise farklı olarak krank kuvveti yerine, silindir gömleğine etkiyen silindir kuvvetini gireceğiz.

Piston yüzeyi boyunca silindire etkiyen bu kuvvetin modelimize uygulanış şekli, şekil 7.42’de görülmektedir.



Şekil 7.42 Silindir kuvvetinin blok modeline uygulanışı

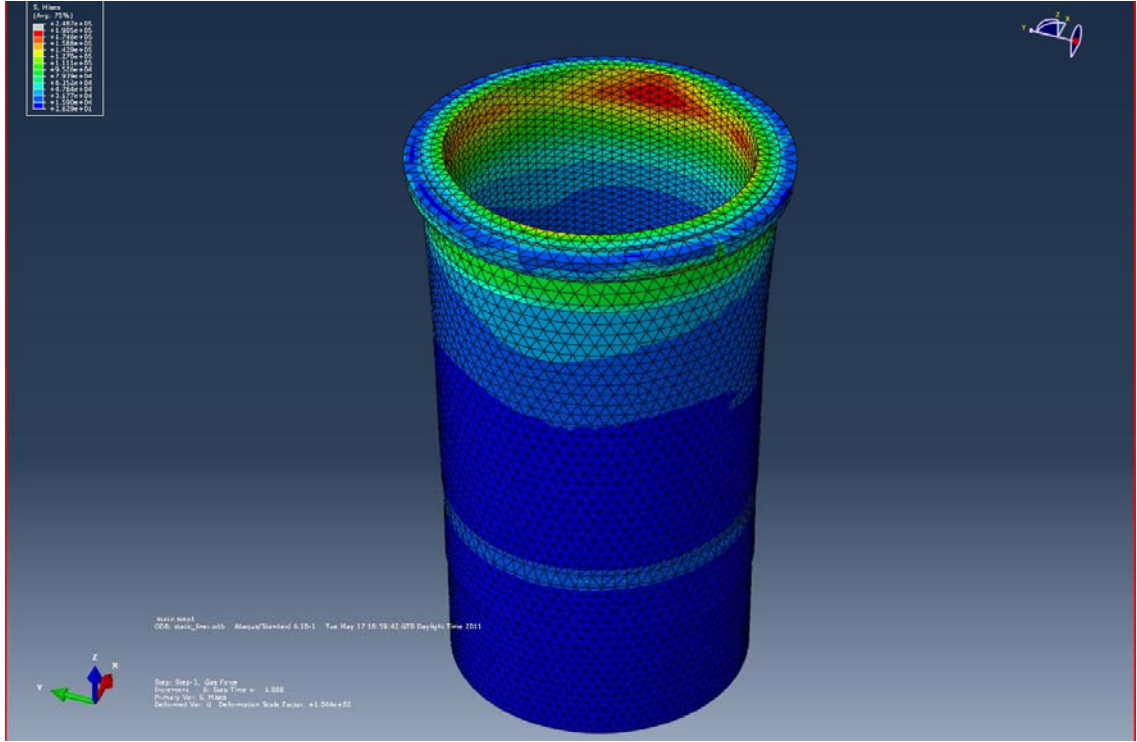
Analiz sonrası blok üst bölgesinin eşdeğer gerilme durumu şekil 7.43’te gösterilmiştir. Burada; en yüksek gerilmelerin yine termal etkiler sonucu en üst bölgelerde ortaya çıktığı; silindir kuvvetinin etkisinin ise silindir-blok temas yüzeylerinde ve aradaki bazı küçük alanlarda maksimum 63,5MPa olarak ortaya çıktığı görülmektedir. Bu durumda çelik malzemeli silindir gömleği açısından bir hasar riski öngörülmemektedir.



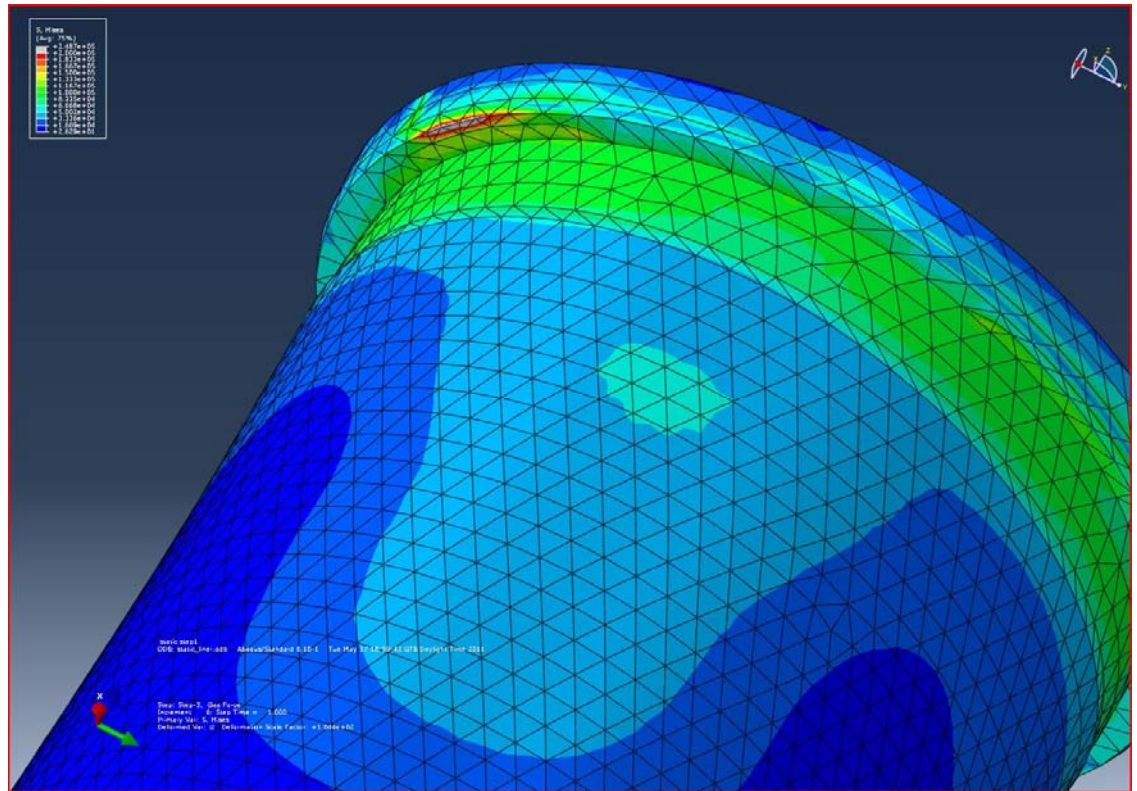
Şekil 7.43 Blok üst bölge eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 7.44'te silindir gömleğinin dış yüzeyinin eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir. Dış yüzeyde gerilmelerin 27-95 MPa aralığında değiştiği görülmektedir. Sadece Şekil 7.45'te gösterilen silindir oturma bölgesindeki küçük bir alanda gerilme 200MPa'ı aşmıştır, fakat bu bölgede ciddi bir hasar öngörülmemektedir.

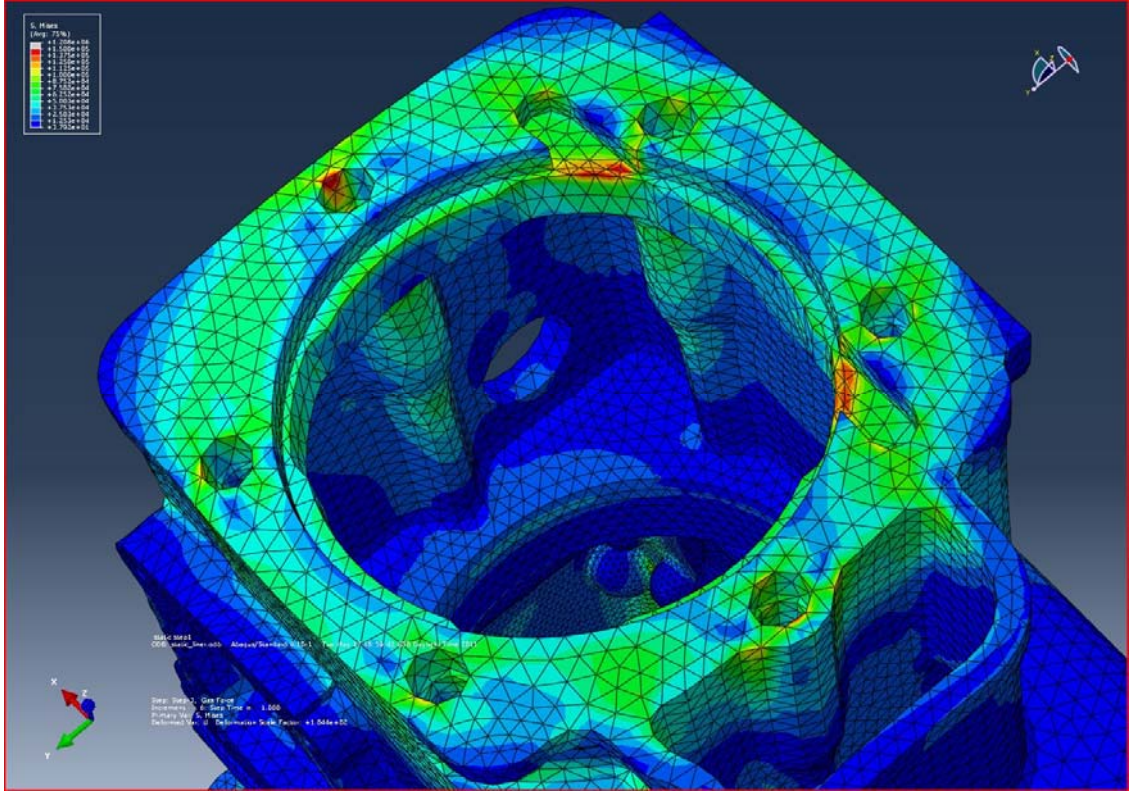
Silindir kuvveti etkisi altında bloğun gerilme dağılımı ise şekil 7.46'da görülmektedir. Silindir kuvvetinin etkisi sadece silindir temas yüzeylerinde, 50MPa'lık bir gerilme olarak görülmektedir (Şekil 7.47).



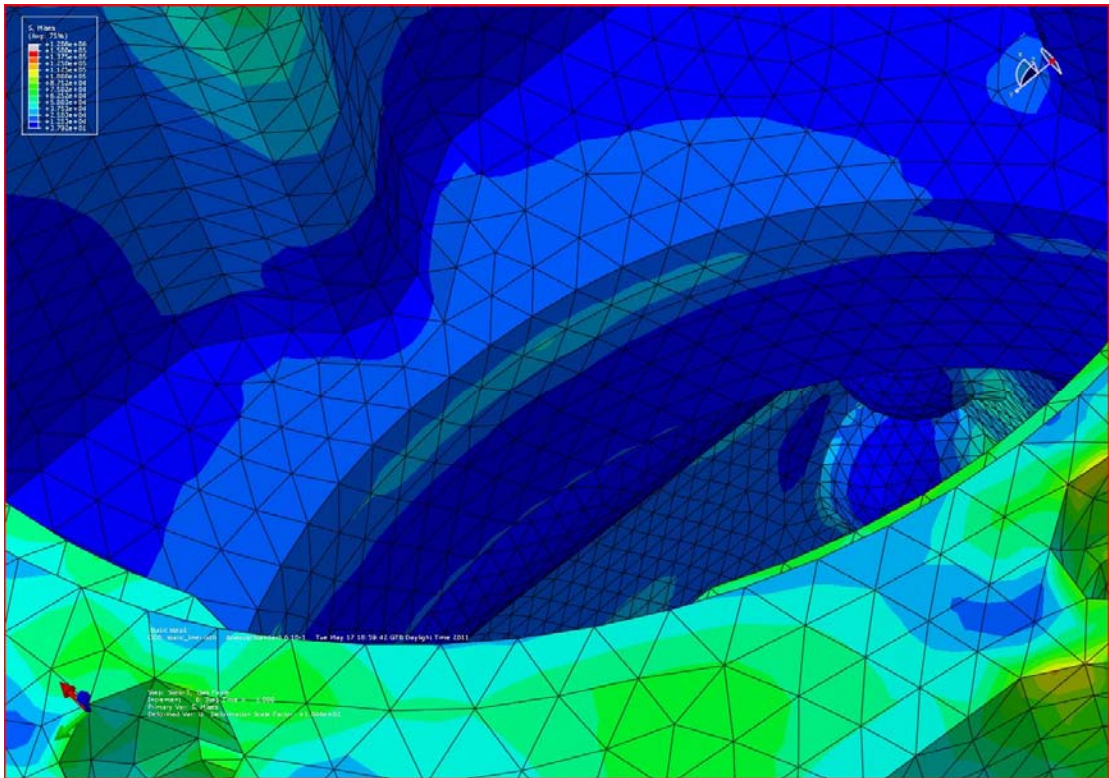
Şekil 7.44 Silindir gömleği dış yüzeyi eşdeğer gerilme dağılımı



Şekil 7.45 Silindir oturma bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı



Şekil 7.46 Silindir kuvveti etkisi altında bloğun eşdeğer gerilme dağılımı



Şekil 7.47 Silindir – blok alt temas bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

SONUÇ VE ÖNERİLER

Motorun piston ve biyel elemanlarının kinematik ve dinamik denklemlerini kullanarak karşı ağırlık hesaplaması yapıldı. En uygun dengeleme ağırlık değeri 5.9kg olarak bulundu. Tasarımcı, tecrübesi ve tasarım kriterleri açısından 4.82kg'lık bir ağırlık değerinin yeterli olacağını düşünmüştür ve tercihini bu yönde yapmıştır.

ADAMS View programı vasıtasıyla gerçekleştirdiğimiz mafsal noktaları kuvvetleri analizinin de temelini oluşturan; gaz kuvvetleri altındaki motor dinamiği hesaplamaları teorik olarak anlatılmıştır.

ADAMS View yazılımını kullanarak krank, biyel ve pistondan oluşan sistemin modeli oluşturularak motor devrinde çalıştırılmasıyla, krank milinin 375° değerinde sistem mafsal ve yatak noktalarının aldığı maksimum yükler bulundu.

Motorun en kritik yük durumu olan 375° açısı konumunda piston, piston pernosu, biyel ve krank mili elemanlarının statik ve termal yapısal analizleri gerçekleştirildi. Bu analizler, motorun tam bu açısal konumda kilitlemesi gibi bir durumda gerçekleşebilecek en kötü senaryoyu simüle etmektedir. Bu tür ani darbe yükü durumlarında elemanların akma gerilmelerinin iki katı gibi bir değere kadar hasar almayacağı kabul edilmektedir. Bu kabulle; piston pernosu ve biyel elemanlarının hasar riski olduğu sonucuna vardık. (Çizelge 8.1)

Çizelge 8.1 Hareketli elemanlardaki maksimum eşdeğer gerilmeler ve hasar riskleri

Eleman	Maks. eşdeğer gerilme (MPa)	Hasar riski
Piston	111	Hasar beklenmiyor.
Piston pernosu	563	Hasar bekleniyor.
Biyel	563	Hasar bekleniyor.
Krank mili	128	Hasar beklenmiyor.

Motor bloğu ve alt komponentlerinin statik ve termal yapısal analizleri sonucunda, sıcaklığın 52-191°C aralığında bir dağılım göstermesi kabulüyle, civatanın standartlarda öngörülen minimum ve maksimum ön gerilme değerlerinde; silindir gömleği elemanı dışındaki tüm elemanlarda riskli bölgeler olduğunu görmekteyiz. (Çizelge 8.2)

Çizelge 8.2 Motor bloğu ve alt komponentlerinin maksimum eşdeğer gerilmeleri ve hasar riskleri

Eleman	<i>90kN civata öngerilmesi</i>		<i>150kN civata öngerilmesi</i>	
	Maks. eşdeğer gerilme (MPa)	Hasar riski	Maks. eşdeğer gerilme (MPa)	Hasar riski
Blok	360	Hasar bekleniyor.	380	Hasar bekleniyor.
Yatak kepleri	283	Hasar bekleniyor.	450	Hasar bekleniyor.
Yatak bilezikleri	237	Hasar bekleniyor.	280	Hasar bekleniyor.
Civatalar	400	Hasar bekleniyor.	600	Hasar bekleniyor.
Motor ayakları	340	Hasar bekleniyor.	345	Hasar bekleniyor.
Silindir Gömleği	176	Hasar beklenmiyor.	176	Hasar beklenmiyor.

Bu çalışma halen tasarımı devam etmekte olan, Şahin Metal A.Ş.'nin tek silindirli dizel motorunun hali hazırdaki tasarımının yapısal dayanım için durum tespitini içermektedir. Geliştirme çalışmaları bu tezin kapsamında değildir. Ayrıca, bu çalışmanın kapsamı komponentlerin statik ve termal gerilme analizleriyle sınırlı tutulmuştur. Ancak bu elemanlardaki hasar riskini tam olarak görebilmek için, elemanlara belirli bir çevrimde termal yorulma analizinin yapılması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Palavan, S., (1961), Pistonlu Makinalar Dinamiği, 3, İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, İstanbul.
- [2] Norton, R.L., (1999) Design of Machinery, An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines, 2, McGraw Hill, New York.
- [3] Alpay, O., (2008), 1500 d/d' da 90 kW Üretecek 4 Silindirli Dizel Motoru İçin Krank-Biyel-Piston Zinciri Ve Volan: Hesap, Tasarım Ve Numune Üretimi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [4] Demir, B., (2009), Development of an Efficient Method for Application of Journal Bearing Load Condition for FEM Models, Yüksek Lisans Tezi, Aachen University of Applied Sciences, Aachen.
- [5] Mourelatos, Z.P., (2001), A Crankshaft System Model for Structural Dynamic Analysis of Internal Combustion Engines, 79:2009-2027.
- [6] Silva, F.S., (2006), Fatigue On Engine Pistons – A Compendium of Case Studies, Engineering Failure Analysis, 13:480-492.
- [7] Chyuan, S.W., (2000), Finite Element Simulation of a Twin-Cam 16-Valfe Cylinder Structure, Finite Elements In Analysis and Design, 35:199-212.
- [8] Arıkan, A.S., (1994), Sonlu Elemanlar Yönteminin Mühendislikte Uygulamaları, Ortadoğu Teknik Üniversitesi Yayınları, Ankara

ATALET KUVVETİ ANALİZİ İÇİN KULLANILAN MATLAB KODU

```
%bütün kütleler kg
%bütün uzunluklar cm
clear
close all
Mp=2.088; %piston kütlesi
M1=0.485; %biyel küçük başı kütlesi
M2=1.050; %biyel büyük başı kütlesi
M3=0.233; %biyel merkez kütle
Mkr=2.676; %krank kaçık kütlesi
%Mdng=0; %denge ağırlığı kütlesi
Mdng=2.986*2; %denge ağırlıksız hesap
a=13.547; %biyel ağırlık merkezi ile piston pernosu arası mesafe
b=6.253; %biyel ağırlık merkezi ile krank kol yatağı arası mesafe
l=a+b; %biyel uzunluğu
r=6.35; %krank kol uzunluğu
rk=6.103; %krank kaçık kütlesi dönme yarıçapı
rdng=5.801 ; %denge ağırlıkları dönme yarıçapı
d=2250; %d/d
w=pi*d/30; %rad/sn
L=r/l; %eksantrik oran
Ma=Mp+M1+((b/l)*M3); %ötelenen kütlelerin toplamı
Mb=M2+(a/l)*M3; %biyelden gelen dönen kütleler toplamı

for alfa=1:1:360;
```

```
Pi1(alfa)=Ma*r*w*w*(cos(pi*alfa/180))/100000; %birinci mertebe piston atalet kuvveti kN
```

```
Pi2(alfa)=Ma*r*w*w*L*(cos(2*pi*alfa/180))/100000; %ikinci mertebe piston atalet kuvveti kN
```

```
PiT(alfa)=Pi1(alfa)+Pi2(alfa); %toplam piston atalet kuvveti kN
```

```
KrY(alfa)=(Mkr*rk-Mdng*rdng+Mb*r)*w*w*(cos(pi*alfa/180))/100000; %krank atalet kuvvetinin Y bileşeni kN
```

```
KrX(alfa)=(Mkr*rk-Mdng*rdng+Mb*r)*w*w*(sin(pi*alfa/180))/100000; %krank atalet kuvvetinin X bileşeni kN
```

```
KrT(alfa)=sqrt((KrY(alfa))^2+(KrX(alfa))^2); %toplam krank atalet kuvveti kN
```

```
Y(alfa)=Pi1(alfa)+Pi2(alfa)+KrY(alfa); %Y yönlü atalet kuvvetleri kN
```

```
X(alfa)=KrX(alfa); %X yönlü atalet kuvvetleri kN
```

```
R(alfa)=sqrt((Y(alfa))^2+(X(alfa))^2); %dengelenen toplam atalet kuvveti kN
```

```
AA(alfa)=alfa;
```

```
AR(alfa)=2*pi*alfa/360;
```

```
end
```

```
plot(AA,Pi1,'r');
```

```
hold on;
```

```
plot(AA,Pi2,'b');
```

```
hold on;
```

```
plot(AA,PiT,'k');
```

```
hold off;
```

```
plot(AA,KrY,'m');
```

```
hold on;
```

```
plot(AA,KrX,'b');
```

```
hold on;
```

```
plot(AA,KrT,'k');
```

```
hold off;
```

```
plot(AA,Y,'b');
```

```
hold on;
```

```
plot(AA,X,'c');
hold on;
plot(AA,R,'k');
hold off;

subplot(2,3,1),plot(AA,Pi1,'r');
hold on;
subplot(2,3,1),plot(AA,Pi2,'b');
hold on;
subplot(2,3,1),plot(AA,PiT,'k');
hold on;
subplot(2,3,4),polar(AR,PiT);
hold on;
subplot(2,3,2),plot(AA,KrY,'m');
hold on;
subplot(2,3,2),plot(AA,KrX,'b');
hold on;
subplot(2,3,2),plot(AA,KrT,'k');
hold on;
subplot(2,3,5),polar(AR,KrT);
hold on;
subplot(2,3,3),plot(AA,Y,'b');
hold on;
subplot(2,3,3),plot(AA,X,'c');
hold on;
subplot(2,3,3),plot(AA,R,'k');
hold on;
subplot(2,3,6),polar(AR,R);
hold on;
```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Özdemir ÖZDEN
Doğum Tarihi ve Yeri : 06.12.1984 / İSTANBUL
Yabancı Dili : Almanca, İngilizce
E-posta : ozdemirozden@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008
Lise		Cağaloğlu Anadolu Lisesi	2003

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010	Ford Otosan A.Ş.	Ürün Geliştirme Müh.
2009	Şahin Metal A.Ş.	Proje Mühendisi