

KOCAEL ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ

**HAFIF RTR CARARACIN ÖN TEKERLEK POYRASI SEKZ
ÇİZME TESTİNİN TEZGAH TESTNE UYARLANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. Kemal GÜLBUDAK

**Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği
Danışman: Prof. Dr. PAZLA YAYLA**

KOCAELİ, 2009

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAFİF BİR TİCARİ ARACIN ÖN TEKERLEK POYRASI SEKİZ
ÇİZME TESTİNİN TEZGAH TESTİNE UYARLANMASI**

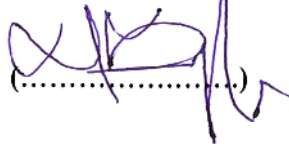
**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makina Müh. Kemal GÜLBUDAK**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 22 Mayıs 2009

Tezin Savunulduğu Tarih: 1 Temmuz 2009

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Paşa YAYLA


(.....)

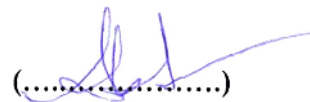
Üye

Prof. Dr. Zafer DÜLGER


(.....)

Üye

Prof. Dr. Abdullah MİMAROĞLU


(.....)

KOCAELİ, 2009

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, tasarım aşamasında hafif bir ticari aracın ön tekerlek poyrasının zorunlu olarak araç üzerinde uygulanması gereken bir testinin benzetim ve mühendislik uygulamaları kullanılarak tezgah testlerine indirgenmesine çalışılmıştır.

Bu çalışmamın her aşamasında bana yol gösteren, bilgi ve deneyimi ile tezin oluşmasında büyük emeği olan saygıdeğer hocam Prof. Dr. Paşa YAYLA'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu çalışmada kullanılan Adams/Chassis araç modelinin sağlanması, test düzeneğinin kurulup prototip aracın oluşturulması safhalarında bu tez çalışmasına destek olan Ford Otomotiv San. ve Tic. A.Ş.'ye teşekkürü bir borç bilirim.

Kemal GÜLBUDAK

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iv
TABLO LİSTESİ.....	vi
SEMBOL LİSTESİ.....	vii
ÖZET.....	ix
SUMMARY.....	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Bilgisayar Ortamında Mühendislik Uygulamaları	1
1.2. Yararlanılmış Literatür Çalışmaları	3
1.3. Tezin Kapsamı	5
2. TAŞIT SÜSPANSİYON (ASKI) SİSTEMLERİ: TEMEL KAVRAMLAR VE ELEMANLARI.....	6
2.1. Giriş.....	6
2.2. Süspansiyon Sisteminin Çeşitleri.....	7
2.3. Süspansiyon Sisteminde Genel Olarak Kullanılan Elemanlar	12
2.3.1. Yaylar	12
2.3.2. Amortisörler	13
2.3.3. Denge viraj çubuğu	15
2.3.4. Salıncak kolları ve burçlar	15
2.3.5. Rotiller	17
2.4. Çalışmada Kullanılan Aracın Süspansiyon Yapısı ve Kullanılan Elemanları	18
2.4.1. Ön süspansiyon	18
2.4.2. Arka süspansiyon	20
2.4.3. İncelenen elemanlar	21
3. ÇEVİRİM SAYAÇ METODU VE HASAR ANALİZİ YÖNTEMLERİ	24
3.1. Mekanik Yorulma	24
3.2. Rainflow Çevrim Sayaç Yöntemi	26
3.2.1. Orijinal tanım	26
3.2.2. Pratik tanım	28
3.3. Palmgren-Miner Yöntemi	31
4. SİMÜLASYONUN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ, ÇIKTILARIN İŞLENMESİ VE ARAÇ TESTİ İLE KARŞILAŞTIRILMASI.....	33
4.1. Taşıtların Testleri.....	33

4.1.1. Genel dayanıklılık araç testleri	33
4.1.2. Taşıt dinamiği testleri ve sekiz çizme testi	36
4.2. Modellerin Oluşturulması	39
4.3. Modeller Üzerinde Gerçekleştirilen Manevralar	41
4.3.1. Sağa ve sola büyük çaplı tam daire	41
4.3.2. Sekiz çizme	43
4.4. Simülasyon Sonuçları	44
4.4.1. Hareket çıktıları.....	44
4.4.2. Kuvvet çıktıları.....	46
4.5. Araç Testi, Sonuçların Karşılaştırılması ve Doğrulanması.....	49
5. HIZLANDIRILMIŞ TEZGAH TESTİNİN GELİŞTİRİLMESİ	52
5.1. Tekerlek Poyrası Üzerine Etkiyen Kuvvetler	52
5.1.1. Çeşitli koşullar altında taşıt poyra kuvvetleri.....	52
5.1.2. Sekiz çizme testi manevraları altında taşıt poyra kuvvetleri.....	54
5.2. Tekerlek Poyrası Gerilimleri.....	56
5.2.1. Eğilme yönlü kuvvetlerin etkisi	57
5.2.2. Çekme - basma yönlü kuvvetlerin etkisi.....	59
5.2.3. Kesme yönlü kuvvetlerin etkisi.....	61
5.2.4. Gerilme kombinasyonları.....	61
5.3. Tekerlek Poyrası Gerilimlerinin Tek Bileşene Dönüştürülmesi	62
5.4. Tekerlek Poyrası Manevralarının Zamana Bağlı Değişimlerinin Eşdeğer Momentle Gösterimi	63
5.5. Bilgisayar Destekli Rainflow ve Hasar Analizi	65
5.5.1. Malzeme özellikleri.....	65
5.5.2. Sonuçlar	66
5.6. Önerilen Tezgah Testi ve Doğrulanması	69
5.7. Çift Pistonlu Düzenek	73
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	76
KAYNAKLAR	78
EKLER.....	82
ÖZGEÇMİŞ	90

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1: Süspansiyon sistemi genel görünüş	6
Şekil 2.2: Ön süspansiyon sistemi sınıflandırma	9
Şekil 2.3: Arka süspansiyon sistemi sınıflandırma	12
Şekil 2.4: Salıncak kolları	16
Şekil 2.5: Süspansiyon sisteminde rotillerin kullanımı.....	17
Şekil 2.6: Macpherson ön süspansiyon	18
Şekil 2.7: Hotchkiss arka süspansiyon	20
Şekil 2.8: Ön tekerlek modülü	22
Şekil 2.9: Ön modül parçaları	23
Şekil 3.1: Tipik bir S-N eğrisi	26
Şekil 3.2: Rainflow sayaç yöntemi.....	27
Şekil 3.3: Baş aşağı çevrilmiş Rainflow sayaç yöntemi	28
Şekil 3.4: Rainflow sayaç yöntemi pratik tanımı	29
Şekil 3.5: Sabit genlikli S-N (σ -N) eğrisi.....	31
Şekil 4.1: Genel dayanıklılık testlerinin yapıldığı bir pist	34
Şekil 4.2: Rampalı yol.....	35
Şekil 4.3: Yüksek hız pisti	36
Şekil 4.4: Virajlı yol pisti	36
Şekil 4.5: Sekiz çizme ve diğer dinamik testlerin yapıldığı Kuzey Amerika'da bir pistin uydu görüntüsü	37
Şekil 4.6: Sekiz çizme eğrisi	39
Şekil 4.7: Ön süspansiyon sabit noktaları	40
Şekil 4.8: Ön yay özellikleri.....	41
Şekil 4.9: Gövde bağlantı noktaları ve kütle bilgileri	41
Şekil 4.10: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç hareketi	42
Şekil 4.11: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç hareketi	43
Şekil 4.12: Simülasyonların animasyon olarak gösterimi.....	44
Şekil 4.13: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç sol ön tekerlek hareketleri.....	44
Şekil 4.14: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç sol ön tekerlek açıları	45
Şekil 4.15: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç sol ön tekerlek hareketleri.....	45
Şekil 4.16: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç sol ön tekerlek açıları	46
Şekil 4.17: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç sol ön tekerlek kuvvetleri.....	47
Şekil 4.18: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç sağ ön tekerlek kuvvetleri.....	47
Şekil 4.19: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç sol ön tekerlek kuvvetleri.....	48

Şekil 4.20: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç sağ ön tekerlek kuvvetleri.....	48
Şekil 4.21: Sekiz çizme testi alanı uydu görüntüsü.....	49
Şekil 5.1: Taşıt eksen takımı ve tekerlek poyrasına etkiyen kuvvetlerin gösterimi...	53
Şekil 5.2: Poyra üzerindeki önemli kuvvetler.....	56
Şekil 5.3: 1000Nm lik temsili çekme altındaki tekerlek poyrası ve kritik bölgeler...	57
Şekil 5.4: Silindirik omuzlu yapılarda eğilme altında gerilme yığılma katsayısı.....	58
Şekil 5.5: Silindirik omuzlu yapılarda çekme altında gerilme yığılma katsayısı.....	60
Şekil 5.6: 1000N luk temsili çekme altındaki tekerlek poyrası ve kritik bölgeler.....	61
Şekil 5.7: Bir adet sekiz çizme manevrası zamana bağlı eşdeğer momenti.....	63
Şekil 5.8: Bir adet sol dönüş manevrası zamana bağlı eşdeğer momenti.....	64
Şekil 5.9: Bir adet sağ dönüş manevrası zamana bağlı eşdeğer momenti.....	64
Şekil 5.10: Bir adet sekiz çizme çevrimi zamana bağlı eşdeğer momenti.....	64
Şekil 5.11: Tüm sekiz çizme testi zamana bağlı eşdeğer momenti.....	65
Şekil 5.12: C55 malzemesinin S-N eğrisi.....	66
Şekil 5.13: Toplam parça ömrünün test hasarına oranı.....	67
Şekil 5.14: Rainflow çevrim algoritması sonuçları.....	68
Şekil 5.15: Hasar matrisi.....	68
Şekil 5.16: Test düzeneği çizimi.....	71
Şekil 5.17: Mevcut test düzeneği.....	72
Şekil 5.18: Yeni önerilen test düzeneği.....	74

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1: Konvansiyonel ön macpherson tipi süspansiyon sabitleme noktaları	19
Tablo 2.2: Konvansiyonel arka hotchkiss tipi süspansiyon sabitleme noktaları.....	20
Tablo 3.1: Çevrim sayımı.....	30
Tablo 4.1: Simülasyon sonuçlarına göre maksimum ve minimum değerler.....	49
Tablo 4.2: Araç testi sonuçlarına göre maksimum ve minimum değerler	50
Tablo 5.1: Simülasyon sonucu ortaya çıkan en yüksek ve en düşük poyra kuvvet ve momentleri	55
Tablo 5.2: Tekrarlı yüklemeler ve hasar oranları.....	69
Tablo 5.3: Çevrim gerilme genlik ve ortalama değerleri	70
Tablo 5.4: Uygulanacak kuvvetler ve momentler	70
Tablo 5.5: Tek pistonlu test düzeneği ve piston kuvvetleri	73
Tablo 5.6: Çift pistonlu üç defa tekrarlanan yükleme.....	74

SEMBOL LİSTESİ

N	: Çevrim sayısı
D	: Hasar miktarı
σ	: Gerilme
K	: Kırılma sabiti
F_z	: Tekerlek düşey kuvveti
F_y	: Tekerlek yanal kuvveti
F_x	: Tekerlek boyuna kuvveti
M_z	: Tekerlek düşey momenti
M_y	: Tekerlek yanal momenti
M_x	: Tekerlek boyuna momenti
F_{xy}	: Tekerlek X-Y düzlemi kuvvet bileşeni
F_{xyz}	: Tekerlek toplam kuvvet bileşeni
T_{xy}	: Tekerlek X-Y düzlemi moment bileşeni
T_{xyz}	: Tekerlek toplam moment bileşeni
I_0	: Poyra atalet momenti
σ_{max}	: Maksimum gerilme
P	: Poyra eksensel kuvveti
A	: Poyra kesit alanı
τ_{nom}	: Nominal kesme gerilmesi
K_{t_egilme}	: Eğilme gerilme yığılma katsayısı
$K_{t_çekme}$: Çekme gerilme yığılma katsayısı
$M_{eşdeğer}$: Eşdeğer moment
σ_{UTS}	: Kopma dayancı
σ_y	: Akma dayancı
E	: Elastik modülü
ν	: Poisson oranı

Kısaltmalar

BDM	: Bilgisayar Destekli Mühendislik
SEA	: Sonlu Elemanlar Analizi
ÖKM	: Ön Köşe Modülü
DÇY	: Düşük Çevrimli Yorulma
YÇY	: Yüksek Çevrimli Yorulma

HAFİF BİR TİCARİ ARACIN ÖN TEKERLEK POYRASI SEKİZ ÇİZME TESTİNİN TEZGAH TESTİNE UYARLANMASI

Kemal GÜLBUDAK

Anahtar Kelimeler: Yorulma ömrü, Otomotiv tasarımı, Dinamik benzetim, Doğrusal hasar analizi

Özet: Bu tezde, bilgisayar destekli tasarım programları kullanılarak hafif bir ticari araç ön tekerlek poyrası için yorulma değerlendirmesi yöntemleri ve hızlandırılmış tezgah testi geliştirilmesi sunulmuştur. Tam bir araç manevra testi (sekiz çizme testi) dinamik benzetim ortamında (ADAMS/Chassis) modellenmiş ve sonuçlar gerçek bir araç testinin poyra üzerinden kuvvetölçerleri yardımı ile alınmış verileri ile karşılaştırılmıştır. Bazı gerilme bileşenlerinin baskın olması sebebiyle, çok eksenli yükleme durumu başarılı bir şekilde tek eksene düşürülmüştür. Simülasyondan elde edilen kuvvet verileri Rainflow döngü sayma yöntemi yardımı ile işlenmiştir. ANSYS programıyla elde edilmiş gerilme analizi sayesinde C55 çeliğinden yapılmış poyranın kritik bölgeleri belirlenmiştir. Toplam hasar Palmgren-Miner lineer hasar toplamı yöntemi ile hesaplanmıştır. Son olarak düzenek ve koşulları ile birlikte bazı doğrulama test sonuçları sunulmuştur. Sonuçlar tezgah testinin araç testiyle uyum içerisinde olduğunu ve ikame olarak kullanılabileceğini göstermiştir.

DEVELOPMENT OF A BENCH FATIGUE TEST FOR A LIGHTWEIGHT COMMERCIAL VEHICLE FRONT HUB FIGURE OF EIGHT TEST

Kemal GÜLBUDAK

Keywords: Fatigue life, Automotive design, Dynamic simulation, Linear damage analysis

Abstract: Using CAE softwares, this thesis presents methods for fatigue assessment and development of an accelerated rig (bench) test of a lightweight commercial vehicle front wheel hub. A complete cornering (figure of eight) vehicle test is modeled on a multi-body dynamic simulation environment (ADAMS/Chassis) and results are compared with the actual data obtained from the hub of a vehicle instrumented with a set of wheel force transducers. The multi-axial loading condition is successfully simplified due to the dominance of some stress components. Road load data from the simulation is processed with the Rainflow cycle counting algorithm. Critical locations on the C55 steel hub are determined with the stress analysis done on ANSYS. Total damage is estimated by using the Palmgren-Miner linear damage summation rule. Finally, some validation test results are presented including the facility and requirements. Results revealed that the bench test is in accordance with the vehicle test and may be used to substitute it.

1. GİRİŞ

Dünyada teknolojinin gelişmesi diğer sektörlerde olduğu gibi otomotiv sektöründe de hızla ilerleme sağlamaktadır. Zaman içinde estetiğin, ekonominin yanında güvenlik ve güvenilirlik faktörleri de taşıt tasarımında önem kazanmıştır. Otomotiv firmaları, daha güvenilir ve daha uzun ömürlü taşıt üretme çabasının oluşturduğu olumlu rekabetle, parça tasarımları aşamasında bir diğerini kopyalamanın ötesine geçmiş ve her üretici kendi tasarım ve mühendislik ekibine sahip olmuştur.

Pazarda rekabet koşullarını ancak hızlı adımlar atabilen ve maliyet azaltabilen kuruluşlar sağlayabilmiştir. Tasarım aşamasında hızlı olabilmek bir kuruluş için masraf azaltmanın çok ötesinde ürünü pazara bir an önce sokabilmek için gereklilik halini almıştır.

Günümüzde mekanik, elektronik ve bilgisayar bilimlerinin bir arada ve iç içe kullanılarak tasarımın her aşamasında zaman ve maliyet indirimi sağlanması hedeflenmektedir. Klasik her kombinasyonu deneme ve mükemmeli oluşturma yöntemi ile tasarım artık çok gerilerde kalmış güvenlik ve güvenilirlikten ödün vermeden birçok tasarım aktivitesi sayısal ortamda gerçekleştirilmektedir.

Bu çalışmada, günümüz mühendislik uygulamalarının birçoğu kullanılarak test süresi ve prototip araç yapım maliyetleri sebebiyle tasarım çalışmalarını sekteye uğratan bir testin hızlandırılmasının bütün aşamaları gösterilmiştir. Çeşitli sanal ortam yazılımları yardımı ile ilgili test simule edilmiş, sonuç olarak çıkan yüklerin tezgâh testi ortamına uygulanabilmesi için sonlu elemanlar ve hasar analizi yapılmıştır. Ayrıca simülasyon ve hesaplamaların aşamaları gerçek testler yardımı ile desteklenmeye çalışılmıştır.

1.1 Bilgisayar Ortamında Mühendislik Uygulamaları

Mühendislik günümüzde bilgisayardan ayrı düşünülememektedir. En basit rapor yazımından en karmaşık matematiksel işlemlere ve görüntülemeye kadar artık mühendislik yaşamının her anında bilgisayarlara ihtiyacımız vardır. Bilgisayarın kullanılması ile beraber birçok işlem artık daha hatasız ve hızlı

tamamlanabilmektedir.

Bununla beraber birçok dalda daha yetişmiş insan gücüne ihtiyacı da beraberinde getirmiştir. Bu sebeple mühendislik fakülteleri artık teorik bilgilerin yanı sıra bunları uygulayabilecek yazılımların kullanımı konusunda da eğitim vermektedirler. İlk önceleri sadece matematiksel fonksiyonları çözmek için özelleşmiş yazılımlar kullanılırken artık daha görsel ve kapsamlı analizler gerçekleştirebilen ve neredeyse probleme özgü yazılımlar revaçta olmuştur.

Temel olarak makine mühendisliğinde kullanılan gerilme-gerinim analizleri, mekanik sistem kinematiği, titreşim ve ısı analizleri, 3 boyutlu parça modelleme gibi alanlarda sayısız uygulamalar geliştirilmiştir. Bunlardan en fazla öne çıkan uygulamalar sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan gerilme-gerinim, titreşim, ısı, yorulma, elektromanyetizma gibi analizler yapan programlardır. Bunların çoğu burada sayılan analizlerin hepsini veya bir kısmını tek başlarına yapabilmektedirler. Hatta günümüzde 3 boyutlu parça modelleme üzerine uzmanlaşmış programlar bile çok çeşitli analizleri yerine getirebilmektedirler.

Yakın zamanda ön plana çıkmış bir diğer uygulama çeşidi ise mekanik sistem simülasyonu yapan yazılımlardır. Bunlar sistemlerin titreşim davranışlarını analiz eder, kuvvetleri ve ivmeleri hesaplar, karmaşık sistemlerin hareketini belirlerler. Ayrıca başka uygulamalarla iletişime geçip gerçek zamanlı performans testleri ve gerilme analizleri yapabilirler ve esnek sistemlerle çalışabilirler.

Bu programları kullanarak tasarladığınız mekanik sistemi, pahalı prototipler yapmadan ve birçok test gerçekleştirmeden, simule edebilir, analiz edebilir ve performansını ölçebilirsiniz

Üreticiler, bu mekanik sistem simülasyonu programlarına endüstrilere özel ürünleri de ekleyerek, kendi endüstrilerine özel bilgilere ulaşabilirler, mühendislik süreçleri için uygun hale getirilmiş şablonlardan yararlanabilirler ve gerçeğe uygun sanal prototipler geliştirerek kritik tasarım kararları alabilirler.

1.2 Yararlanılmış Literatür Çalışmaları

Literatürde özellikle son yıllarda parça tasarımı ve modellenmesi üzerine çalışmalar bilgisayar desteği ile yürütülmektedir. Bu çalışmalar taşıt dinamiği ve ömür terslerini de kapsamakta ve bu testlerin hızlandırılması üzerine de gidilmektedir.

Çevrim sayma metotları, hasar analizleri ve mekanik yorulma 1850li yıllardan başlayarak birçok araştırmacı için çekici bir konu haline geldiği görülmüştür. Mühendisliğin temel problemlerinden biri olan mekanik yorulma hasarı üzerine yapılan literatür taramasında öncelikle yakın konularla ilgilenilmiş kaynaklara ulaşılmaya çalışılmıştır. Bilhassa otomotiv sanayisindeki uygulamalar dikkate alınmıştır. Massarelli ve Baber [1] makalelerinde çelik köprülerin mekanik yorulmaları üzerinde yoğunlaşmışlar ve sayaç yöntemi olarak Rainflow sayaç yöntemini kullanmışlardır. Yay ve Ereke [2] çeşitli yol kalitelerine göre teorik olarak ürettikleri yol pürüzlülüğü sinyallerini taşıta transfer edip, hidrolik sarsıcıdaki bir ticari taşıt şasisi üzerinden ölçülen gerinim-kuvvet verileri kullanılarak gerilme verilerine dönüştürmüştür. Ayrıca gerilme verilerinin Rainflow sayma yöntemiyle çevrim sayıları tespit edildikten sonra Palmgren-Miner yöntemiyle kendi bilgisayar programları aracılığıyla hasar değerlerini hesaplamışlardır. Genet ve diğerleri [3] makalelerinde çok eksenli yorulma hesaplamaları için yeni bir yöntem önermişlerdir. Leser ve diğerleri [4] yine çok eksenli yorulma üzerinde çalışmalar yapmıştır. Ariduru [5], tezinde, bir kenarından sabitlenmiş, belirli bir yük altında, yan çentiği bulunan alüminyum profilin yorulma ömrünü incelemiştir. Test edilen sistemin yorulma analizi, zaman ve frekans alanlarında incelenmiştir. Zaman alanında Rainflow döngü sayımı, girdi olarak zaman aralığı alınarak yapılmıştır. Zaman aralığından döngü sayısı bulunmuştur. Zaman ve frekans alanlarından toplam döngü sayıları bulunduktan sonra, birikimsel hasar kuramlardan biri olan Palmgren-Miner kuralı, yorulma ömrünü tahmin etmek için kullanılmıştır. Yorulma ömrü tahmini üzerine yapılan çalışmaların sonuçları, her iki alanda karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Day [6] tezinde Rainflow sayaç yöntemi ile rüzgâr türbinlerinin yorulma analizlerini yapmış ve veri işleme konusunu ayrıntılı ele almıştır. Prakash ve diğerleri [7] sonlu elemanlar kullanarak krank milinin hasar analizini yapmışlardır. Saatçi ve Tahralı [8] makalelerinde birikimli hasar teorileri hakkında genel bilgiler verip bir askeri araç iştirak dişlisinin yorulma çatlağına göre ömür hesaplaması yapmışlardır.

Bilgisayar simülasyonları son yıllarda kullanım sıklığı artan yöntemlerden olmuştur. Bu sebeple literatürde birçok çalışmaya göz atma fırsatı doğmuştur. Özdalyan [9] çalışmasında bilgisayar benzeşimi (simülasyonu) kullanarak bir otomobilin ön süspansiyon sisteminin kinematik analizini gerçekleştirmiştir. Benzeşim sonuçlarını gerçek süspansiyon düzeneği ile karşılaştırıp özellikle dikey yöndeki hareket çıktıları üzerinde durmuştur. Kuntay ve diğerleri [10] çalışmalarında, yük taşıyan ticari bir araca ait ön aksın sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak mukavemet ve yorulma analizlerinin yapılmasını amaçlamışlardır. Aksın düz yol, viraj alma ve frenlemeden oluşan yüklenme profiline göre ömür bakımından kritik bölgeleri tespit edilmiştir. İleride yapılacak bir ağırlık optimizasyonu çalışması için ömür bakımından emniyetli bulunan bölgeler belirlenmiştir. Yine bu çalışmada yüklerin belirlenmesi için bilgisayar simülasyonu, gerilme analizi için, yorulma ve ömür analizleri için ayrı özelleşmiş yazılımları kullanılmışlardır. Cruz ve diğerleri [11] taşıt yüklerini elde etmek için yarı-analitik modeller ve simülasyonların kullanımını işlemişlerdir. Wan ve diğerleri [12] simülasyon için aracı seçmeyip tezgah testi üzerine çalışmışlardır. Lin ve diğerleri [13] yine süspansiyon sistemi parçaları simülasyonlarını konu olarak işlemişlerdir. Brusa ve diğerleri [14] ise birçok simülasyon programından yararlanmışlardır. Wang ve diğerleri [15] konfor araştırmaları için benzetim kullanmışlardır. Benzetimlerde karşılaşılan bazı tekerlek modeli problemlerini gidermek için Gandoin ve You [16] çeşitli denemelerde bulunmuşlardır.

Test düzeneği kurulması ve bulguların deneysel olarak doğrulanması amacıyla birçok kaynak incelenmiş ve uygun görülen bazı kaynaklardan yararlanılmıştır. Fischer ve diğerleri [17,18] çift eksenli tekerlek ve poyra testleri üzerindeki araştırmalarında bu test ile göbek somunu bağlantısının doğrulanması için uğraş vermişlerdir. Yine Fischer ve Zinke [19] aynı test düzeneğinde bu sefer rulmanların hasarlarını araştırmışlardır. Subramanyam ve diğerleri [20] analitik benzetim modellerinin kurulması sırasında deneysel verilerin de kullanılması gerektiğini belirtmiş ve bu doğrulama için dört çeker bir araçta yapılan deneylerle metodolojilerini ortaya koymuşlardır. Duym ve Lauwerys [21] hızlandırılmış test düzeneği denemelerini amortisörler üzerine yapmışlardır. Yine, Ledesma ve diğerleri [22] süspansiyon parçaları üzerine gelen yükleri araç test verilerinden elde ederek hidrolik sarsıcı hızlandırılmış testlerini yapmışlardır. Fan ve diğerleri [23] çalışmalarında eksoz katalitik konverteri üzerindeki yüklerin araç testleri ile toplanmasından hasar analizine kadar süreci işlemişlerdir. Lee ve diğerleri [24] ile Gründer ve diğerleri [25] araç üzerinde yapılan hızlandırılmış testler için güvenilirlik

bazlı test planı yapmışlardır. Kuntay ve diğeri [10] makalelerinde kamyon motor takozu hızlandırılmış testinin oluşturma aşamalarını işlemişlerdir.

1.3 Tezin Kapsamı

Hafif bir ticari aracın ön tekerlek poyrası sekiz çizme testinin tezgâh testine uyarlanması başlıklı bu tezde tasarım aşamasında ön tekerlek poyrasının zorunlu olarak araç üzerinde uygulanması gereken bir testin simülasyon ve mühendislik uygulamaların kullanılarak tezgâh testlerine indirgenmesine çalışılmıştır.

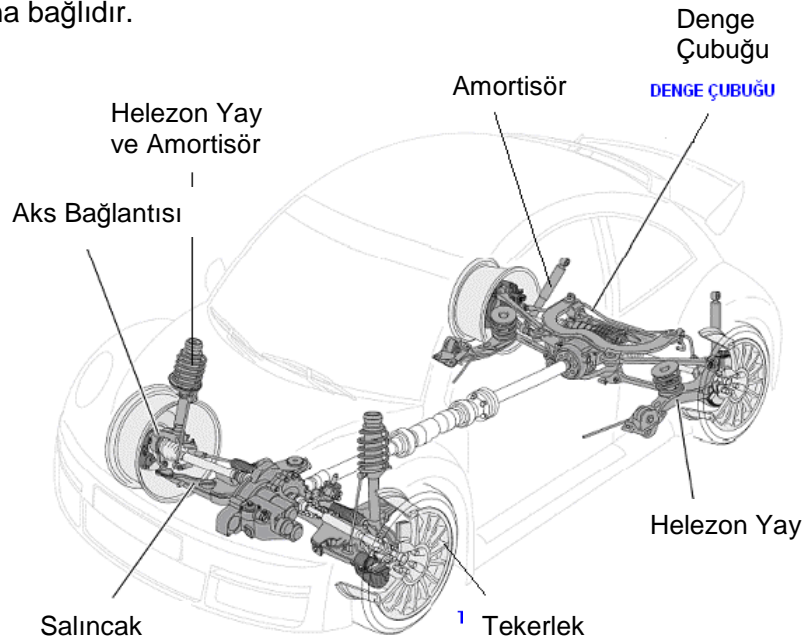
Tez bölümleri kısaca şu şekilde oluşturulmuştur. İkinci bölümde taşıt süspansiyon sistemleri hakkında bilgi verilerek tezde kullanılan taşıtın süspansiyonu incelenmiştir. Üçüncü bölümde mekanik yorulma ve çevrim sayma algoritmaları ve hasar analizleri hakkında detaylı bilgi verilmiştir. Tez çalışmasının dördüncü bölümünde hafif ticari aracın simülasyon modeli sayesinde yükleri oluşturulmuş ve gerçek araç testleri ile karşılaştırılmıştır. Beşinci bölüm bir önceki bölümde elde edilen verilerin islenmesi ve eşdeğer hasar yaratacak tezgâh bazlı yeni bir test şartnamesi hazırlanmasının uygulaması olarak karşımıza çıkmıştır. Son bölüm ise tez çalışmasının sonuçları incelenmiş ve olası yeni çalışmaların önü açılmıştır.

2. TAŞIT SÜSPANSİYON (ASKI) SİSTEMLERİ: TEMEL KAVRAMLAR VE ELEMANLARI

2.1 Giriş

Süspansiyon sistemi, araç gövdesi ve tekerlekler arasında bulunur ve yoldan kaynaklanan titreşimleri yok etmek üzere dizayn edilmiş olup sürüş konfor ve güvenliği açısından çok önemli bir sistemdir. Bu sistem, direksiyon sistemi, ön düzen geometrisi ve tekerleklerle birlikte çalışır.

Aracın yol tutuşu sürüş güvenliği açısından en önemli etkidir. Aracın yol tutuşu ve yerle bağlantısı birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır. Şekil 2.1 de görüldüğü gibi yürüyen aksam, direksiyon sistemi, süspansiyon sistemi, fren sistemi ve tekerlekler belli bir düzen ile karosere bağlıdır. Süspansiyon sistemi hem aracın ağırlığını taşımalı hem de lastiklerin yola tutunmasını sağlamalıdır. Aracın yol tutuşu çok önemlidir çünkü aracın aktif güvenliği, dengesi ve konforu bu sistemin düzgün çalışmasına bağlıdır.



Şekil 2.1: Süspansiyon sistemi genel görünüş [26]

Süspansiyon sisteminin görevlerini şu şekilde sıralayabiliriz. Süspansiyon sistemi

sürüş sırasında lastiklerle birlikte çalışarak yolcuları veya taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek için yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönmeler ve yumuşatır. Aynı zamanda, gövde ve elemanlarını da korur.

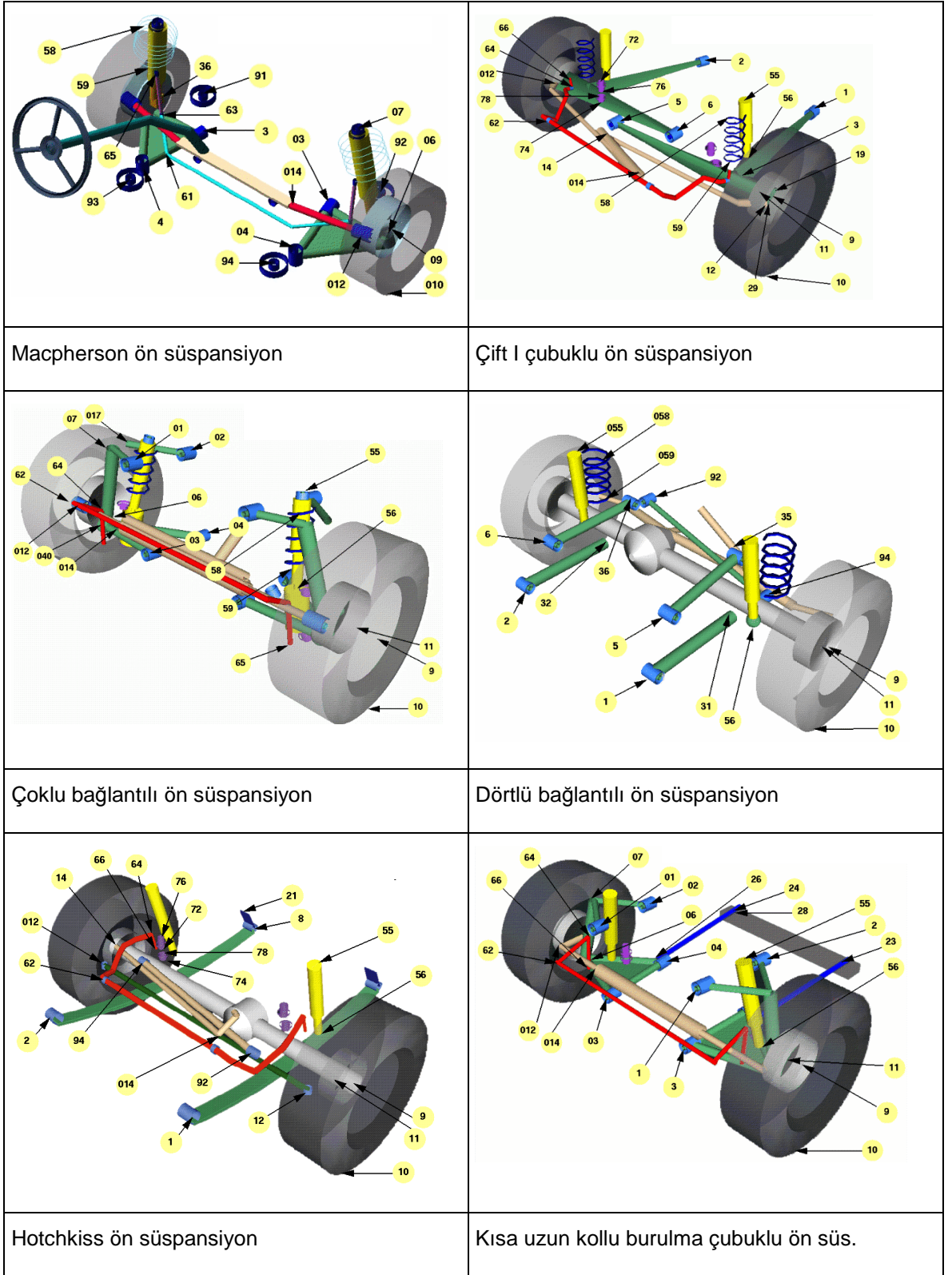
Yol yüzeyi ile tekerlekler arasındaki sürtünmeye bağlı olarak ortaya çıkan sürüş ve fren kuvvetlerini gövdeye iletir. Akslar üzerinde gövdeyi taşıyır ve gövde ile tekerlekler arasındaki uygun geometrik ilişkiyi sağlar. Yol ile lastikler arasında teması devam ettirerek güvenli dönüşü sağlar.

Araç hareket halinde iken, yoldan ve havadan değişik kuvvetler etki eder, bu kuvvetler araçta bazı salınımlara sebep olur. Aracın ağırlık merkezine göre ön ve arkasının aşağı yukarı hareket etmesine sallantı (yunuslama, kafa vurma) adı verilir. Bu durum özellikle aracın pürüzlü, kasisli ve çukurlu stabilize yollarda hareket ettiğinde meydana gelir. Bozuk bir yolda araç döndüğünde veya hareketli iken aracın bir tarafındaki yay kısalmışken diğeri uzar. Sonuçta, araç gövdesi bir taraftan diğere tarafa yanal hareketler yapar. Buna yan yatma (yalpa) denir. Aracın tümüyle aşağı yukarı hareket etmesine zıplama (düşey) denir. Bozuk yollarda, yüksek hızlarda görülür. Yaylar yumuşak olduğunda zıplama artar. Aracın ağırlık merkezine göre aksel merkezden sağa yada sola hareketlerine gezme denir.

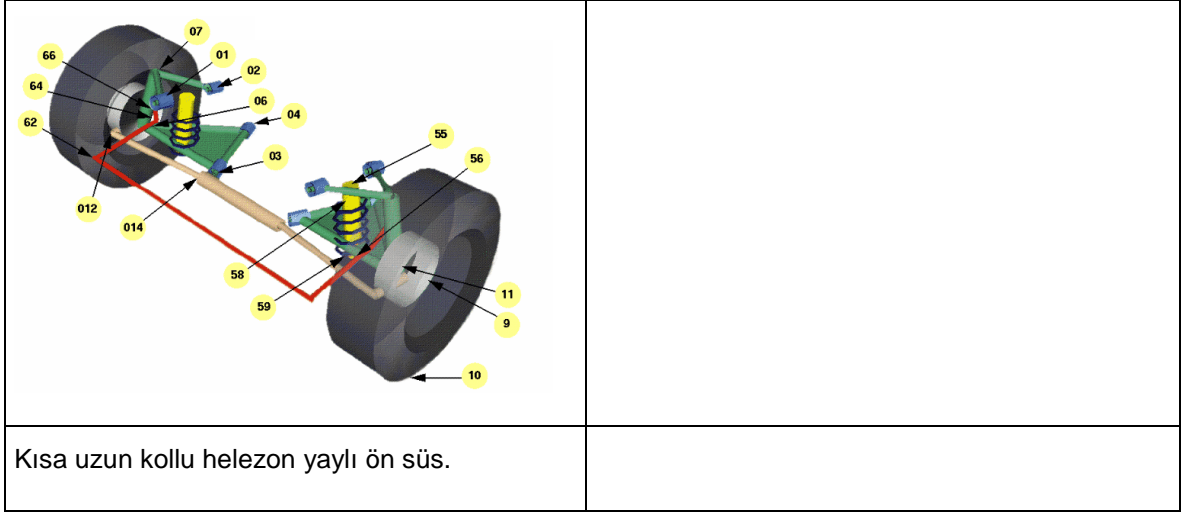
2.2 Süspansiyon Sisteminin Çeşitleri

Süspansiyon sistemleri yapılarına göre ikiye ayrılır. Serbest süspansiyon lastiklerin birbirlerinden bağımsız olarak yol darbelerini sönmleyen donanımlara verilen addır. Sabit süspansiyon donanımı sağ ve sol lastikler birbirlerine bir aks veya aks kovani ile bağlandığı ve yol darbelerini birlikte karşılayıp sönmlediği donanımlardır.

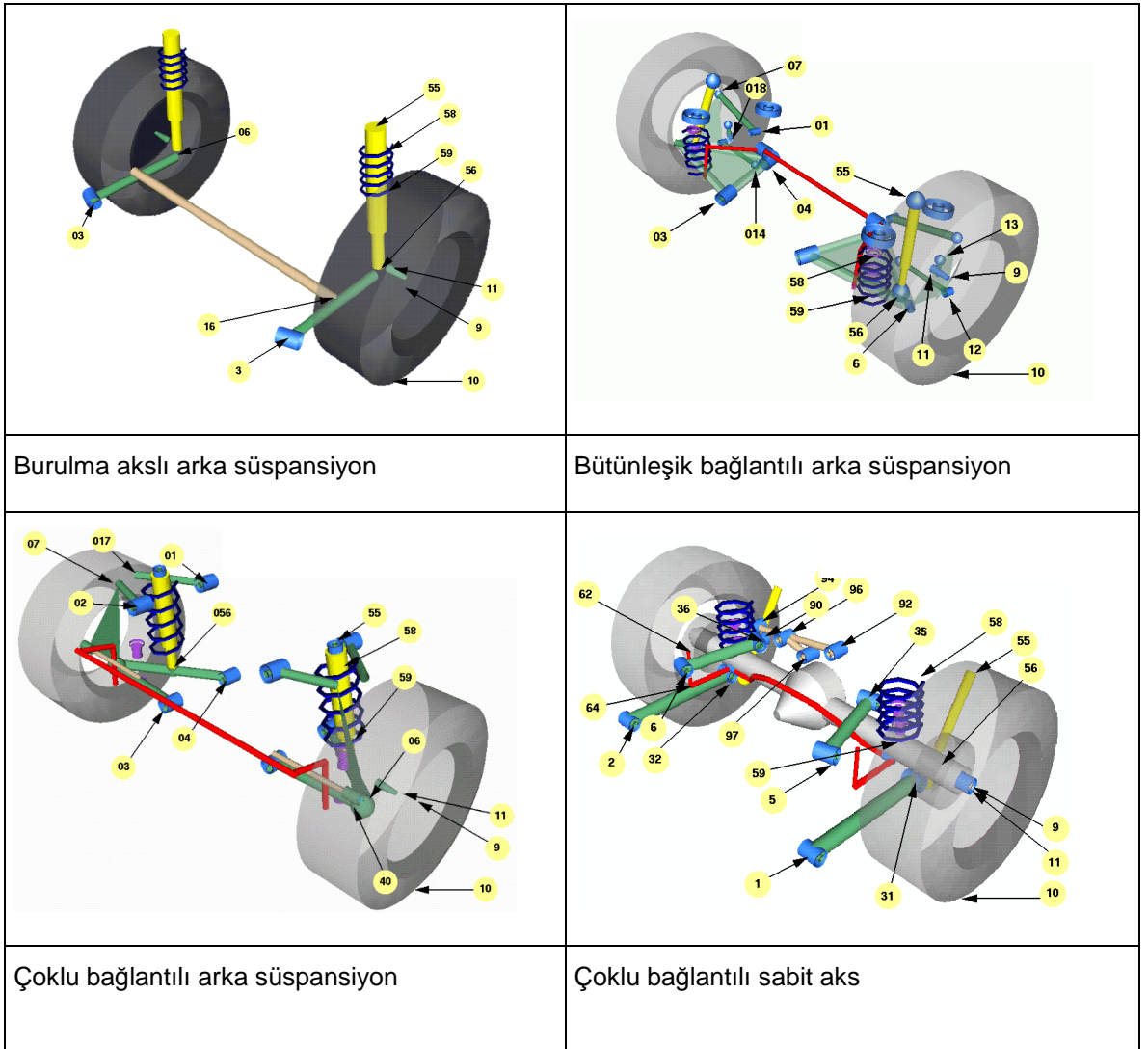
Özel olarak süspansiyon sistemlerini kullanıldığı elemanlar veya buluşçusunun adıyla da sınıflandırabilmekteyiz. Şekil 2.2 ve 2.3 de ön ve arka süspansiyonların uluslararası otomotiv sanayisinde kabul görmüş çeşitleri ve bu süspansiyonların araç montajı ve araç dinamiği için önemli olan sabitleme notalarının numaralandırılması yer almaktadır.



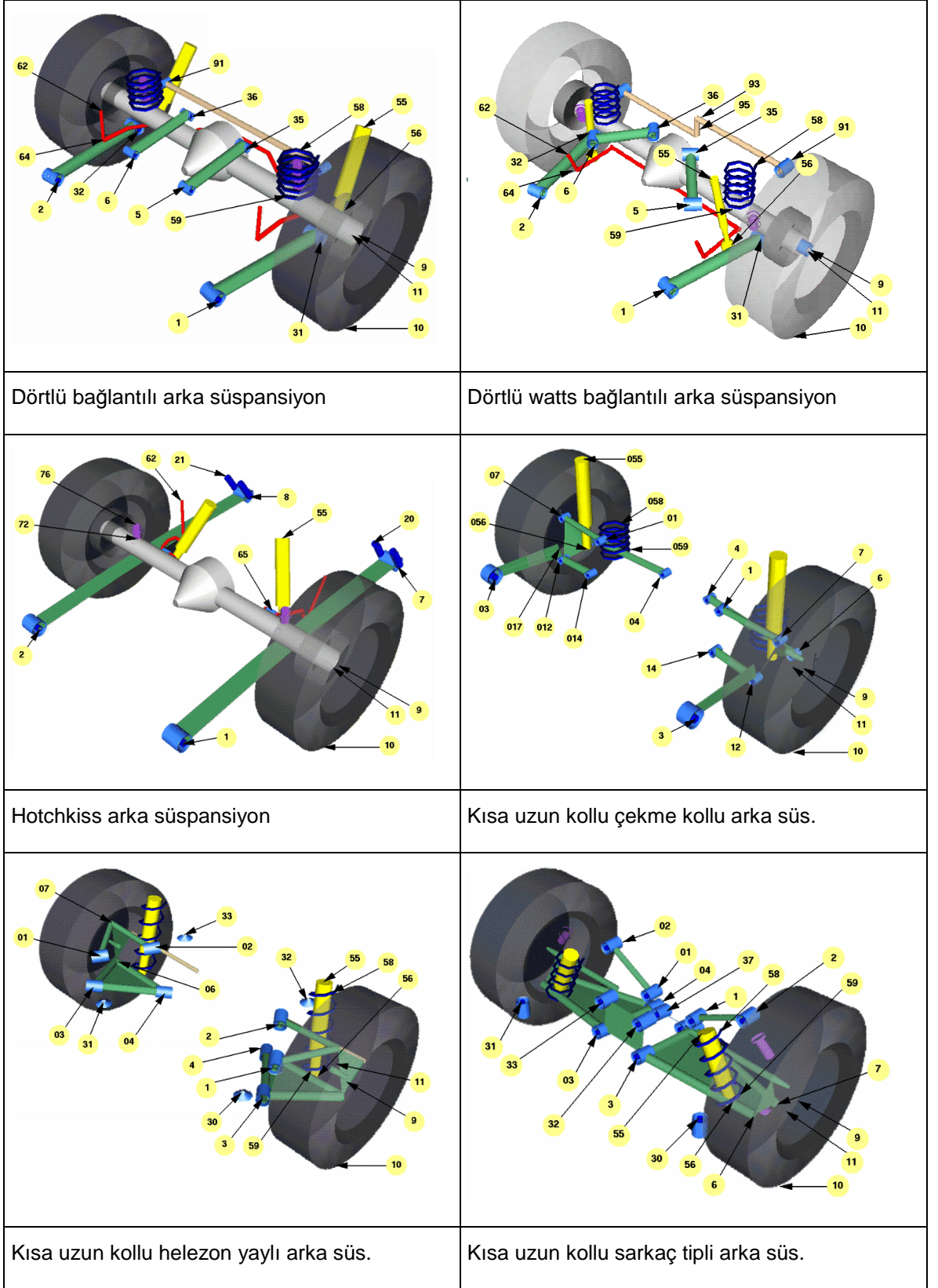
Şekil 2.2: Ön süspansiyon sistemi sınıflandırma [27]



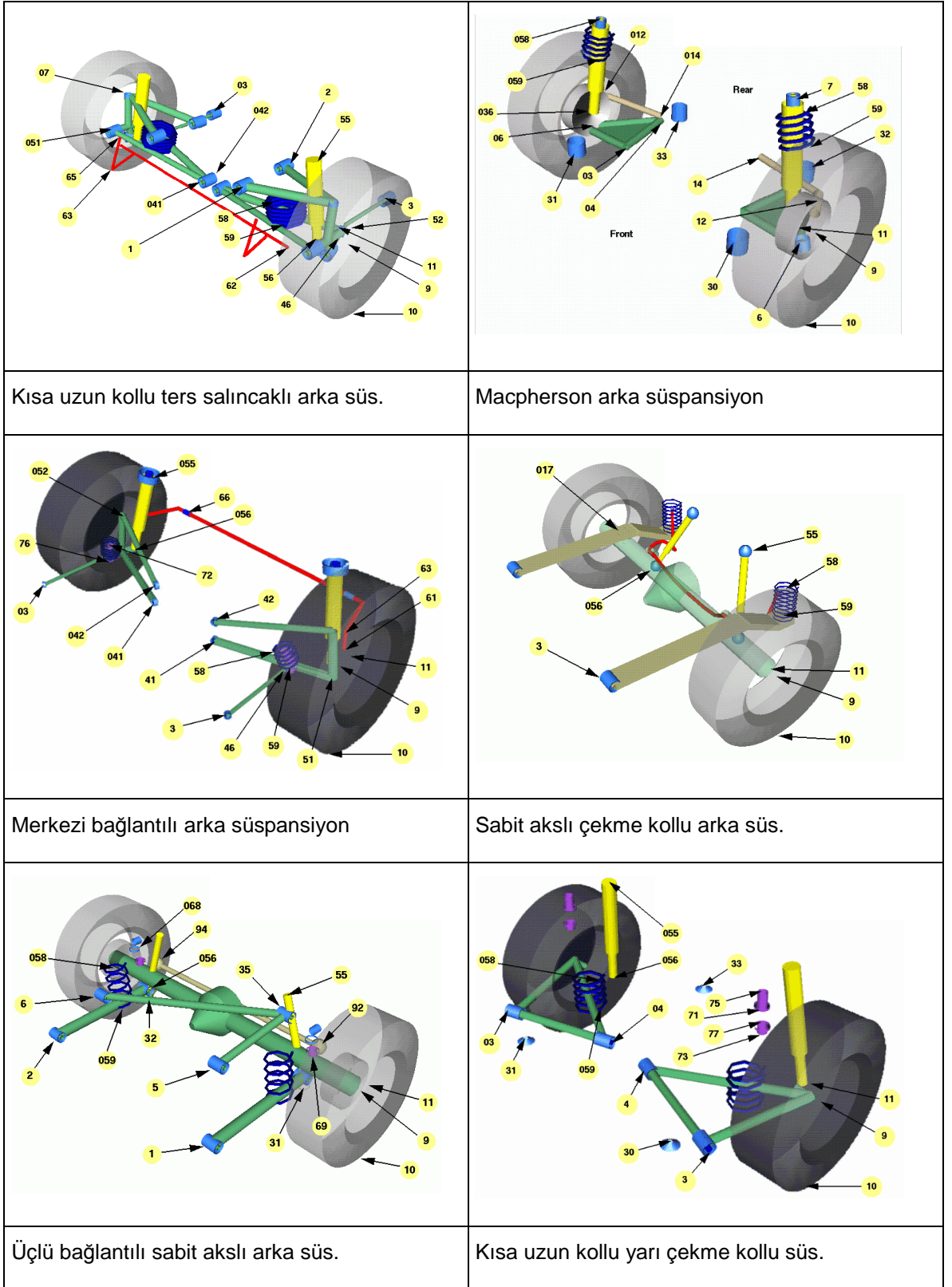
Şekil 2.2: Ön süspansiyon sistemi sınıflandırma [27] (Devamı)



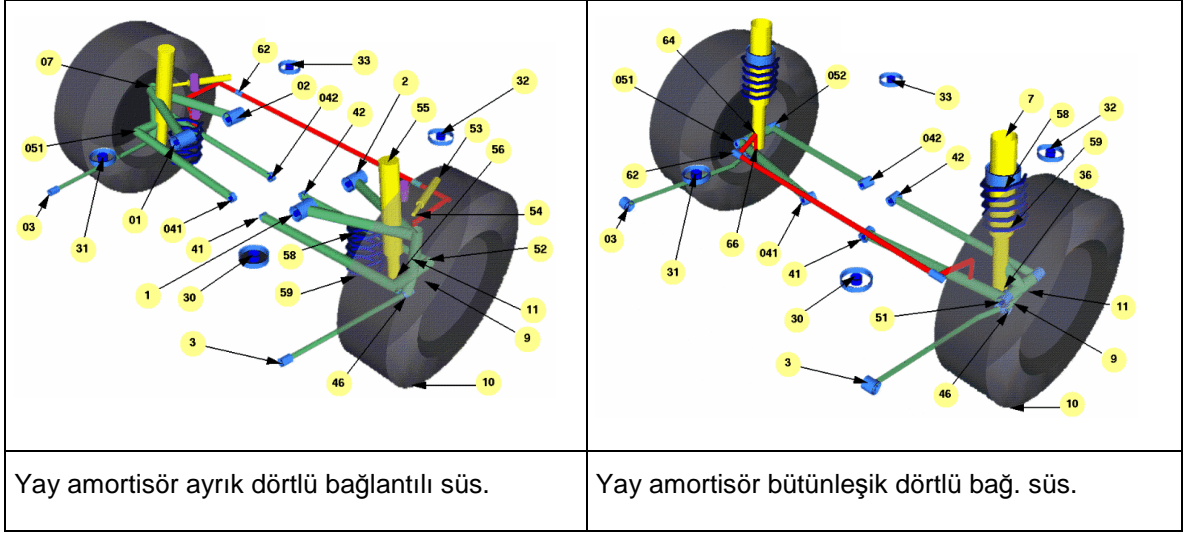
Şekil 2.3: Arka süspansiyon sistemi sınıflandırma [27]



Şekil 2.3: Arka süspansiyon sistemi sınıflandırma [27] (Devamı)



Şekil 2.3: Arka süspansiyon sistemi sınıflandırma [27] (Devamı)



Şekil 2.3: Arka süspansiyon sistemi sınıflandırma [27] (Devamı)

Arka süspansiyonlar yine sabit ve bağımsız süspansiyonların karması olarak verilmiştir.

2.3 Süspansiyon Sisteminde Genel Olarak Kullanılan Elemanlar

Süspansiyon sistemi her araçta farklı olmakla beraber benzer görevler için kullanılan çeşitli belli başlı elemanlardan oluşur. Bu parçalara geçmeden önce araç dinamiği açısından önem arz eden iki kavramı da burada ele almak gerekir.

Yaylanan Kütle:

Yaylanan kütle, Karoseri, motor, vites kutusu ve araç yükünden meydana gelir. Yaylanan kütle arttıkça taşıt o kadar yumuşak hareket eder. Bu da sürüş güvenliğini ve konforunu artırır.

Yaylanmayan Kütle:

Tekerlek, askı donanımından (akslar) ve tekerleklerden oluşur. Yaylanmayan kütle sürüş konforu ve güvenliği açısından ne kadar küçük olursa, o kadar iyidir.

2.3.1 Yaylar

Araca bindirilmiş yükü, aktarma organlarını ve motoru, aracın şasisi taşır. Şasi çerçevesi, yaylar ve diğer bağlantı elemanları yardımıyla tekerleklerle bindirilir.

Yaylar tekerlekler ile dingil arasına yerleştirilir.

Yaylar enerji depolayan parçalardır. Hareket halindeki araca yoldan gelen darbeler, tekerlekler aracılığı ile çok kısa zaman içerisinde yaylara kinetik enerji olarak aktarılır. Yaylar bu enerjiyi sıkıştırarak potansiyel enerji olarak depolarlar. Daha sonra yaylar, oldukça yavaş bir salınım hareketiyle potansiyel enerjiyi kinetik enerjiye dönüştürerek bırakır. Bu sayede yoldan gelen darbeler şasiye geçmeden yay üzerinde sönmülmüş olur.

Yayların Görevlerini şu şekilde sıralayabiliriz:

- Taşıta ait ağırlık ve kütle kuvvetlerini taşır.
- Yoldan gelen darbeleri karşılayarak yumuşak titreşimlere dönüştürür ve sürüş konforunu artırır.
- Tekerleklerin yol yüzeyine iyi tutunmasını sağlayarak, sürüş güvenliğini artırır.

Yayların çeşitleri şu şekildedir:

- 1)- Yaprak yaylar
- 2)- Helezon yaylar
- 3)- Burulma çubuklu yaylar
- 4)- Hava yayları (pnömatik ve hidro-pnömatik yaylar)

2.3.2 Amortisörler

Süspansiyon yayları, araç yol yüzeyindeki darbelere maruz kaldığında, uzayarak ya da kısalarak bu darbeleri sönmülmü. Darbeleri karşılamaları sırasında bir süre salınım hareketi yapar. Gerçekte bir yayın kısa bir salınımdan sonra durması beklenir. Bununla birlikte yayların hem yeter derecede sert hem de eğilebilir özellikte olmaları gerekmektedir. Yayların sıkışması ve gevşemesi sırasında araçta aşırı sarsıntılara yol açmaması emniyet ve konfor için mecburidir. Bu sebeple sarsıntı ve darbeyi şasiye iletmeyen yayın yavaşça gevşemesi ve sıkışmasını sağlayan, kontrolsüz salınımı kısa sürede durduracak donanıma gereksinim vardır. Bu görevi amortisörler gerçekleştirir.

Aracın dingil yapısına ve kullanılan yaylara göre, amortisörler değişik şekillerde bağlanabilir. Helezon yay ile bir bütün olarak bağlandığı gibi bağımsız olarak da monte edilebilir. Amortisörler arka süspansiyonlarda aks kovanı veya salıncak ile şasi arasına ön süspansiyon da ise direksiyon mafsalı ile şasi veya kaportaya bağlanır.

Amortisörlerin görevleri şöyledir:

- 1 Yayların salınım zamanını azaltır.
- 2 Tekerleklerin devamlı zeminle temasını sağlayarak sürüş emniyeti sağlar.
- 3 Tekerleklerin yol tutuşunu artırarak direksiyon hâkimiyetini iyileştirir.
- 4 Yatmayı, kaymayı, zıplamayı, fren sırasında dalmayı ve hızlanma sırasında ön tarafın yükselmesini arka tarafın çökmesini azaltarak sürüş konforunu artırır.

Amortisörler sıvıların sıkıştırılmama ve yer değiştirme özelliğinden faydalanılarak yapılmıştır. Bir hazne içindeki sıvı sıkıştırıldığında çıkış yolu bulması durumunda yüksek bir sürtünmeye maruz kalır. Amortisörler bu sürtünme kuvveti sayesinde yay esnemelerini kısa sürede durdurur. Amortisör çeşitleri ise şu şekilde belirtilebilir:

Çalışma şekillerine göre amortisörler;

- Tek tesirli amortisörler
- Çok tesirli amortisörler

Yapılarına göre amortisörler;

- Çift borulu amortisörler
- Tek borulu amortisör

İçindeki akışkanın cinsine göre amortisörler;

- Hidrolik amortisörler
- Gazlı amortisörler

2.3.3 Denge viraj çubuğu

Aracın dönüş esnasında yana yatması ile ortaya çıkan merkezkaç kuvvetine bağlı olarak aracın savrulmasını önlemek için denge çubuğu kullanılır. Viraj çubukları virajın iç tarafında kalan (aynı aks üzerinde karşı taraftaki) lastiği de yere bastırarak güvenli bir dönüş yapmayı sağlar. Denge çubuğu, önden ve arkadan kaymaları da en aza indirir. Tekerleklerin yola tutunma yeteneklerini artırır.

Denge çubuğu ön süspansiyonda lastik yastıklar ve bağlantılar üzerinden alt salıncağın uçlarına tutturulmuştur. Denge çubuğunun orta kısmı lastik yastıklar vasıtasıyla taşıtın gövdesine ve şasiye bağlanmıştır. Özellikle amortisör kule gergileri ile uyum içinde çalışır. Tek parça halinde "U" şeklinde yapılmış olan viraj denge çubukları, burulma kuvvetlerine karşı koyabilecek yapıdadırlar. Eğer sağ ve sol lastiklere eşit miktarda, aynı yönde ve zamanda aşağı yukarı hareket ederlerse denge çubuğu burulmaz.

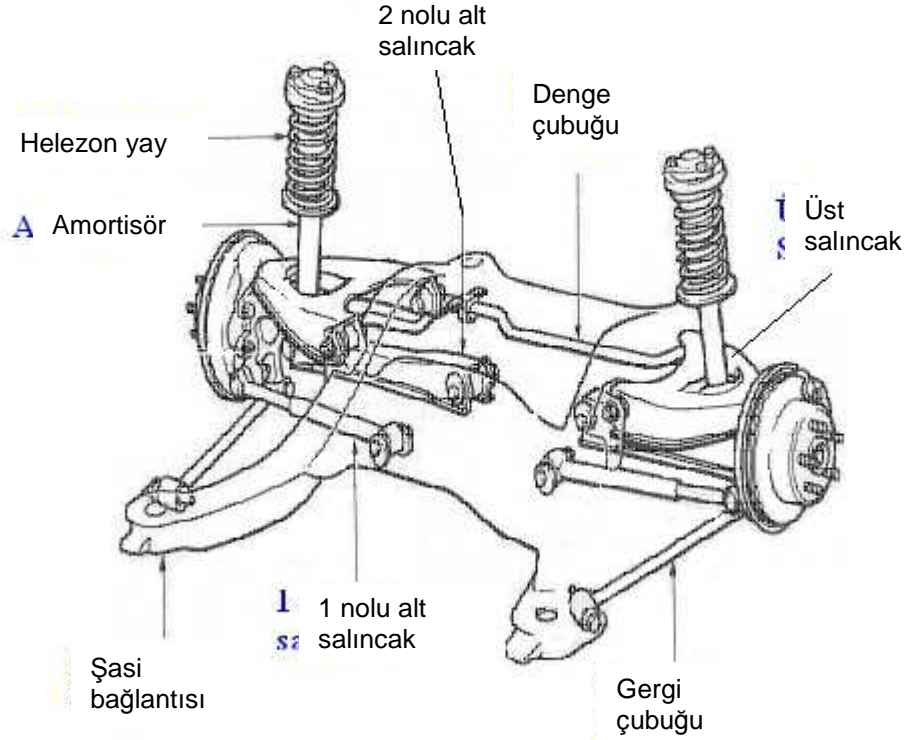
Araç dönerken normalde dış yay sıkışır, iç yay açılır. Dolayısıyla, denge çubuğunun bir ucu yukarı doğru burulurken diğer ucu ise aşağı doğru burulur. Çubuk burulmaya karşı koymaya çalışır. Bu direnç aracın savrulmasını azaltır ve gövdeyi mümkün olduğunca düz tutmaya çalışır. Fazla kasisli yollarda tek bir lastiğin havada kalması gibi dezavantajları vardır, bu da iyi bir süspansiyon sistemi ile giderilebilir. Viraj çubukları arka süspansiyonda yanal kontrol çubuğu olarak adlandırılır. Her iki ucundan arka aksı gövdeye bağlar. Aks ile gövde arasında oluşan yanal kuvvetleri üzerine almaktadır.

2.3.4 Salıncak kolları ve burçlar

Salıncak kolları süspansiyon sisteminin bir parçasıdır. Ön süspansiyon sistemlerinde aks taşıyıcısı, direksiyon sistemi elemanları, denge çubuğu, yay ve amortisörlerle bir bütün oluşturur. Salıncaklar lastikleri düzgün konumda tutar. Çeşitli yönlerden gelen kuvvetlere karşı hareketlerini sınırlar ancak yukarı ve aşağı yöndeki hareketlere izin verir. Her tekerlek için, aracın boyuna olan eksenine dik bir üst bir de alt salıncak bulunur. Genel olarak üst salıncak tek, alt salıncak ise iki koldan oluşmaktadır ve araç eksenine boyunca uzanan bir gergi çubuğu tarafından desteklenmektedir. Üst salıncağın bir ucu burçlar ile süspansiyon çatısına diğer ucu ise bir rotül vasıtasıyla aks taşıyıcısına tutturulmuştur.

Alt salıncakların her birinin bir ucu burçlar vasıtasıyla süspansiyon çatısına

tutturulmuştur. Şekil 2.4 de görüldüğü gibi 1 ve 2 nolu kolların diğer uçları ise bir rotül ve burç vasıtasıyla aks taşıyıcısına tutturulmuştur.



Şekil 2.4: Salıncak Kolları [26]

Gergi çubuğu aracın boyuna olan kuvvetleri taşır. Bir ucu bir burç vasıtasıyla süspansiyon taşıyıcısına, diğer ucu ise başka bir burç vasıtasıyla aks taşıyıcısına tutturulmuştur. Helezon yay ve amortisörün üst uçları üst destek vasıtasıyla aracın gövdesine bağlanmıştır. Denge çubuğu, iki ucundan, bir bağlantı ve mafsal vasıtasıyla 2 no lu alt salıncağa tutturulmuştur. Denge çubuğu ise ortasındaki iki noktadan süspansiyon taşıyıcısına lastik burçlar vasıtasıyla tutturulmuştur.

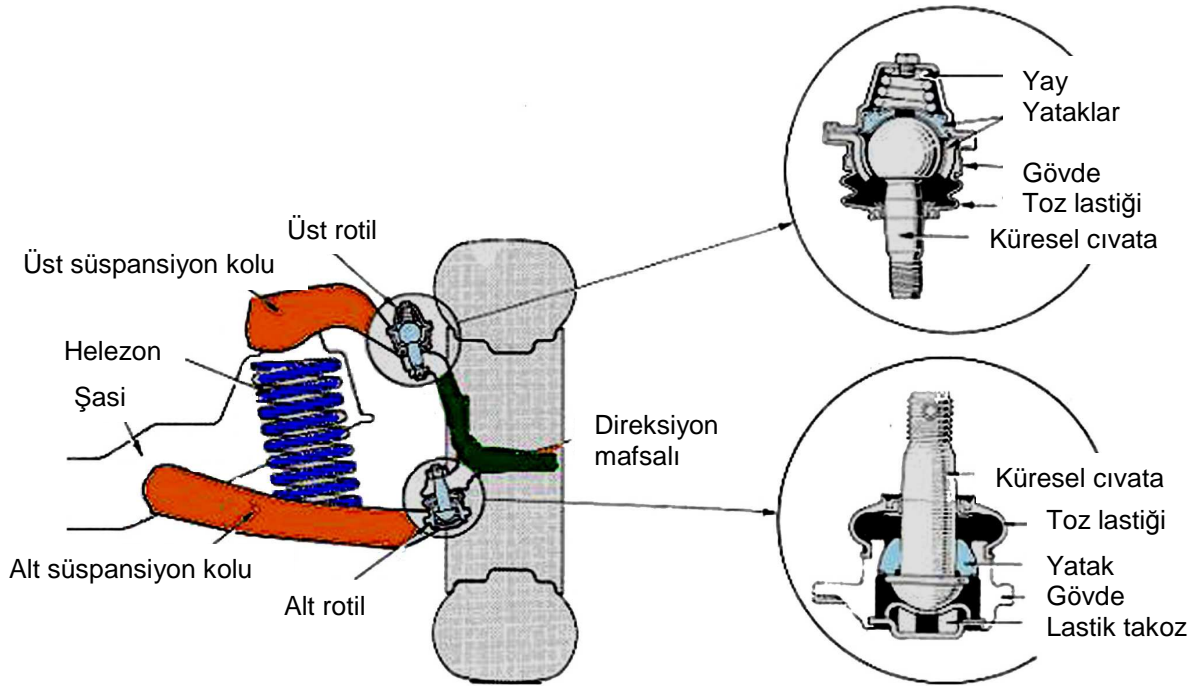
Aracın maruz kaldığı kuvvetler şu parçalar tarafından karşılanır:

- 1 Dikey kuvvetler: Helezon yaylar, amortisör, amortisör kulesi, lastik takozları,
- 2 Boyuna Kuvvetler: Gergi çubukları ve burçlar.
- 3 Yanal Kuvvetler: Salıncaklar ve burçlar.

2.3.5 Rotiller

Rotiller, lastiklere gelen düşey ve yatay kuvvetleri taşır. Aracın dönmesi sırasında direksiyon çatallarına pim görevi görür. Direksiyonun sisteminin istekleri doğrultusunda hareketi rot kolundan alır ve direksiyon mafsalına taşır. Rotillerin içi kayan yüzeylerinin yağlanması için gres ile doldurulmuştur.

Binek otomobillerde kullanılan rotiller genelde yağlanmayan tiptir. Bu sebeple aşınmayı azaltmak için toz kapağının sızdırmaz olması gerekmektedir.



Şekil 2.5: Süspansiyon sisteminde rotillerin kullanımı [26]

Şekil 2.5 de görüldüğü gibi rotiller direksiyon mafsalını alt ve üst salıncaklara bağlamaktadır. Her rotilin bir ucu ayarlanabilir durumdadır. Bu bakımdan rotillerin boyları değişebilir. Ön düzen açılarında tekerlek içe doğru açısı (toe in) ayrıca buradan yapılmaktadır.

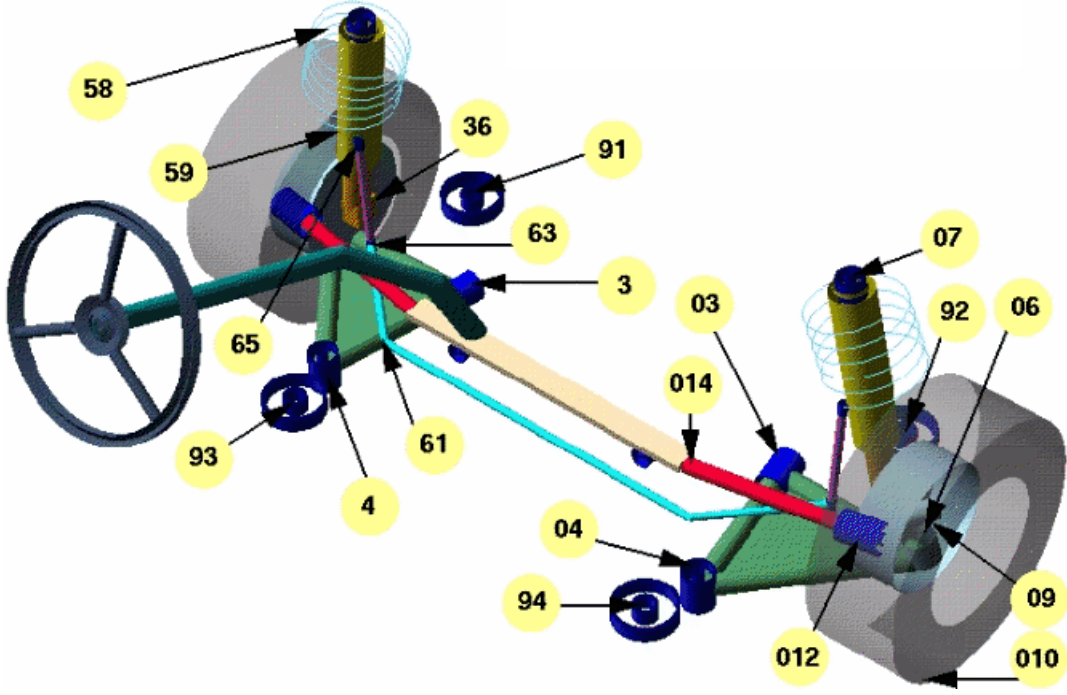
2.4 Çalışmada Kullanılan Aracın Süspansiyon Yapısı ve Kullanılan Elemanları

Bu çalışmada hafif bir ticari araç kullanılmıştır. Bu araçların genel yapıları birbirine benzemekle beraber her otomotiv üreticisinin müşteri beklentisi ve teknolojik gelişimine paralel olarak değişik süspansiyon sistemleri ve süspansiyon alt

elemanları kullanılmaktadır.

2.1.1 Ön süspansiyon

Çalışmada kullanılan hafif ticari araç şekil 2.6 benzeri macpherson ön süspansiyona sahiptir.



Şekil 2.6: Macpherson Ön Süspansiyon [27]

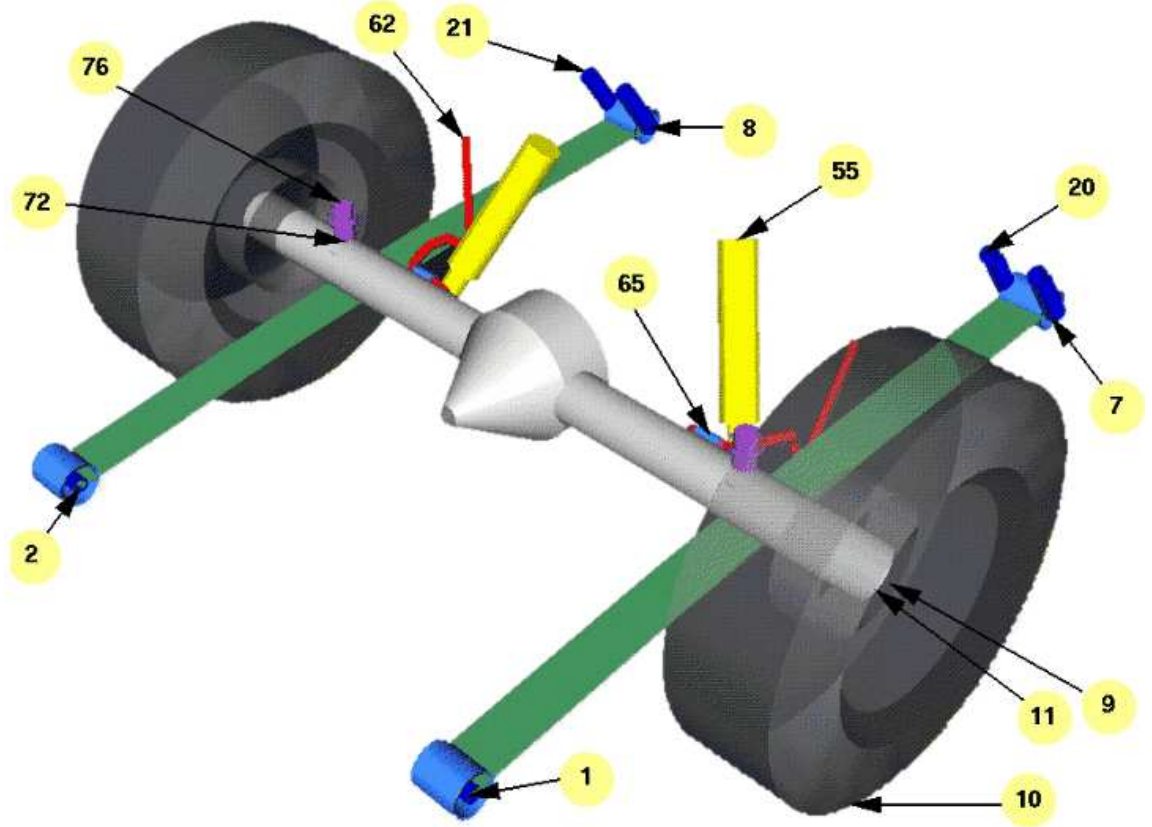
Tablo 2.1: Konvansiyonel ön macpherson tipi süspansiyon sabitleme noktaları

3	Salıncak kolu ön burç	4	Salıncak kolu arka burç
6	Alt rotil	7	Amortisör üst bağlantı
9	Tekerlek merkezi	10	Tekerlek yer teması
11	Göbek mili merkezi	12	Direksiyon mafsalı dış
14	Direksiyon mafsalı iç	58	Yay tablası üst
59	Yay tablası alt	36	Akson bağlantısı
61	Burulma çubuğu sol burcu	62	Burulma çubuğu sağ burcu
63	Sol dikey bağlantı çubuğu içi	64	Sağ dikey bağlantı çubuğu içi
65	Sol dikey bağlantı çubuğu dışı	66	Sağ dikey bağlantı çubuğu dışı
91	Alt çerçeve ön sol	92	Alt çerçeve ön sağ
93	Alt çerçeve arka sol	94	Alt çerçeve arka sağ

Macpherson süspansiyon sistemine ait sabitleme noktalarının numaralandırılması ve isimleri tablo 2.1 de verilmiştir.

2.1.2 Arka süspansiyon

Çalışmada kullanılan hafif ticari araç şekil 2.7 de verildiği gibi hotchkiss arka süspansiyona sahiptir.



Şekil 2.7: Hotchkiss arka süspansiyon [27]

Bu süspansiyon sistemine ait sabitleme noktalarının numaralandırılması ve isimleri tablo 2.2 de verilmiştir.

Tablo 2.2: Konvansiyonel arka hotchkiss tipi süspansiyon sabitleme noktaları

1	Sol makas ön gözü	2	Sağ makas ön gözü
7	Sol makas küpesi makas bağlantısı	8	Sağ makas küpesi makas bağlantısı

20	Sol makas küpesi şase bağlantısı	21	Sağ makas küpesi şase bağlantısı
9	Tekerlek merkezi	10	Tekerlek yer teması
11	Göbek mili merkezi		
61	Burulma çubuğu sol burcu	62	Burulma çubuğu sağ burcu
63	Sol dikey bağlantı çubuğu içi	64	Sağ dikey bağlantı çubuğu içi
65	Sol dikey bağlantı çubuğu dışı	66	Sağ dikey bağlantı çubuğu dışı
75	Sol stoplayıcı üst nokta	76	Sağ stoplayıcı üst nokta
71	Sol stoplayıcı alt nokta	72	Sağ stoplayıcı alt nokta
55	Amortisör üst	56	Amortisör alt

2.1.3 İncelenen elemanlar

Çalışmada hafif bir ticari aracın ön tekerlek poyrası incelenmiştir. Ön tekerlek poyrası ön modül içerisinde bulunup sap kısmından rulman tarafından sıkı geçme yöntemi ile tutturulmuştur. Bu rulman ise yine sıkı geçme ile aksonun iç kısmında bulunmaktadır. Bütün modülün araçla bağlantısı ise akson üzerinden üç noktadan yapılmaktadır.

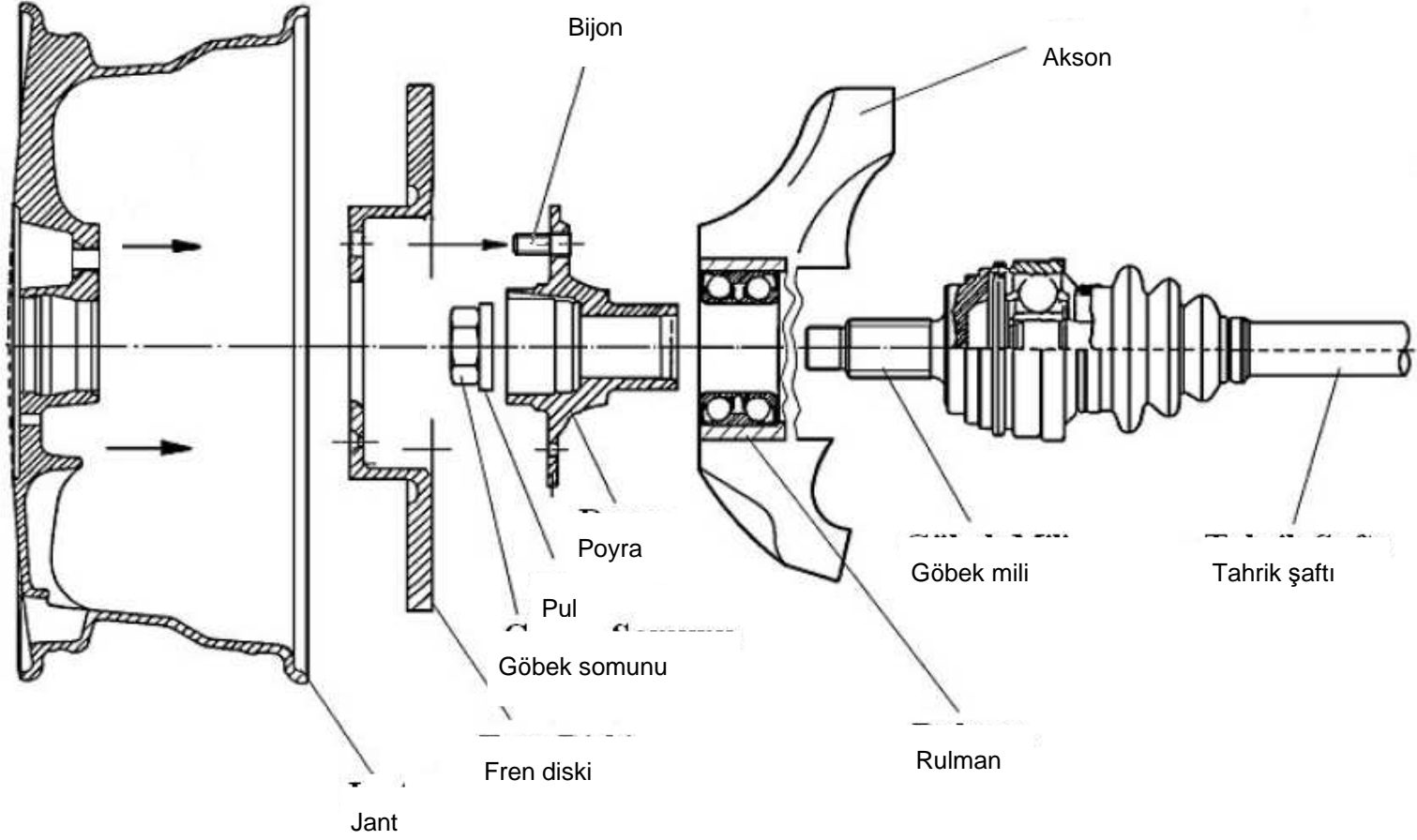
1. Aksonun direksiyon kolu ve deliği vasıtasıyla direksiyon rotiline,
2. Aksonun altbölümünde bulunan sıkı geçme rotile ile alt salıncak koluna,
3. Aksonun üst deliği ve civatalı bağlantı ile amortisörlere,

bağlanmaktadır. Kullanılan ön modülün üç boyutlu grafik gösterimi Şekil 2.8 de verilmiştir. Şekil 2.9 ise ön modül parçalarının isimlendirmesini içermektedir.



Şekil 2.8: Ön tekerlek modülü

Şekil 2.9: Ön modül parçaları



3. ÇEVİRİM SAYAÇ METODU VE HASAR ANALİZİ YÖNTEMLERİ

Bu bölümde tezin beşinci bölümünde kullanılacak ticari yazılımlara kaynaklık eden mühendislik hesaplama yöntemleri ayrıntılı olarak verilmiştir. Bu bölümün verilmesindeki amaç, her ne kadar hesaplamalar elle yapılsa da kullanılan uygulamalardaki seçim şartlarının altyapısını göstermektir. Mekanik yorulma ve özellikle gerilme-ömür bazlı yöntemler üzerine bilgi verildikten sonra tezde kullanılacak olan Rainflow çevrim sayaç metodu ve bu metodun zaman etki alanında kullanılması gibi konulara değinilmiştir. Son olarak hasar analizi için kullanılacak Palmgren-Miner yöntemi anlatılmıştır.

3.1 Mekanik Yorulma

Mekanik parçalar şu ya da bu şekilde değişken yüklerin ve gerilmelerin etkisi altındadır. Parçayı etkileyen yükler statik olsa bile kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilir. Buna en iyi örnek dönen şaftlar ve millerdir. Bu parçalardaki gerilmeler tam değildir. Değişken gerilmelerin etkisi altındaki parçalarda gerilme değerlerinin yanında tekrar sayısı da önemlidir.

Çevrimsel gerilmeler malzemenin içyapısında bazı bozulmalara sebep olur. Kırılma statik sınırların çok altında meydana gelir. Değişken gerilmelerin etkisi altındaki malzemenin yapısı bozulmadan dayandığı süreye ömür adı verilir. Parçanın ömrü genellikle çevrim sayısı ile tarif edilir. Değişken yüklemde kırılma içyapıdaki veya dış yüzeydeki bir süreksizlik noktasından başlar. Bu nokta civarında malzeme yorulur ve çatlak meydana gelebilir. Zaman içinde bu çatlak büyür, sonunda çatlak dışındaki bölgedeki gerilme, malzemenin mukavemet sınırını aşarak elemanın aniden kırılmasına neden olur.

Genellikle kırılma yüzeyinin bir kısmı mat ve düz, diğer kısmı ise parlak ve tanelidir. İlk bölge zamanla büyüyen çatlakın bulunduğu bölgedir. İkinci bölge ise aniden kırılan bölgedir. Birçok parça belli bir süre sonra yüklemenin çevrim sayısına bağlı olarak yorulma hasarına uğrayarak işlevselliğini yitirir. Yorulma analizinin temel amacı malzemenin ömrü süresince dayanabileceği bir çevrim sayısını

hesaplamaktır.

Yorulma analizinde mevcut olan üç yaklaşım şöyledir.

- Genleme (strain) - Ömür
- Gerilme (stress)- Ömür
- Kırılma Mekaniği

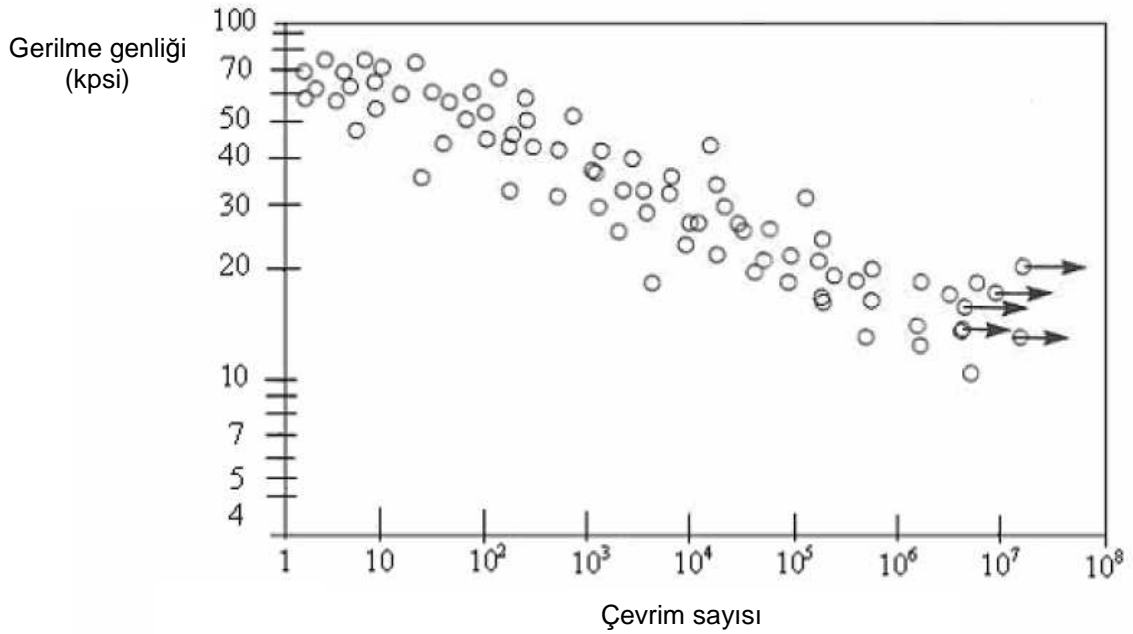
Genleme ömür, günümüzde sıklıkla kullanılan bir yaklaşım olup tipik olarak çatlak başlangıcını içeren görece düşük çevrim sayıları ile karakterize edilen bir yaklaşımdır. Bu sebeple düşük çevrimli yorulma (DÇY) (Low Cycle Fatigue) olarak bilinir. Bu tabir 10^5 ve daha küçük çevrim sayılarını belirtir. Diğer yandan bu yöntem yüksek çevrim sayıları için de kullanılabilir.

Gerilme ömür ise çatlak başlangıcı veya ilerleyişi ile ilgilenmeyen parçanın toplam ömrü ile ilgilenen bir yöntemdir. S-N diyagramına dayanır ve genellikle yüksek çevrim sayılarını kapsar bu sebeple yüksek çevrimli yorulma (YÇY) (High Cycle Fatigue) olarak da adlandırılır.

Kırılma Mekaniği (Fracture Mechanics) varsayılan bir kusur veya boyutu bilinen bir hasar ile başlar ve çatlağın ilerlemesini inceler bu yüzden kimi kaynaklarda çatlak ömür (Crack Life) diye adlandırılır. Çatlağın büyüme hızı, çatlağın ömrü sürecindeki bölgeler ve kritik çatlak boyu hakkındaki bilgileri kapsar. Bu durumda çatlak başlangıcı (Crack initiation) artı çatlak ömrü (Crack Life) parçanın toplam ömrüne eşittir

Bu çalışma da gerilme-ömür yaklaşımı benimsenmiştir.

Wöhler'in 1850 lerde Almanya'da yaptığı çalışmaların ardından birçok mühendis gerilme çevrim eğrileri üzerine çalışmıştır. Bu eğriler S-N eğrileri veya Wöhler eğrileri olarak da bilinmektedir. Gerilme-ömür yaklaşımının temeli Wöhler S-N eğrileridir. Tekrarlı gerilmeler ile kırılma çevrim sayısı arasındaki bağıntı bu eğrileri oluşturmaktadır. Tipik bir S-N eğrisi Şekil 3.1 de verilmiştir. Bu şeklideki oklar test çubuğunun 10^7 çevrim sonunda hala kırılmadığını göstermektedir.



Şekil 3.1: Tipik bir S-N eğrisi [5]

Gerilme ömür yöntemi bölgesel olanlar dâhil bütün gerilmelerin elastik limitin altında kaldığını varsayar. Bu yöntem, uygulanan kuvvetlerin nominal olarak malzeme elastik aralığında kaldığı ve çevrim sayısının yüksek olduğu durumlar için uygundur. Düşük genlikli yüklemeler daha çok çevrim sayısıyla kırılmaya yol açarlar.

3.2 Rainflow Çevrim Sayaç Yöntemi

Sayaç yöntemleri özellikle havacılık ve otomotiv yapılarındaki yorulma hasarlarının hesaplaması için kullanılmaktadır. En çok tercih edilen yöntemlerden biri rainflow çevrim sayaç yöntemidir. Bu yöntem ilk olarak M. Matsuiski ve T. Endo tarafından gerilme-zaman sinyallerindeki yarım çevrimlerin sayılması için kullanılmıştır [5]. Sayma işlemi malzemenin gerilme-gerilme davranışı esas alınarak yapılmaktadır.

3.2.1. Orijinal tanım

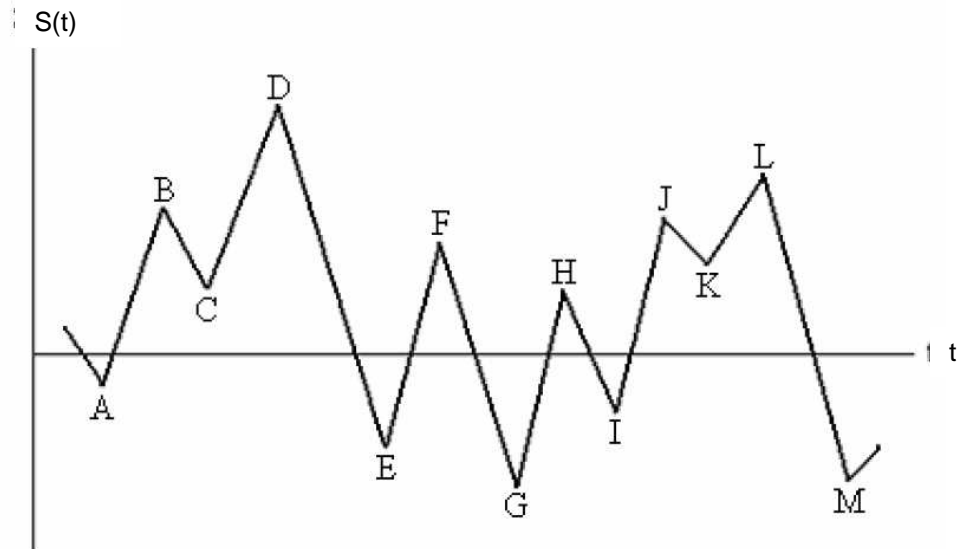
Öncelikle Şekil 3.2' deki gibi gerilme $S(t)$ tepe ve vadilerden oluşan bir biçime getirilir. Daha sonra Şekil 3.3' de olduğu gibi zaman eksenini döndürülerek aşağı yönlü olması sağlanır. Bu tepe ve vadi noktalarında su kaynakları olduğu varsayılır.

Su aşağıya doğru şu kurallara göre akacaktır.

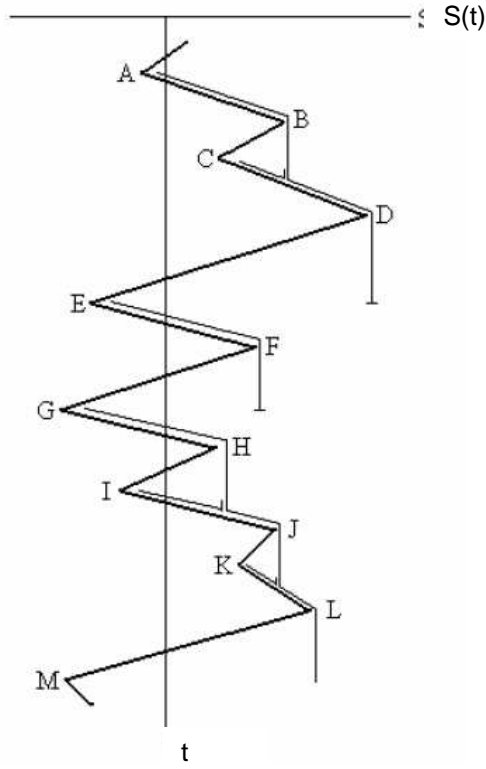
1. Vadiden başlayan bir damla akışı patikası "pagoda çatısı" adı verilen

yapıdan aşağıya kendi kaynağından daha negatif bir vadi ile karşılaşana kadar devam eder. Şekilde görüleceği üzere patika A' dan başlayıp E' de son buluyor.

2. Bir damla akışı patikası daha önce başlamış bir akışla karşılaşırsa sonlanır. C den başlayan patikanın sonlanması gibi.
3. İlgilenilen patika durmadıkça yeni bir patika başlatılmaz.
4. Vadi başlangıçlı yarı çevrimler bütün veriler için tanımlanır. Her çevrim için $S(i)$ gerilme aralığı dikey ilerleme miktarıdır. Ortalama $S(i)$ ise bunun yarı noktasıdır.
5. Aynı yöntem tepe noktalarından başlayan yağmur akışları için tekrarlanır. Yeterince büyük bir veride vadi başlangıçlı her yarı çevrime karşılık onu tam çevrime tamamlayan bir tepe başlangıçlı bir yarı çevrim vardır.



Şekil 3.2: Rainflow sayaç yöntemi [29]



Şekil 3.3: Baş aşağı çevrilmiş Rainflow sayaç yöntemi [29]

3.2.2. Pratik tanım

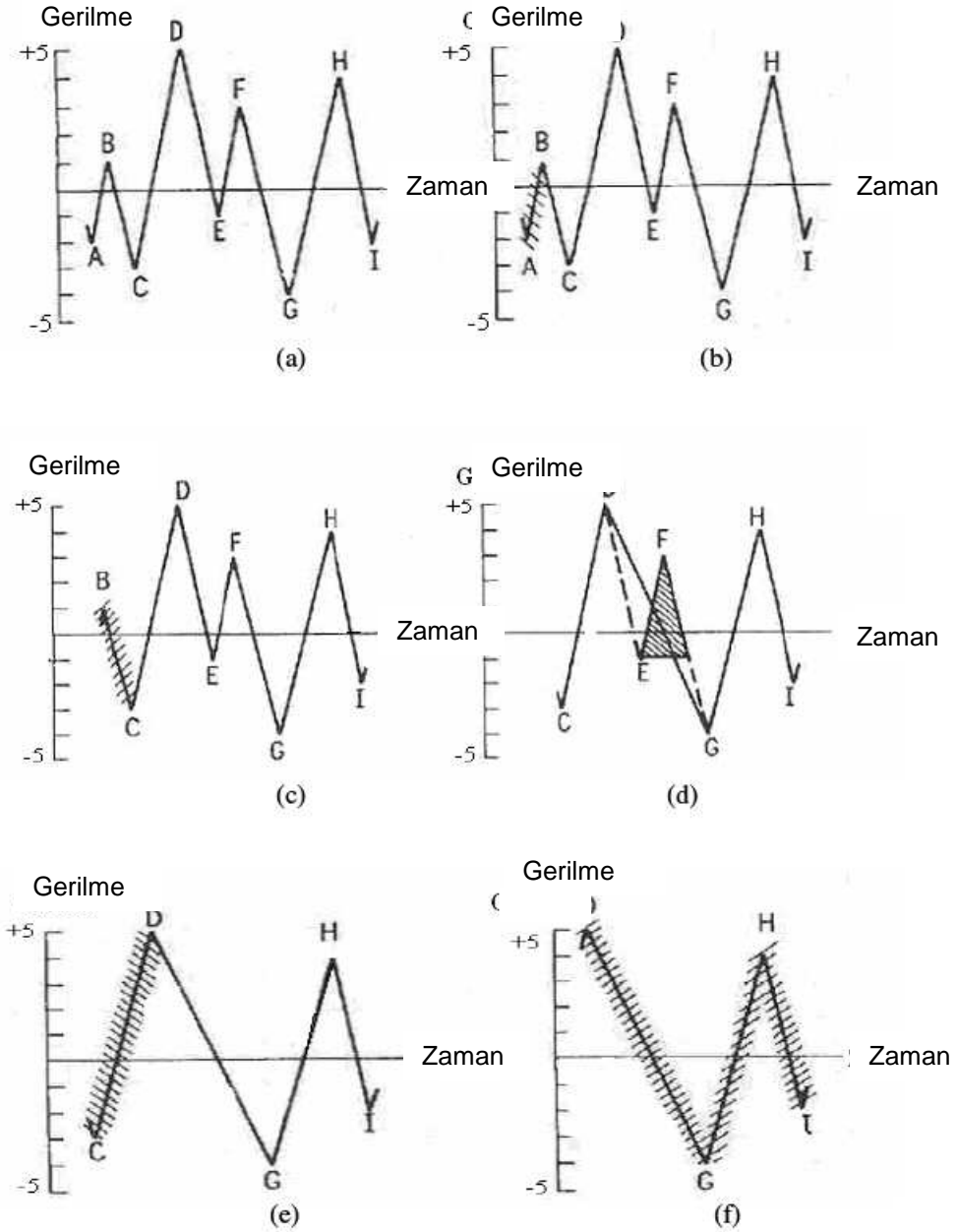
ASTM E-1049 Standardı Rainflow analizi tanımı için kullanılabilir. Aşağıda Rainflow çevrim sayısı sayma yöntemi kuralları verilmiştir. Burada X gerilme aralığını; Y, X'in yakınındaki bir önceki aralık ve S ise başlangıç noktasını temsil etmektedir.

- (1) Bir sonraki tepe veya vadiyi oku. Eğer veri kalmamışsa adım 6 ya git
- (2) Eğer 3 noktadan az kalmış ise adım 1 e git. Hesaplardan çıkarılmamış son 3 tepe ve vadi kullanılarak X ve Y'yi oluştur.
- (3) X ve Y aralıklarının mutlak değerlerini karşılaştır.
 - (a) Eğer $X < Y$ ise, adım 1 e git.
 - (b) Eğer $X \geq Y$ ise, adım 4 e git.
- (4) Eğer Y aralığı S başlangıç noktasını da kapsıyorsa adım 5 e git. Değilse Y aralığını 1 çevrim say. Y'nin tepe ve vadi noktalarını verilerden çıkar ve adım 2 ye git.
- (5) Y aralığı yarım çevrim say; Y aralığının ilk noktasını (tepe veya vadi) verilerden

çıkart; başlangıç noktasını Y aralığının ikinci noktasına taşı; adım 2 ye git.

(6) Daha önce sayılmamış her aralığı yarım çevrim olarak say.

Aşağıdaki şekil yöntemi göstermektedir.



Şekil 3.4: Rainflow sayaç yöntemi pratik tanımı [5]

Çevrim sayımı detayları ise şöyledir: (Alt şekiller Şekil 3.4'den alınmıştır)

(1) $S=A$; $Y=|A-B|$; $X=|B-C|$; $X>Y$. Y S yi de kapsıyor, S burada A noktasıdır. $|A-B|$ burada yarım çevrim sayılır. A noktasını çıkar; $S=B$ (Şekil b)

(2) $Y=|B-C|$; $X=|C-D|$; $X>Y$. Y S yi de kapsıyor, S burada B noktasıdır. $|B-C|$ burada yarım çevrim sayılır. B noktasını çıkar; $S=C$ (Şekil c)

(3) $Y=|C-D|$; $X=|D-E|$; $X<Y$.

(4) $Y=|D-E|$; $X=|E-F|$; $X<Y$.

(5) $Y=|E-F|$; $X=|F-G|$; $X>Y$. $|E-F|$ aralığını bir çevrim say ve E ve F noktalarını çıkar (Şekil d) Bir çevrim E-F aralığı ve yarım F-G aralığının ikili oluşturmasıyla ortaya çıkar.

(6) $Y=|C-D|$; $X=|D-G|$; $X>Y$. Y S yi de kapsıyor, S burada C noktasıdır. $|C-D|$ burada yarım çevrim sayılır. C noktasını çıkar; $S=D$. (Şekil e)

(7) $Y=|D-G|$; $X=|G-H|$; $X<Y$.

(8) $Y=|G-H|$; $X=|H-I|$; $X<Y$. Veri sonu.

(9) $|D-G|$, $|G-H|$ ve $|H-I|$ yarım çevrim sayılır. (Şekil f)

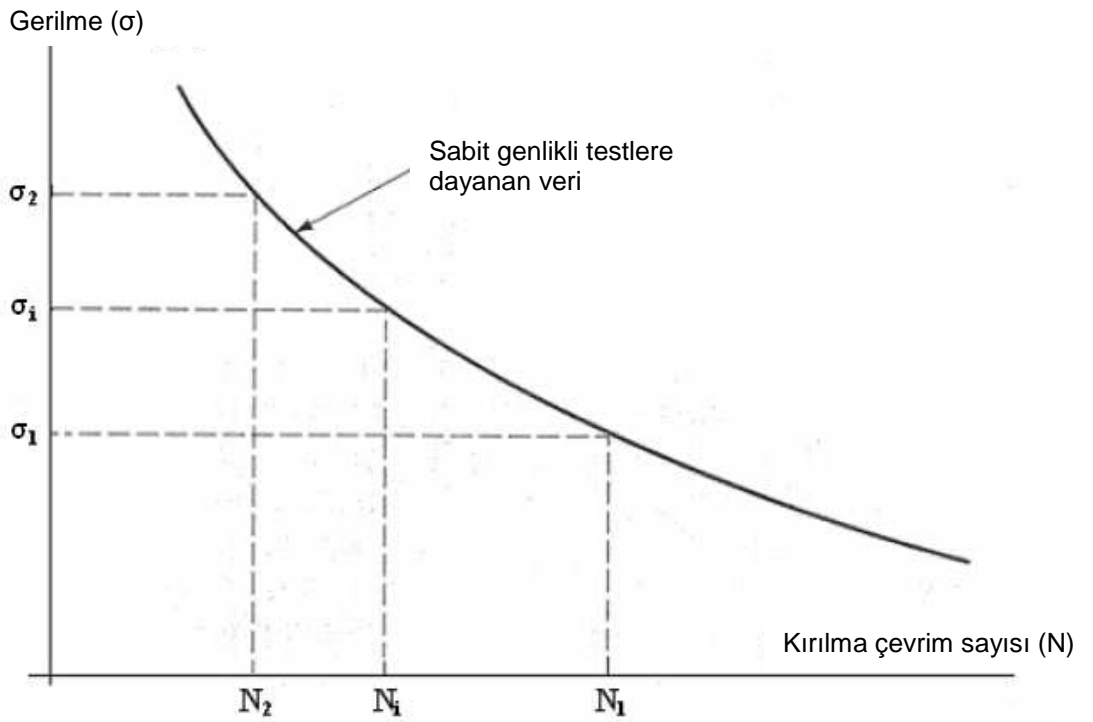
(10) Sayma sonu.

Tablo 3.1: Çevrim sayımı

Genlik (Birim)	Çevrim Sayısı	Olaylar
10	0	
9	0.5	D-G
8	1	C-D, G-H
7	0	
6	0.5	H-I
5	0	
4	1.5	B-C, E-F
3	0.5	A-B
2	0	
1	0	

3.3 Palmgren-Miner Yöntemi

Bilinen ilk birikimli hasar teorisi 1920'lerde İsveç'te A. Palmgren tarafından uygulanmıştır. Ardından 1937'de daha genelleştirilmiş koşullarla B. F. Langer kullanmıştır. 1945'te M. A. Miner'in bir dokümanında ortaya çıkmasıyla kural yaygınlaşmaya başladı. Halen yaygın bir şekilde kullanılan bu doğrusal teori, Palmgren-Miner Hipotezi veya Doğrusal Hasar Kuralı olarak anılır. Yardımcı olarak Şekil 3.5 kullanılacaktır.



Şekil 3.5: Sabit genlikli S-N (σ -N) eğrisi [28]

Değişken genlikli bir yükleme durumu düşünelim. σ -N eğrisinin tanımına göre, σ_1 gibi bir sabit gerilme genliğinde çalışmak, N_1 çevrim sonra kırılmaya yol açacaktır. Aynı genlikte N_1 den daha küçük olan n_1 çevrim sayısında çalışmak ise D_1 diyebileceğimiz daha küçük bir hasar oranı oluşturacaktır. D genellikle hasar oranını ifade eder. Pekçok değişik gerilme seviyesi spektrumunda çalışmak, spektrumdaki her değişik gerilme seviyesi σ_1 için D_i hasar oranı oluşturacaktır. İşte bu gerilmelerin her biri elemada ayrı hasarlar meydana getirdiğinden ve kırılmaya sebep olan hasar bunların birikmesinden ileri geldiğinden bu olaya kümülatif veya birikmiş hasar yorulması denilmektedir. Yani Palmgren-Miner kuralına göre, basit

olarak bu çevrim oranlarının toplamı K 'ya ulaştığında yani ömür % 100 tükendiğinde yorulma hasarının bekleneceği ifade edilir.

$$D_i = \frac{n_i}{N_i}$$

(3.1)

$$D_1 + D_2 + \dots + D_{i-1} + D_i \geq K$$

(3.2)

K deneysel olarak tayin edilen ve değeri 0,7 ile 2,2 arasında değişen bir sabittir. En çok tavsiye edilen K değeri 1'dir. Çalışmada K değeri 1 alınacaktır.

4. SİMÜLASYONUN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ, ÇIKTILARIN İŞLENMESİ VE ARAÇ TESTİ İLE KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölüme çalışmanın önemli bir bölümünü oluşturan sekiz çizme testinin detaylı incelenmesi ile başlanacak ve bu testin simülasyonlar yardımı ile gerçekleşmesi için tamamlanmış sayfalar ortaya konacaktır. Simülasyon modellerinin ADAMS/Chassis programı içerisinde oluşturulması ve gerçekleştirilen manevraların çıktıları üzerinde durulacaktır. Hâlihazırda bir ticari araç üreten otomotiv firmasından elde edilen gerçek araç testi sonuçları ile karşılaştırmalar yapılacaktır.

4.1 Taşıt Testleri

Otomotiv sektöründe güvenlik çok yüksek derecede önemli bir parametredir ve tasarlanan parça ve sisteminin kullanımından önce çeşitli testlere tabi tutulması gerekmektedir. Bu testler hem güvenlik açısından hem de tasarlanan sistemin performans ve yeteneklerinin belirlenmesi açısından çok önemlidir. Bu testler genellikle maliyetli, özellikle can ve mal güvenliği açısından riskli olabilecek testler olduğu için sanal ortamda kurulan modeller üzerinde ilk denemelerin gerçekleştirilmesi bir zorunluluk halini almıştır.

4.1.1 Genel dayanıklılık araç testleri

Genel dayanıklılık araç testleri aracın ömrü boyunca karşılaşılabilecek düşünülen yüklemenin benzerinin araçta oluşmasını sağlar. Bu koşulların bazıları hızlandırılmış olarak oluşturulurken bazıları sürenin kısaltılması amacıyla daha ağır koşullarda verilmektedir. Bu koşulların genel olarak %90 müşteri profilini kapsayacağı öngörülmüştür.

Ortalama olarak 10 yıllık veya 300.000 km lik bir ömür beklentisi 6-8 ay gibi kısa bir sürede tamamlanabilmektedir. Henüz ürünü piyasa sürmeden imalatçı için parçalar hakkında ön fikir sağlanması için çok yararlı bir süreçtir.



Şekil 4.1: Genel dayanıklılık testlerinin yapıldığı bir pist [30]

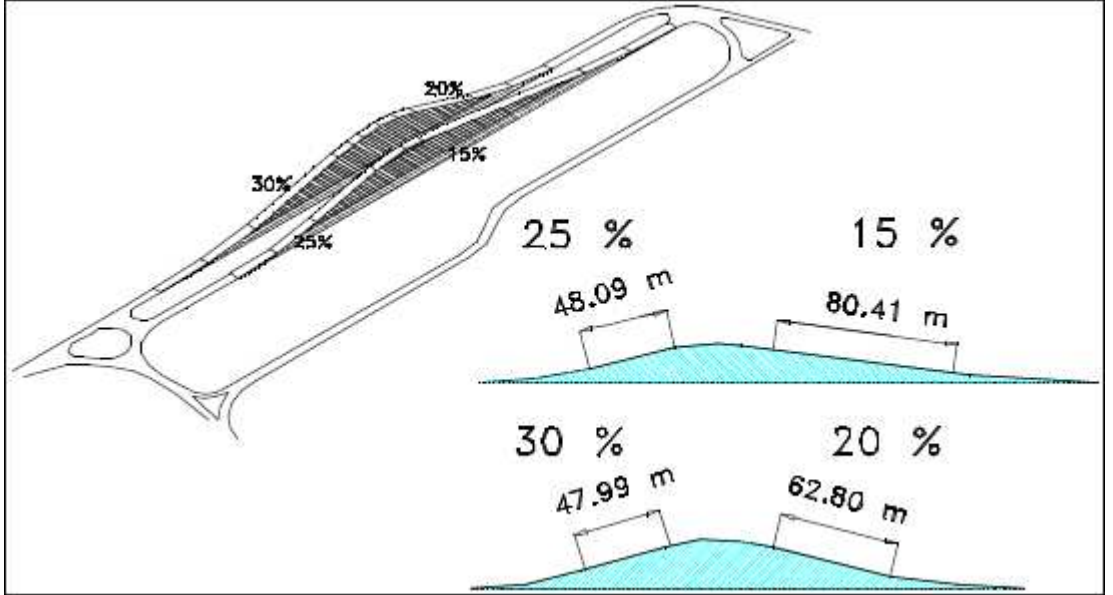
Genel dayanıklılık pistleri özel alanlara (bakınız Şekil 4.1) ve ekipmanlara ihtiyaç duyarlar. Dünyadaki neredeyse her otomotiv firması kendi pistlerine ve kendilerine özel geliştirdikleri dayanıklılık test şartnamelerine sahiptirler. Bu şartnameler kendi müşteri profilleri ve kullanım tarzlarına, aracın kullanıldığı coğrafi koşullara, yerel ve uluslararası otoritelerin kanun ve kurallarına uygun düzenlenirler. Bu sebeple birbirleri arasında gözle görülür farklar mevcuttur.

Bu testlerin içeriklerine örnek vermek gerekirse; ana testler çeşitli alt testlere ve bunlar için belirlenmiş çevrim sayılarına sahiptirler. Bu çevrim sayıları ve alt testler araç cinsi ve modeline göre farklılıklar gösterebilir. Neredeyse her alt test için özel pistler mevcuttur.

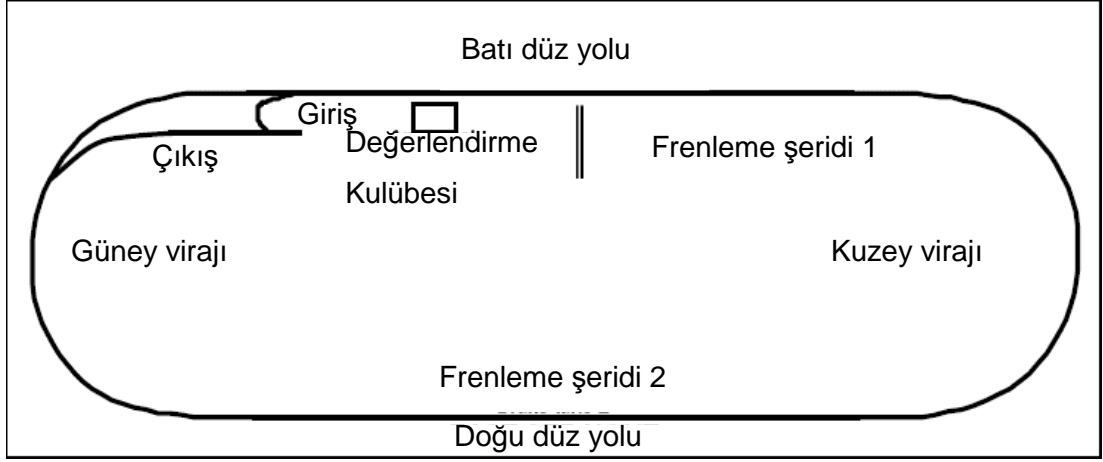
Örnekler şu şekildedir:

- Arnavut kaldırımı
- Dalgalı yol
- Virajlı yol
- Çakıl taşı
- Islak zemin
- Rampalı yol
- Yüksek hız pisti
- Hemzemin geçit
- Çamur banyosu
- Tuz banyosu

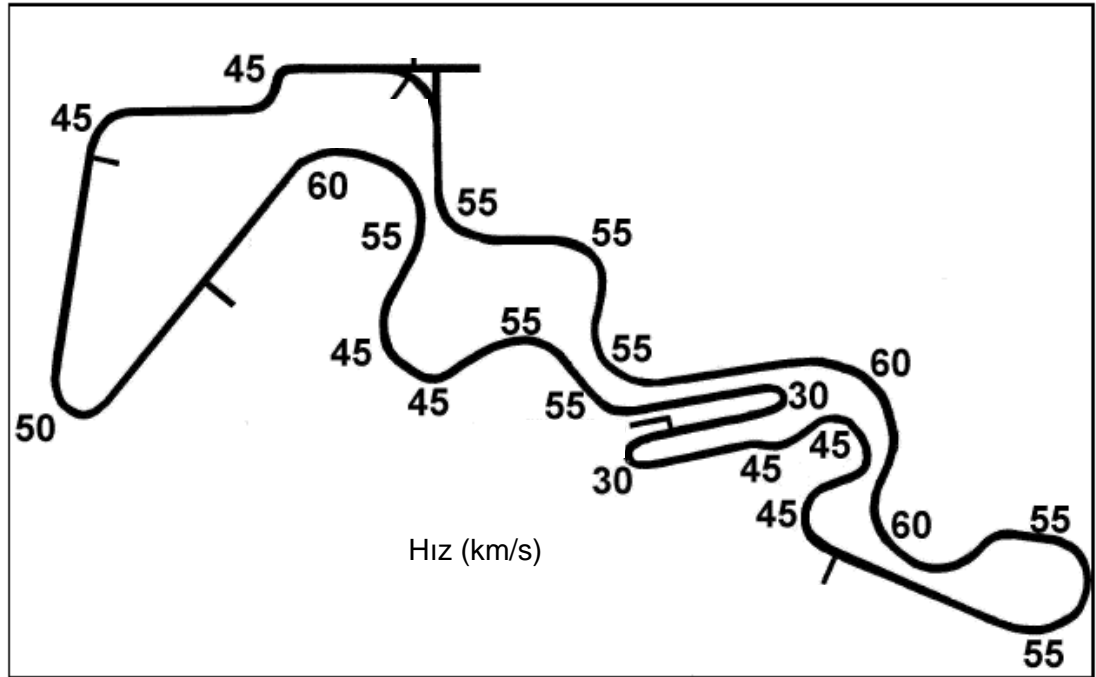
Bazı pistlerden örnekler Şekil 4.2, 4.3 ve 4.4'de verilmiştir.



Şekil 4.2: Rampalı yol



Şekil 4.3: Yüksek hız pisti



Şekil 4.4: Virajlı yol pisti

4.1.2 Taşıt dinamiği testleri ve sekiz çizme testi

Taşıt dinamiği testleri aracın dayanıklılığını ölçebilecekleri gibi performans beklentilerini ve olası problemleri ortaya çıkarmak için de kullanılırlar.



Şekil 4.5: Sekiz çizme ve diğer dinamik testlerin yapıldığı kuzey Amerika'da bir pistin uydu görüntüsü [30]

Sekiz Çizme Testi

Giriş

Bu test hızlandırılmış bir dayanıklılık testidir. Genel olarak jantlar, poyralar, tekerlek rulmanları ve direksiyon sistemi için kullanılır. Ayrıca, şaft ucu bağlantıları için de hızlandırılmış aşınma testi görevi görmektedir. Bunun yanında, aks tekerlek keçelerinin sızdırmazlık performans değerlendirmesi için kullanılabilir. Bilindiği üzere bu keçeler şaft eğilmesinden ötürü anormal test şartlarına maruz kalabilmektedir.

Bu test bütün dünyadaki araçları veya sistem elemanlarını birbirlerine karşı değerlendirmede kullanılabilen bir kontrol testidir. Test uygun donanım ve zemin koşullarının sağlandığı herhangi bir mekânda (örnek Şekil 4.5) yapılabilir.

Teçhizat, Mekan ve Önlemler

- Sayaç (Elle çalıştırılan).

- Eğer test organizatörü tarafından istenmişse vites kutusu ve/veya diferansiyel yağ sıcaklığını ölçebilecek alet düzeni.
- Bütün test ölçüm cihazları ilgili prosedürlere göre sağlanmalı, bakımı yapılmalı ve kalibre edilmeli
- Bütün ilgili güvenlik tedbirleri ve prosedürleri uygulanmalı
- Herhangi bir boş ve uygun asfaltlanmış ve en az 50 m (150 ft) boyutunda kare biçiminde yüzey. Kapalı veya açık olabilir.

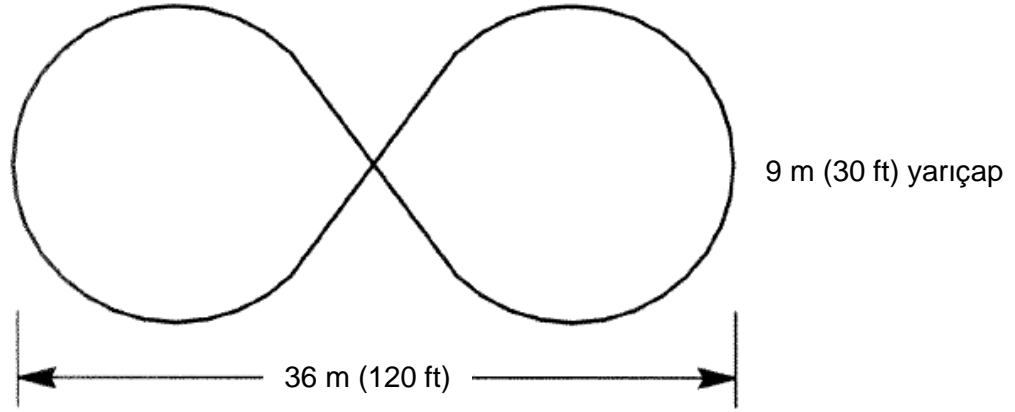
Araç Hazırlığı Safhası

- Testi tamamlayabilmek için şu bilgiler gerekmektedir:
 - Test sırasında inceleme gerekebilecek tekerlek, direksiyon ve süspansiyon sistemi elemanının teknik şartnamesi
 - Bütün ölçüm istenen elemanların listesi
 - İstenen test çevrim sayısı
- Belirtilmiş tekerlek, direksiyon ve süspansiyon sistemi elemanlarının kontrolü ve uygunsuzluk halinde değiştirilmesi.
- Test başlangıcında belirtilmiş parçaların ölçüsel analizinin yapılması.
- Eğer daha farklı belirtilmediyse aracı izin verilen en yüksek araç yüküne, çekiş aksının izin verilen en yüksek aks ağırlığı alabileceği şekilde yüklenmelidir. Dört tekerden çeken araçlarda ise aksi belirtilmedikçe izin verilen en yüksek araç ağırlığı ön ve arka aksa eşit gelecek şekilde yüklenmelidir.
- Taşıtın tekerlek basınçları tekerlek üreticilerinin teknik şartnamesine uygun olarak kontrol edilmeli ve gerekirse ayarlanmalıdır.

Testin Uygulanması

- Yeni akslar için 80 km (50 mil) alıştırmaya sürüşü yapılmalıdır.
- Test şu sırada takip edilerek yapılmalıdır.

- 40 km/s (25 mph) sabit hızda ve 24 m (80 ft) yarıçaplı on adet sağ 360° dönüş.
- 40 km/s (25 mph) sabit hızda ve 24 m (80 ft) yarıçaplı on adet sol 360° dönüş.
- 25 km/s (15 mph) sabit hızda on adet Şekil 5–6’de belirtilmiş sekiz görünüşlü dönüş.
- Üstteki 3 adım bir çevrim olarak sayılmaktadır.
- Testten önce belirlenmiş sayıda çevrim tamamlanmalıdır. Her beş çevrimde bir ise sıcaklıklar kontrol edilmelidir.
- Sadece arka akslar için olmak üzere eğer istenirse 160 km lik kısmı yüksek hızda olmak üzere 960 km (600 mi) uzunlukta dayanıklılık testi yapılmalıdır.
- Her türlü beklenmeyen bir durumda test durdurulmalı ve rapor edilmelidir.



Şekil 4.6: Sekiz Çizme Eğrisi

4.2 Modellerin Oluşturulması

Aracın ADAMS/Chassis programının alt yapısı tez çalışması sırasında kuvvet – zaman çıktılarının bulunması amaçlı kullanılmak üzere bir otomotiv firması tarafından sağlanmıştır.

Aracın ADAMS/Chassis ortamında kurulmuş olan modeli, tüm alt sistemleri ve bu sistemlere bağlı ağırlık, bağlantı noktası, hareket özelliklerini birebir içerdği için gerçek aracı tam olarak simule etmekte ve taşıt üzerinde yapılan geliştirme çalışmaları için referans olarak kullanılabilir.

Modelin oluşturulması sırasında araç üzerinde kullanılan ve araç dinamiğini ilgilendiren tüm parametre, parça bağlantı koordinatları ve ağırlık ve atalet momenti bilgileri araştırılmış ve modele eklenmiştir. Kuşkusuz bu sürecin çok uzun süre aldığı ve uzmanlık gerektiren prosedürleri bulunduğu unutulmamalıdır.

Ayrıca yine bu parametre ve fiziksel özellik bilgileri şirketlerin kendi bilgi birikimleri olup kolayca dışarı taşınamayan bilgilerdir. Bu sebeple bu çalışmada kullanılan model ve parça resimleri bazı örnekler (Şekil 4.7, 4.8 ve 4.9'daki ADAMS programı girdileri) dışında verilmemiştir.

Name	Left X	Left Y	Left Z	Right X	Right Y	Right Z	Comment
bumper_lower	1765.48	-567.35	880.24	1765.48	567.35	880.24	Jounce Bumper @ LCA 71-72
bumper_upper	1769.26	-555.27	957.97	1769.26	555.27	957.97	Jounce Bumper @ Mount 75-76
contact_patch	1745.82	-753.76	154.97	1745.82	753.76	154.97	Tire Patch 10
lca_front	1760.3	-363.6	365.8	1760.3	363.6	365.8	Strut Bushing @ Subframe 3
lca_rear	2030.9	-366.9	369.3	2030.9	366.9	369.3	LCA Bushing @ Subframe 4
lower_ball_joint	1735.0	-712.8	364.25	1735.0	712.8	364.25	Lower Ball Joint 6
rebound_lower	1748.73	-621.41	525.86	1748.73	621.41	525.86	Rebound Bump @ LCA 73-74
rebound_upper	1748.73	-621.41	525.86	1748.73	621.41	525.86	Rebound Bumper @ Frame 77-78
spindle_align	1745.45	-647.75	440.82	1745.45	647.75	440.82	Wheel Alignment Point 11
spring_seat_lower	1761.15	-611.49	785.86	1761.15	611.49	785.86	Coil Sprng @ Strut 59
spring_seat_upper	1769.24	-555.27	965.97	1769.24	555.27	965.97	Coil Spring @ Frame 58
strut_knuckle	1751.3	-612.95	557.25	1751.3	612.95	557.25	Strut Mount Knuckle 36
subframe_front	1792.98	-470.39	558.87	1792.98	470.39	558.87	Front Subframe 91-92
subframe_mid_1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Front Subframe Mid-Mount 1
subframe_mid_2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Front Subframe Mid-Mount 2
subframe_rear	2127.0	-355.0	352.28	2127.0	355.0	352.28	Rear Subframe 93-94
tierod_inner	1912.0	-324.0	439.1	1912.0	324.0	439.1	Inner Tie Rod Ball 14
tierod_outer	1862.73	-687.4	451.55	1862.73	687.4	451.55	Outer Tie Rod Ball 12
top_mount	1769.92	-553.09	981.4	1769.92	553.09	981.4	Upper Strut Mount Pivot 7
wheel_center	1745.8	-747.73	442.91	1745.8	747.73	442.91	Wheel Center 9

Şekil 4.7: Ön Süspansiyon sabit noktaları

Number Of Coils	5
Diameter	141.0
Free Length	411.35
Linear Rate	21.0

Şekil 4.8: Ön yay özellikleri

Name	Left X	Left Y	Left Z	Right X	Right Y	Right Z	Comment
controller_ref	2597.17	0.0	916.1				Traction/Braking Ref Pt. 40
test_gyro	2597.17	0.0	916.1				Test Equipment Gyro 50
body_mount_1	1000.0	-100.0	1000.0	1000.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 1 1
body_mount_2	1500.0	-100.0	1000.0	1500.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 2 2
body_mount_3	2000.0	-100.0	1000.0	2000.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 3 3
body_mount_4	2500.0	-100.0	1000.0	2500.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 4 4
body_mount_5	3000.0	-100.0	1000.0	3000.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 5 5
box_mount_1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Box-on-Frame Mount 1
box_mount_2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Box-on-Frame Mount 2
box_mount_3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Box-on-Frame Mount 3

Name	Left Mass	Left CG X	Left CG Y	Left CG Z	Right Mass	Right CG X	Right CG Y	Right CG Z	Comment
box	1.0	1.0	1.0	1.0					Box
chassis	1282.575795	2826.98081502	0.179115572482	798.479					Body (Sprung Mass)
frame	1.0	1.0	1.0	1.0					Frame

Şekil 4.9: Gövde bağlantı noktaları ve kütle bilgileri

4.3 Modeller Üzerinde Gerçekleştirilen Manevralar

Manevraların yol profillerinin belirlenmesi için direksiyon açılarının ve sürelerinin koşturulan senaryoya girilmesi ile mümkün olabilmektedir. Senaryo koşturulduktan sonra çıktılar kontrol edilerek gerekli direksiyon açısı yeniden belirlenmektedir. Bu deneme yanılma turları sonucunda en uygun yol izi elde edilmesiyle manevra tamamlanabilmektedir.

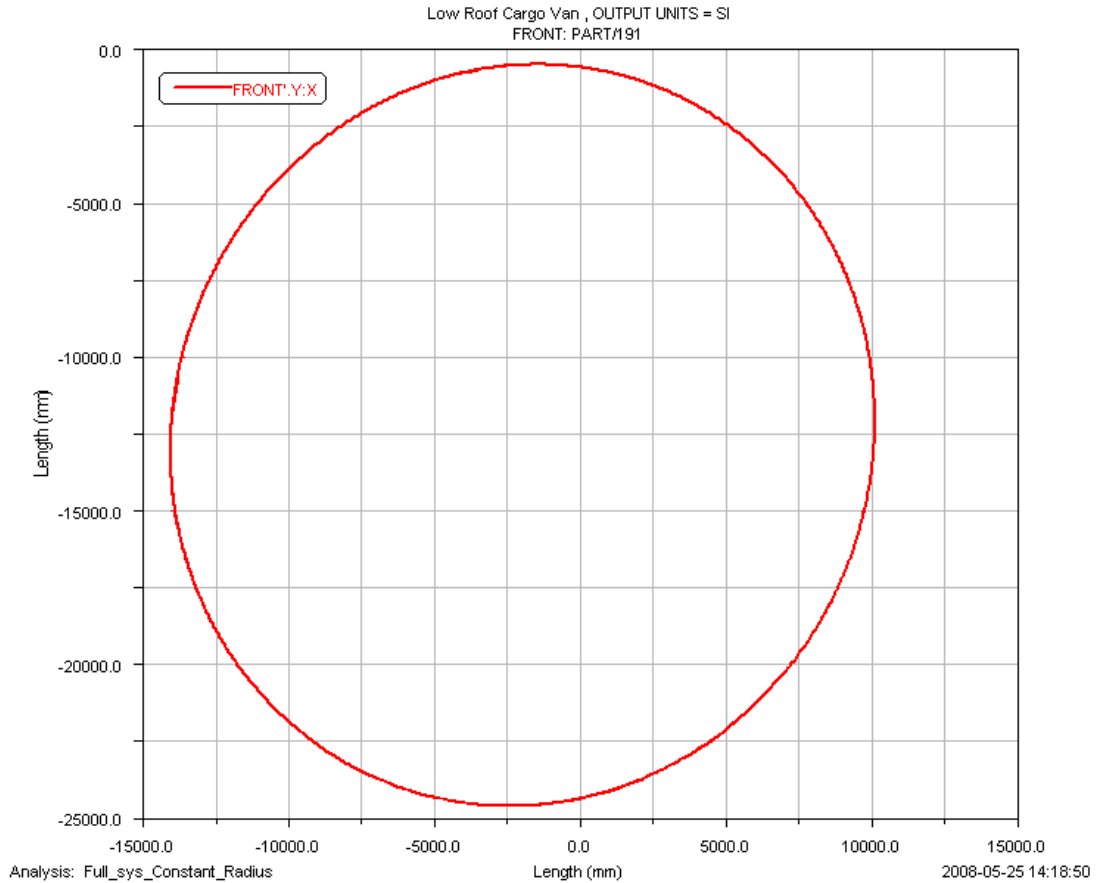
4.3.1 Sağa ve sola büyük çaplı tam daire

Sağa veya sola tam daire çizerken dikkat edilmesi gereken husus açının verildiği ilk turun tam daire olamamasıdır. Bunun sebebi direksiyon kuvvetlerinin sonsuz büyüklüklere ulaşmaması için gerçeği yansıtacak şekilde zamana yayılarak verilebilmesidir. Normal araç dinamiği rutinlerinde öngörüldüğü üzere direksiyon 512 derece/sn hızında yani saniyede bir buçuk tur olacak şekilde verilmiştir. Bu da

manevranın limitler dışına çıkılmadan tamamlanabilmesi için yeterlidir. Fakat bu durum ilk bölümdeki çapın normalden büyük olmasına ve aracın sabit direksiyon açısında elips çizmesine yol açmıştır.

Bunun engellenebilmesi için yol takip eden prosedürler yazılabilir fakat bunun da sürekli direksiyon müdahalesine yol açacağı düşünüldüğünden şöyle bir prosedür uygulanmıştır. Bilindiği gibi sabit açiya kadar geçen sürede ve hatta araç dinamik yönden dengeli bir duruma gelene kadar geçen süreçte yaptığı manevra dikkate alınmayıp sabit yarıçapta döndüğü kısımların çıktıları hesaplara alınmıştır.

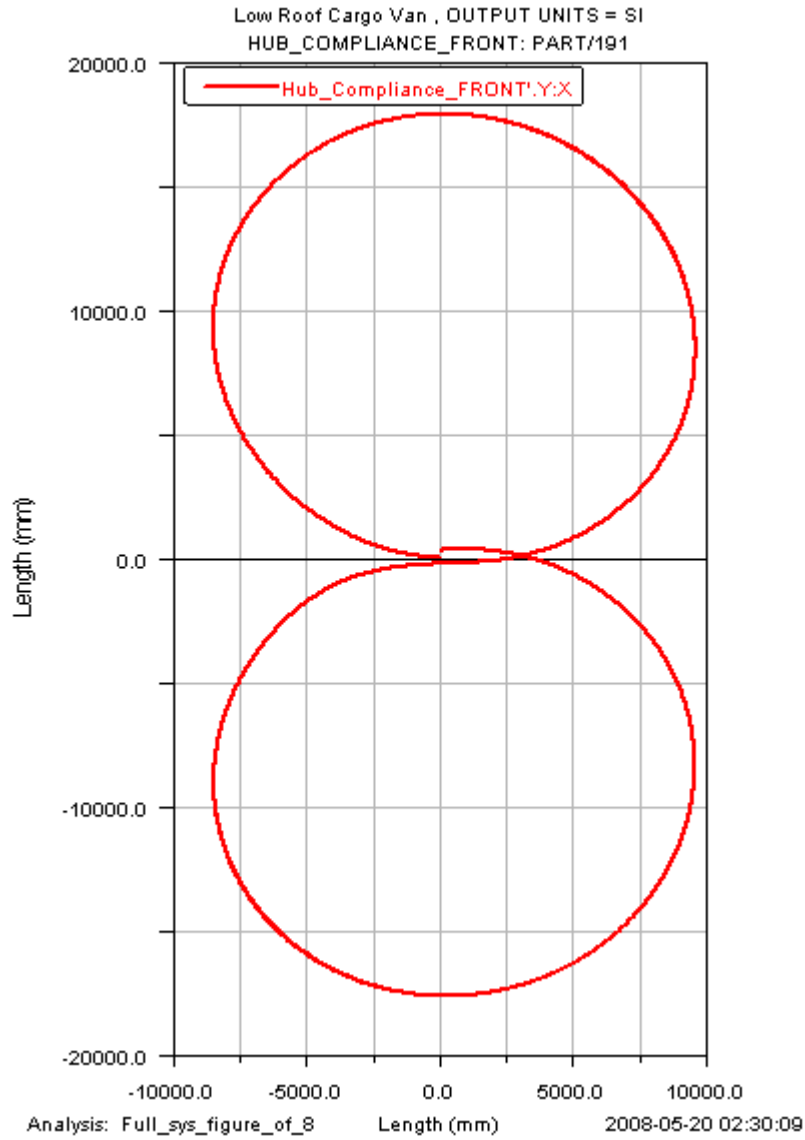
Sabit yarıçaplı dönüş manevrasının oluşturulduğu senaryo balık çengeli (Fishhook) manevrasından devşirilmiştir. Asıl senaryoda iki bölüm direksiyon girdisi ile çengel hareketini yaparken bunların bekleme süreleri ve direksiyon açıları üzerinde oynanmış ve tam daire ve şartnamelere uygun bir manevraya (Şekil 4.10'deki ADAMS programı çıktısı) ulaşılmıştır. Algoritmayı Ek-B'de bulabilirsiniz.



Şekil 4.10: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç hareketi

4.3.2 Sekiz çizme

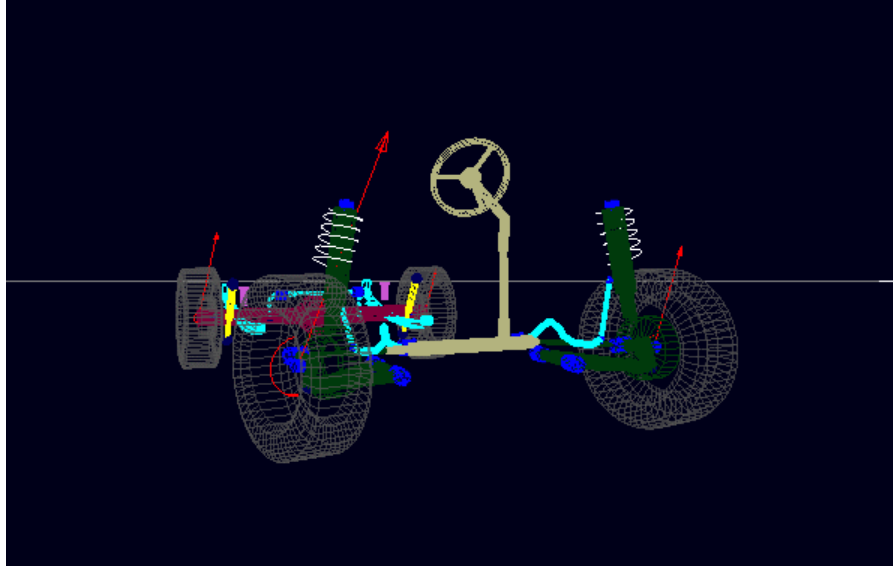
Sekiz çizme manevrasının oluşturulduğu senaryo genişletilmiş balık çengeli (Extended Fishhook) manevrasından devşirilmiştir. Asıl senaryoda üç bölüm direksiyon girdisi ile çengel hareketini yaparken bunların bekleme süreleri ve direksiyon açıları üzerinde oynanmış ve sekiz şeklinde ve şartnamelere uygun bir manevraya (Şekil 4.11'deki ADAMS programı çıktısı) ulaşılmıştır. Algoritmayı Ek-A'da bulabilirsiniz.



Şekil 4.11: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç hareketi

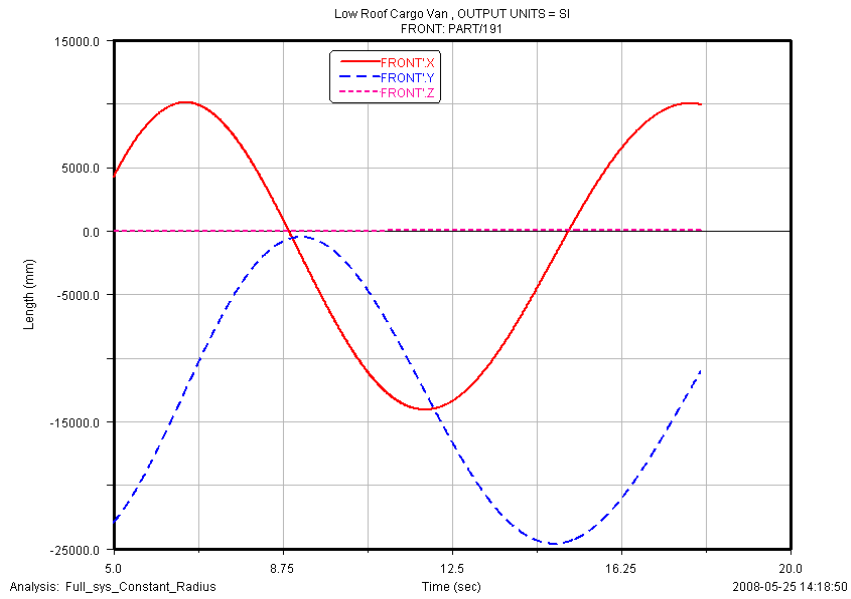
4.4 Simülasyon Sonuçları

Simülasyon sonuçları video çıktısı olarak, tablo olarak veya grafik olarak alınabilmektedir. Şekil 4.12'den de görüleceği üzere tekerlek merkezi kuvvetleri ve momentleri oklarla ifade edilmiştir.

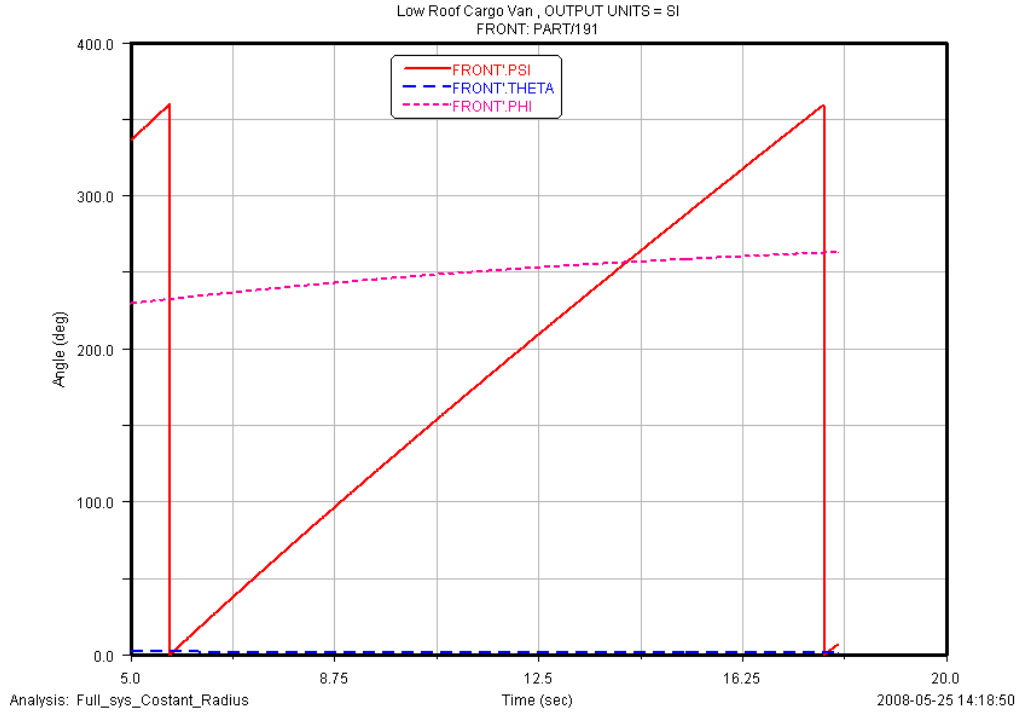


Şekil 4.12: Simülasyonların animasyon olarak gösterimi

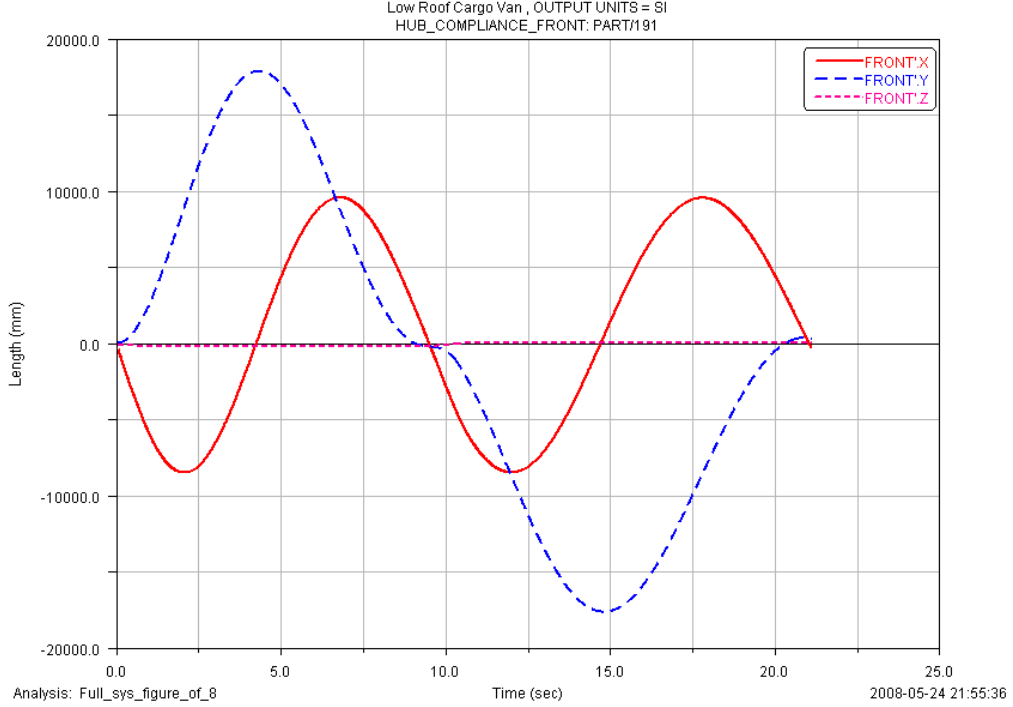
4.4.1 Hareket çıktıları



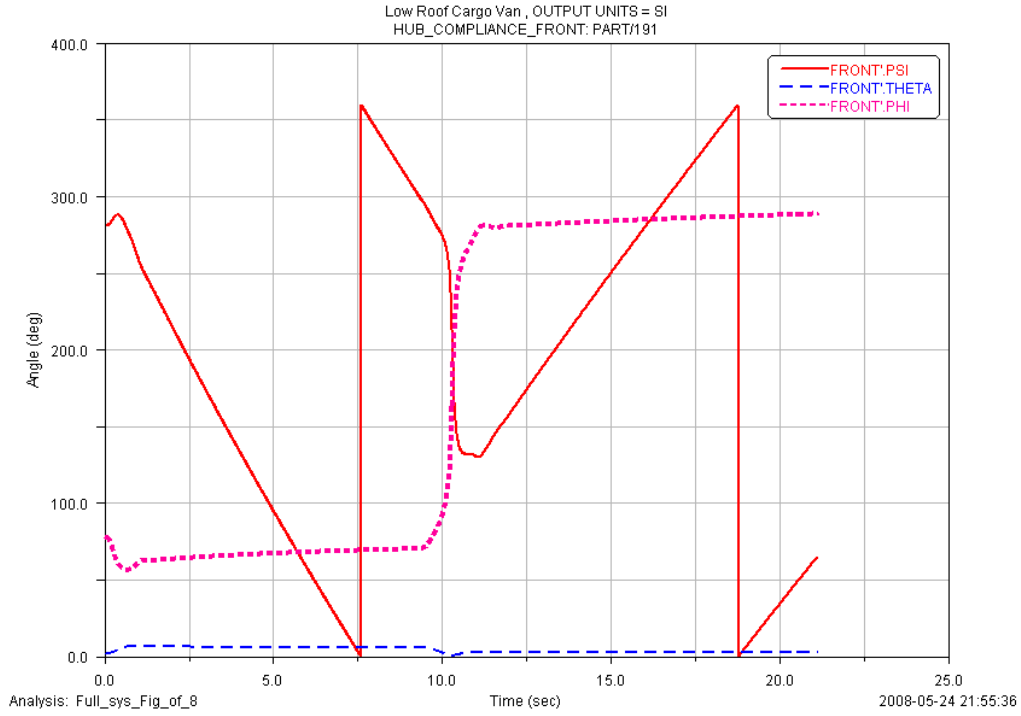
Şekil 4.13: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç sol ön tekerlek hareketleri



Şekil 4.14: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç sol ön tekerlek açıları



Şekil 4.15: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç sol ön tekerlek hareketleri



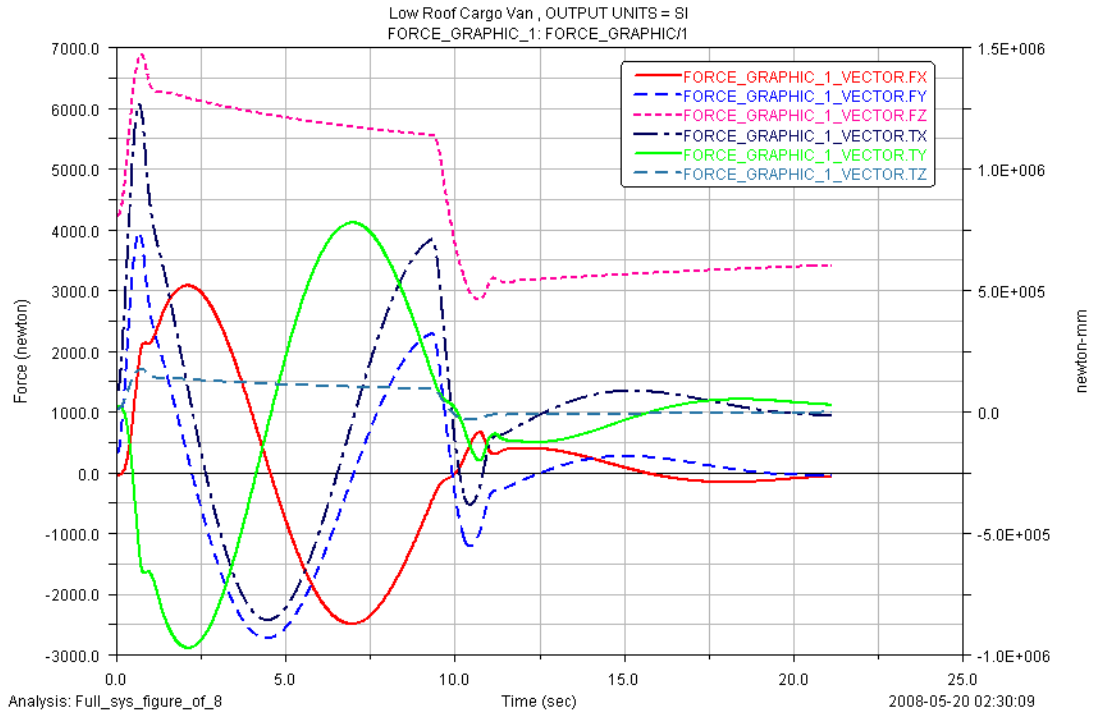
Şekil 4.16: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç sol ön tekerlek açıları

Şekil 4.13, 4.14, 4.15 ve 4.16'da verilmiş olan hareket ve açıların zamana bağlı ADAMS programı çıktıları genel olarak simülasyonun doğru yapıp yapılmadığını, istenen patikaların izlenip izlenmediğini kontrol etmek amaçlı alınmaktadır. Hız her iki manevra tipinde de sabit olduğu için verilmemiştir.

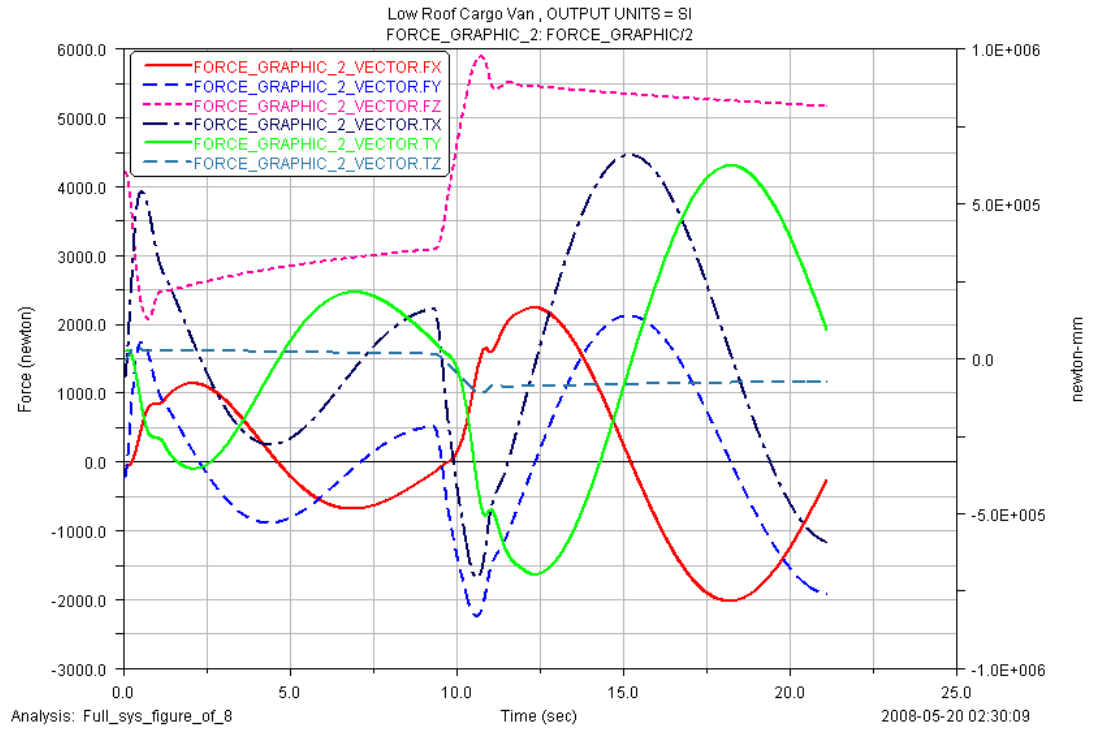
Sabit yarıçaplı dönüş manevrası bir turdan fazla atıldığı için bunun sadece tam daire olan 5.26 saniye ve 16.11 saniyeler arasında kalan süreler göz önüne alınacaktır.

4.4.2 Kuvvet çıktıları

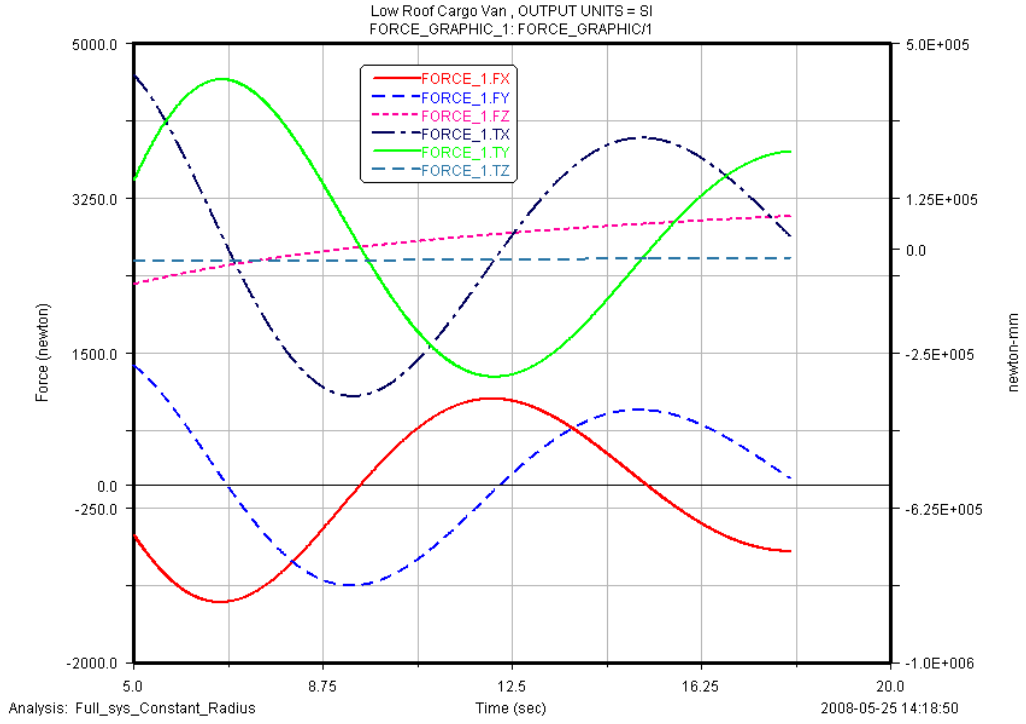
Şekil 4.17, 4.18, 4.19 ve 4.20'de sabit dış koordinat eksenine göre çeşitli eksenlerdeki zamana bağlı kuvvetlerin ADAMS programı çıktıları verilmiştir. Sabit dış koordinat eksenini kullanıldığından kuvvet eksenleri araç koordinatlarına çevrilmeli veya bileşke kuvvetler incelenmelidir. Yine hareket çıktılarında olduğu üzere sabit yarıçaplı dönüş manevrası bir turdan fazla atıldığı için bunun sadece tam daire olan 5.26 saniye ve 16.11 saniyeler arasında kalan süreler göz önüne alınacaktır.



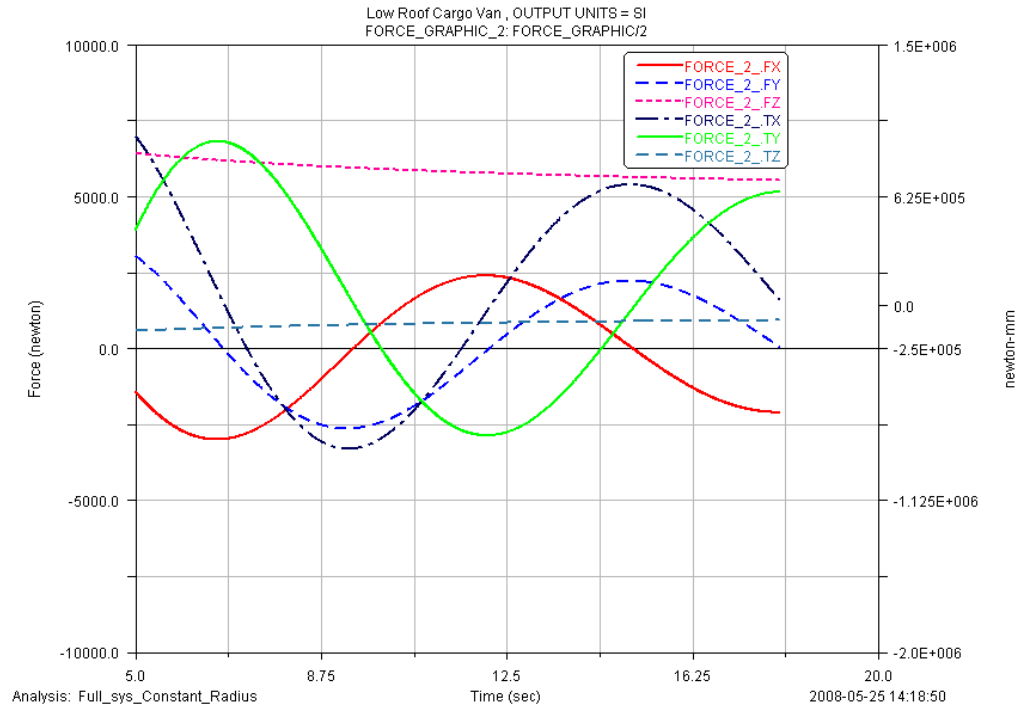
Şekil 4.17: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç sol ön tekerlek kuvvetleri



Şekil 4.18: Sabit dış koordinat sistemine göre sekiz çizme testinde araç sağ ön tekerlek kuvvetleri



Şekil 4.19: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç sol ön tekerlek kuvvetleri



Şekil 4.20: Sabit dış koordinat sistemine göre sabit yarıçaplı dönüşte araç sağ ön tekerlek kuvvetleri

4.5 Araç Testi, Sonuçların Karşılaştırılması ve Doğrulanması

Daha önce de belirtildiği üzere araç testleri tezin kapsamı dışında otomotiv firmasının kendi iç isteklerinin karşılanması sürecinde yapılmıştır. Bu testler sonucunda bütün manevra geçmişinden ziyade en yüksek ve en düşük değerler elde edilmiştir. Bu testler için firmanın Belçika'da bulunan test merkezi kullanılmıştır. Şekil 4.21'de sekiz çizme alanının uydu görüntüsü bulunmaktadır.



Şekil 4.21: Sekiz çizme testi alanı uydu görüntüsü [30]

Simülasyon çıktılarının X-Y düzlemindeki değerleri ve Z eksenindeki değerleri araç testinden çıkan maksimum değerlerle karşılaştırılmıştır ve sonuçlar Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1: Simülasyon sonuçlarına göre maksimum ve minimum değerler

	Manevralar	
	Sabit yarıçap	Sekiz çizme
FXY toplam ön maks. (N)	4742	6190
FXY toplam ön min. (N)	3063	559
FZ toplam ön maks. (N)	8688	8952
FZ toplam ön min. (N)	8587	8377
FXYZ toplam ön maks. (N)	9904	10903
FXYZ toplam ön min. (N)	9131	8459
TXYZ ön maks. (Nm)	1056	1411
TXYZ ön min. (Nm)	260	26

Tablo 4.2: Araç testi sonuçlarına göre maksimum ve minimum değerler

	Max		Max.		Max.		Min.	
Sol teker X-kuvveti (N)	744		431		476		82	
Sağ teker X-kuvveti (N)	-78		-23		-18		151	
Sol teker Y-kuvveti (N)	5120	*	4143		3695		-134	
Sağ teker Y-kuvveti (N)	721		585		1233		-6147	*
Sol teker Z-kuvveti (N)	7200		7281	*	6222		555	*
Sağ teker Z-kuvveti (N)	1245		1172		1977		6761	
Sol teker X-moment (Nm)	1730		1799	*	1336		-130	
Sağ teker X-moment (Nm)	244		145		347	*	-1952	*
Sol teker Y-moment (Nm)	-27		-17		-17		-2	
Sağ teker Y-moment (Nm)	-1		-1		-3		-17	
Sol teker Z-moment (Nm)	-146		-37		-75		-17	
Sağ teker Z- moment (Nm)	20		7		29		2	
Manevra cinsi	1		3		1		1	
Sol FXYZ bileşke (N)	8866		8388		7252		577	
Sol FXY bileşke (N)	5174		4165		3725		157	
Sağ FXYZ bileşke (N)	1441		1310		2330		9139	
Sağ FXY bileşke (N)	725		585		1233		6149	
Toplam bileşke FXYZ (N)	10307		9698		9582		9716	
Toplam bileşke FXY (N)	5899		4751		4959		6306	
Toplam FZ (N)	8445		8453		8199		7316	
Bileşke TXYZ (Nm)	1736		1799		1338		1952	

Tablo açıklaması şu şekildedir:

Manevralar: 1 – 10X sekiz çizme 2- 10X sol daire çizme 3- 10X sol daire çizme

Eksenler: +X araç arkasına doğru +Y soldan sağa doğru +Z araç tavanına doğru

Tablo 4.1'deki simülasyon sonuçları ve Tablo 4.2'deki araç testi sonuçları karşılaştırıldığında yüksek oranda benzerlikler görülmektedir. Özellikle X-Y düzlemindeki kuvvetlerin karşılaştırılması bizim için önemli olacaktır. Çünkü bu kuvvetler baskın olduklarından daha sonra incelenecek çıktılardır. FZ değeri aks yüküne eşit olduğundan her iki tablo için de kontrol değeri olarak kullanılacaktır. Toplam FZ değeri ise denge şartlarında değişmemeli ve toplam aks yüküne eşit olmalıdır.

Her iki tablodaki FZ değeri incelendiğinde 8440 N olan ön aks ağırlığı, simülasyon sonuçlarında (Tablo 4.1) 8377–8952 N aralığında oynamıştır. Gerçek araç testlerinde ise (Tablo 4.2) 7316–8453 N arasında değerler almıştır. Buradaki 7316 N değeri gerçek testte aracın bir şekilde kaydığını ve devrilmeye yakın bir pozisyon

aldığını göstermektedir. Buna rağmen %13 lük bir fark olması simülasyonun başarılı sayılması için yeterli olacaktır.

Yine her iki tablodaki X-Y düzlemindeki çıktılarda (FXY) maksimum değerlerin son derece uyumlu olduğu görülmektedir. En fazla %5 civarında farkların bulunmaktadır.

Ön aks için bileşke kuvvetlerin toplamı (FXYZ) iki tablo karşılaştırıldığında maksimum değerlerde %5 lik minimum değerlerde ise %13 lük fark oluşmuş yine başarılı sayılabilecek sonuçlar elde edilmiştir.

Öte yandan Tablo 4.1'deki moment değerleri tablo 4.2'deki değerlere yakın sonuçlar vermemiştir. Maksimum tekerlek momentleri bileşkesi %38 ler düzeyinde farklı çıkmıştır. Bu en büyük fark yine kaydığı düşünülen araçta çıkmıştır. Bunun yanında ADAMS modelinde kuvvetlerin toplandığı yer tekerlek poyrasının orta noktasıdır ve tekerlek merkezine göre 47 mm daha içtedir. Bu daha bir miktar x eksenindeki momentin düşük çıkmasına yol açmaktadır.

5. HIZLANDIRILMIŞ TEZGÂH TESTİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Önceki bölümlerde incelenen parçanın ait olduğu taşıt süspansiyon sistemleri hakkında genel bilgi verilmiş, taşıt simülasyonlarının altyapısını oluşturan taşıt modelleri incelenmiş, parça ömür hesaplarına kaynaklık eden mekanik yorulma üzerinde durulmuştur. Daha sonra çalışmanın ana kısmına geçilmiş ve ilgili test ve bunu gerçekleyecek manevralardan oluşan simülasyonlar tamamlanmıştır. Bu simülasyon sonuçları ile elde bulunan taşıt testleri karşılaştırılmış ve oluşan kuvvetlerin uyum içinde oldukları görülmüştür. Projenin bu son bölümünde ise Aas [31] in çalışmasına paralel bir prosedür uygulanarak bilgisayar ortamında tamamlanan manevralardan elde edilen yüklerin işlenmesi eşdeğer hasar gözetilerek malzeme yorulma hesaplarına uygun olarak hızlandırılmış bir tezgâh testi önerilmiştir.

5.1 Tekerlek Poyrası Üzerine Etkiyen Kuvvetler

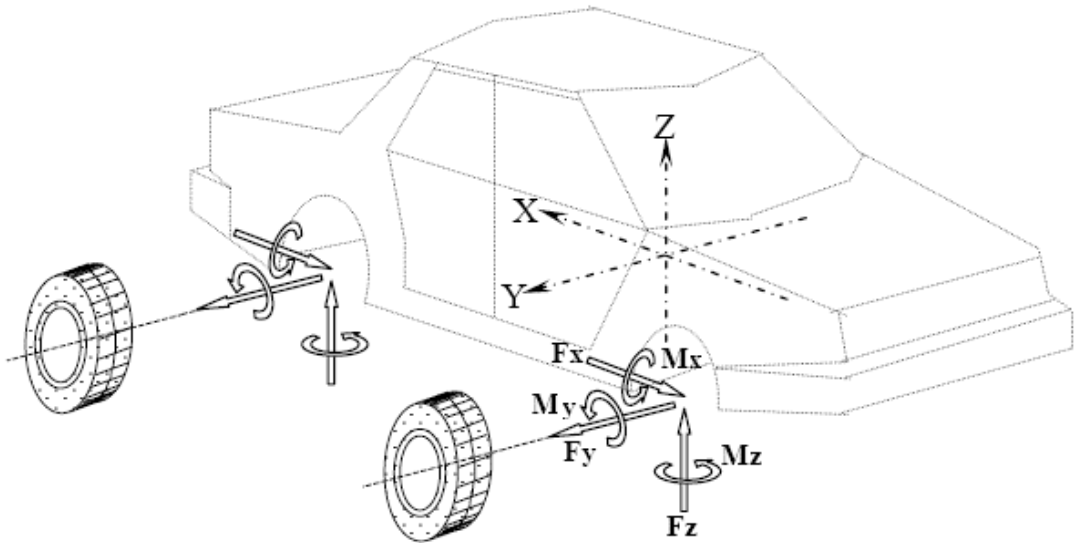
Taşıt tekerlek poyraları bağlantılı oldukları parçalar nedeniyle durağan şartlarda ve manevra koşullarında çeşitli yükleme altındadırlar. Bu çalışmada incelenen parça olan ön tekerlek poyrası ve bunun bağlantı biçimi dolayısıyla parça üzerine her koşulda gelen kuvvetler tekerlek kaynaklı olup parçanın yataklandığı rulman tarafından ise tutulduğu ve bu tekerlek kuvvetlerine karşıt yönde reaksiyon kuvvetlerinin oluştuğu bilinmektedir.

Göz önünde bulundurulması gereken bir diğer husus ise parçanın ortasından geçen göbek mili ve bu milin uç kısmında bulunan göbek somununun oluşturduğu kuvvetlerdir. Göbek milleri çekiş akslarında aracın hızlanmasını sağlamak amacıyla belirli burulma kuvvetleri iletmekle görevlidirler. Fakat bunun yanında tezdeki yerleştirme biçimine sahip araçlarda göbek somunu tarafından sıkılarak aynı zamanda rulmana uygun baskıyı oluşturmakla da görevlidirler.

5.1.1 Çeşitli koşullar altında taşıt poyra kuvvetleri

Durağan şartlar altında tekerlek poyrası araç ağırlığının oluşturduğu dikey yönde kesme kuvvetine, rulman baskısı için göbek somunu tarafından oluşturulmuş sabit yanal yönde sıkıştırma kuvvetine ve araç ağırlığının reaksiyon kuvvetinin tekerlek tabanında olması dolayısıyla boylamasına eksen etrafındaki burulma momentlerine maruz kalmaktadır. Aracın düz yolda ilerlemesi bu kuvvetlere ek olarak araç tekerlek sürtünmesi sebebiyle boylamasına ekseninde baskı kuvvetine yol açar. Ayrıca hızlanma ve yavaşlama koşulları aracın yanal eksen etrafında moment oluşması ile sonuçlanır.

Dönme koşullarında ise taşıt ağırlık transferi ve süspansiyon esnekliği dolayısıyla dışta kalan tekerlekler üzerine yatacak dikey eksenindeki kuvvet dağılımı değişecektir. Tekerlek yanal kuvvetlerinin de devreye girmesi sebebiyle araç her üç yönde momente ve kuvvete sahip olacaktır. Bu kuvvetlerin zaman içinde değişimi ise süspansiyon sistemi kinematik hesapları ile öğrenilebilmektedir.



Tekerlek poyrası üzerine
etkiyen kuvvetler

Şekil 5.1: Taşıt eksen takımı ve tekerlek poyrasına etkiyen kuvvetlerin gösterimi

En genel tanımıyla tekerlek poyraları, büyüklükleri farklı olmakla beraber her üç yönde kuvvetlerin yanı sıra her üç eksen etrafında momentler altında çalışmak zorundadırlar.

Bu çalışma esnasında bir önceki bölümde toplanmış ve sunulmuş poyra kuvvetleri kullanılacaktır. Simülasyon sonucunda elde edilmiş kuvvetler sabit dış bir eksen takımına göre olduğu için öncelikle poyra anlık doğrultuları ve dış eksenle yaptıkları açılar yardımı ile taşıt eksen takımına aktırılacaktır. Bu sebeple çıktılar trigonometrik bağıntılar yardımı ile tekrar düzenlenmiştir.

5.1.2. Sekiz çizme testi manevraları altında taşıt poyra kuvvetleri

Bu bölümde çalışmaya konu edilen sekiz çizme testi manevra koşulları ve miktarları olarak verilmiştir. Genel olarak üç bölümden oluşan test, sabit hız ve sabit daire çapı etrafında sağa dönüş, yine sabit hız ve daire çapı etrafında sola dönüş ve daha düşük bir hız ile sekiz oluşturulmuş bir parkurun izlemesi olarak özetlenebilmektedir.

Sekiz parkuru manevrasındaki anlık direksiyon açısı değişikliklerinden kaynaklanan tepe kuvvet ve moment farklılıklarını bir kenara bırakırsak bütün test sabit hızda ve sabit çapta dönüşlerden oluşmaktadır. Dönüş manevralarının sabit hızda yapılması çok az bir hızlanma torku gerektirmektedir. Frenleme kuvvetinin olmayışı ve hızlanma torkunun azlığı yanal eksen etrafındaki momentlerin M_y küçük olması ile sonuçlanmaktadır.

Tekerlek sürtünme kuvvetleri aracın yatay düzlemindeki kuvvetlerinden sorumludurlar. Genel olarak taşıt üzerinde merkezkaç etkisi dolayısıyla yüksek yanal kuvvetler F_y oluşacaktır. Tekerlek tabanlarının sürtünme kuvvetlerinin etkisiyle uyguladıkları tepki kuvvetleri poyra üzerinde bu etkinin ters yönlü görülmesi ile sonuçlanır. Dönüş manevrası Ackerman açısından ötürü araç tekerleği (dolayısıyla poyra) ve araç yönü aynı olamamaktadır. Bu da sürtünme ile beraber boylamasına yönde kuvvetlere F_x yol açar. Ancak bu kuvvet frenleme ile beraber yapılmadıkça büyüklükleri önemsiz olmaktadır. Yine büyüklüğü fazla olmamakla beraber F_x kuvvetinin poyra üzerine etki eden dikey boylam etrafındaki momentle M_z doğrusal ilişkisi bulunmaktadır. Bu moment doğrudan direksiyon kuvvetleri tarafından da oluşturulmaktadır.

Tekerlek bölgesindeki kuvvetlerin en büyüğü çok özel şartlar hariç daima dikey yöndeki F_z kuvvetlerdir. Bu da aracın ağırlığı ve süspansiyon sertlik ve sönümleme katsayıları ile orantılıdır. Manevralar sırasında tekerleklerin üzerindeki dağılım değişebilmektedir. Özellikle düz yol ömür testlerinde sadece bu kuvvetin büyüklüğü

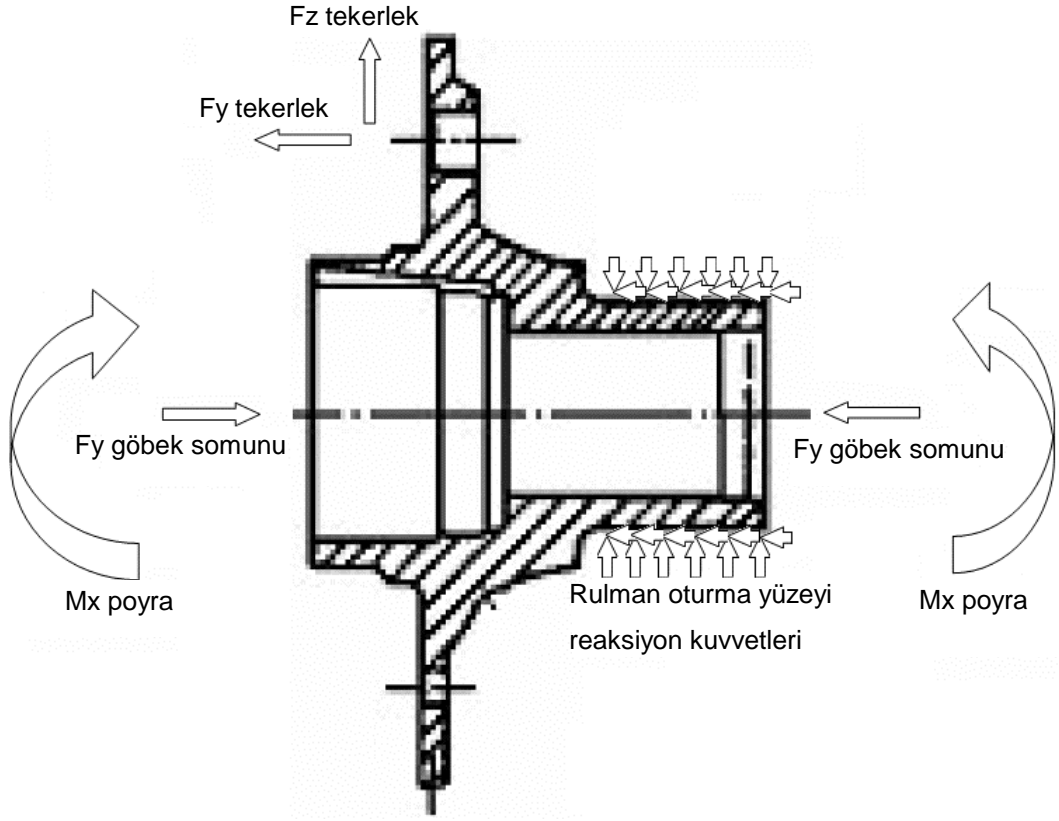
ile ilgilenilmektedir. Manevralarda bu kuvvetin poyra üzerinde yol açtığı bir diğer önemli etken ise boylamasına yöndeki M_x momentidir. Bunun en önemli sebebi poyra merkezi ile tekerlek merkezi arasındaki yanal eksendeki farktır. M_x momenti yanal F_y kuvveti ile de ilişkilendirilebilir. Bunun oluşmasında en büyük etken tekerlek kuvvetlerinin sürtünmenin olduğu taban kısmı ile poyranın yükseklik farkıdır. Bu moment poyra için azımsanmayacak büyüklüktedir ve parça hasarlarının büyük çoğunluğundan tek başına sorumludur.

Simülasyon sonuçları da yukarıda belirtilen kuvvetlerin büyüklüğünü destekler yöndedir.

Tablo 5.1: Simülasyon sonucu ortaya çıkan en yüksek ve en düşük poyra kuvvet ve momentleri

Bileşen	En Yüksek	En Düşük
F_x	153 N	2 N
F_y	4396 N	56 N
F_z	6879 N	2848 N
M_x	1400 Nm	29 Nm
M_y	46 Nm	-1 Nm
M_z	174 Nm	-19 Nm

Bütün bileşenler tekrar gözden geçirilirse poyra üzerine etkiyen altı farklı bileşenden F_x , M_y ve M_z değerlerinin diğerleri yanında çok küçük kaldığını ve yorulma hesaplarını değiştirmeyeceğini fark ederiz. Aşağıda poyra üzerine etkiyen önemli kuvvetler şu şekilde verilmiştir.



Şekil 5.2: Poyra üzerindeki önemli kuvvetler

İlerleyen bölümlerde dikey yöndeki kuvvet bileşeninin büyük olmasına rağmen hasar analizi için kullanılmayacağını göreceğiz. Ancak bu kuvvetin sebep olduğu boylamasına yöndeki M_x momentinin çok yüksek ölçüde hasardan sorumlu olacağı görülecektir.

5.2 Tekerlek Poyrası Gerilmeleri

Kuvvetlerin belirlenmesi ardından hasar analizi yapabilmek için bu kuvvetlerin yol açtığı gerilmeler ve bunların miktarları üzerinde durulacaktır.

Poyra parçasına etki eden kuvvetlerin yol açtığı gerilmeler incelendiğinde çekme - basma, eğilme ve kesme kaynaklı üç değişik gerilmenden oluştuğu anlaşılacaktır. Bunlardan ilk ikisi normal gerilme üçüncüsü ise kesme gerilmesidir. Kuvvetler ve momentler ile bu üç gerilme arasındaki ilişkiler aşağıda verilmiştir.

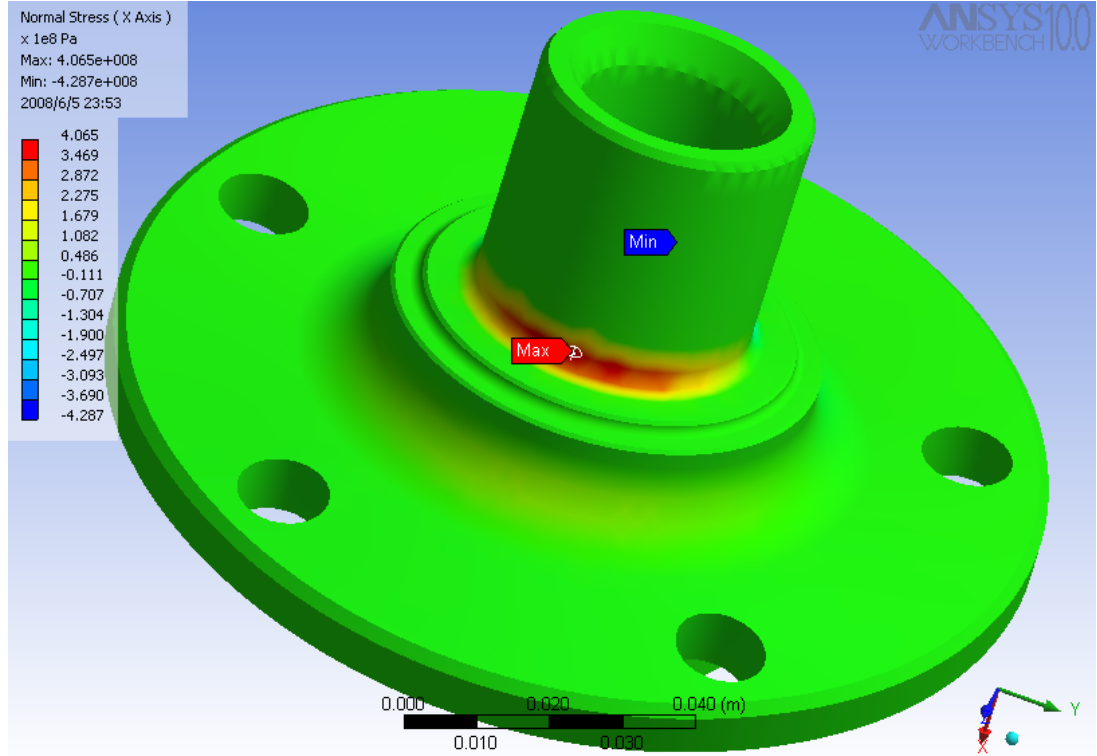
5.2.1 Eğilme yönlü kuvvetlerin etkisi

Araç manevrası sırasında oluşan eğilme yönlü kuvvetler eğilme gerilmelerine yol açar. Çok iyi bilinen bu eğilme gerilmesi şu şekilde hesaplanır.

$$\sigma_{nom}(egilme) = \frac{M_x c}{I_o} \quad (5.1)$$

$$I_o = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D_i^4) \quad c = \frac{D_o}{2}$$

Eğilme yükleri altında kritik bölgelerin tayini için 1000Nm lik temsili bir yükü statik olarak uyguladığımızda Şekil 5.3'deki gerilmeler elde edilmektedir.

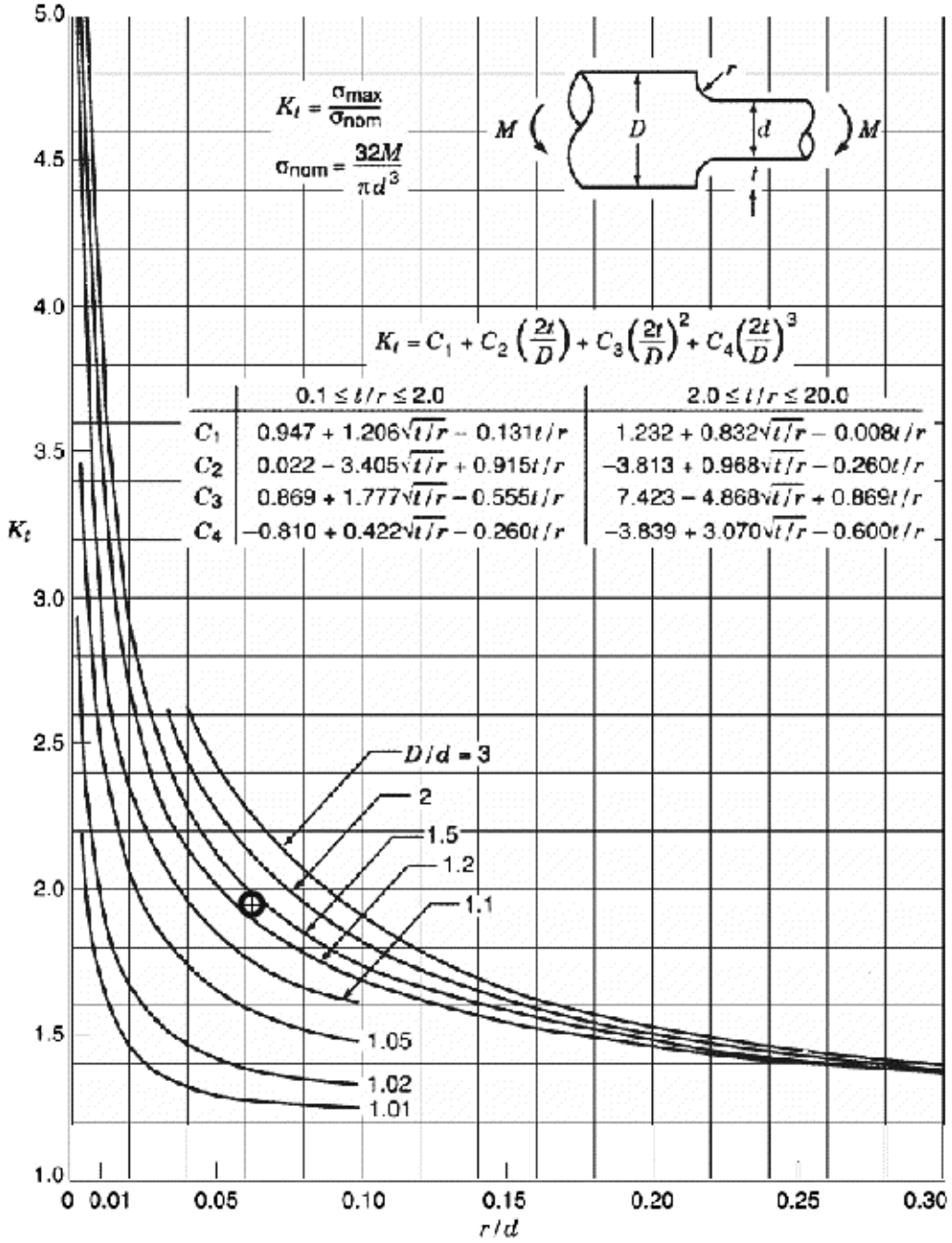


Şekil 5.3: 1000Nm lik temsili çekme altındaki tekerlek poyrası ve kritik bölgeler

Şekil 5.3'den de görüleceği gibi poyranın rulman oturma yüzeyinin hemen bitimi en yüksek yüklere sahiptir. Bu bölgenin kesit alanının düşük olmasının yanında yüksek bir çaptan düşük bir çapa düşmenin de etkisi de görülmüştür.

Yukarıda verilmiş eğilme gerilme hesapları tek başına yeterli olmayacaktır. Burada dikkat edilmesi gereken husus eğilme yönündeki bu gerilmenin poyranın şekli

sebebiyle bazı bölgelerde gerilme yığılmasının oluşacağı ve nominal gerilmelerin artık bir faktörle çarpılmasının gerekliliğidir.



Şekil 5.4: Silindirik omuzlu yapılarda eğilme altında gerilme yığılma katsayısı [32]

Peterson el kitabının 2 inci nüshasından [32] alınmış gerilme yığılma katsayısını veren Şekil 5.4 yardımı ile bu bölge için alınacak katsayının 1.952 olacağı bulunmuştur.

Eğer poyra ölçüleri yerine konursa;

$$I_o = \frac{\pi}{64} ((39mm)^4 - (25.84mm)^4) = 91676.1 \text{ mm}^4 \quad c = \frac{39mm}{2} = 19.5 \text{ mm}$$

$$\sigma_{nom}(\text{egilme}) = \frac{1000Nm(19.5mm)}{91676.1} = 212.7 \text{ Mpa}$$

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \text{ Buradan da } \sigma_{max} = 212.7 * 1.952 = 415.2 \text{ Mpa bulunur}$$

Sonlu elemanlar programı ile yapılan hesaplarda ise bu gerilme Şekil 6.3 te de görüleceği üzere 406.5 MPa olarak hesaplanmıştır. Sonlu elemanlar ve el hesapları birbirini son derece destekler çıkmıştır.

5.2.2 Çekme - basma yönlü kuvvetlerin etkisi

Araç manevrası sırasında oluşan kuvvetlerin yanı sıra rulmanın baskılanması için göbek somununun yaptığı kuvvet de bu yönde bir gerilmeye yol açar. Çekme gerilmesi şu şekilde hesaplanır.

$$\sigma_{nom}(\text{cekme}) = \frac{P}{A} \quad (5.2)$$

$$P = F_y - 95000$$

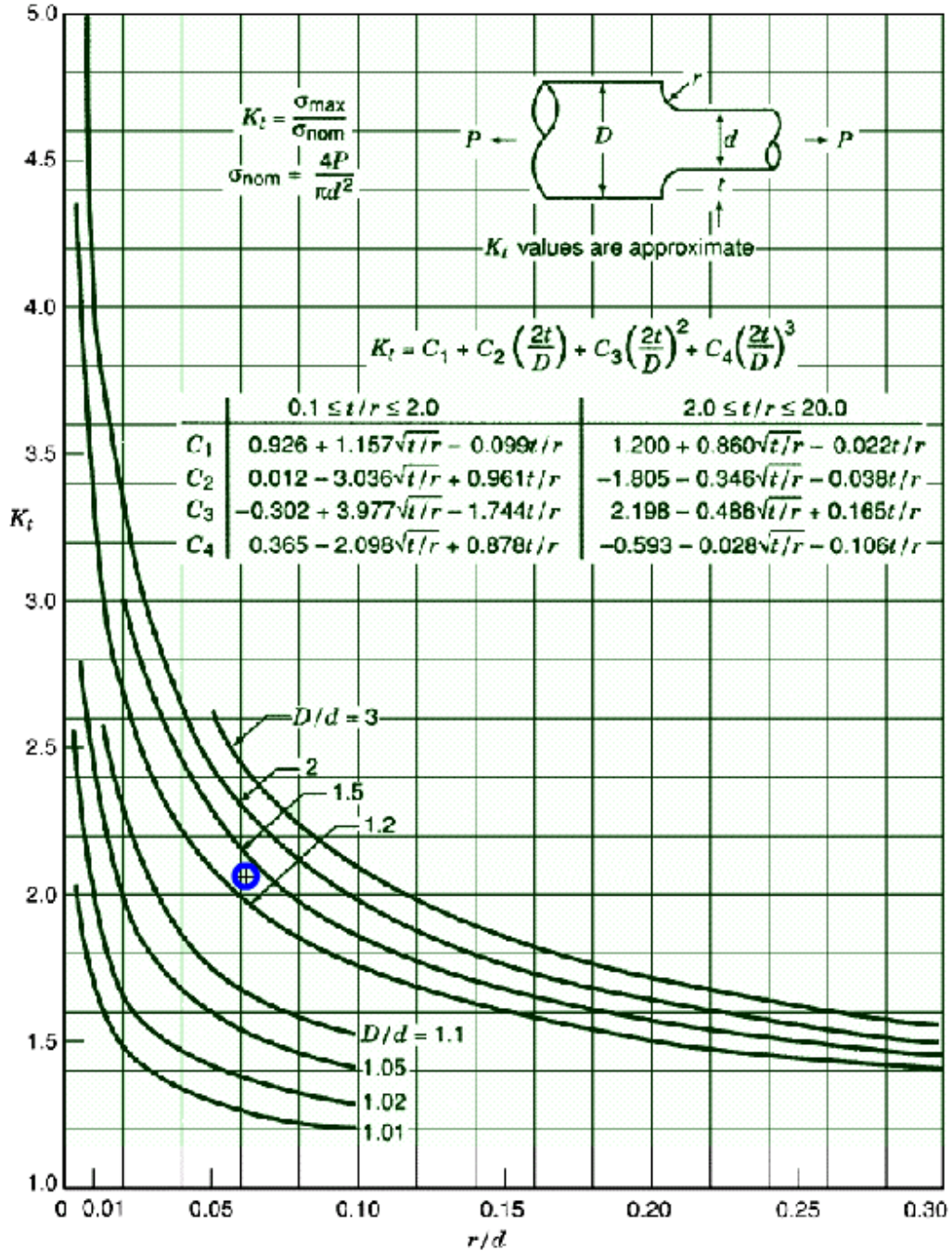
$$A = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2)$$

Şekil 5.5'de gerilme yığılma katsayısının yanı sıra çekme-basma yükleri altında kritik bölgelerin tayini için 1000N'luk temsili bir yükü statik olarak uyguladığımızda oluşacak şekil de verilmiştir.

Rulman baskısı için göbek somununun yaptığı kuvvet de bu başlık altında değerlendirilmelidir. Bu kuvvet somun torkuna bağlı değişmektedir. Çalışma da 95 kN luk bir sabit kuvvet olarak alınmıştır. Bu rulmanın ömrü için bulunmuş optimum baskı kuvvetidir.

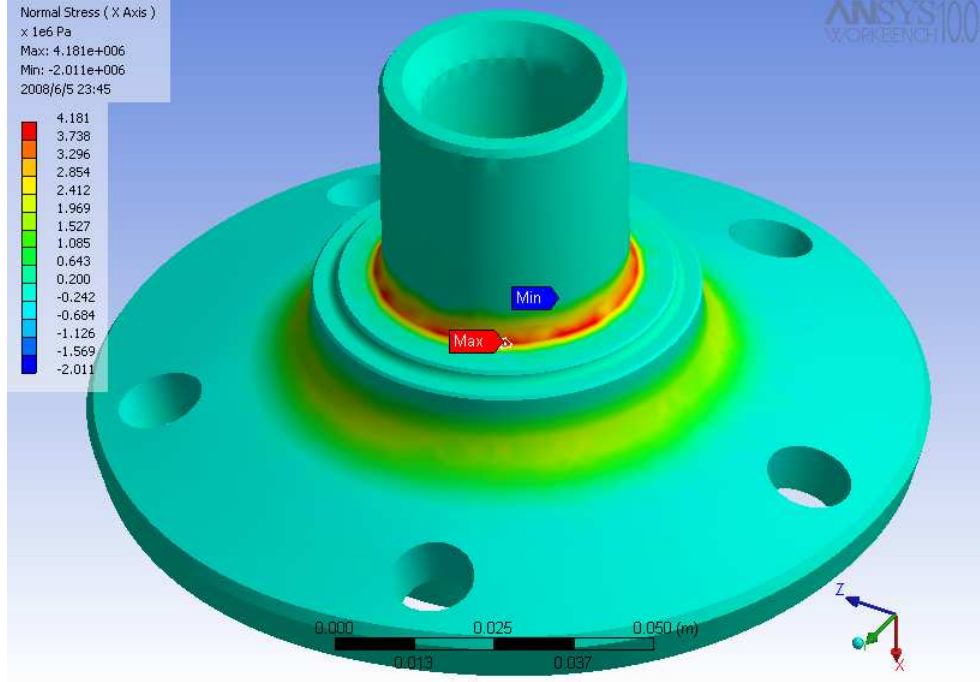
Yine poyranın rulman oturma yüzeyinin hemen bitimi en yüksek yüklere sahiptir. Bu bölgenin kesit alanının düşük olmasının yanında yüksek bir çaptan düşük bir çapa düşmenin de etkisi de görülmüştür.

Eğilme gerilmesinde olduğu gibi poyranın şekli sebebiyle rulman oturma yüzeyinin hemen bitimi gerilme yığılmasının yükseleceği ve nominal gerilmelerin artık bir faktörle çarpılmasının gerekliliğidir.



Şekil 5.5: Silindirik omuzlu yapılarda çekme altında gerilme yığılma katsayısı [32]

Peterson el kitabının 2 inci nüshasından [32] alınmış gerilme yığılma katsayısını Şekil 5.5 yardımı ile bu bölge için 2.068 olarak bulunabilir.



Şekil 5.6: 1000N luk temsili çekme altındaki tekerlek poyrası ve kritik bölgeler

5.2.3 Kesme yönlü kuvvetlerin etkisi

Taşıt poyrası üzerinde son olarak dikey yönlü kuvvetlerin oluşturduğu kesme gerilmeleri mevcuttur. Bu gerilmeler (5.3) ve (5.4) ile hesaplanmaktadır.

$$\tau_{nom}(\text{kesme}) = \frac{F_x Q}{I_o b} \quad (5.3)$$

$$Q = \int_{A^*} y dA \quad (5.4)$$

Çalışma öncesinde oluşmuş bütün poyra kırılmaları incelendiğinde sorunlu bölgenin poyra oturma yüzeyi dış çapı olduğu ve olası çatlakların bu bölgede olduğu bilinmektedir.

Dikey kuvvetler tarafından oluşmuş kesme gerilmeleri iç bölgelerde maksimum değerlerine ulaşırken dış yüzeylerde ise sifıra yaklaşacaktır. İncelenen bölgenin dış yüzey olması sebebiyle kesme kuvvetlerinin etkisi çok zayıftır ve çalışmada hesaba katılmamışlardır.

5.2.4 Gerilme kombinasyonları

Çekme-basma kuvvetleri ve eğilme kuvveti aynı bölge üzerinde normal gerilme oluşturmaktadır. Bu gerilmelerin kuvvetlerle bağlantısı bizim için çok önemlidir. İlerleyen bölümlerde Rainflow analizi kullanılarak bu bölgenin karakterize edilebilmesi için kuvvetle ilişkilendirilmesi son derece önemlidir. Çalışma boyunca yorulma çentik katsayısı, Shigley ve Mischke [33] şekillerine dayanılarak 1 alınmıştır.

$$\sigma_{normal} = \sigma_{egilme} * K_{t_egilme} + \sigma_{çekme} * K_{t_çekme} \quad (5.5)$$

Tekerleğin dönmesinden ötürü poyranın maksimum gerilme alan bölgesi sürekli değişmektedir. Bu da değişken gerilmelere ve mekanik yorulmaya yol açar.

5.3 Tekerlek Poyrası Gerilmelerinin Tek Bileşene Dönüştürülmesi

Hasar miktarını sabit tutup yeni ve daha hızlı bir test tanımlayabilmek için Rainflow çevrim sayma yöntemi ile gerçek taşıt testi, blok yük uygulamalarına dönüştürülecektir. Bu amaçla bu gerilmeler incelenmiş ve tek bir bileşene indirgenebileceği görülmüştür. Bu bileşen sabit çekme kuvveti olabileceği gibi eğilme momenti de olabilecektir. Çalışmada eğilme momenti esas alınmıştır.

(5.1) ve (5.2) bağıntıları denklem (5.5)'de yerlerine yazıldığında (5.6) elde edilir.

$$\sigma_{normal} = \frac{M_X c}{I_O} * K_{t_egilme} + \frac{P}{A} * K_{t_çekme} \quad (5.6)$$

Yine σ_{normal} gerilmesi de eğilme gerilme olarak tanımlanacağından

$$\frac{M_{es\ deg\ er\ c}}{I_O} = \frac{M_X c}{I_O} * K_{t_egilme} + \frac{P}{A} * K_{t_çekme} \quad (5.7)$$

denklem (5.7) ortaya çıkacaktır. Burada çeşitli sadeleştirmeler yapılarak

$$M_{es\ deg\ er} * K_{t_egilme} = M_X * K_{t_egilme} + \frac{P I_O}{A c} * K_{t_çekme} \quad (5.8)$$

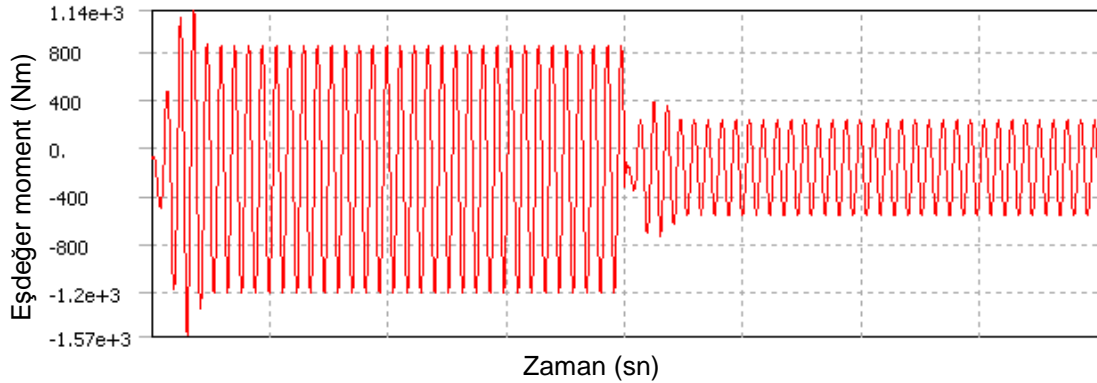
Denklem (5.8)'de sabit değerler de yerine konulduęunda ve ayrıca 95 kN luk sabit rulman basma kuvveti de eklendięinde $M_{esdeęer}$ Nmm F_Y N biriminde olmak üzere

$$M_{esdeęer} = M_X + (F_Y - 95000) * 1.858 \quad (5.9)$$

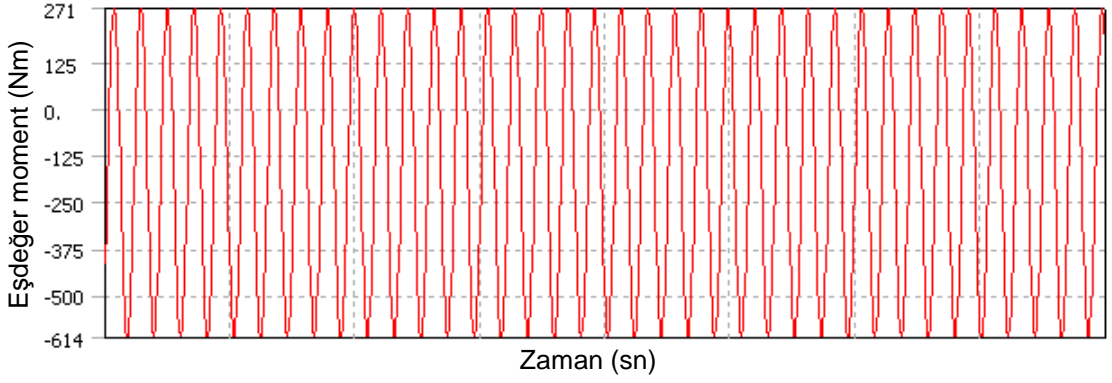
bağıntısı elde edilir.

5.4 Tekerlek Poyrası Manevralarının Zamana Bağlı Değişimlerinin Eşdeğer Momentle Gösterimi

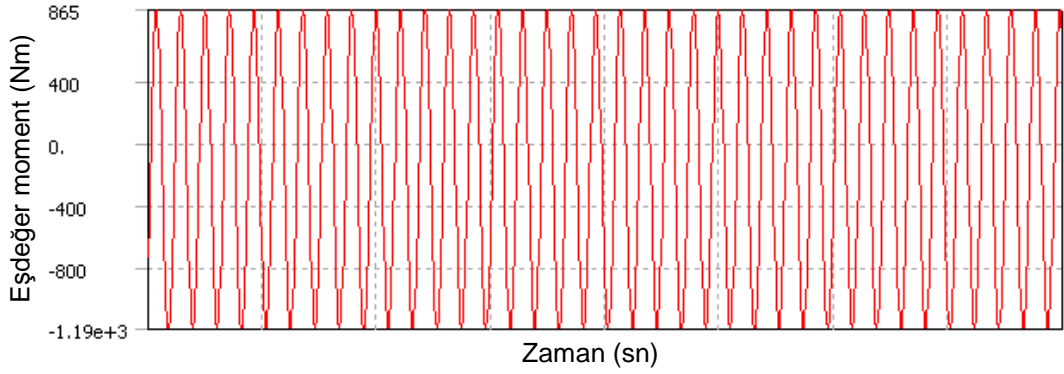
Bundan sonraki adımlarda zamana bağlı olarak değişen manevra kuvvetlerin eşdeğer moment ile hesaplanmasına geçilecektir. Araç testler ve simülayon sonuçları sonunda önem arz eden kuvvetler ve momentlerin sadece yanal basma çekme kuvveti F_Y ve boylamasına eksen etrafındaki M_X moment olduğu bulunmuştu. Şekil 5.7, 5.8 ve 5.9'da poyra üzerindeki bir noktada gerilme değişimini temsil eden eşdeğer moment verilmiştir. Verilen moment bu bölgenin üzerinde görülen moment olmayıp aynı gerilmeyi yaratan momentler verilmiştir.



Şekil 5.7: Bir adet sekiz çizme manevrası zamana bağlı eşdeğer momentini

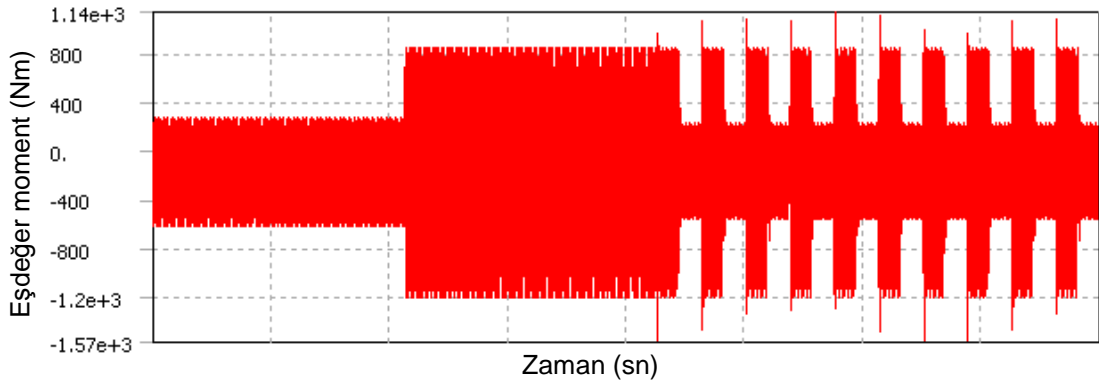


Şekil 5.8: Bir adet sol dönüş manevrası zamana bağlı eşdeğer momenti



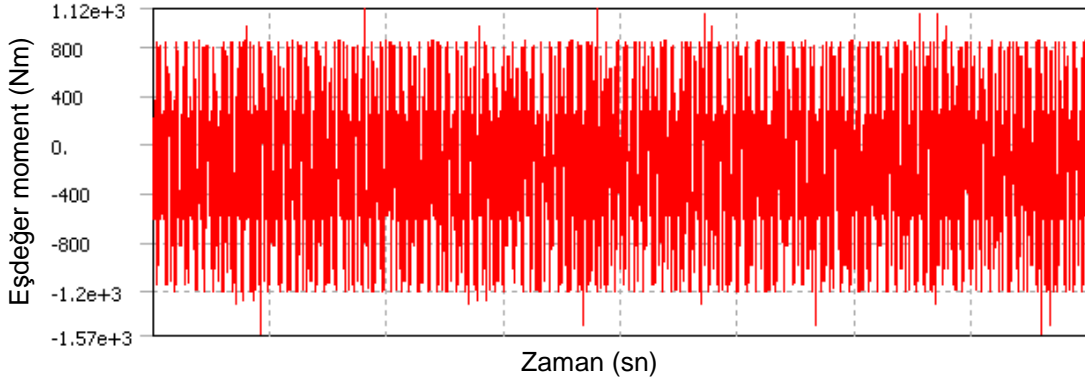
Şekil 5.9: Bir adet sağ dönüş manevrası zamana bağlı eşdeğer momenti

Manevraları ayrı ayrı ele aldıktan sonra bu manevraların sekiz çizme testinin bir çevrimini oluşturabiliriz. Bölüm başında belirtildiği üzere sekiz çizme testi 10 adet sola dönüş 10 adet sağa dönüş ve 10 adet sekiz çizme manevralarından oluşmaktadır (Şekil 5.10).



Şekil 5.10: Bir adet sekiz çizme çevrimi zamana bağlı eşdeğer momenti

Son olarak bütün testin bu araç tipi için 100 çevrim olduğu bilinmektedir. Yukarıdaki bir çevrim kopyalanıp yan yana getirildiğinde toplam test Şekil 5.11'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 5.11: Tüm sekiz çizme testi zamana bağlı eşdeğer momenti

5.5 Bilgisayar Destekli Rainflow ve Hasar Analizi

Günümüzde artık birçok bilgisayar programı veri işleme ve yorulma hesaplarını yapabilmektedir. Zaten bu kadar verinin elle işlenmesi mümkün görünmemektedir. Bu çalışmada Rainflow çevrim algoritmasının uygulanması ve eşdeğer hasar analizinin yapılması için ANSYS WORKBENCH [34] programı kullanılmıştır.

Gerekli geometrik yapı ise bir diğer mühendislik modelleme aracı olan UNIGRAPHICS NX4 programı yardımı ile oluşturulmuş ve sonlu elemanlar programına sunulmuştur.

5.5.1 Malzeme özellikleri

Modelin ve ağ yapısının oluşturulmasının yanı sıra malzeme özelliklerinin girilmesi de önemli bir yer teşkil etmektedir. Malzemenin özellikleri her ne kadar üretici tarafından belirli şartnamelere göre sağlanıyor olsa da belirli ölçülerde değişime uğrayabilmekte ve bu da tam olarak bilinmemektedir. Bunun en büyük sebebi parçanın ısıl işlemden geçmesi ve üretim aşamalarındaki çeşitli varyasyonlardır.

Özellikle bu malzemenin bu şartlarda üretilmiş halinin ömür-gerilme eğrilerine ulaşmak pratik olarak imkânsızdır. Bunun yanında bu konuda kullanılabilecek çeşitli yaklaşımlar mevcuttur. Tez sırasında çelikler için geçerli bağıntı (5.10) [35] kullanılmış ve grafik olarak Şekil 5.12'de gösterilmiştir.

$$S_a = 1.62 * S_u (N_f)^{-0.085} \quad (5.10)$$

Ayrıca şu malzeme özellikleri kullanılmıştır.

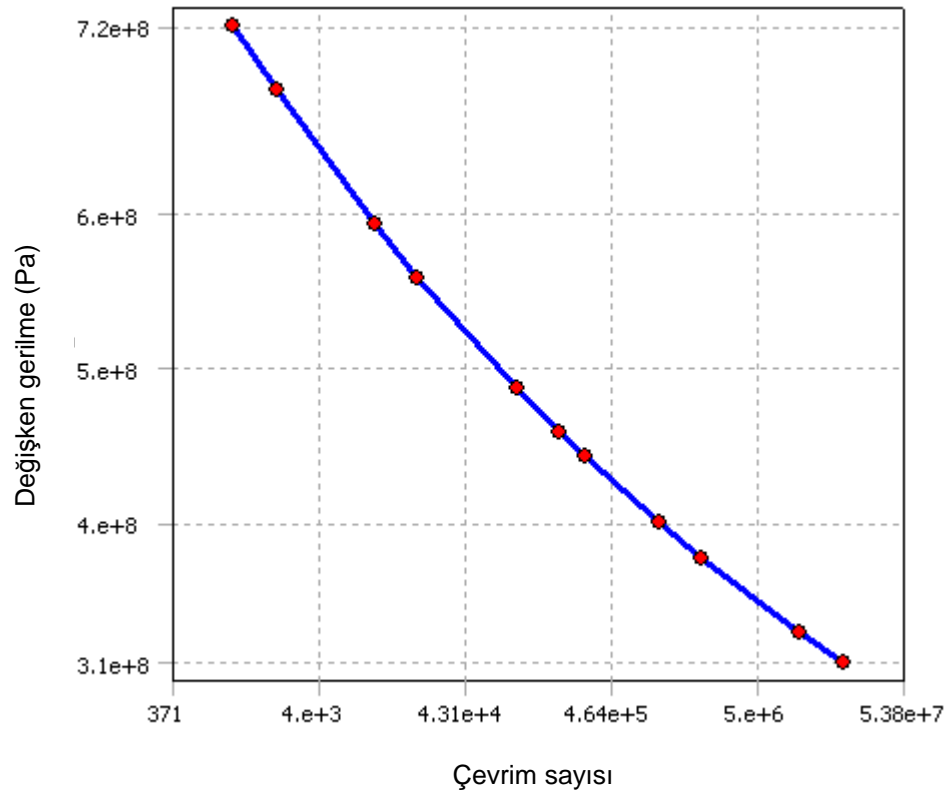
$$\sigma_{UTS} = 800MPa$$

$$\sigma_Y = 530MPa$$

σ_Y değeri minimum 440 MPa olarak belirtilmiş, malzeme tablolarından alınmıştır

$$E = 207GPa$$

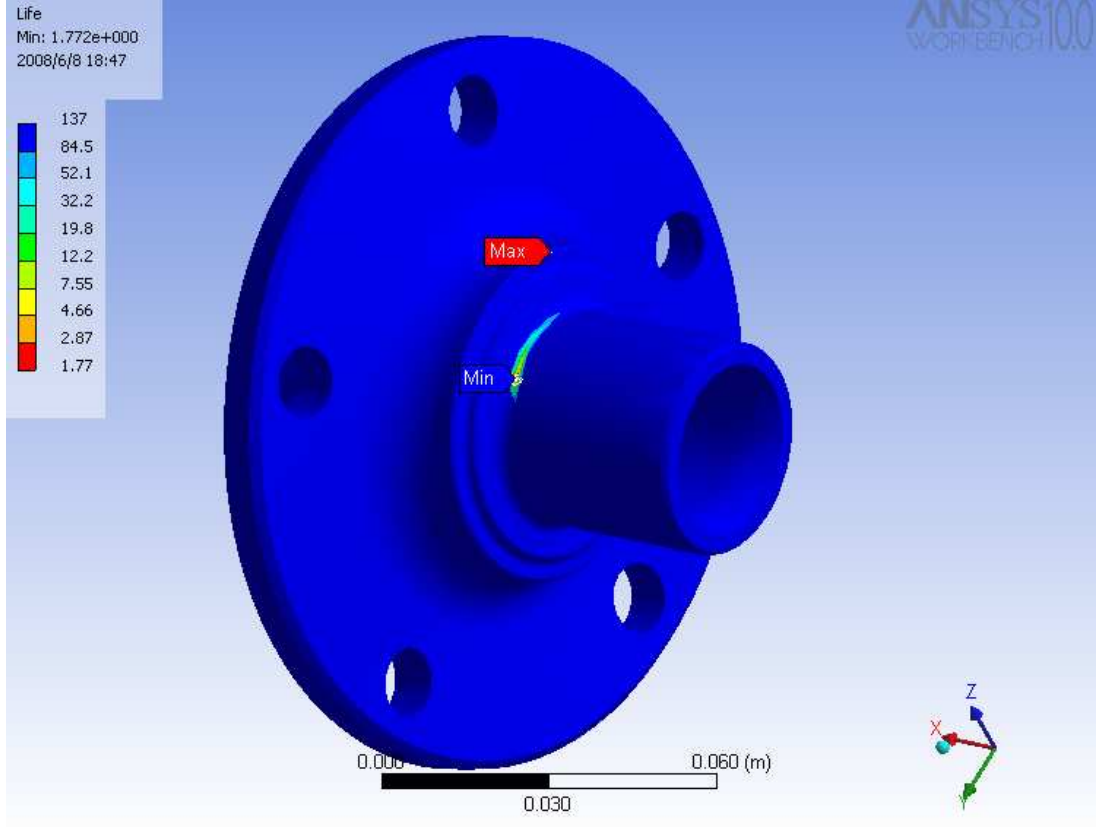
$$\nu = 0.29$$



Şekil 5.12: C55 malzemesinin S-N eğrisi

5.5.2 Sonuçlar

Bütün verilerin girilmesinden sonra yazılımdan çıktı olarak istenen kısımların doldurulması gerekmektedir. Bu aşamada bu testin malzeme yorulma kurallarına göre kaç defa daha uygulanabileceğini görebilmek için "Life" çıktısı istenmiştir.

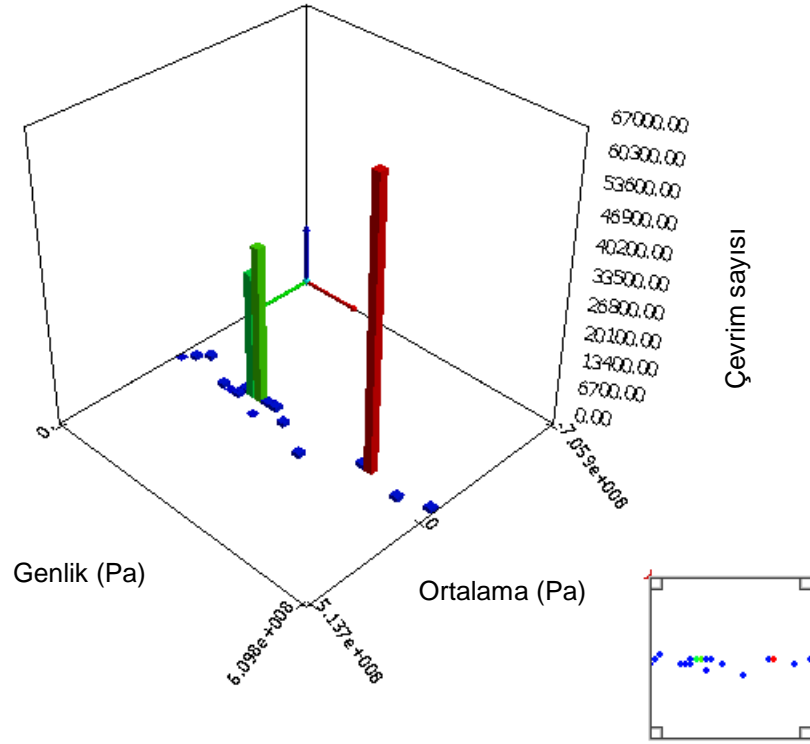


Şekil 5.13: Toplam parça ömrünün test hasarına oranı

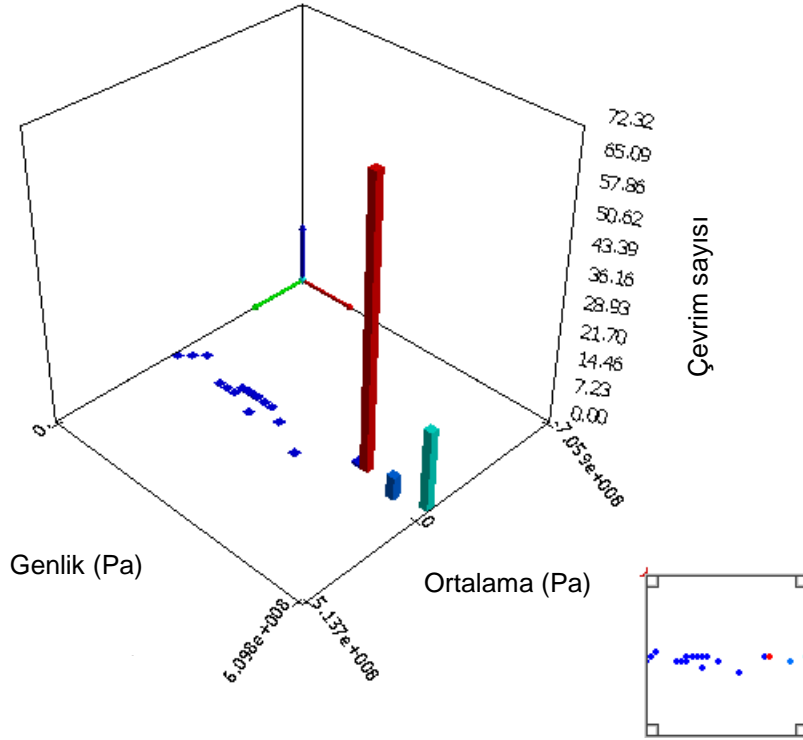
Şekil 5.13'den anlaşılacağı üzere test sonucunda parça ömrü tamamlanmamış yaklaşık %77 oranında daha fazla aynı test uygulanabilecektir. Bu da parçanın üzerindeki güvenlik oranını göstermektedir.

Ayrıca yazılımdan Rainflow matrisi ve hasar matrisi de istenmiştir. Bu matrislerde Rainflow matrisi hangi yüklerin ne kadar tekrarlandığını belirtecektir. Buna karşılık hasar matrisi ise bu tekrarlamalardan hangilerinin en çok hasarı yarattığı ve göz önünde bulundurulması gerektiğini verecektir.

Yöntem olarak gerilme-ömür kullanılmış. Malzemenin sünek olması sebebiyle Gerber eğrisinin uygulanacağı yazılıma girilmiştir. Rainflow matrisinin 32X32 parça halinde incelenmesi belirtilmiştir.



Şekil 5.14: Rainflow çevrim algoritması sonuçları



Şekil 5.15: Hasar matrisi

Şekil 5.14 ve 5.15'den görebileceği gibi üç adet yüklemenin en fazla tekrarlandığı az da olsa diğer 15 adet daha yükleme tanımlanabileceği gösterilmiştir.

Hasar matrisi çok tekrarlanan iki yüklemenin toplam hasar oluşmasında etkisiz kaldığını bunun yanında çevrim sayısı oldukça düşük başka iki yüklemenin ise parça ömrüne etkilerinin çok fazla olduğunu göstermiştir. Bunun yanında en çok hasarın en büyük yüklemeye üretildiği görülmektedir.

Hasar sıralamasına göre önemli yüklemeler ve tekrarlama sayıları Tablo 5.2'de gösterilmiştir.

Tablo 5.2: Tekrarlı yüklemeler ve hasar oranları

Minimum normal gerilme (MPa)	Maksimum normal gerilme MPa	Çevrim sayısı	Hasar oranı (%)
159.7	-312.5	67000	72.3
228.5	-381.3	900	20.7
238.3	-312.5	900	5.8
149.8	-302.6	950	0.7
21.9	-174.8	37500	0.3
12.1	-164.9	30150	0.2

5.6 Önerilen Tezgâh Testi ve Doğrulanması

Tablo 5.2'de sıralanan sonuçlar altında son üç gerilmeye yol açan momentlerin hesaplanmasına gerek duyulmayacaktır. Zira bu momentlerin oluşturduğu hasar toplam hasarın ancak %1leri düzeyindedir.

Bu noktada dikkat edilmesi gereken husus ortalama gerilmelerin sıfır noktasından kayma miktarını çekme- basma yönündeki kuvvet belirlerken gerilmenin genliğini ise eğilme momenti belirlemektedir. Bu sebeple ilk üç yüklemenin gerilme çevrimini tekrar düzenlersek Tablo 5.3 elde edilir.

Tablo 5.3: Çevrim gerilme genlik ve ortalama değerleri

Gerilme genliği (MPa)	Ortalama gerilme (MPa)
472.1	-76.4
609.8	-76.4
550.8	-37.1

Denklem (5.6)'da sabit kuvvet ve değişken moment göz önünde bulundurulsa (5.11) ve (5.11) elde edilir. Bu bağıntılar yardımı ile tezgâh testi için gerekli moment ve kuvvetler Tablo 5.4 'de olduğu gibi hesaplanabilir.

$$\sigma_{Ortalama} = \frac{P}{A} * K_{t_çekme} \quad (5.11)$$

$$\frac{\sigma_{genlik}}{2} = \frac{M_x c}{I_O} * K_{t_egilme} \quad (5.12)$$

Denklemleri yeniden düzenler ve sabitleri eklersek;

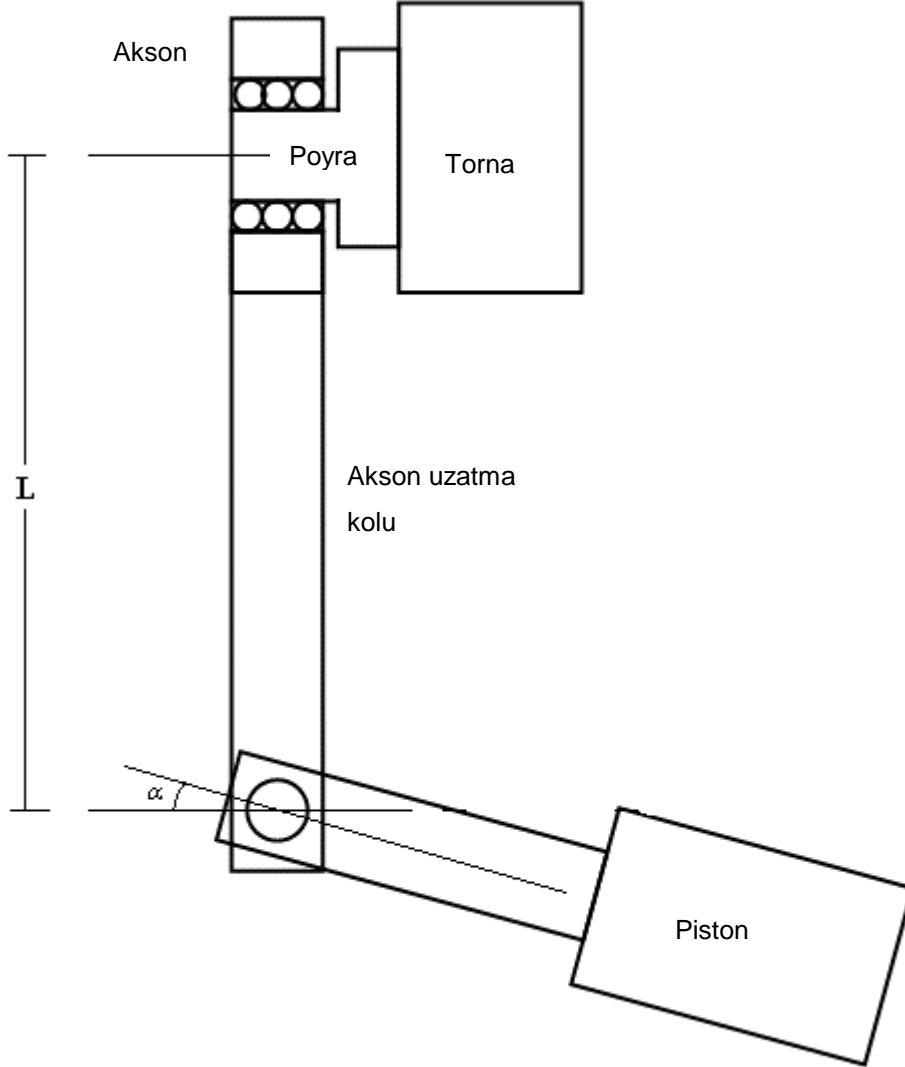
$$F_Y = 324.07 * \sigma_{Ortalama} + F_{Rulman} \quad (\text{N biriminde}) \quad P = F_Y - 95000$$

$$M_x = 1204.24 * \sigma_{genlik} \quad (\text{Nmm biriminde})$$

Tablo 5.4: Uygulanacak kuvvetler ve momentler

Uygulanacak moment (Nmm)	Uygulanacak yanal kuvvet (N)	Çevrim sayısı	Hasar oranı (%)
568521.7	-24759	67000	72.3
734345.6	-24759	900	20.7
663295.4	-12023	900	5.8

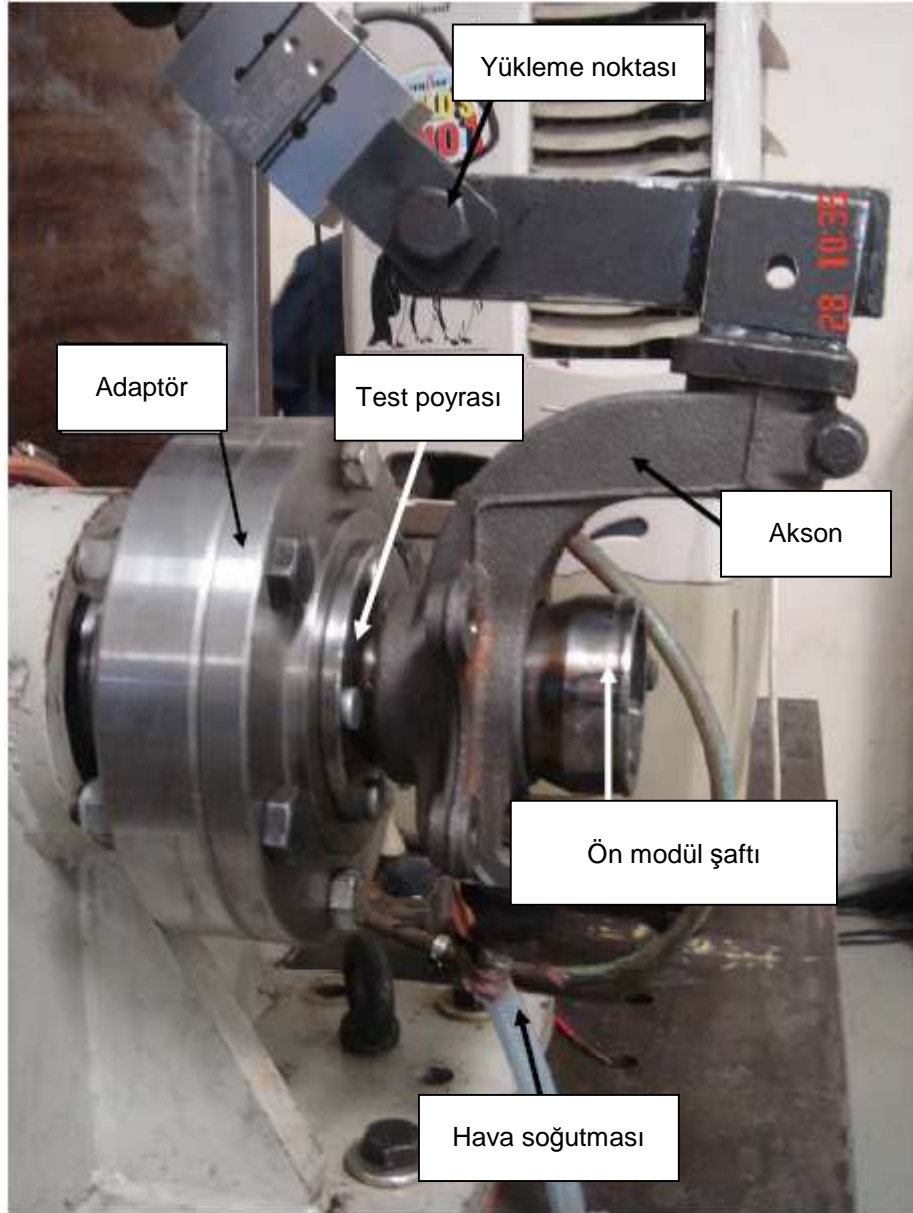
Test için Şekil 5.16'daki gibi maliyeti düşük tutabilecek ve kolay hazırlanabilen bir düzenek yapılması kararlaştırılmıştır.



Şekil 5.16: Test düzeneği çizimi

Şekil 5-16'da verilen sistemde gerekli piston kuvveti, uzatma kolu (L) ve piston açısı hesaplamaları için çeşitli iterasyonlar yapılmış bazı değerler bulunmuştur. Pratik olarak 80 kN kuvvetin uygulanabilmesi mümkünse de bunun oluşturacağı momentin 660000 Nm ler mertebesinde olabilmesi için 8 mm lik kuvvet kolu (L) gerektirir ki bu da mümkün olamamaktadır. Bu sebeple rulman üzerindeki kuvvet azaltılmış böylece kuvvet kolunun (L) fiziksel olarak uygun boylara gelmesi sağlanmıştır. Rulmanın yeni baskı kuvveti 18900 – 19000 N aralığında olacaktır. Bu düzeltmeyle hesaplanmış kuvvetler ve kuvvet kolu uzunlukları Tablo 5.5'de verilmiştir. Çevrim

sayısı sabit hızda (300 devir/dakika) dönen torna yardımı ile saat tutularak hesaplanabilecektir. Mevcut test düzeneği Şekil 5.17'de verilmiştir.



Şekil 5.17: Mevcut test düzeneği

Testlerin doğrulanması esnasında zaman ve kaynak sorunları ile karşılaşmış ve yeterli derecede doğrulama testi yapılamamıştır. Bunun yerine parçaların kısa zamanda kırılabilmesi için ikinci ve üçüncü çevrimler uygulanmamıştır. Birinci çevrim ise parçanın kırılmasına kadar devam ettirilmiştir. Parçanın 550 dakika sonra hasar görmesi öngörülmüş fakat yapılan çalışmalarda sadece iki adet parça yaklaşık 620 ve 930 dakika sonra kırılabilmiş bunun dışındakiler ise kırılmadan önce

rulman bozulmuştur. Rulmanın bozulması ve parçanın üzerine beklenen aksine kuvvetler uyguladığından bütün ömür değerlerini altüst etmektedir. Parçalar rulman bozulmasının takip eden kısa sürelerde kırılmaktadır.

Tablo 5.5: Tek pistonlu test düzeneği ve piston kuvvetleri

Çevrim süresi (dakika)	Piston kuvveti (kN)	L (mm)	α (derece)
220	-5.85	96	0
3	10.90	96	62
3	6.85	96	0

Yukarıdaki nedenlerden dolayı tek pistonlu düzeneğin uygun olamayabileceği görülmüş ve çift pistonlu yeni bir düzenek planlanmıştır

5.7 Çift Pistonlu Düzenek

Farklı bir araç için uygulanan benzer bir test incelendiğinde, yıllar içinde, beklenen bölge dışında oluşan bazı kırılmalar görülmüştür. Böylece tek pistonun, tam olarak sekiz çizme araç testini simüle etmediği belirlenmiştir.

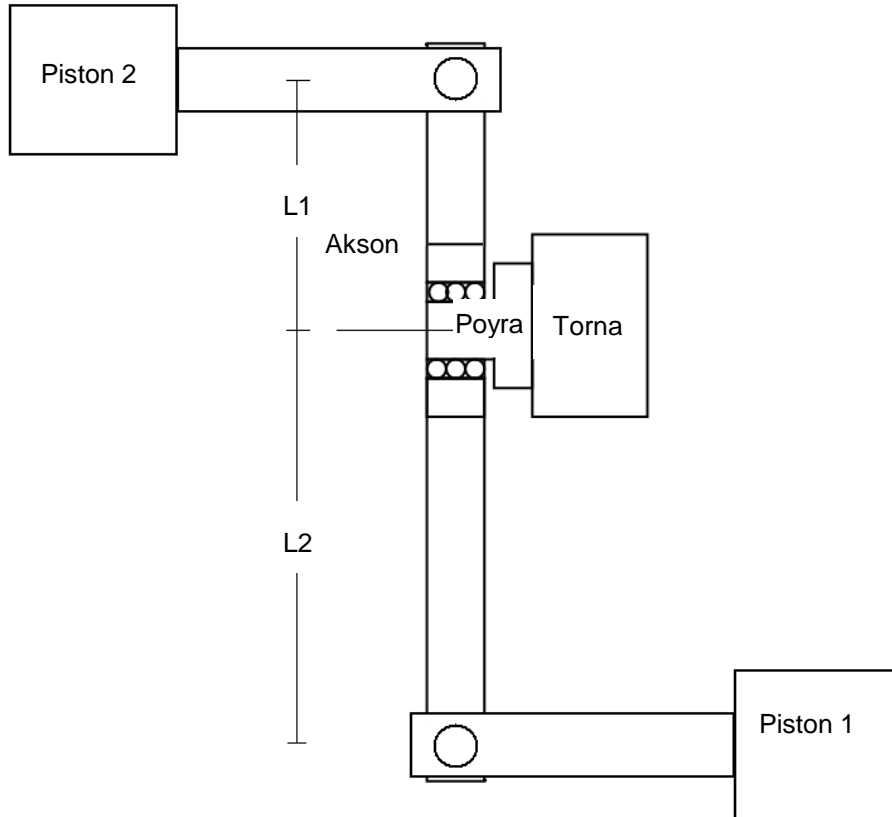
Çift pistonlu düzenekte yine gerçek araç üzerindeki durumlarına uygun olması için mümkün olduğunca orijinal parçalar kullanılmıştır. Akson, rulman ve poyra sıkı geçme yöntemiyle aslına uygun birleştirilmiştir, rulmanın üzerindeki ön baskı uygulaması için göbek somunu 275 Nm ye sıkılmıştır. Bütün düzenek tornaya poyra üzerinde bulunan 5 adet saplama ile bağlanıp 120 Nm ye sıkılmıştır. Parçanın doğal frekansının daha yüksek olmasına rağmen çok yüksek hızlarda test yapılması rulmanın aşırı ısınmasına yol açmaktadır, bu sebeple test frekansı 5 Hz de torna dönme hızı ise 300 dev/dak'da tutulmuştur.

Teorik olarak, verdiği hasardan bağımsız olarak bütün gerilme bandının parça testlerine eklenmesi gereklidir, fakat en yüksek oranda hasara yol açan yüklemeler üzerinde yoğunlaşmak daha uygun olacaktır. Blok çevrimler değerlendirilirken ilk üç yüklemenin hasarın % 98 ini toplam 68800 çevrim ile gerçekleştirdiği görüldüğünden

tek pistonlu deneydeki gibi sadece bu üçü kullanılmıştır. Bunlara ek olarak çift pistonlu konfigürasyon göz önünde tutularak kuvvet kollarının uzunlukları hesaplanmıştır. Son olarak sıralama etkileri de düşünülerek testin tekrarlanan 3 bloktan oluşması kararlaştırılmış ve uygulama Tablo 5.6'da sunulmuştur.

Tablo 5.6: Çift pistonlu üç defa tekrarlanan yükleme.

Cevrim Suresi dakika	Piston 1 Kuvveti kN	Piston 2 Kuvveti kN	L1 mm	L2 mm
74.4	12.50	-12.25	200	250
1	12.10	-12.65	200	250
1	5.20	-6.80	200	250



Şekil 5.18: Yeni önerilen test düzeneği

Gerçek araç testinde kırılma testin 216 inci çevriminde oluşmuştur, bu da gereken ömür miktarının 2.16 katına eşittir. Poyranın gerektiğinden daha sağlam tasarlandığı görülmüştür. Aynı projeksiyon kullanılarak tezgah testinde parçanın hesaplanan ömürden 2.16 kat sonra (486 dakika) kırılacağı düşülmüştür. Sınırlı zaman içerisinde ve rulman bozulmalarına karşı hava soğutmasını iyileştirerek 2 adet poyranın testi tamamlayıp kırılana kadar devam etmesi sağlanmıştır. Bu poyralar sırasıyla 720 ve 930 uncu dakikalarda kırılmış ve test sona erdirilmiştir.

Sonuç olarak, uygun bir test düzeneği geliştirilmiş çeşitli denemeler gerçekleştirilmiştir. Tezgah testi ömür sonuçları ve araç testinin parça kırılana kadar yaptığı çevrim uyumlu bulunmuştur. Böylece tezgah testi düzeneğinin araç testlerinin yerine kullanılabilceği gösterilmiştir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tezde bir otomotiv süspansiyon parçasının tasarım doğrulama ve geliştirme çalışmaları sırasında araç testlerinin en alt seviyelere indirilebilmesi için uygulanması gereken yöntemler adım adım gösterilmiştir. Tezde, hızlandırılmış tezgah testi şartnamesi geliştirme yöntemleri başarıyla uygulanmış ve çıkan sonuçlar denemeler ile doğrulanmaya çalışılmıştır. Eşdeğer hasar konsepti ile parçalara aynı hata modu ve yorulma ömrü verilebilecek yükleme durumlarının tasarlanması sağlanmıştır. Bu gayretler sırasında yapılan doğrulama testleri başarıyla yürütülmüştür. Ancak istatistiksel açıdan gerekli sayıda test bitirilememiştir. İki başarılı tezgah testi ise sonuçların beklenen çıktılara yakın olduğunu göstermiştir.

Testler sırasında bazı problemlerle karşılaşmıştır. Problemlerin en önemli sebebi yükün eldeki imkanlar neticesinde tek piston ile verilmeye çalışılması nedeniyle düşürülmüş olan göbek somunu torkudur. Rulman ömrü bu somunun uyguladığı kuvvete bağımlı olarak düşmekte ve rulman dağılmaktadır.

Öte yandan bu rulman bozulmasından ötürü oluşan bu deneysel hatalar çift pistonlu bir başka test düzeneği kurularak geçirilmiştir. Böylece zaman kaybına yol açmayacak ve kullanılabilir bir test elde edilecektir. Ayrıca testin hızlandırılmış olması sebebiyle yine rulmanda ısınmalar söz konusudur. Bunlar için de gerekli soğutma çalışmaları unutulmamalıdır.

Araç testi sonuçlarının gösterdiği üzere, ön tekerlek poyrasının sekiz çizme testinin kombine yüklemelerinin simüle edilmesi için Rainflow çevrim sayma yöntemi ve Miner's kuralı ile oluşturulmuş standart bir yorulma deneyi ömür hesaplamada başarılı bulunmuştur. Kendi aralarında tutarlı olmakla birlikte, parça testlerinin sonuçları araç testlerine göre iki kat oranında ömür tahmini vermiştir. Bunun, büyük oranda gerçek araç testlerindeki sert manevra koşullardan ileri geldiği düşünülmektedir ki, araç testlerinin sürücü girdilerine son derece bağımlı olduğu bilinmektedir.

Ayrıca, daha isabetli ömür hesaplama geliştirmelerinin olanaklı olabilmesi için poyra malzemesinin yorulma özelliklerinin çeşitli malzeme deneyleri ile yapılması ve kesme gerilmelerinin de hesaba katılması önerilmektedir.

Ömür hesapları sırasında bir başka hata kaynağı ise yorulma gerilmesi faktörü (fatigue notch factor) tahminidir. Hesaplamalarda çentik hassasiyeti (notch sensitivity q) tablolardan 1'e yakın bulunduğu için 1 olarak alınmıştır. Daha isabetli bir ömür için deneysel değerlere başvurulabilir.

Araç testlerinin anlatıldığı 4. Bölüm de kırılma sırası ve mekanizması açıklanmıştır. Wogwell'in [36] makalesinin tersine, şaft kırılması büyük çap farkının olduğu pah bölgesinde (bu bölge aynı zamanda en büyük eğilme gerilmesinin olduğu bölgedir) görülmüştür. Bu özellikle frenleme ve hızlanmanın olmadığı diğer bir deyişle burulma gerilmelerinin önemsiz olduğu testlerin tipik bir göstergesidir.

Fırat ve Kocacıbağ [37] çalışmalarında gözlemledikleri ve aktardıkları üzere, dönme yorulma testinde oluşan kırılma bölgesinin test tasarım farkından ve hatta aynı tasarım olmasına rağmen sadece yüklemelerin artırılmasıyla bile değişebilmektedir. Araç testi doğrulama tezgah testlerinin kurulumu aşaması çok dikkatli yürütülmelidir. Testlerin tekrar gözden geçirilmesi aşamasında sadece küçük yükleme ve moment kolu değişimi yapmak yeterli olmayabilir. Her parça tasarım değişikliği veya araç koşulları değişikliğinde (toplam araç yükü, süspansiyon ayarları gibi) kritik bölgelerin değişip değişmediğini görmek amacıyla sonlu elemanlar gerilme analizi yapılması tavsiye edilmiştir.

Özetle, söz konusu tezgah prosedürlerinin, tasarım çalışmaları aşamasında gerekli geliştirme süresinin düşürülmesi ve gerekli bütçenin sınırlanması üzerine etkileri büyüktür. Hala otomotiv sanayisinde birçok taşıt testi bağımlı tasarım doğrulama ve geliştirme çalışması yapılmaktadır. Bu çalışmayı referans alacak başka çalışmalar ile otomotiv sektöründe rekabet koşullarına ayak uydurulabilecektir.

KAYNAKLAR

[1] Massarelli P.J., Baber T. "Fatigue Reliability of Steel Highway Bridge Details" Final Report, University of Virginia, **Commonwealth of Virginia** VTRC 02-R4 p 12-14, (2001).

[2] Yay K., Ereke M. "Hızlandırılmış Taşıt Ömür Testlerinde Yol Verisi Kullanımına Yeni Bir Yaklaşım" **itüdergisi/d Mühendislik** Cilt:2, Sayı:5, 61-73 Ekim (2003)

[3] Genet G., Johannesson P., Gualandris D., Mare J., Tajan T., An Approach to Multidimensional Equivalent Fatigue Loadings, **Proceedings of IMECE2005 ASME** International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, Florida, USA, 1-4, November 5-11, (2005)

[4] Leser C., Juneja L., Thanjitham S., Dowling N. E., "On Multi-axial Random Fatigue Load Modeling" **SAE Technical Paper Series** 5-9, 980696 (1998)

[5] Arıduru S., "Fatigue Life Calculation by Rainflow Cycle Counting Method" Yüksek Lisans Tezi, **Ortadoğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 9-22, (2004).

[6] Day G., "Development of Linear Analysis Tools to Aid Design of Large Scale Wind Turbines" Yüksek Lisans Tezi, **University of Strathclyde, Energy Systems and the Environment**, Glasgow, 10-14, (2004).

[7] Prakash V., Aprameyan K., Shrinivasa U., "An FEM Based Approach to Crankshaft Dynamics and Life Estimation" **SAE Technical Paper Series** 980565 1,8-10, (1998).

[8] Saatçi G. E., Tahralı N., "Birikimli Hasar Teorileri ve Yorulma Çatlağına Göre Ömür Değerlendirmeleri" **Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi**, Cilt 1 Sayı 2 33-39, Temmuz (2003).

[9] Özdalyan B., "Bilgisayar Benzeşimi ile Ön Süspansiyon Sisteminin Analizi" **Teknoloji**, 1-8, (2001).

[10] Kuntay A., Koç E., Karahan U., "Ticari Bir Araç Aksının Mukavemet ve Yorulma Analizi" **12. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi**, Kuşadası, 1-11, 05-08 Eylül (2006).

- [11] Cruz J. M., Santo I. L. E., Oliveria A. A., "A Semi-Analytical Method to Generate Load Cases For CAE Durability Using Virtual Vehicle Prototypes", **SAE Technical Paper Series** 2003-01-3667, 2-4, (2003).
- [12] Wan D., Wyatt R., Kothamasu V., Kim H., "A Dynamic Modeling of a Multi-Axial Simulation Table", **SAE Technical Paper Series** 2000-01-1187, 1-3, (2000).
- [13] Lin Y., Zhan W., Lu Y., Zhong X., "Dynamics Simulation Research on Rigid-Elastic Coupling System of Car Suspension", **SAE Technical Paper Series** 2000-01-1622, 1-5, (2000).
- [14] Brusa E., Velardocchia M., Danesin D., Krief P., "Modelling Vehicle Dynamics for Virtual Experimentation, Road Test Supporting and Dynamic Control", **SAE Technical Paper Series** 2002-01-0815, 1-3, (2002).
- [15] Wang G., Yang W., Kang X., Li S., "A Virtual Test Approach for Vehicle Ride Comfort Evaluation", **SAE Technical Paper Series** 2004-01-0376, 2-6, (2004).
- [16] Gandoin N., You S., "A Method for Overcoming Limitations of Tire Models for Vehicle Level Virtual Testing", **SAE Technical Paper Series** 2006-01-0499, 2-7, (2006).
- [17] Fischer G., Grubisic V. V., "Design Criteria and Durability Approval of Wheel Hubs", **SAE Technical Paper Series** 982840, 1-7, (1998).
- [18] Fischer G., Hasenmaier W., Grubisic V. V., "Proof of Wheel Fasteners by Multiaxial Tests in the Biaxial Wheel Test Rig", **SAE Technical Paper Series** 1999-01-0781, 3-7, (1999).
- [19] Fischer G., Zinke R., "Validation of Wheel Bearing Systems in Biaxial Wheel/Hub Test Facilities", **SAE Technical Paper Series** 2005-01-1827, 1-6, (2005).
- [20] Subramanyam V., Monkaba V., Alexander T., "A Unique Approach to All-Wheel Drive Vehicle Dynamics Model Simulation and Correlation", **SAE Technical Paper Series** 2000-01-3526, 1-5, (2000).
- [21] Duym S. W., Lauwerys X.A., "Methodology for Accelerating Life Tests on Shock Absorbers", **SAE Technical Paper Series** 2001-01-1103, 1-6, (2001).
- [22] Ledesma R., Jenaway L., Wang Y., Shih S., "Development of Accelerated Durability Tests for Commercial Vehicle Suspension Components", **SAE Technical Paper Series** 2005-01-3565, 9-10, (2005).

- [23] Fan D., Geer L., Melin R., Poelman M., "Exhaust Catalytic Converter Bench Fatigue Test Specification Based on Equivalent Damage", **SAE Technical Paper Series** 2000-01-0787, 3-6, (2000).
- [24] Lee J. U., Suh J. K., Jeong S. K., Kandarpa S., Ahsan A., Wolf W. L., "Development of Input Loads for Road Noise Analysis", **SAE Technical Paper Series** 2001-01-1103, 1-5, (2001).
- [25] Gründer B., Specter M., Pompetzki M., "Design of Durability Sequences Based on Rainflow Matrix Optimization", SAE Technical Paper Series 980690, 1-2, 4-6, (1998).
- [26] Süspansiyon Sistemleri, MEGEP Mesleki Eğitim ve Öğretim Sistemini Güçlendirme Projesi Ders Notları, **Milli Eğitim Bakanlığı**, Ankara, 3-4, 30-34, (2005).
- [27] ADAMS User's Manual, **Macneal-Schwendler Corporation**, USA, (2001).
- [28] Jack A.Collins, "Failure of Materials in Mechanical Design, Analysis, Prediction, Prevention, Second Edition", **A Wiley-Interscience Publication**, USA, (1993).
- [29] Paul H.Wirsching, Thomas L.Paez, Keith Ortiz, "Random Vibrations, Theory and Practice", **A Wiley-Interscience Publication, John Wiley & Sons, Inc.**, USA, (1995).
- [30] "<http://maps.google.com/>", 2008, **Google Inc.** Erişim tarihi 09/09/2008.
- [31] Aas S. K., Fatigue Assessment of Aluminum Automotive Structures, M.Sc. Thesis Dep. of Structural Engineering, **The Norwegian University of Science and Technology**, (2002).
- [32] Pilkey W.D., Pilkey D.F., Peterson's Stress Concentration Factors, 3rd Ed., **John Wiley & Sons, Inc.**, New Jersey, (2008).
- [33] Shigley, J.E., C.R. Mischke, Mechanical Engineering Design, 5th Ed., **McGraw-Hill, Inc.**, New York, (1989).
- [34] ANSYS Theory Reference, Release 10.0, **ANSYS, Inc.**, Houston, TX, (2005).
- [35] Lampman S.R. as Technical Editor, ASM Handbook, Vol. 19. Fatigue and Fracture, **ASM International**, Materials Park, OH, (1996).

[36] Wogwell J., Analysis of a Vehicle Wheel Shaft Failure, **Engineering Failure Analysis**, Vol.5, No.4, pp 271-277, (1998).

[37] Firat M., Kocabicak U., Analytical durability modeling and evaluation-complementary techniques for physical testing of automotive components, **Engineering Failure Analysis** 11 655-674, (2004).

EKLER

Ek-A Modifiye Edilmiş Extended Fishhook Algoritması

```
#!/usr/bin/env python
```

```
extended_fish_hook_VersionId = "@(#)msc apre          2005-06-06 09:46:27  
/vobs/apre/pre_py/events/full_vehicle/handling/extended_fish_hook.py@ @/main/8 "
```

```
from math import *
```

```
import sys
```

```
from types import *
```

```
from mdi.afc.afckernel import *
```

```
import chassis_event
```

```
class ExtendedFishHook(chassis_event.SDIEvent):
```

```
    def register (self):
```

```
        c = Class (self)
```

```
        c.addMember("velocity",          type=FloatType, units='vehicle_velocity')
```

```
        c.addMember("initialSteerAngle", type=FloatType, units='angle')
```

```
        c.addMember("secondSteerAngle",  type=FloatType, units='angle')
```

```
        c.addMember("thirdSteerAngle",   type=FloatType, units='angle')
```

```
        c.addMember("steerFrequency",    type=FloatType, units='hz')
```

```
        c.addMember("steerScaleFactor",  type=FloatType)
```

```
    def __init__ (self, parent, **params):
```

```
        chassis_event.SDIEvent.__init__(self,parent)
```

```
        self.setDefaults()
```

```
        self.setParams (params)
```

```
    def setSIDefaults(self):
```

```

self.velocity      (25.0)
self.initialSteerAngle  (-280.5)
self.secondSteerAngle  ( 285.3)
self.thirdSteerAngle   ( 285.2)
self.steerScaleFactor  (2.11)
self.steerFrequency    (8.529)

def setEnglishDefaults(self):
    self.velocity      (55.0)
    self.initialSteerAngle  (-150.0)
    self.secondSteerAngle  ( 180.0)
    self.thirdSteerAngle   (-210.0)
    self.steerScaleFactor  (1.0)
    self.steerFrequency    (0.7)

def plotTemplate(self):
    return 'extended_fish_hook'

def reportTemplate(self):
    return 'extended_fishhook'

def alnsightResponseCatalogue(self):
    """Used in the Improve mode to deterime which
       catalogue of responses is appropriate for this event
    """
    return "fishhook"

def setGlobals (self,G):
    import road
    G.do_tire_lumpforce_requests = 1
    self.setConstantVelocity(G)
    self.piTraction.onTime(50)
    G.do_sdi = 1
    if self.useRoadGraphics:
        rg = road.RoadGraphics3LaneProperties(None)
        rg.startLocation([20000,0.0,G.body.tv[0]])
        rg.length      ( 500000.0)

```

```

rg.dashLength      ( 2500.0)
rg.dashSpace       ( 2500.0)
rg.dashWidth       ( 100.0)
rg.laneWidth       ( 100000.0)
rg.laneBorderWidth ( 150.0)
rg.grassWidth      ( 20000.0)
self.roadGraphic = rg

```

```
def instructSolver (self,G):
```

```
    from mdi.afc import dcf
```

```
    import dcf_extension
```

```
    # Setup steering motion function
```

```
    ampl1 = self.initialSteerAngle()
```

```
    ampl2 = self.secondSteerAngle()
```

```
    ampl3 = self.thirdSteerAngle()
```

```
    ampl12 = ampl2-ampl1
```

```
    ampl23 = ampl3-ampl2
```

```
    st_fac = self.steerScaleFactor()
```

```
    freq = self.steerFrequency()
```

```
    nn = 360.0
```

```
    rr = 0
```

```
    pp = abs(ampl1)/nn+rr
```

```
    cc = pp+freq
```

```
    dd = cc+abs(ampl12)/nn
```

```
    ee = dd+freq
```

```
    ff = ee+abs(ampl23)/nn
```

```
    steer_func_1 = '%gD*step(time, %g,0, %g,1)' % (ampl1,rr,pp)
```

```
    steer_func_2 = '%gD*step(time, %g,0, %g,1)' % (ampl12,cc,dd)
```

```
    steer_func_3 = '%gD*step(time, %g,0, %g,1)' % (ampl23,ee,ff)
```

```
    steer_func = '%g*(%s+%s+%s)' % (1.0,steer_func_1,steer_func_2,steer_func_3)
```

```
    maneuver = self.dcf.maneuver()
```

```
    maneuver.maneuverName('Extended Fish Hook Event')
```



```

maneuver.staticPrePhase().task(dcf.DcfStatic.Straight)
maneuver.initialSpeed(G.speed * G.MPH_TO_MMS)

mini = dcf.DcfMini(maneuver)
mini.name('EXTENDED_FISH_HOOK')

# Set demand types
steering = mini.steering()
throttle = mini.throttle()
braking = mini.braking()
gear = mini.gear()
clutch = mini.clutch()

# Initialize gear and clutch
dcf_extension.dcf_setConstantValue(gear,3)
dcf_extension.dcf_setConstantValue(clutch,0)

steering.actuatorType(dcf.DcfDemand.Rotation)
dcf_extension.dcf_setFunction(steering,steer_func)
# Use Chassis PI controllers
dcf_extension.dcf_setFunction(throttle,'VARVAL(995)')
dcf_extension.dcf_setFunction(braking,'VARVAL(996) * -1.0')

mini.abortTime(10.0*st_fac)
mini.stepSize(.01)
mini.hMax(G.hmax)

machine = mini.machine()
throttle.controlMethod(dcf.DcfDemand.Machine)
braking.controlMethod(dcf.DcfDemand.Machine)
machine.speedControl (dcf.DcfMachine.Maintain)
machine.velocity (G.speed * G.MPH_TO_MMS)

self.add_acf_com('INTEGRATOR/GSTIFF,ERR=0.025,HINIT=0.005,HMAX=0.01')
self.deactivate_element(element='SENSOR',id=1000)
self.deactivate_element(element='SENSOR',id=2000)
self.instructSolverSDI(G)

```

Ek-B Modifiye Edilmiş Fishhook Algoritması

```
#!/usr/bin/env python

from math import *

import sys

from types import *
from mdi.afc.afckernel import *
import chassis_event

class FishHook(chassis_event.SDIEvent):

    def register (self):
        c = Class (self)
        c.addMember("velocity",          type=FloatType, units='vehicle_velocity')
        c.addMember("initialSteerAngle",  type=FloatType, units='angle')
        c.addMember("secondSteerAngle",   type=FloatType, units='angle')
        c.addMember("delayDuration",     type=FloatType, units='time')
        c.addMember("initialTurnDirection", type=chassis_event.TurnDirection)
        c.addMember("secondTurnDirection", type=chassis_event.TurnDirection)

    def __init__ (self, parent, **params):
        chassis_event.SDIEvent.__init__(self,parent)
        self.setDefaults()
        self.setParams (params)

    def setSIDefaults(self):
        self.velocity      (40.0)
        self.initialSteerAngle (214.5)
        self.secondSteerAngle (1)
        self.delayDuration (18)
        self.initialTurnDirection (chassis_event.TurnDirection.Left)
        self.secondTurnDirection (chassis_event.TurnDirection.Right)
```

```

def setEnglishDefaults(self):
    self.velocity      (55.0)
    self.initialSteerAngle  (90)
    self.secondSteerAngle  (180)
    self.delayDuration    (.65)
    self.initialTurnDirection (chassis_event.TurnDirection.Left)
    self.secondTurnDirection (chassis_event.TurnDirection.Right)

def reportTemplate(self):
    return 'fishhook'

def plotTemplate(self):
    return 'fishhook'

def setGlobals (self,G):
    import grid
    self.setConstantVelocity(G)
    self.piTraction.offTime(0.2)
    G.do_sdi = 1

if self.useRoadGraphics:
    rg = grid.RoadGraphicsGridProperties(None)
    rg.centerLocation([-175000,-25000,G.body.tvvs[0]])
    rg.xLength  (500000)
    rg.yLength  (500000)
    rg.xGrids   (20)
    rg.yGrids   (20)
    self.roadGraphic = rg

def instructSolver (self,G):
    from mdi.afc import dcf
    import dcf_extension
    # Set steering motion for first part
    first_swa = self.initialSteerAngle()
    first_swa_end_time = first_swa/512.0

    first_step      =      '1.0*DTOR*STEP(TIME,0,0.00,%.3f,%.3f)'      %
    (first_swa_end_time,first_swa)

```

```

if self.initialTurnDirection() == chassis_event.TurnDirection.Left:
    first_step = "-" + first_step

# Set steering motion for second part
second_swa = self.secondSteerAngle()
cc = self.delayDuration()
second_swa_start_time = first_swa_end_time + cc*0.99
second_swa_end_time = second_swa/512.0 + second_swa_start_time

second_step = '1.0*DTOR*STEP(TIME,%0.3f,0.00,%0.3f,%0.3f)' %
(second_swa_start_time,second_swa_end_time,second_swa)
if self.secondTurnDirection() == chassis_event.TurnDirection.Left:
    second_step = "-" + second_step

steer_func = '-(%s+%s)' % (first_step,second_step)

maneuver = self.dcf.maneuver()
maneuver.maneuverName('Fish Hook Event')
maneuver.staticPrePhase().task(dcf.DcfStatic.Straight)

maneuver.initialSpeed(G.speed * G.MPH_TO_MMS)

mini = dcf.DcfMini(maneuver)
mini.name('FISH_HOOK')

# Set demand types
steering = mini.steering()
throttle = mini.throttle()
braking = mini.braking()
gear = mini.gear()
clutch = mini.clutch()

# Initialize gear and clutch
dcf_extension.dcf_setConstantValue(gear,3)
dcf_extension.dcf_setConstantValue(clutch,0)

steering.actuatorType(dcf.DcfDemand.Rotation)
dcf_extension.dcf_setFunction(steering,steer_func)

```

```
# Use Chassis PI controllers
dcf_extension.dcf_setFunction(throttle,'VARVAL(995)')
dcf_extension.dcf_setFunction(braking,'VARVAL(996) * -1.0')

mini.abortTime(cc)
mini.stepSize(.01)
mini.hMax(G.hmax)

machine = mini.machine()
throttle.controlMethod(dcf.DcfDemand.Machine)
braking.controlMethod(dcf.DcfDemand.Machine)
machine.speedControl (dcf.DcfMachine.Maintain)
machine.velocity (G.speed * G.MPH_TO_MMS)

self.instructSolverSDI(G)
```

ÖZGEÇMİŞ

Kemal Gülbudak 1979 yılında Bursa'da doğdu. İlköğrenimini tamamladıktan sonra orta ve lise tahsilini Balıkesir Sırrı Yırcalı Anadolu Lisesi'nde gerçekleştirdi. 1997 yılında Ortadoğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazandı ve Haziran 2001'de Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2002'de ise Havacılık Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2005-2006 yılları arasında Sakarya Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü'nde MBA eğitimini tamamladı. 2006 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü'nde Yüksek Lisans yapmaya hak kazandı.

2004-2008 yılları arasında Ford Otosan Ürün Geliştirme Bölümünde çalıştı. 2008 Ocak ayından bu yana General Electric Marmara Technology Center'da çalışmaktadır.