

T.C.
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ-CERRAHPAŞA
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



YÜKSEK LİSANS TEZİ

KAMYON YAN ETEKLERİNİN TİTREŞİM KAYNAKLI
YORULMA ANALİZİ

Ergin KAYA

DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Şule KAPKIN

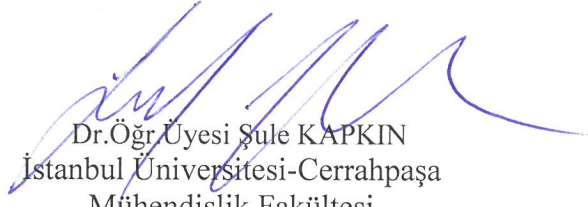
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

İSTANBUL-2019

Bu çalışma 26.06.2019 Tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı, Makine Mühendisliğı Programı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

TEZ JÜRİSİ



Dr.Öğr. Üyesi Şule KAPKIN
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi



Prof. Dr. Erol UZAL
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi



Prof. Dr. Metin Orhan KAYA
İstanbul Teknik Üniversitesi
Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi



20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa’nın abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Lisansüstü Eğitim Enstitüsü’nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

[Bu tez, İstanbul Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yürütücü Sekreterliğinin numaralı projesi ile desteklenmiştir. |

[Bu tez, numaralı projesi ile desteklenmiştir. |

ÖNSÖZ

Eğitim ve öğretim hayatım süresince bana her zaman destek olan değerli aileme, lisans ve yüksek lisans eğitimim süresince bana her zaman destek olan ve yol gösteren kıymetli hocam ve danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Şule Kapkın'a, yüksek lisans eğitimimi ve tez çalışmamı destekleyen Ford Otomotiv Sanayii A.Ş. firmasına ve özellikle şefim Mehmet Burak Yegin'e yüksek lisans eğitimim boyunca verdiği desteklerden dolayı teşekkürlerimi sunarım. |

[Haziran 2019]

[Ergin KAYA]



İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ	ivv
İÇİNDEKİLER.....	v
ŞEKİL LİSTESİ	vviii
TABLO LİSTESİ.....	x
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ	xx
ÖZET	xiii
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. OTOMOTİV PARÇALARINDA YORULMA HASARI VE ÖMÜR	1
1.2. YORULMA HASARININ TARİHÇESİ	3
1.3. ARAÇLARDA YAPISAL DAYANIM ANALİZLERİ VE FİZİKSEL TEST	5
1.4. TEZİN AMACI.....	6
2. GENEL KISIMLAR.....	7
2.1. YORULMA TEORİSİNİN TEMELLERİ.....	7
2.1.1. Toplam Ömür Metodu	9
2.1.2. Gerinim Ömür Metodu	15
2.1.3. Kırılma Mekanikliği Metodu	18
2.2. MEKANİK TİTREŞİM TEMELLERİ.....	19
3. MALZEME VE YÖNTEM.....	22
3.1. KAMYON YAN ETEKLERİ VE ŞASİSİ	22
3.2. KAMYON YAN ETEKLERİNİN TASARIM İNCELEMESİ.....	23
3.3. KAMYON ŞASİSİNE BAĞLI PARÇALARDA YORULMA HASARI	26
3.4. ARAÇLARDA YORULMA DAYANIMI YOL TESTLERİ	28
3.5. ARAÇLARDA YORULMA DAYANIMI LABORATUVAR TESTLERİ	32
4. BULGULAR.....	35
4.1. KAMYON YAN ETEKLERİNİN YAPISAL DAYANIM ANALİZLERİ.....	35
4.2. KAMYON YAN ETEKLERİNİN STATİK ANALİZLERİ.....	37
4.2.1. Basamaklı Panel İçin Statik Basma Analizi	37
4.2.2. Statik Panel Çekme Analizi	46
4.3. KAMYON YAN ETEKLERİNİN DİNAMİK ANALİZLERİ	52

4.3.1. Kamyon Yan Etekleri İçin Yol Verisi Toplanması	52
4.3.2. Kamyon Yan Etekleri İçin Sonlu Elemanlar Analiz Modelinin Hazırlanması...	56
4.3.3. Kamyon Yan Eteklerinin Modal Analizi	58
4.3.4. Kamyon Yan Eteklerinin Frekans Cevap Analizi.....	63
4.3.5. Kamyon Yan Eteklerinin Yorulma Ömür Analizi.....	66
4.3.6. Kamyon Yan Eteklerinin Optimizasyonu.....	68
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	70
KAYNAKLAR.....	72
EKLER	73
ÖZGEÇMİŞ	74

|



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1: Yorulma hasarına uğramış yapı elemanı	2
Şekil 1.2: Araç için yorulma etkenleri	2
Şekil 1.3: Yol simülatörü	3
Şekil 1.4: Kırılan aks kesiti	3
Şekil 1.5: Wohler deneyi	4
Şekil 1.6: Test tabanlı yorulma tasarımı	5
Şekil 1.7: CAE tabanlı yorulma tasarımı	6
Şekil 2.1: Kırılma hasarı başlangıcı	7
Şekil 2.2: Yorulma kaynaklı aks kırılması	8
Şekil 2.3: Yorulmaya etki eden faktörler	8
Şekil 2.4: Tasarım iyileştirme örneği	9
Şekil 2.5: Tam değişken yükleme ile bir yapıdaki gerilmenin zamana bağlı değişimi	10
Şekil 2.6: Wohler deneyi ve eğrisi	12
Şekil 2.7: S-N eğrisi	12
Şekil 2.8: Bir çeliğe ait gerilme genliği ömür eğrisi	13
Şekil 2.9: Bir çeliğe ait S-N eğrisi	14
Şekil 2.10: Elastik bir malzemeye ait gerilme-gerine eğrisi	16
Şekil 2.11: Döngüsel gerilme – gerinim diyagramı	17
Şekil 2.12: Bir çeliğe ait gerinim genliği – yorulma ömrü eğrisi	18
Şekil 2.13: Titreşim sisteminin elemanları	19
Şekil 2.14: Tek serbestlik dereceli sistemler	19
Şekil 2.15: İki serbestlik dereceli sistemler	20
Şekil 2.16: Tek serbestlik dereceli sistem hareket denklemleri	21
Şekil 2.17: Tek serbestlik dereceli sönümlü titreşim	21
Şekil 3.1: Kamyon şasisi	22
Şekil 3.2: Kamyon yan eteği	23
Şekil 3.3: Kamyon yan eteği basamaklı taraf	23
Şekil 3.4: Kamyon yan eteğine ait parçalar	24
Şekil 3.5: Kamyon yan eteği pnömatik açılma mekanizması örneği	25
Şekil 3.6: Kamyon yan eteği halatlı kilit açılma mekanizması örneği	25

Şekil 3.7: Şasiye bağlı çamurluk kapama parçasının titreşim kaynaklı kırılması	26
Şekil 3.8: Titreşim kaynaklı meydana gelen yorulma kırılması	27
Şekil 3.9: Zamana bağlı olarak cıvata kesmesi	27
Şekil 3.10: İnönü test pisti	28
Şekil 3.11 : Test pisti yol profilleri	29
Şekil 3.12 : İnönü test pisti yol profilleri	29
Şekil 3.13 : Rezonans ve darbe yol profili	31
Şekil 3.14 : Zıplama tümsekleri yol profili	31
Şekil 3.15 : Yüklü durumda iken yol testine giren araç	31
Şekil 3.16 : Binek araç için 4-poster test sistemi	32
Şekil 3.17 : Ford Otosan araç ve sistem test merkezi iklimatik oda	33
Şekil 3.18 : Dingil etkili taşıt testi	33
Şekil 3.19 : Tekerlek etkili taşıt testi	34
Şekil 4.1 : Yan etek statik basma analizi	35
Şekil 4.2 : Yan etek statik çekme analizi	36
Şekil 4.3 : Kamyon yan eteklerinin titreşim analizi şeması	37
Şekil 4.4 : Kamyon yan etek basamağı	37
Şekil 4.5 : ANSA programı arayüzü	38
Şekil 4.6 : ANSA model görünümü	39
Şekil 4.7 : Ağ örme	39
Şekil 4.8 : Sınır şartlarının girilmesi	40
Şekil 4.9 : Üst basamağa z yönünde yükleme	41
Şekil 4.10 : Yükleme verilerinin girilmesi	41
Şekil 4.11 : Analiz çıktılarının girilmesi	42
Şekil 4.12 : METAPOST programı arayüzü	43
Şekil 4.13 : Basamak ilk tasarımı	44
Şekil 4.14 : Basamak son tasarımı	44
Şekil 4.15 : Üst basamak için analiz sonuçları	45
Şekil 4.16 : Alt basamak için analiz sonuçları	45
Şekil 4.17 : Sınır koşullarının belirlenmesi	46
Şekil 4.18 : Kuvvet uygulanacak alanın rijit olarak tutulması	47
Şekil 4.19 : Kuvvet değerinin ve yönünün tanımlanması	48
Şekil 4.20 : Analiz çıktılarının belirlenmesi	49
Şekil 4.21 : Tasarımın ilk hali	50

Şekil 4.22 : Tasarımın son hali	50
Şekil 4.23 : Sağ panel ön tarafa ait analiz sonuçları	51
Şekil 4.24 : Sağ panel arka tarafa ait analiz sonuçları	51
Şekil 4.25 : İvme ölçer ve gerinim ölçer lokasyonları	53
Şekil 4.26 : Yol yükü datasından elde edilen ivme - zaman verileri	54
Şekil 4.27 : Sol – sağ yan etekleri üzerine gelen ivme verileri	55
Şekil 4.28 : Şasi ve döküm braketle yerleştirilen ivme ölçer lokasyonları	55
Şekil 4.29 : Sonlu elemanlar ağ tipleri	57
Şekil 4.30 : Sonlu elemanlar ağ boyutları	57
Şekil 4.31 : ANSA programında oluşturulmuş analiz modeli	58
Şekil 4.32 : Modal analiz için nastran modelinin oluşturulması	59
Şekil 4.33 : Nastran SOL103 çözücüsü	60
Şekil 4.34 : Fiziksel yol testi sonucu meydana gelen yorulma kırığı	61
Şekil 4.35 : Döküm braket tasarımının güçlendirilmesi	62
Şekil 4.36 : Nastran SOL111 çözücüsü	64
Şekil 4.37 : Karşılaştırmalı frekans cevap analizi sonucu	64
Şekil 4.38 : Analiz ve test sonucu	65
Şekil 4.39 : Sonlu elemanlar yorulma analizi şeması	66
Şekil 4.40 : Farklı malzemeler için yorulma eğrileri	67
Şekil 4.41 : Metal braket için yorulma analizi sonuçları	68
Şekil 4.42 : Döküm braket için optimizasyon çalışması	68
Şekil 4.43 : Döküm braket için iyileştirme çalışması	69

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 3.1: Ağır ticari araç dayanım ömür test prosedürü	30
Tablo 4.1: Yan etek sisteminin doğal frekansları	60
Tablo 4.2: Yan etek sisteminin karşılaştırmalı doğal frekansları	62
Tablo 4.4: Yan etek sisteminin karşılaştırmalı frekans cevap analizi sonuçları	65



SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
N	: Tekrar sayısı
S	: Gerilme
S_r	: Gerilme aralığı
$S_{\max}$	: Maksimum gerilme
$S_{\min}$	: Minimum gerilme
S_a	: Gerilme genliği
R	: Gerilme oranı
A	: Genlik oranı
S_m	: Ortalama gerilme
b	: Yorulma dayanım üssü
S_f	: Yorulma dayanım sabiti
N_f	: Yorulma hasarına kadar olan tekrar sayısı
E	: Elastisite modülü
σ	: Gerilme
ϵ_e	: Elastik gerinim
ϵ_p	: Plastik gerinim
ϵ	: Toplam gerinim
K	: Malzemeye bağlı bir sabit
n	: Gerilme ile plastik gerinim arasındaki bağlantıyı gösteren sabit
$\Delta\sigma$	: Gerilme genliği
$\Delta\epsilon_e$	: Elastik gerinim genliği
$\Delta\epsilon_p$	: Plastik gerinim genliği
ϵ_f	: Yorulma süneklik katsayısı
c	: Yorulma süneklik sabiti
$\Delta\epsilon$	: Toplam gerinim genliği
U	: Yer değişimi
RF	: Tepki kuvveti
g	: Yerçekimi ivmesi
m	: Kütle

Kısaltmalar**Açıklama**

CAD	: Bilgisayar destekli tasarım (Computer aided design)
CAE	: Bilgisayar destekli mühendislik (Computer aided engineering)
Hz	: Hertz
MPa	: Mega pascal
N	: Newton
mm	: Milimetre
kg	: Kilogram



ÖZET

KAMYON YAN ETEKLERİNİN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ergin KAYA

İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Şule KAPKIN

Otomotiv yapılarının yapısal dayanımı büyük öneme sahiptir. Araç tasarımı ve geliştirme sürecinde müşteri beklentisi ön planda tutulur. Araç üzerindeki yapısal parçalar garanti süreleri boyunca fonksiyonlarını kaybetmeyecek şekilde tasarlanırlar. Araçlar için garanti süresi firmadan firmaya değişiklik göstermektedir. Genel olarak hafif ticari araçlar ve orta yüklü ticari araçlar için garanti süresi 300.000 kilometredir. Ağır ticari araçlar için ise bu değer yaklaşık 1.000.000 kilometredir.

Otomotiv yapıları statik, dinamik, yorulma yükleri altında herhangi bir kırılma problemi yaşamayacak şekilde tasarlanır ve test edilirler. Otomotiv yapılarında meydana gelen hasarların büyük çoğunluğu titreşim kaynaklı yorulma kaynaklıdır. Bu kırıkların yaşanmaması için ürün geliştirme tasarım aşamasında bilgisayar destekli mühendislik programları ile sonlu elemanlar analizleri yapılır ve fiziksel testler yol ve laboratuvar testleri gerçekleştirilir. Yol testleri için özel test parkularında farklı yol profillerinde testler gerçekleştirilir.

Bu tez çalışmasında ağır ticari araç grubuna giren kamyonların şasisine bağlı yan etek sistemlerinin yapısal tasarım çalışmaları incelenmiştir.

Kamyon yan etekleri tasarım sürecinde fiziksel testleri sağlayacak şekilde birçok tasarım iterasyon çalışması yapılmış ve her bir iterasyondan sonra bilgisayar destekli mühendislik programları aracılığı ile sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Çalışmalar tüm kriterleri sağlayan tasarımı elde edene kadar devam etmiştir.

Bu tez kapsamında ANSA programında sonlu elemanlar modeli kurulmuştur, ABAQUS programı ile statik analizler yapılmıştır, NASTRAN programı ile dinamik analizler yapılmıştır. Yorulma analizleri için FEMFAT programı ve FORD firmasının kendi iç yazılımı olan yorulma programları kullanılmıştır.

Yapılan bu analiz çalışmaları ile fiziksel testlerde ortaya çıkabilecek kırılma problemi tespit edilmiştir. CAE & Test korelasyonunu görmek için testler yapılmış ve sonlu elemanlar analizinin doğruluğu ispatlanmıştır. Sonlu elemanlar analiz programlarında tespit edilen kritik noktalar için tasarım güçlendirmeleri yapılmış ve analiz sonuçları kriterleri sağlayacak duruma getirilmiştir.

Analiz onayları alındıktan sonra sistem için optimizasyon çalışması yapılmıştır. Günümüz otomotiv sektöründe hafiflik çok önemlidir. Bu kapsamda kamyon yan etek sistemi yapısal dayanımdan ödün vermeyecek şekilde hafifleştirilmiş ve analizler ile doğrulanmıştır.

Bilgisayar destekli mühendislik onayı alındıktan sonra komponent seviyesi ve sistem seviyesi statik, dinamik ve yorulma testleri planlanmıştır. Nihai tasarım ile yapılan tüm fiziksel testler başarı ile tamamlanmış ve kamyon yan etekleri sistemi için tasarım onayı verilmiştir. |

Haziran 2019, 90. sayfa.

Anahtar kelimeler: |Bilgisayar destekli mühendislik, Titreşim kaynaklı yorulma, Sonlu elemanlar yöntemi, Titreşim, Yorulma, Doğal Frekans |

SUMMARY

VIBRATION BASED FATIGUE ANALYSIS OF TRUCK SIDESKIRT

M.Sc. THESIS

Ergin KAYA

Istanbul University-Cerrahpasa

Institute of Graduate Studies

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assist. Prof. Dr. Şule KAPKIN

Structural durability of automotive structures have a great importance and customer expectation evaluated during vehicle design and development. Structural parts on the vehicle are designed to perform their functions to be able to cover manufacturer's warranty period. Warranty periods are determined by the companies and these periods may differ according to type of the company and the vehicle. The warranty period for light and medium commercial vehicles is around three hundred thousand kilometers, for heavy commercial vehicles this value is around a million kilometers.

Structural parts on the vehicle should be design and test against static, dinamic and fatigue failures. Structural parts failures are generally occurs due to vibrational fatigue. These design study can be virtual test like computer aided engineering analysis or physical test like laboratory test or road test. Virtual test can be perform with computer aided enginnering programs by using finite element method. Physical tests can be perform on laboratory or road testing.

In this thesis study, structural design of a heavy commercial vehicles sideskirts is investigated. Static, dynamic and fatigue analysis were performed during the structural design of sideskirt study and physical road and laboratory tests were performed. ANSA, ABAQUS, NASTRAN, FEMFAT and FDYNM computer aided engineering software were used.

June 2019, 90, pages.

Keywords: Computer aided engineering, Vibrational fatigue, Finite element method, Vibration, Fatigue, Natural frequencies



1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe rekabet, müşteri beklentileri ve getirilen düzenlemeler şirketlerin ürünlerini geliştirirken ihtiyaç duyulan mühendislik hesaplamalarında artışı ortaya çıkarmıştır. Bu durum, ürün güvenilirliği ve dayanımından ödün vermeden daha kullanışlı ve ekonomik ürünlerin kısa sürede tasarlanmasını ve pazara sürülmesini gerektirmektedir.

Bilgisayar destekli tasarım ve analiz yetenekleri, ürün geliştirme safhasında üründe oluşabilecek risk ve avantajların önceden ortaya çıkartılmasına ve aday prototiplerin oluşturulmasında önemli bir yer tutmaktadır.

Yapısal dayanım (dayanıklılık) ürün geliştirme sürecinde önemli bir yer tutmaktadır. Bilgisayar destekli tasarımı ve testleri gerektirir. Dayanım testleri genellikle test düzenekleri kurularak yapılmakta, bilgisayarlı tasarımda statik ve yorulma analizleri gerçekleştirilmektedir.

Araçlar ömürleri boyunca yapısal dayanımlarını koruyacak, fonksiyonel olarak bir problem oluşturmayacak şekilde tasarlanırlar.

1.1 OTOMOTİV PARÇALARINDA YORULMA HASARI VE ÖMÜR

Bir makine parçası veya yapı elemanı üzerinde tekrarlanan ve/veya zamana bağlı değişken yükleme altında oluşan gerilmeler parçanın malzemesinin kopma dayanımından küçük olmasına rağmen belirli bir tekrarlama sayısı sonunda metal yüzeyinde bir çatlama ve bu çatlama sonucunda parçada kopma meydana gelir. Malzeme içerisinde bulunan bir çatlak veya kusurun yükleme neticesinde büyüyüp kritik çatlak boyunu geçmesine yorulma denir.

Yorulma, normalde tek sefer uygulandığında herhangi bir hasar meydana getirmeyecek seviyede olan ancak tekrarlı şekilde uygulandığında hasar meydana getiren kırılma durumudur.

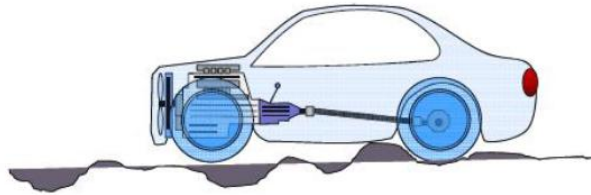
Araçlar kullanım ömürleri süresince farklı yükleme koşulları altında çalışırlar. Bu koşullar aracın kullanıldığı bölgedeki yol türüne, araç kullanıcısının kullanımına, aracın kullanım amacına ve taşıdığı yüke bağlı olarak değişir.

Otomotiv sektöründe araçlar garanti süresi boyunca görevlerini yerine getirecek şekilde tasarlanırlar. Ağır ticari araçlarda garanti süresi firmadan firmaya değişmek ile birlikte ortalama bir milyon kilometredir. Araç üzerinde bulunan yapısal parçalar üzerinde kullanım ömürleri süresince etkiyen statik veya dinamik yükler sebebi ile hasar meydana gelir. Meydana gelen bu hasar sonucunda yapısal parçalar fonksiyonelliğini yitirir ve görevlerini yerine getiremeyecek duruma gelirler. Bunun sonucunda ise can ve mal kayıplarına sebep olacak tehlikeli kazalar yaşanabilir.



Şekil 1.1: Yorulma hasarına uğramış yapı elemanı

Araçlar için yorulmaya neden olan etkiler yol kaynaklı etkiler ve güç aktarma kaynaklı etkiler olmak üzere iki ana bölümde toplanır. Yol kaynaklı etkiler, göreceli olarak düşük frekanslıdır. Yol profili, lastik profili ve araç dinamiği bu gruba girer. Güç aktarma kaynaklı etkiler ise göreceli olarak yüksek frekanslıdır. Motor ve aktarım organları kaynaklı harmonik etkiler bu gruba girer.



Şekil 1.2: Araç için yorulma etkenleri

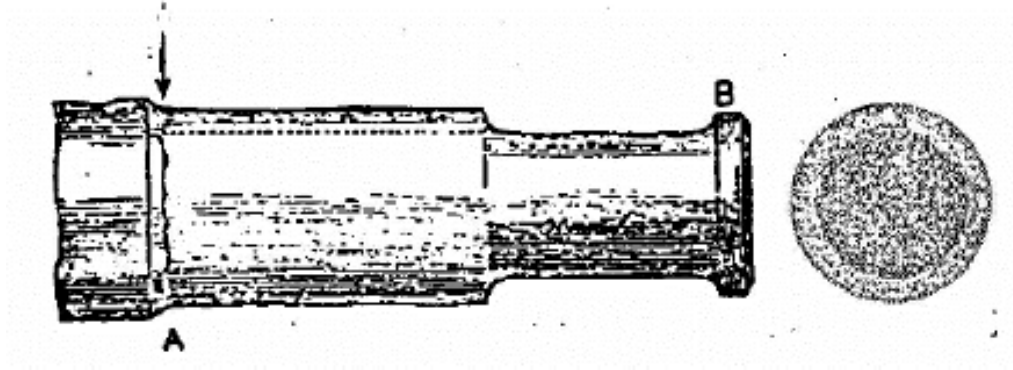
Yol kaynaklı etkiler için test parkuru, yol simülatörü (4-poster) ve komponent testleri yapılmaktadır. Güç aktarma kaynaklı etkiler için ise dinamometre ve elektro-dinamik sarsıcı testleri yapılmaktadır.



Şekil 1.3: Yol simülatörü

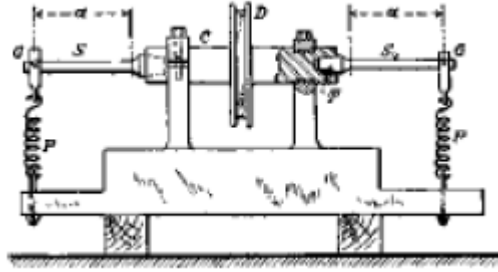
1.2 YORULMA HASARININ TARİHÇESİ

Dünyadaki ilk büyük ulaşım kazası 11 Mayıs 1842 tarihinde gerçekleşen Versay tren kazası olarak bilinmektedir. Bu kazanın ana nedeni yorulma hasarına bağlı olarak aks kırılmış ve motor yere düşmüştür. Yolcu bölümünde yıkım ve yangın sonucu can kayıpları meydana gelen kaza sonucu bilim adamları detaylı olarak metal yorulması hakkında çalışmalara başlamışlardır. [1]



Şekil 1.4: Kırılan aks kesiti

August Wohler demir yolu akslarındaki kırıkların sebebini anlamak için ilk yorulma deneylerini gerçekleştirdi. Demir yolu raylarını eğilme, burulma ve eksenel yüklemelere maruz kalacak şekilde farklı çevrim sayıları ile test etmiştir. Yapılan bu deneyler sonucunda çeliğin tekrarlı yükler altında akma gerilmesinin altında olduğu halde kırıldığı görülmüştür. Yorulma ömrünü belirleyenin maksimum gerilmeden ziyade uygulanan gerilme aralığı olduğu görülmüştür. Belirli bir gerilme aralığı limitinde çeliğin sonsuz ömüre sahip olduğu görülmüştür. Son olarak bu deneyler sonucunda maksimum gerilme arttıkça sonsuz ömür gerilme aralığının düştüğü görülmüştür. [2]



Şekil 1.5: Wohler deneyi

Bauschinger 1870 yılında malzemelerin çevrimsel çekme deneylerini yapıyor. Kendi adıyla anılan etkiyi belirliyor.

Goodman 1890 yılında Wohler'in bilgilerini inceliyor. Ortalama gerilmenin yorulma ömrüne olan etkisine dair ampirik bir formül geliştiriyor.

Miner 1945 yılında hasarın birikimli toplanmasına dair çalışmalar yapıyor.

Rahman sonlu elemanlar yöntemini kullanarak analiz yapmıştır. Titreşim kaynaklı yorulmayı zaman eksenindeki yol yükleri ile incelemiştir. [3].

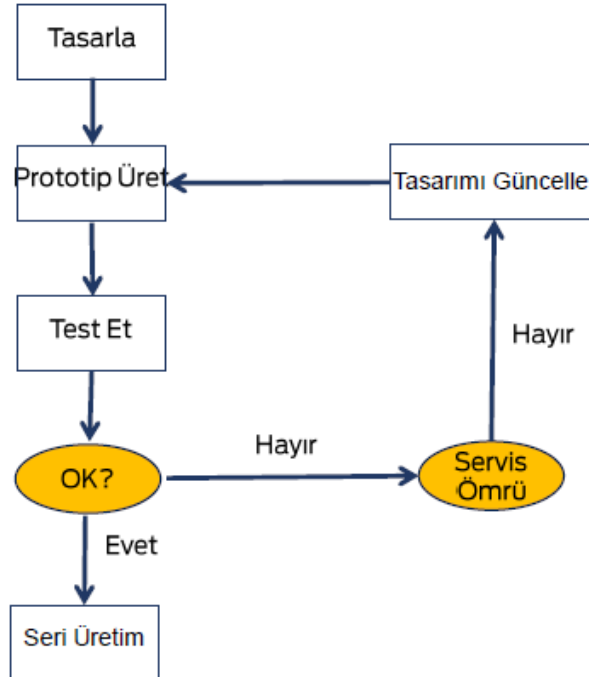
Witteveen ve Firscher modal gerilme değerlerini kullanarak mod süperpozisyon yöntemi ile yorulma ömrünü hesaplamışlar ve çalışmalarını diğer yorulma ömrü hesabı için kullanılan yöntemler ile kıyaslamışlardır. Yaptıkları bu çalışmalarını otomotiv sektörüne uyarlamışlar ve araç üzerinde sonlu elemanlar analizi ile elde ettikleri sonuçları rig testi ile doğrulamışlardır. Bu çalışma sonucunda sönüm oranının titreşim kaynaklı yorulma analizi için en önemli parametrelerden birisi olduğunu ortaya koymuşlardır. [4]

1.3 ARAÇLARDA YAPISAL DAYANIM ANALİZLERİ VE FİZİKSEL TEST

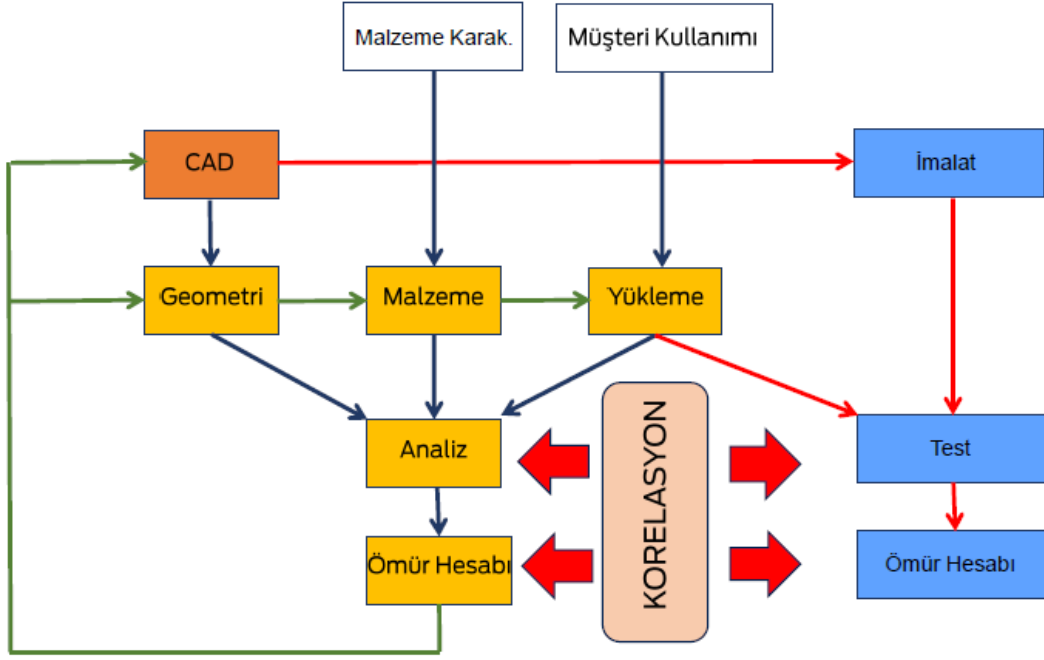
Ürün geliştirme fazında araçlar seri üretime geçmeden ve müşteriye satılmadan önce yapısal dayanım ve titreşim analizleri sonlu elemanlar programları ile gerçekleştirilir. Sonlu elemanlar analizleri sonrasında nihai halini alan tasarım dondurulur ve prototip olarak fiziksel parça üretilir. Sonrasında ise prototip parçalar üzerinde fiziksel testler ile doğrulama yapılır.

Ürün geliştirme aşamasında sonlu elemanlar yöntemi ile bilgisayar destekli mühendislik (CAE) çalışması ile test maliyetlerini azaltmak, her tasarım için test ihtiyacının önüne geçmek, zamandan kazanmak, tasarım konseptini doğrulamak, tasarım sürecinin ileri aşamalarında daha az modifikasyon, optimize edilen parçalar ile ağırlık kazancı sağlamak, CAE analizleri ile simülasyonla görselleştirme, minimum sayıda fiziksel parça üretilmesini ve test yapılmasını sağlamak, tasarım çevrim zamanlarını kısaltmak, tasarım maliyetinden kazanç sağlamak...vb olmak üzere birçok fayda sağlanmaktadır.

Yapısal dayanım ve titreşim testleri test merkezlerinde parça seviyesinde testler yapılması ve yol pistlerinde bütün aracın test edilmesi ile gerçekleştirilmektedir. Yapısal dayanım yorulma tasarımı test tabanlı ve CAE tabanlı olarak yapılmaktadır.



Şekil 1.6: Test tabanlı yorulma tasarımı



Şekil 1.7: CAE tabanlı yorulma tasarımı

1.4 TEZİN AMACI

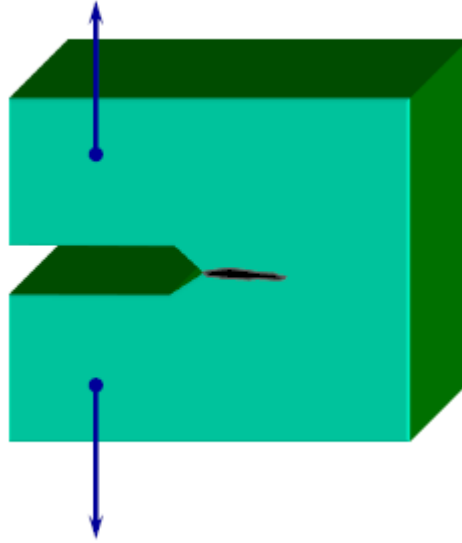
Bu tezin içeriğinde ağır ticari bir araçta şaseye bağlı olan yan eteklerin ürün geliştirme fazında sonlu elemanlar metodu ile bilgisayar destekli mühendislik (CAE) uygulamaları ile yapısal dayanım statik ve dinamik yorulma analizleri süreci, yapılan analizler sonucunda tasarımın dondurulması, üretilen prototiplerin araç üzerinde yol testi sürecini ve fiziksel test sonucunda meydana gelen kırıkların incelenmesi ve CAE analizleri ile yeniden tasarımın güçlendirilmesini ve güçlendirilen tasarım ile yenide yol testinde yapısal dayanım onayının alınması süreci işlenecektir. Yapısal dayanımı onayı alındıktan sonra parça seri üretime geçmekte ve araç müşteriye satılmaktadır.

Yapısal dayanım analizleri için ANSA yazılımı kullanılmıştır. ANSA yazılımı ile analiz modeli hazırlanmaktadır, bu aşama ön işlemci olarak geçmektedir. İşlemci kısmında ise bu program içine gömülü olan NASTRAN, ABAQUS yazılımları ile Ford Otosan firmasının kendi iç yazılımı olan yorulma programı ve FEMFAT programı kullanılmıştır. Yapılan bu analiz sonuçları ile tasarım iyileştirme çalışmaları yapılmış ve fiziksel test için bilgisayar destekli mühendislik onayı alınmıştır. |

2. GENEL KISIMLAR

2.1 YORULMA TEORİSİNİN TEMELLERİ

Makine elemanları çoğunlukla dinamik yüklere maruz kalırlar. Bu sebepten dolayı gerilme büyüklükleri zamana bağlı değişkenlik gösterir. Dönen millerde kuvvet sabit olmasına rağmen gerilmeler değişkendir. Bu tür üzerinde değişken gerilme oluşan makine elemanları akma dayanımlarının altındaki gerilmelerde bile zaman içinde parça üzerinde hasar oluşabilir. Değişken yükler altında makine elemanlarında oluşan bu hasar yorulma olarak adlandırılır. Makine elemanlarında yer alan pim deliği, vida dişi, fatura, kama yuvası gibi çeşitli süreksizlikler yorulma hasarının daha hızlı meydana gelmesine neden olur. Yorulma, normalde tek sefer uygulandığında herhangi bir hasar meydana getirmeyen ancak tekrarlı şekilde uygulandığında çatlak veya kırılma hasarı oluşması durumudur.



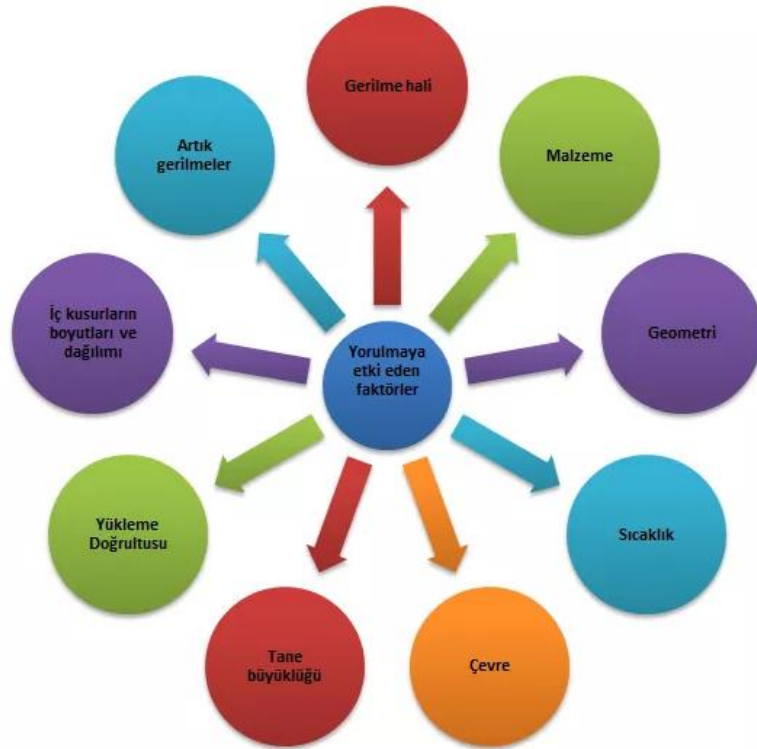
Şekil 2.1: Kırılma hasarı başlangıcı

Yorulma hasarının ilk aşamasında yapıda küçük çatlak oluşur. İkinci aşamada çatlağın ucu elastik plastik gerilme ortamında gelişir. Sonrasında çatlak makro ölçekte yapıdaki elastik gerilmeler altında büyür ve kırılma meydana gelir. Yorulma kırıklarında hasar malzeme içinde olan veya oluşan mikro çatlakların ilerleyerek büyümesi sonucunda ortaya çıkar.



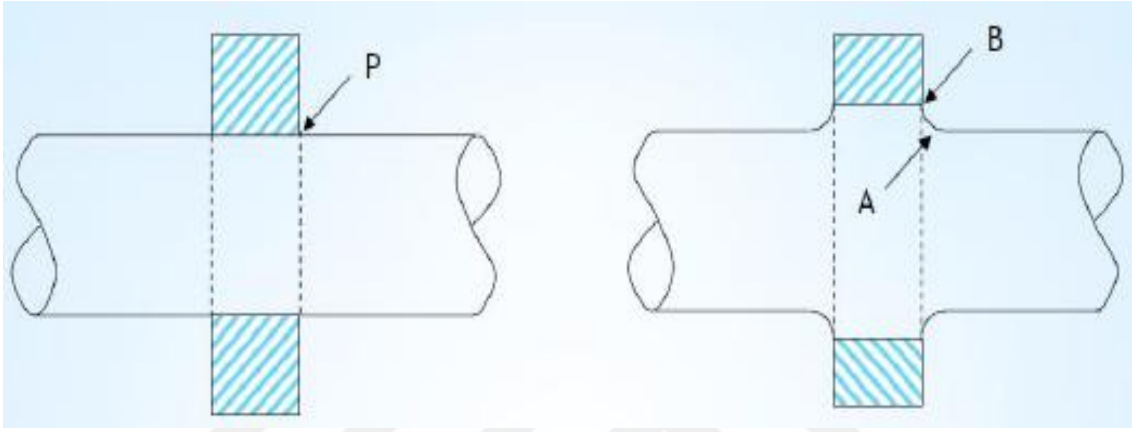
Şekil 2.2: Yorulma kaynaklı aks kırılması

Yorulma hasarı düşük çevrimli yorulma ve yüksek çevrimli yorulma olmak üzere ikiye ayrılır. Yorulma ömrü belirlenirken sisteme etki eden yüklerin tekrar sayısı N olmak üzere, eğer $1 \leq N \leq 10^3$ ise düşük çevrimli yorulma ve $N > 10^3$ ise yüksek çevrimli yorulma olarak adlandırılırlar. Yorulma ömrünün belirlenmesinde ise üç ana yaklaşım vardır ve bunlar gerilme – ömür, gerinim – ömür ve kırılma mekaniği yaklaşımlarıdır.



Şekil 2.3: Yorulmaya etki eden faktörler

Otomotiv sektöründe ürün geliştirme aşamasında yapısal dayanım analizi sürecinde, değişken dinamik kuvvetlere maruz kalan parçalara uygun yöntemlerle gerilme, statik, dinamik ve yorulma analizlerinin yapılması ve dayanım açısından zayıf bölgelerin tespit edilmesi, yapısal dayanım onay sürecinin en kritik aşamasıdır. Otomotiv sektöründe araç tasarım ve ürün geliştirme sürecinde parçaların yapısal dayanım ve titreşim analizlerinden ve fiziksel testlerinden onay alması önemli ve zorunlu bir kriterdir.



Şekil 2.4: Tasarım iyileştirme örneği

2.1.1 Toplam Ömür Metodu

Toplam ömür metodu lokal elastik gerilmeyi ve genel kesiti toplam ömürle ilişkilendirir. Gerilme ömür yaklaşımı olarak da tanımlanan toplam ömür yaklaşımı malzemenin elastik bölgede kalacak şekilde yüklemelere maruz kaldığı, plastik gerinimin olmadığı durumlar için daha doğru sonuç veren bir yaklaşımdır. Yani bu durum yüksek çevrimli yorulma durumları için daha doğru sonuç vermektedir.

Gerilme ömür yaklaşımında yorulma hasarına neden olan en önemli parametre tekrarlı gerilmelerdir. Etkin olduğu alan yüksek çevrimli yorulma bölgesidir. Kalıcı şekil değişimi etkin parçalar ve yapılar için uygun değildir. Özellikle malzemenin elastik bölgesinde kalan yorulma davranışlarında kullanıma uygundur.

Gerilme ömür yaklaşımında gerilme aralığı S_r , maksimum gerilme S_{max} , ile minimum gerilme S_{min} , arasındaki farktır. Gerilme genliği S_a ise gerilme aralığının yarısına eşittir.

$$S_r = S_{max} - S_{min} \quad (2.1)$$

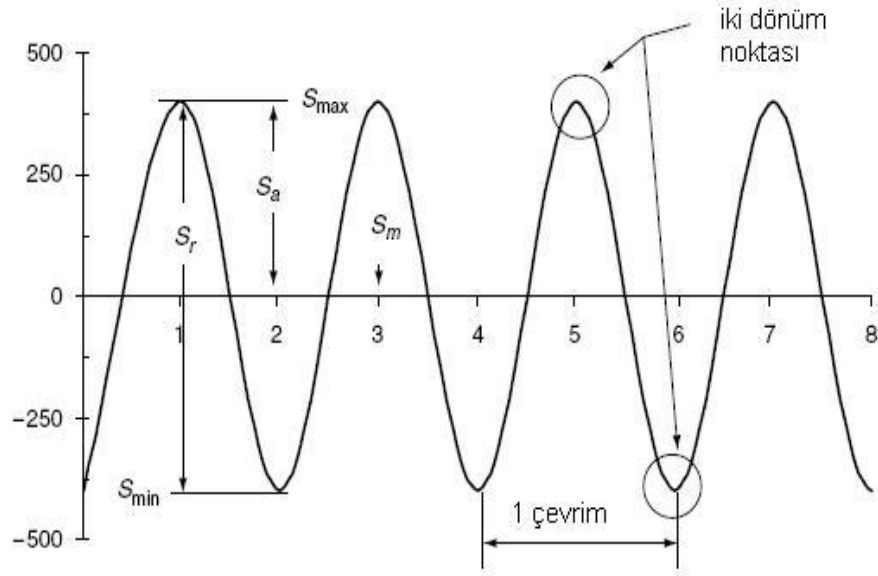
$$S_a = \frac{S_r}{2} \quad (2.2)$$

S_r : Gerilme aralığı

S_{max} : Maksimum gerilme

S_{min} : Minimum gerilme

S_a : Gerilme genliği



Şekil 2.5: Tam değişken yük ile zorlanan bir yapıdaki gerilmenin zamana bağlı değişimi

Şekil 2.5’de görüldüğü üzere ortalama gerilme sıfırdır, gerçek hayatta ise yapısal parçalar genellikle ortalama gerilmelerin sıfır olmadığı çevrimsel yükler ile yüklenmektedirler. Ortalama gerilmenin sıfır olmadığı bu tür yüklemelerde iki farklı parametre ortaya çıkmaktadır. Bu parametreler gerilme oranı R ve genlik oranı A olarak tanımlanmıştır. Gerilme oranı minimum gerilmenin maksimum gerilmeye oranı olarak ifade edilir. Genlik oranı ise gerilme genliğinin ortalama gerilmeye oranı olarak ifade edilir.

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} \quad (2.3)$$

S_m : Ortalama gerilme

$$R = \frac{S_{min}}{S_{max}} \quad (2.4)$$

$$A = \frac{S_a}{S_m} = \frac{1 - R}{1 + R} \quad (2.5)$$

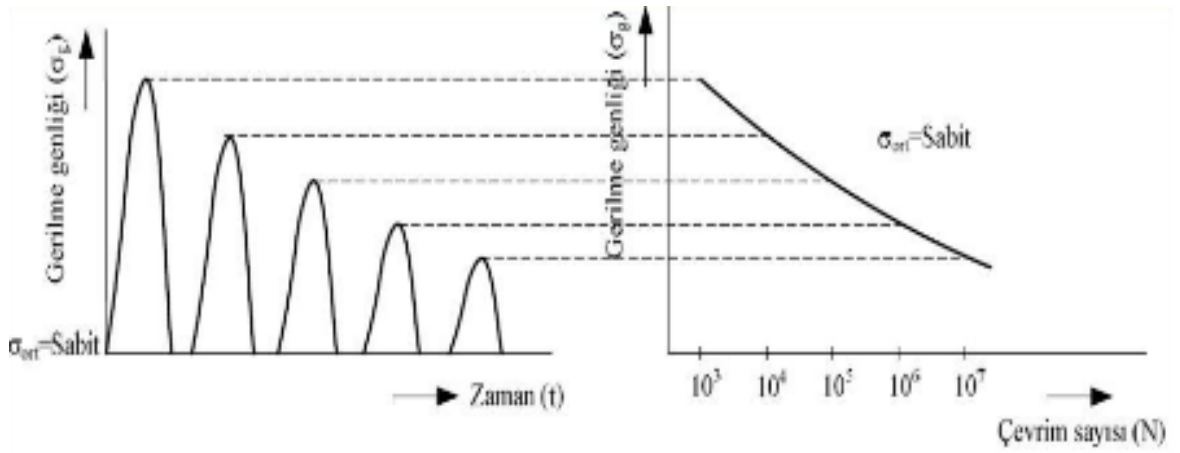
R : Gerilme oranı

A : Genlik oranı

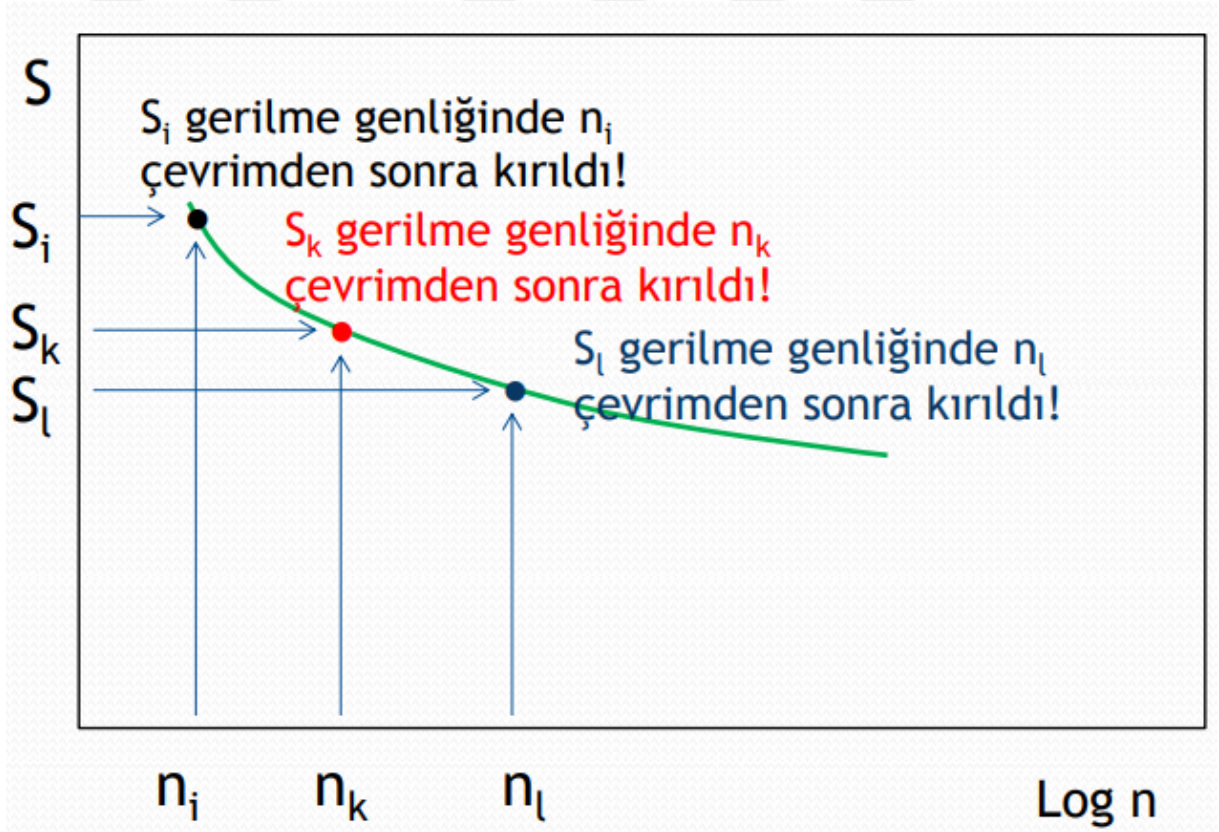
Bir sistemin veya yapının gerilme ömür analizlerini gerçekleştirmek için birden fazla numune farklı tam değişken yükleme genlikleri ile test edilerek gerilme genliği – çevrim (S-N) diyagramları çıkarılmaktadır. Yapılan bu testlerden elde edilen veriler logaritmik eksenle tanımlanmaktadır.

Gerilme genliği – çevrim (S-N) eğrileri, 1842 yılında Fransa'nın Versailles kentinde meydana gelen tren kazası sonucunda August Wöhler tarafından geliştirilmiştir. Bu çarpışma sonucunda tren lokomotifinin aksı tekrarlı düşük seviyeli gerilme yükleri altında yorulma nedeni ile hasara uğramıştır. Wöhler yaptığı çalışmada demiryolu akslarına tekrarlanan yükler uygulamak için bir cihaz geliştirdi ve uygulanan yük miktarı ile hasar oluşana kadar tekrarlanan çevrim sayısı arasındaki ilişkiyi grafiğe döktü. Bu şekilde ortaya çıkan “Wöhler Eğrileri”, çevrimsel gerilme seviyelerinin hasarın oluştuğu çevrim sayısı ile ilişkisini göstermektedir.

Gerilme genliği – çevrim eğrileri genellikle metal kupon test makinesi kullanılarak geliştirilmektedir. Üretilen bir metal kupon makineye yerleştirilir ve metal kuponda bir çatlak veya hasar meydana gelene kadar çevrimsel gerilme uygulanır. Maksimum gerilme genlikleri metal kupon test numuneleri üzerinde kademeli olarak düşürülerek tekrarlanır. Test sonuçları her bir test numunesi için kırılma gerçekleşene kadar olan çevrim sayısının logaritmik değerine bağlı olarak gerilme-çevrim sayısı şeklinde grafik haline getirilir.

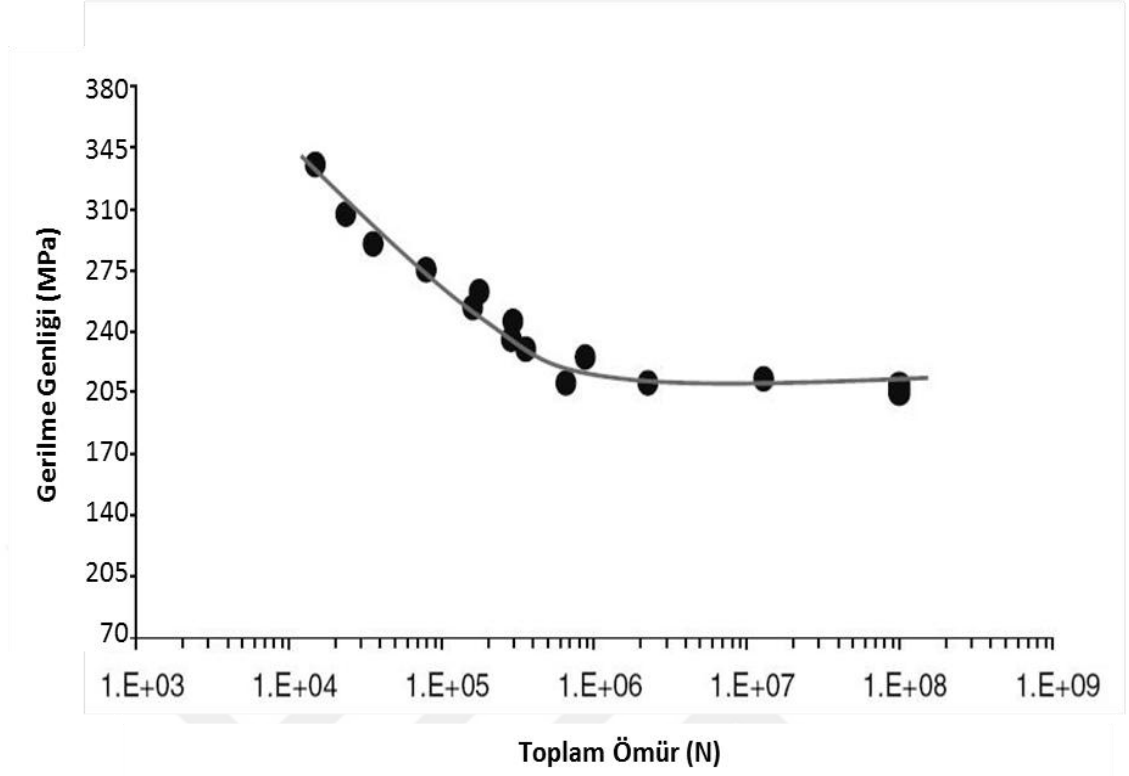


Şekil 2.6: Wöhler deneyi ve eğrisi



Şekil 2.7: S-N eğrisi

Şekil 2.8’de bir çelik malzeme için yapılmış Wöhler deneyleri sonuçlarından elde edilmiş gerilme genliği – çevrim sayısı eğrisi gösterilmektedir.



Şekil 2.8: Bir çeliğe ait gerilme genliği ömür eğrisi

Eğri üzerinde yer alan noktalar çeşitli test numuneleri için farklı gerilme genlikleri altında gerçekleştirilmiş test sonuçlarını göstermekte olup bu noktaların birleştirilmesi ile gerilme genliği – çevrim (S-N) eğrileri oluşturulmaktadır.

Titanyum alaşımları ve bazı demir esaslı malzemelerde gerilme genliği – çevrim eğrisi yüksek çevrim sayılarında yatay hale gelir. Eğrinin yatay olduğu gerilme genliği değeri yorulma sınırı olarak adlandırılır. Şekil 2.9’da belirli bir noktadan sonra şekilde gösterilen işaretli gerilme değeri aşılmadığı takdirde malzemenin sonsuz ömüre sahip olduğu söylenir. Bu değer yorulma sınırı değeri olarak adlandırılır. Genel olarak çeliklerde bu nokta 10^6 çevrim olup alüminyum alaşımları ve kaynaklarında 10^7 çevrim civarlarındadır. Burada yorulma ömrü ile belirtilen küçük çatlakların ilerleyip gözle görülebilen bir çatlak haline gelene kadar geçen süredir.

Alüminyum, magnezyum ve bakır alaşımları gibi birçok demir dışı metal ve alaşımlar, iyi tanımlanmış yorulma sınırları göstermemektedir. Yorulma sınırı bölgesindeki eğrinin eğiminde çeliklerde kesin bir değişim olurken, alüminyum ve diğer metallerde her zaman belirgin bir değişiklik olmamaktadır.

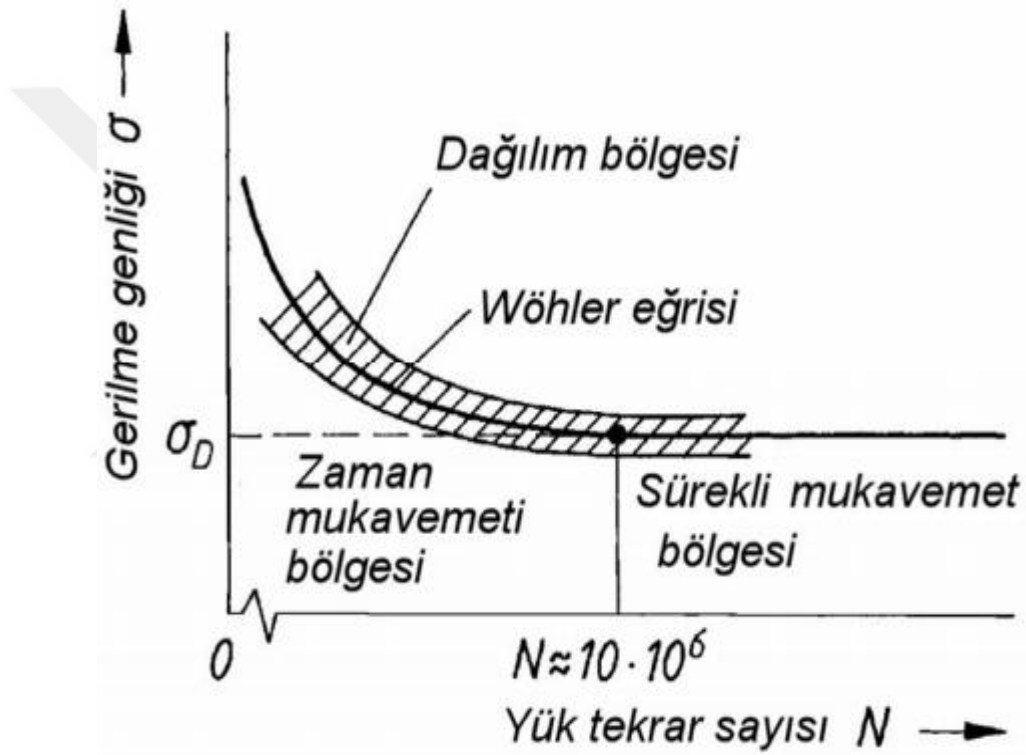
S-N yorulma eğrilerinin grafiği denklem 2.6'ya göre ifade edilir.

$$S_a = S_f'(2N_f)b \quad (2.6)$$

b : Yorulma dayanım üssü

S_f : Yorulma dayanım sabiti

N_f : Yorulma hasarına kadar olan tekrar sayısı



Şekil 2.9: Bir çeliğe ait S-N eğrisi

Gerinim – ömür yaklaşımında; malzemeler elastiktir, geometrinin çentik etkilerinin bilinmesi gerekir, malzeme mukavemeti ön plandadır varsayımları yapılır.

Gerinim – ömür yaklaşımının avantajları; kullanımı kolaydır, literatürde malzeme veri tabanı bulunabilir, malzeme ve geometrideki değişiklikler kolayca hesaplanabilir.

Gerinim – ömür yaklaşımında kısıtlamalar; çentik etkisinin iyi bilinmesi gerekir, genelde ortalama gerilme hesabı yanlışlık içerir, çentiklerde bile plastik bölgeye geçmediği varsayılır.

2.1.2 Gerinim Ömür Metodu

Yorulma hasarları her zaman gerilme yoğunluğu, çentik veya yarık olan bölgeden başlar. Yorulma hasarının başladığı çatlak plastik deformasyon ile zamanla ilerler ve sınırlarını genişletir. Yorulma hasarının oluşması için bu deformasyonların kendisini döngüsel olarak tekrar ediyor olması gerekmektedir. Gerinim-ömür metodunda, kendini tekrar eden döngüsel deformasyonların malzeme üzerindeki etkisi incelenmektedir.

Gerinim-ömür metodu lokal gerilme değeri ile çatlak başlangıcı arasında ilişki kurar. Bu metot malzemelerin sadece elastik gerinime uğradığı yüklerde değil aynı zamanda malzemenin plastik gerinime uğradığı tekrarlı yükleme durumlarında da ömür hesabı yapmak için kullanılır. Plastik gerinime uğrayan tekrarlı yükleme durumlarında malzemede ömür hesabı yapabilmek için bu gerinimi elastik gerinim ve plastik gerinim olarak ikiye ayırmak ve ayrı ayrı incelemek gerekir. Kalıcı şekil değişimlerinin olduğu yorulma hasarlarında gerinim – ömür metodu daha doğru sonuç vermektedir.

Gerinim-ömür metodu yüksek çevrimli yorulma ve düşük çevrimli yorulma bölgelerini ayırarak çentik bölgesinde oluşacak kalıcı şekil değişimini ve ortalama gerilme etkisini yorulma ömrünün hesaplanmasında dikkate alır.[5]

Hook kanununa göre malzemelerdeki elastik gerinim ε_e , gerilmenin elastisite modülüne oranı olarak tanımlanır.

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (2.7)$$

ε_e : Elastik gerinim

σ : Gerilme

E : Elastisite modülü

Ramberg Osgood eşitliğinden malzemedeki plastik gerinim ε_p aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$\varepsilon_p = \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.8)$$

ε_p : Plastik gerinim

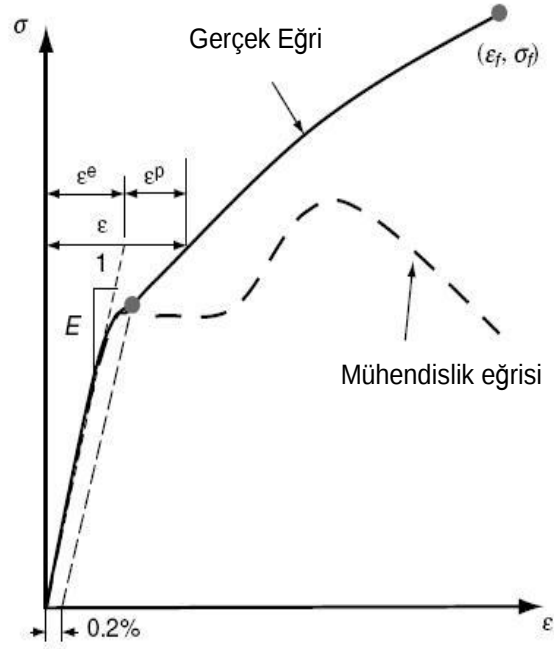
K : Malzemeye bağı bir sabit

n : Gerilme ile plastik gerinim arasındaki bağılantıyı gösteren sabit

Elastik gerinim ve plastik gerinimin toplamı malzemelerde toplam gerinimi verir.

$$\varepsilon = \varepsilon_p + \varepsilon_e \quad (2.9)$$

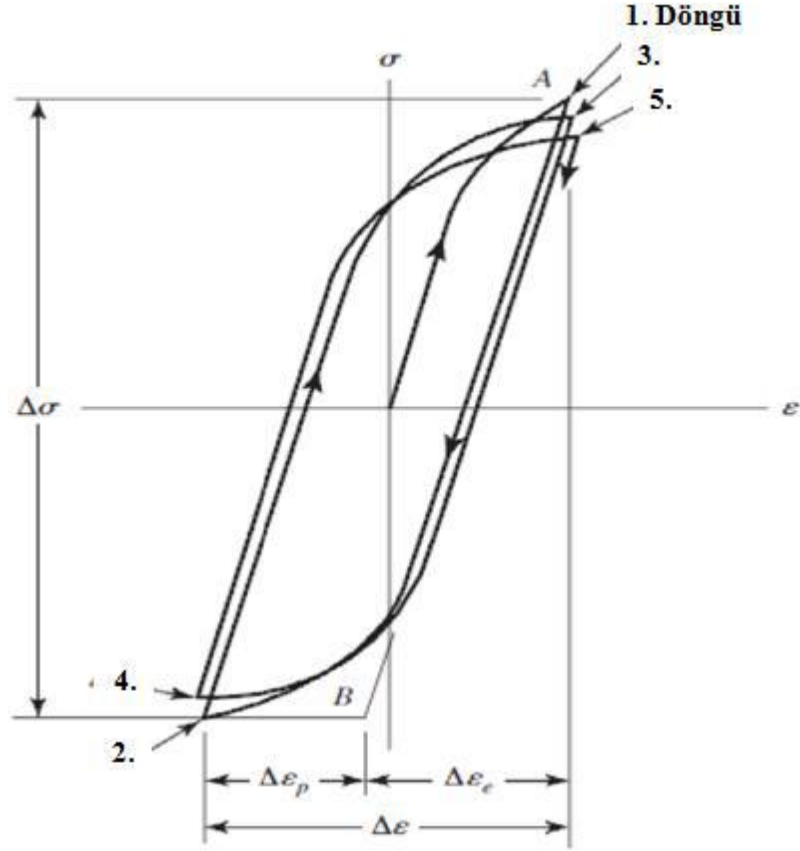
ε : Toplam gerinim



Şekil 2.10: Elastik bir malzemeye ait gerilme-gerinme eğrisi

Şekil 2.10’da elastik bir malzemeye ait mühendislik eğrisi ve gerçek eğri gösterilmektedir. Eğri üzerinde elastik gerinim ve plastik gerinim bölgeleri gösterilmiştir. [6]

Şekil 2.11’de görüleceği üzere her döngüde aynı gerinim değeri için gerekli gerilme kuvvetinin azaldığı görülmektedir. Yapılan araştırmalar sonucunda karşılıklı uygulanan dinamik kuvvetlerde yorulma ömrünün genlikle ilişkili olduğu görülmüştür.



Şekil 2.11: Döngüsel gerilme ($\Delta\sigma$) – gerinim ($\Delta\epsilon$) diyagramı

Elastik gerinim ve çevrim sayısı arasındaki bağıntı aşağıdaki formül ile ifade edilir.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\Delta\epsilon_e E}{2} = \sigma_f (2N_f)^b \quad (2.10)$$

Burada $\frac{\Delta\sigma}{2}$ gerilme genliği, $\frac{\Delta\epsilon_e}{2}$ elastik gerinim, $2N_f$ yorulma çevrim sayısı, σ_f yorulma dayanım katsayısı ve b yorulma dayanım sabitidir.

Plastik gerinim ve çevrim sayısı arasındaki bağıntı aşağıdaki formül ile ifade edilir.

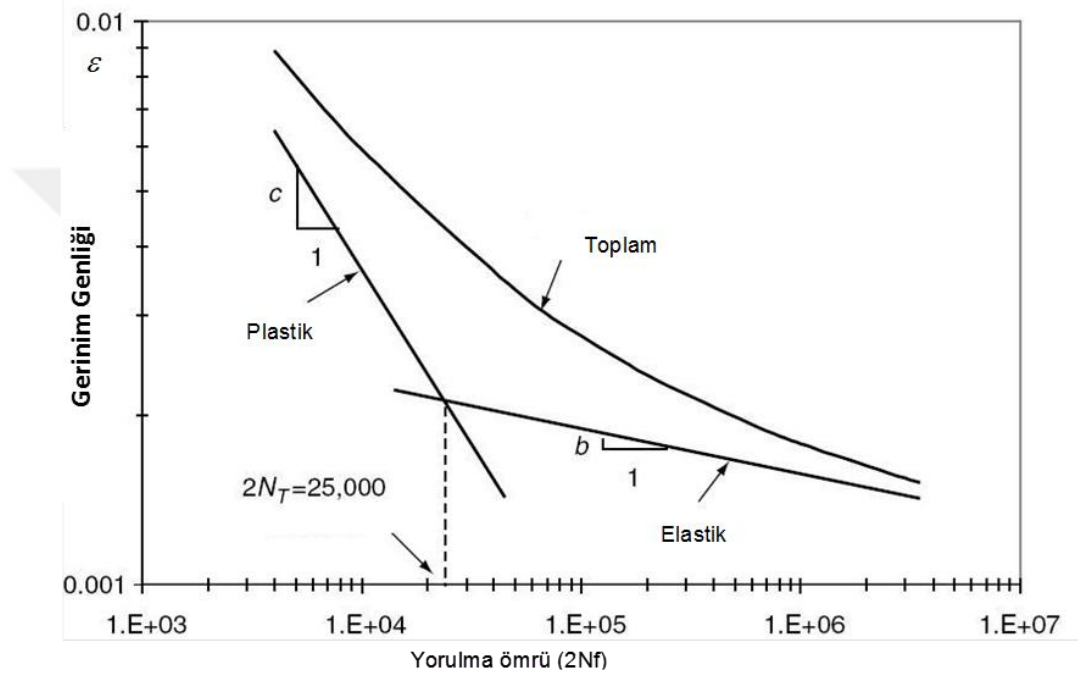
$$\frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \epsilon_f (2N_f)^c \quad (2.11)$$

Burada, $\frac{\Delta\epsilon_p}{2}$ plastik gerinim genliği, ϵ_f yorulma süneklik katsayısı ve c yorulma süneklik sabitir.

Toplam gerinim elastik ve plastik gerinimin birleşiminden oluşmaktadır. Toplam gerinim genliği ise bu toplam gerinimin yarısı olarak alınabilir.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \varepsilon_f (2N_f)^c + \frac{\sigma_f (2N_f)^b}{2E} \quad (2.12)$$

Denklem 2.12'den Şekil 2.11'deki logaritmik eğri elde edilir.



Şekil 2.12: Bir çeliğe ait gerinim genliği – yorulma ömrü eğrisi

Burada elastik ve plastik gerinim ayrı ifade edilmekte ve bu eğrilerin toplamı ayrı bir eğri olarak yani gerinme - ömür eğrisi olarak ifade edilmektedir.

2.1.3 Kırılma Mekaniği Metodu

Kırılma mekaniği metodu çatlak ilerlemesini gerilme yoğunluğu ilişkilendirir. Yorulma hasarının ilk aşaması göz ile görülemeyecek kadar küçük tanecikler arasındaki kaymalar ve dislokasyonların oluşması ile başlar. Bütün malzemeler mikroskopik boyutlarda olsa bile çatlak içerirler. Bu çatlaklar zamanla yük altında ilerleyerek büyürler. Sonrasında kırılma meydana gelir. Kırılma mekaniği metodu kritik çatlak boyunu, çatlağın ilerleyip ilerlemeyeceğini, çatlak ilerlemesi için gereken minimum enerji miktarını, kritik çatlak uzunluğuna ulaşma süresini, çatlağın ilerleme hızını inceler.

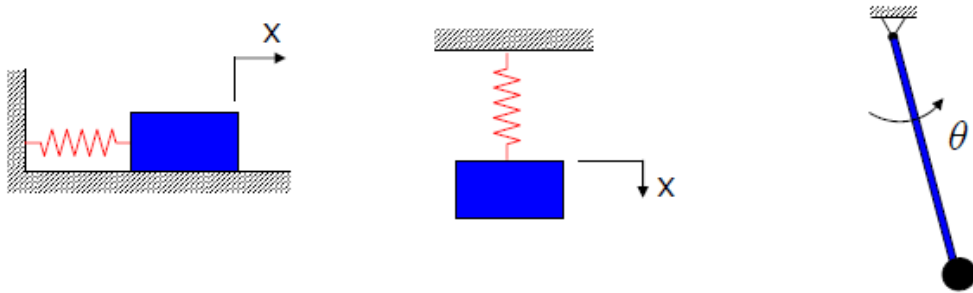
2.2 MEKANİK TİTREŞİM TEMELLERİ

Titreşim, bir sistemin denge konumu çevresinde yapmış olduğu salınım hareketidir. Eğer yapılan salınım hareketi T saniyede bir tekrar ediyor ise bu harekete periyodik hareket adı verilir. En basit periyodik harekete ise harmonik hareket adı verilir. Titreşim sisteminin elemanları kütle, yay, sönüm ve kuvvettir.



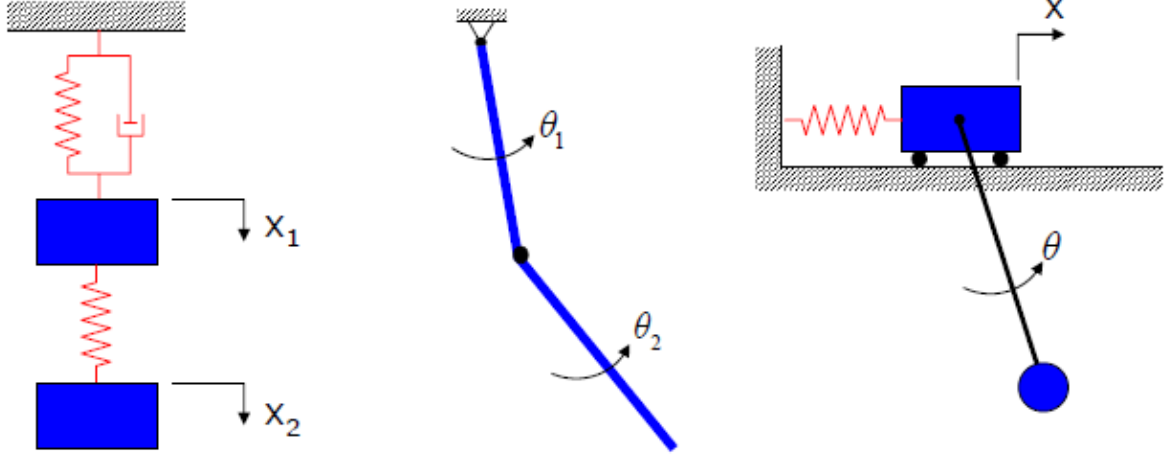
Şekil 2.13: Titreşim sisteminin elemanları

Bir sistemin bütün parçalarının herhangi bir zaman diliminde konumlarının tamamen belirli olması için gerekli olan birbirinden bağımsız minimum koordinat sayısına serbestlik derecesi adı verilir.



Şekil 2.14: Tek serbestlik dereceli sistemler

Şekil 2.14 ve Şekil 2.15’de sırası ile tek serbestlik dereceli ve iki serbestlik dereceli sistemler gösterilmiştir.

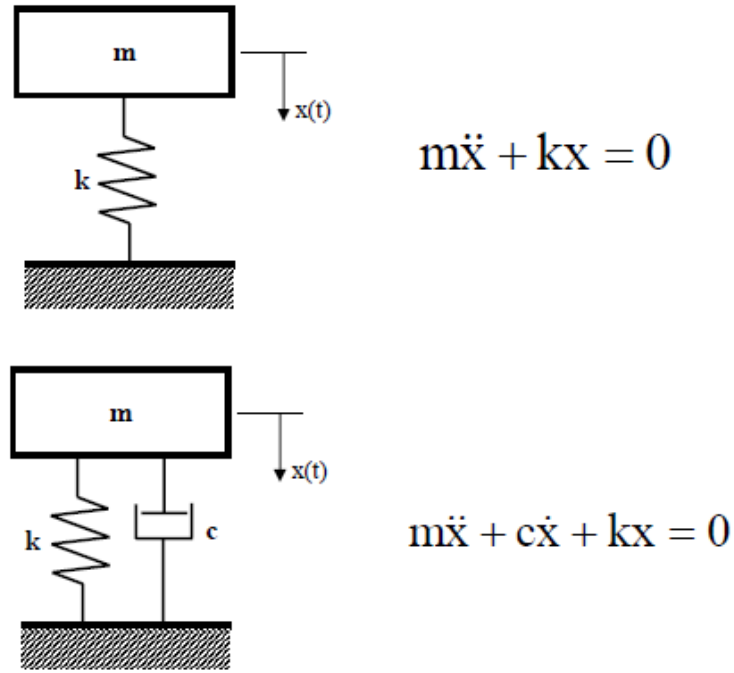


Şekil 2.15: İki serbestlik dereceli sistemler

Titreşimler sönümsüz ve sönümlü titreşimler, serbest ve zorlanmış titreşimler, lineer ve lineer olmayan titreşimler olarak sınıflandırılırlar. Sönümsüz ve sönümlü titreşimler; sistemde sürtünme veya farklı bir sebep nedeni ile enerji kaybı ve sönümüne yol açacak bir etki yok ise gerçekleşen titreşim sönümsüz titreşimdir. Sistemde sönüm mevcut ise gerçekleşen titreşim sönümlü titreşimdir. Serbest ve zorlanmış titreşimler; sistem ilk şartlar sebebi ile titreşiyor ise bu serbest titreşimdir. Sisteme dışarıdan bir zorlama yapılması sonucu oluşan titreşimlere zorlanmış titreşim adı verilir. Lineer ve lineer olmayan titreşimler; Titreşen sistemin tüm elemanları lineer davranışa sahip ise oluşan titreşim lineer titreşim adını alır. Eğer titreşen sistemin herhangi bir elemanı lineer olmayan bir davranışa sahip ise oluşan titreşim lineer olmayan titreşim adını alır.

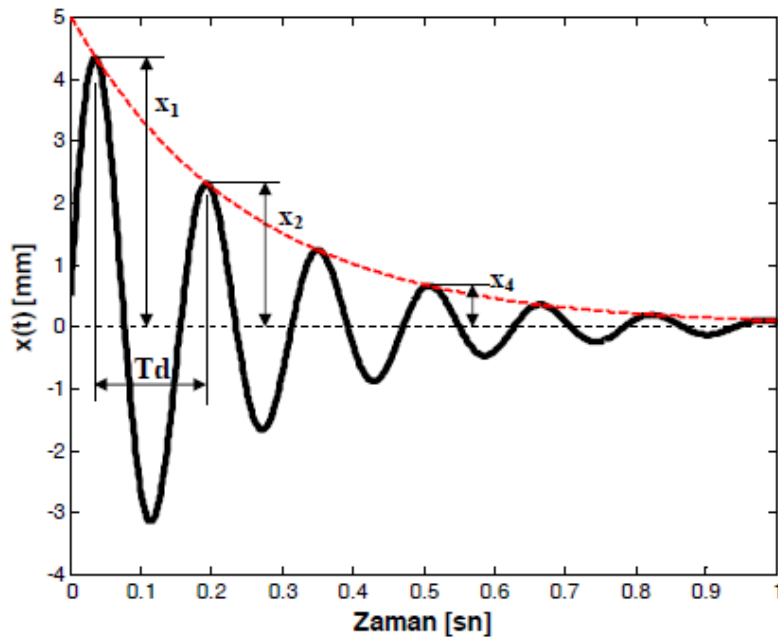
Titreşim analizi belirli bir dışarıdan zorlanmaya göre sistem cevabının belirlenmesidir. Titreşim analizi matematiksel modelleme, hareket denklemlerinin çıkarılması ve çözülmesi ve son olarak sistem cevabının belirlenerek yorumlanması aşamalarından oluşmaktadır. Titreşim analizi sonucunda sisteme ait yer değiştirme, hız ve ivme cevapları elde edilmektedir.

Şekil 2.16’da tek serbestlik dereceli sönümsüz bir sistemin modeli ve hareket denklemi ile tek serbestlik dereceli sönümlü bir sistemin modeli ve hareket denklemi gösterilmiştir. Bu iki sistemin farklı çözümleri bulunmaktadır.



Şekil 2.16: Tek serbestlik dereceli sistem hareket denklemleri

Mekanik bir sistemin sönüm oranını belirlemek için sistemin serbest titreşim altındaki salınım genliklerinin azalma oranını ölçmek gerekir. Aşağıda Şekil 2.17’de sönümlü bir titreşimin zamana bağlı yer değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.17: Tek serbestlik dereceli sönümlü titreşim

3. MALZEME VE YÖNTEM

3.1 KAMYON YAN ETEKLERİ VE ŞASİSİ

Ağır ticari araç grubuna giren kamyonların şasilerine bağlanan birçok asılı parça bulunmaktadır. Kamyon şasisine bağlanan parçalara yan etekler, çamurluk, yakıt tankı, üre tankı, yedek teker gibi parçalar örnek verilebilir. Bu parçalar üzerine araç kullanımı sırasında yüksek oranda titreşim yükü gelmektedir. Otomotiv sektöründeki parça kırıklarının büyük çoğunluğu titreşim yükü kaynaklı yorulma hasarlarıdır. Araçlarda parça kırıklarını, yorulma hasarlarını önlemek için yapısal dayanım, titreşim, güvenlik ve çarpışma analizleri ile testleri yapılmaktadır. Tüm testlerden onay alındıktan sonra parça ve araç onayı verilmektedir.

Bu tez kapsamında kamyon şasisine bağlanan yan eteklerin ve braketlerinin yapısal dayanım, titreşim analizleri ile fiziksel testleri üzerinde durulacaktır. Şekil 3.1’de örnek olarak merdiven tipi bir şasi gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Kamyon şasisi

Şasi formları araç tipine, kullanım amacına ve uygulama şekline göre değişiklik göstermektedir. Ağır ticari araç grubuna giren kamyonlarda genel olarak merdiven tipi veya kutu şeklindeki şasiler kullanılmaktadır. İki adet boyuna taşıyıcı ve birçok enine taşıyıcının birleştirilmesi ile burulma rijitliği yüksek, eğilme rijitliği yüksek, taşıma kapasitesi yüksek özelliklere sahip bir şasi elde edilir.

3.2 KAMYON YAN ETEKLERİNİN TASARIM İNCELEMESİ

Kamyon yan etekleri kamyonun sağ ve solunda olmak üzere iki adettir. Kamyon yan etekleri çarpışma anında yakıt deposunu korumak ile birlikte kamyonun yan eteklerinin kullanılmasının asıl amacı yakıt tasarrufu sağlamaktır. Aşağıda Şekil 3.2’de örnek bir kamyon yan eteği gösterilmiştir.



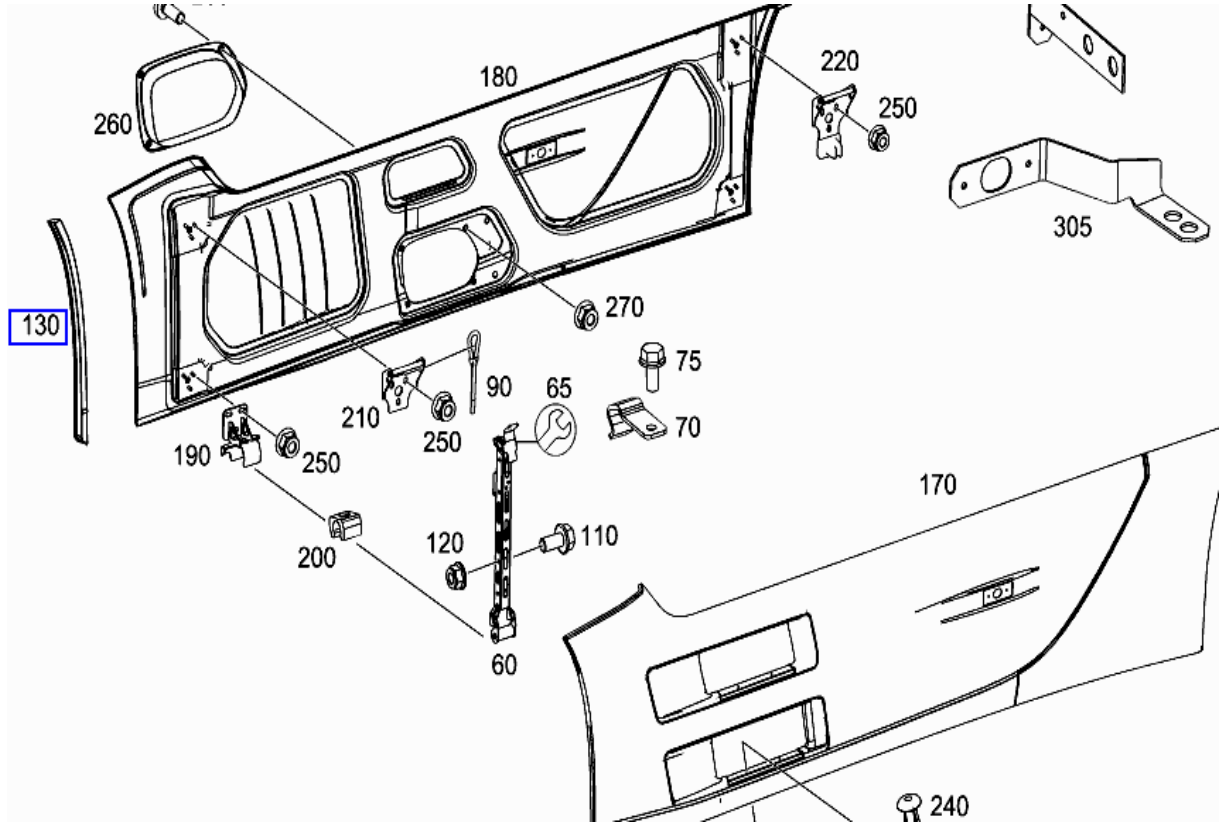
Şekil 3.2: Kamyon yan eteği

Kamyon yan eteği kamyonun sağ ve sol tarafında depo kullanıcısı olarak kullanılır, bunlardan bir taraf Şekil 3.2’deki gibi basamaksızdır, diğer tarafı ise kamyonun şasi üstüne çıkmak için basamaklıdır. Şekil 3.3’de yan eteğin basamaklı olan kısmı gösterilmiştir.



Şekil 3.3: Kamyon yan eteği basamaklı taraf

Kamyon yan etek tasarımı araçtan araca büyük farklılıklar göstermektedir. Kamyon yan etekleri birçok parçadan oluşmaktadır. Kabaca bahsetmek gerekir ise yan etek panelini tutan kule braketler, panelin kilitlenmesini sağlayan kilit mekanizmaları, yan etek panelini kamyon şasisine bağlayan braketler, kamyon şasinin üstüne çıkılmasını sağlayan basamaklar, bağlantı elemanları..gibi birçok parçadan meydana gelmektedir. Aşağıda örnek bir kamyon yan eteğinin detay parçaları gösterilmektedir.



Şekil 3.4: Kamyon yan eteğine ait parçalar

Kamyon yan etekleri ile kamyon şasisi arasındaki yakıt tankı, çamurluk, üre tankı ..gibi bölümlere erişim sağlayabilmek için yan etekler açılır kapanır bir mekanizmaya sahip olmalıdır. Bu mekanizmada araçtan araca farklılık göstermektedir. Bazı kamyonlarda yan etekler araç kaputu gibi açılırken, bazılarında halat sistemi ile bağlanıp sökülmetedir. Aşağıda Şekil 3.5’de havalı bir gaz payandası ile açılıp kapanan bir yan etek mekanizması gösterilmiştir. Şekil 3.6’da ise pençe mekanizması ile kapanıp açılan yan etekler ve ikincil bir güvenlik önlemi ile halatla tutturulan yan etek mekanizması detayı gösterilmiştir.



Şekil 3.5: Kamyon yan eteği pnömatik açılma mekanizması örneği



Şekil 3.6: Kamyon yan eteği halatlı kilit açılma mekanizması örneği

3.3 KAMYON ŞASİSİNE BAĞLI PARÇALARDA YORULMA HASARI

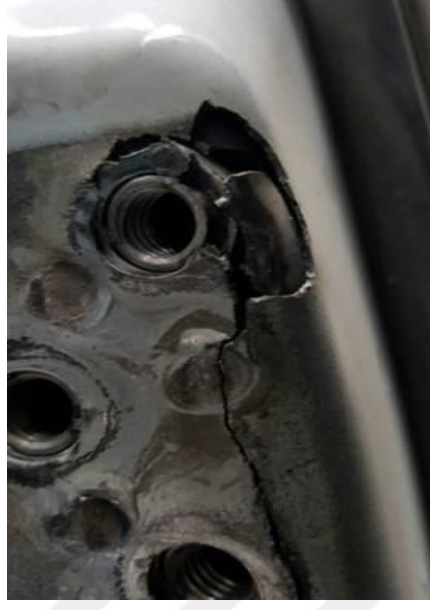
Ağır ticari araçlar için genellikle 10 yıl veya 1 milyon kilometre garanti süresi verilmektedir. Kamyon parçalarının garanti süresi boyunca ve hatta aracın kullanım ömrü boyunca fonksiyonlarını yitirmeden herhangi bir hasara uğramadan çalışmasını devam ettirecek şekilde tasarlanmaları yapılmaktadır. Bu kapsamda araç tasarımı geliştirme fazında yorulma ömrü en çok dikkat edilmesi gereken konulardandır.

Ağır ticari araçlar üzerinde zamanla, kullanım koşullarına bağlı olarak hasarlar oluşmaktadır. Bu hasarlar daha çok şasiye bağlanan direk titreşime mağruz kalan parçalar üzerinde görülmektedir. Genel itibari ile ağır ticari araç üzerinde hasarlanmalar şasiye bağlanan parçalarda meydana gelen hasarlanmalar, araç gövdesi üzerinde meydana gelen hasarlanmalar ve döner aksamalarda meydana gelen hasarlanmalar olarak ayrılmaktadır.

Bu tez kapsamında şasiye bağlı parçaların yapısal dayanım hasarlanmaları ve çözümleri işlenecektir. Şasiye bağlı parçalarda yorulma titreşim kaynaklı panel kırılmaları, braket kırılmaları, civata tork kayıpları, kaynak hasarları gibi birçok yapısal dayanım hasarı meydana gelebilmektedir. Bu kırılmalar tasarım çalışmaları donduktan sonra fiziksel parçaların yani prototiplerin üretilmesi ile oluşturulan aracın yol parkurunda ömür testine girmesi ile test sırasında meydana gelmesi sonucu tespit edilmektedir, aynı zamanda laboratuvar ortamında yapılan yorulma testleri sonucunda da elde edilmektedirler. Aşağıda kamyon şasisine bağlı parçalarda yorulma kaynaklı meydana gelen hasarlanma örnekleri gösterilmiştir.



Şekil 3.7: Şasiye bağlı çamurluk kapama parçasının titreşim kaynaklı kırılması



Şekil 3.8: Titreşim kaynaklı meydana gelen yorulma kırılması



Şekil 3.9: Zamana bağlı olarak civata kesmesi

Otomotiv sektöründe araç tasarım aşaması tamamlandıktan sonra fiziksel parçalar üretilir ve prototip araç meydana gelir. Üretilen prototip aracın uzun ömürlü olması ve araç ömrü boyunca herhangi bir hasara uğramadan, fonksiyonunu yitirmeden ömrünü sürdürmesi için yani tasarımın fiziksel olarak onaylanması için testler planlanmaktadır. Yapısal dayanım yorulma ömür testleri yol testleri ve laboratuvar testleri olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

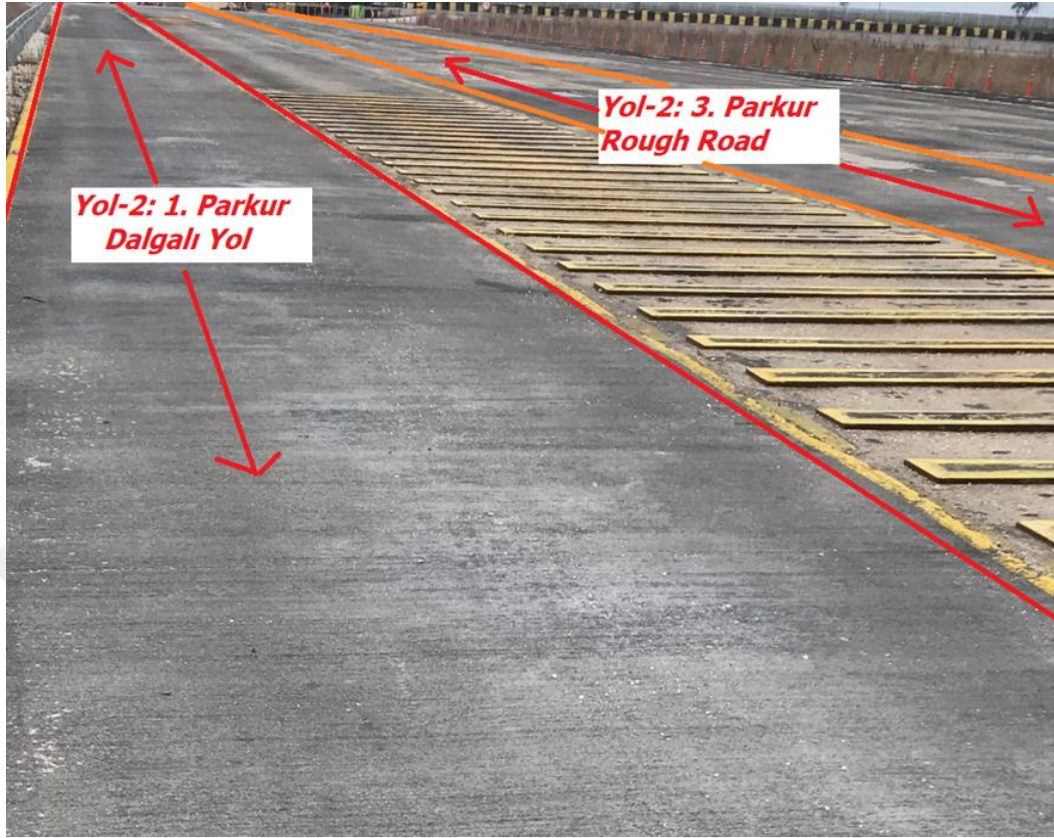
3.4 ARAÇLARDA YORULMA DAYANIMI YOL TESTLERİ

Araç tasarım geliştirme aşaması sonucu tasarımı gerçekleştirilen bir parça veya sistemin, çalıştığı ortamda maruz kalacağı koşullar altındaki performansı ve ömrü tasarım için en önemli sınır şartlarının başında gelmektedir ve yeterli değerlendirmenin gerçekleştirilebilmesi için dayanım ömür testleri gerçekleştirmek geliştirme aşamasının en kritik adımlarından biridir ve bu testlerin en önemli kısmı yol testleridir. Parçaların yapısal dayanım ömür testleri genellikle özel olarak tasarlanmış test pistlerinde yapılmaktadır. Şekil 3.10'da Ford Otosan firmasına ait test pisti görüntüsü gösterilmiştir.



Şekil 3.10: İnönü test pisti

Yol testi için tasarlanmış özel test pistleri içinde birçok farklı yol profili bulunmaktadır. Bu yol profilleri müşterilerin aracı kötü şartlarda kullanabileceği tüm yolları içerecek şekilde oluşturulmuştur. Burada amaç test aracı üzerinde hasar oluşturabilecek yol koşullarında hızlandırılmış test yapmaktır. Özel olarak tasarlanan test pistleri içerisinde rezonans yolu, parke taşlı yol, çukurlu, tren geçişli yol, eğimli yol, sarsıntılı delikli yol, arnavut kaldırımı yolu, sallantı yolu, darbe yolu, tepe ve dönemeçli yol ...vb gibi birçok yol profilini bulundurmaktadır. Bu yol ve yükleme şartları müşterilerin aracı kullanım istatistiklerine göre belirlenmektedir. Ağır ticari araçlarda garanti süresi yani ömür hedefi genellikle bir milyon kilometredir veya 10 yıldır. Test pistinde yapılan testin bu hedefi sağlatacak şekilde tasarlanması gerekir. Aşağıda Şekil 3.11 ve Şekil 3.12'de test pisti detay görüntüleri ve yol profili örneği gösterilmiştir.



Şekil 3.11: Test pisti yol profilleri



Şekil 3.12: İnönü test pisti yol profilleri

Çizelge 3.1’de müşterilerin aracı kullanım istatistiklerine göre bir ağır ticari araç için yol testi senaryosu oluşturulmuştur. Çizelgede görüldüğü farklı güzergahlar ve bu güzergahın içinde çeşitli yol profilleri bulunmaktadır. Araç bu yol profillerinde yüklü ve yüksüz olarak belirlenen tur sayısınca geçmektedir. Bu test aracın yapısal dayanım ömrünü yani ağır ticari araçlar için bir milyon kilometreyi garanti edecek hızlandırılmış dayanım ömür testidir.

Tablo 3.1: Ağır ticari araç dayanım ömür test prosedürü

Güzergah	Yol Profili	Yükleme Koşulu	Çevrim (Tur) Sayısı
A1	1.Kaldırım Taşı	Yüksüz	700
	2.Kırık & Yamalı Asfalt	Yüksüz	700
	3.Sallantı Yolu	Yüksüz	700
	4.Arnavut Kaldırımı	Yüksüz	700
	5.Çukurlu Yolu	Yüksüz	700
	6.Birleşim Yolu	Yüksüz	700
	7.Dalgalı Yolu	Yüksüz	700
	8.Demir Yolu Geçişi	Yüksüz	700
A2	1.Sıralı çukur ve tümsekler	Yüksüz	1400
	2.Rezonans ve darbe yolu	Yüksüz	1400
	3.Platform çıkışı	Yüksüz	1400
A3	1.Rezonans ve darbe yolu	Yüklü	800
	2.Zıplama tümsekleri	Yüklü	800
A4	1.Platform çıkışı	Yüklü	1100
	2.Sıralı çukur ve tümsekler	Yüklü	1100
	3.Rezonans ve darbe yolu	Yüklü	1100
A5	1.Tepe ve Dönemeçli Yolu	Yüksüz	600
A6	1. Yüksek Hız ve Dönemeçli Yolu	Yüksüz	2300

Her güzergah yapısal dayanım için farklı yük ve özelliklere sahiptir. Her bir yol profilinde araç üzerinde farklı yükler oluşturmaktadır. Örneğin A3 güzergahı iki farklı yol profilinden oluşmaktadır. Rezonans ve darbe yolu profili, aracın yüklü durumda iken kamyon şasisine bağlı sallanan parçalar üzerinde (yan etekler, çamurluk, yakıt tankı, üre tankı...gibi) titreşim kaynaklı oluşacak hasarların tespit edilmesini sağlayacak yol profilidir. Tez kapsamında işlediğimiz yan eteklerin yapısal dayanım ve titreşim kaynaklı kırıklarının oluşmasına sebep olan en etkin yoldur. Şekil 3.13’de rezonans ve darbe yolu profili gösterilmiştir.



Şekil 3.13: Rezonans ve darbe yol profili

Aynı güzergah içinde yer alan zıplama tümsekleri yol profili ise uzun süre bozuk yol üzerinde hareket eden aracın karşılaştığı yükleme durumuna eşdeğer durumu temsil etmektedir.



Şekil 3.14: Zıplama tümsekleri yol profili

Çizelge 3.1’de görüleceği üzere A2 ve A4 güzergahları aynı yol profillerine sahiptir. Bu iki güzergah arasındaki fark A2 güzergahında ağır ticari araç yüksüz durumda 1400 tur atar iken A4 güzergahında araç yüklü durumda iken 1100 tur atmaktadır.



Şekil 3.15: Yüklü durumda iken yol testine giren araç

3.5 ARAÇLARDA YORULMA DAYANIMI LABORATUVAR TESTLERİ

Araçlarda yorulma dayanımı ömür testleri laboratuvar ortamında da gerçekleştirilebilmektedir. Laboratuvar ortamında dayanım testleri, yorulma testleri, yol datası çalma, ömür ve kırılma analizi, test fikstürü montajı ve test, titreşim ölçümleri, yüksek frekans sarsma testleri, geliştirme testleri ... gibi birçok test yapılabilmektedir.



Şekil 3.16: Binek araç için 4-poster test sistemi

Yorulma dayanımı yol testinden alınan veriler ile laboratuvar ortamında gerçekleştirilen testler sonucunda araçların yapısal dayanım onayları verilebilir. Laboratuvar testleri araç seviyesi, sistem seviyesi veya komponent seviyesi üzerinde gerçekleştirilebilir.

Ford Otosan firmasının Gölcük Fabrikası içinde “Araç ve Sistem Test Merkezi” binası bulunmaktadır. Bu test merkezinde sistem ve parça seviyesinde 6 eksene kadar yol data simülasyonu, dayanıklılık ömür testi, iklim koşullandırılmış ortam ömür testi gibi ileri düzey araç test sistemleri bulunmaktadır. Aynı zamanda yük – yer değişimi, sertlik, yay katsayısı ölçümleri de alınmaktadır. Test merkezi 4-poster sistemleri, MAST rigi, iklimik oda ve servo hidrolik test ekipmanlarını da bulundurmaktadır. İklimik oda infared lambalarla donatılmış olup -42 /+80 °C sıcaklıkları arasında çalışabilmektedir. %10-90 RH nem kontrolü yapabilen bir test ortamına sahiptir.



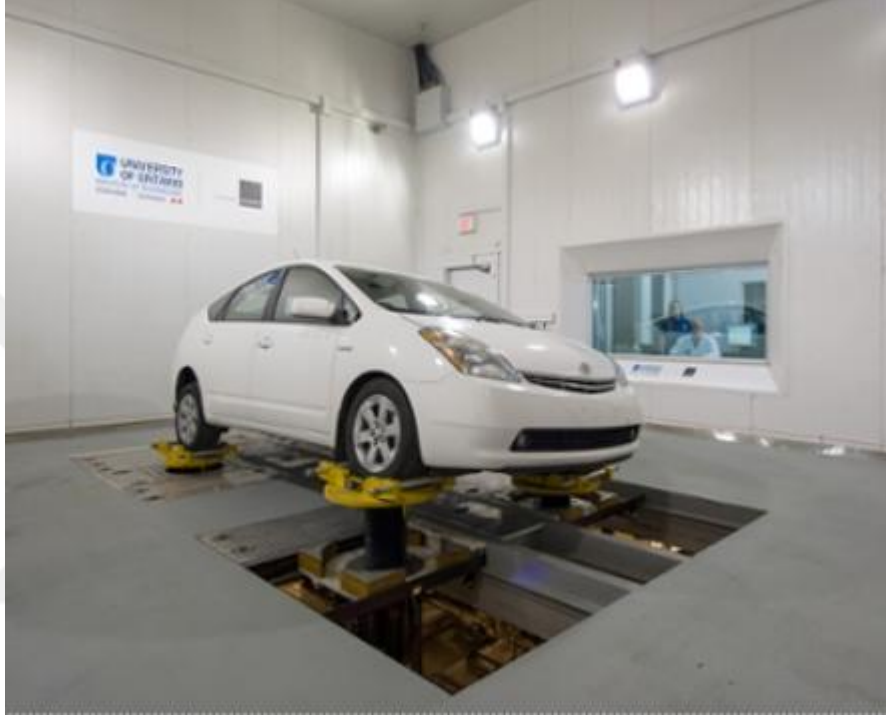
Şekil 3.17: Ford Otosan araç ve sistem test merkezi iklimatik oda

Araç seviyesi testler tüm araç üzerinde gerçekleştirilen testlerdir. Araç seviyesi dayanım testleri dingil etkili taşıt testleri ve tekerlek etkili taşıt testleri olmak üzere iki farklı şekilde yapılabilmektedir. Bu testlerden dingil etkili taşıt testlerinde taşıtın tekerlek merkezlerinden pistonlar aracılığı ile yol testinden yani yoldan toplanan yer değiştirme dataları alınır. Bu test düzeneğinde tekerlekler ve jantlar çıkarılır ve yoldan toplanan datalar doğrudan tekerlek göbeği üzerinden taşıta aktarılır. Şekil 3.18’de dingil etkili taşıt testi gösterilmiştir.



Şekil 3.18: Dingil etkili taşıt testi

Araç seviyesi testlerin ikinci bir türü ise tekerlek etkili taşıt testleridir. Tekerlek etkili taşıt testleri yoldan toplanan yer değiştirme datalarının tekerleklerin zemin ile temas ettikleri yüzeylerden pistonlar aracılığı ile çalınmasıyla gerçekleşir. Bu testte yoldan toplanan datalar dört adet hidrolik silindir aracılığı ile tekerlek üzerinden araca aktarılır. Şekil 3.19’da tekerlek etkili taşıt testi gösterilmiştir.



Şekil 3.19: Tekerlek etkili taşıt testi

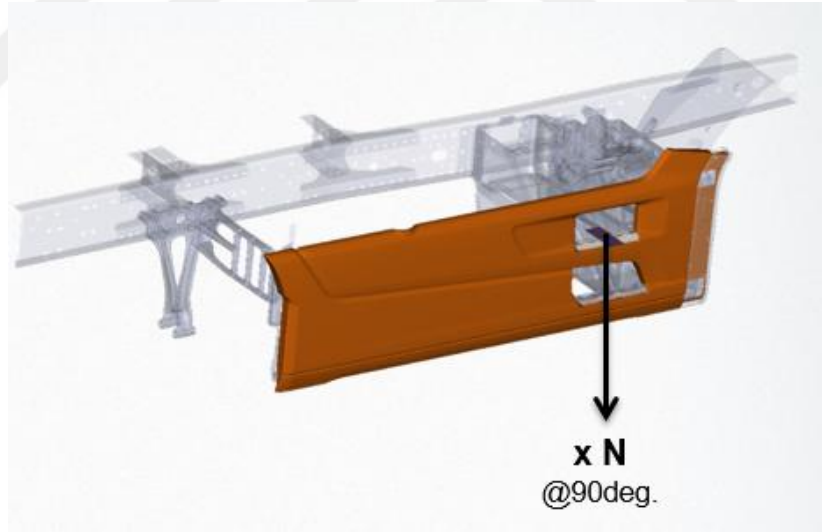
Yapısal dayanım ömür testleri için her seferinde uzun yol testleri yapmak yerine laboratuvar ortamında hızlandırılmış yapısal dayanım testleri yapılabilmektedir.

4. BULGULAR

4.1 KAMYON YAN ETEKLERİNİN YAPISAL DAYANIM ANALİZLERİ

Ağır ticari araçlar üzerinde yapısal dayanım hasarları statik yükler veya dinamik yükler kaynaklı oluşmaktadır. Yan etek gibi kamyon şasisine bağlı sistemler üzerinden oluşan hasarlar genellikle titreşim kaynaklı yorulma kırıklarıdır. Bu bölümde kamyon yan eteklerinin statik veya dinamik herhangi bir yapısal dayanım hasarına uğramadan, fiziksel komponent seviyesi testleri ve hızlandırılmış yol testlerini başarıyla geçebilmesi için yapılan sonlu elemanlar analizlerinden ve fiziksel testlerinden bahsedilecektir.

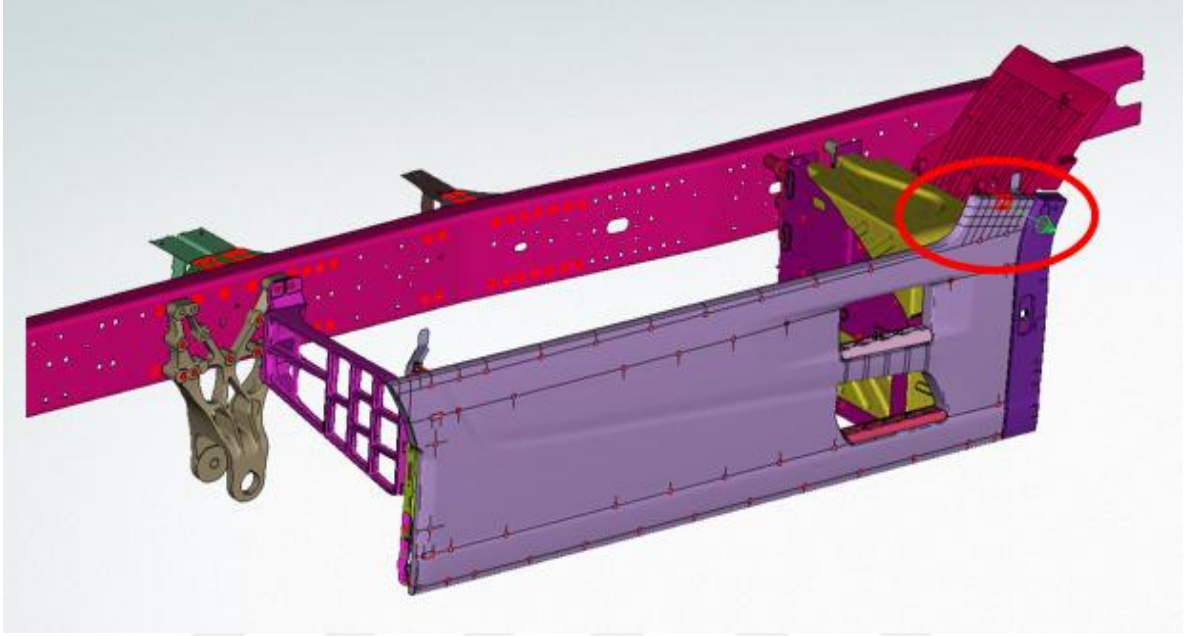
Kamyon yan etekleri için yapılan statik analizler, üzerinde basamak olan yan etek paneli için statik basma analizi ve yan etekleri pençe mekanizmasının olduğu bölgeden açmak için yapılan statik çekme analizleridir. Aşağıda Şekil 4.1’de statik basma analizi görseli iletilmiştir.



Şekil 4.1: Yan etek statik basma analizi

Yan eteklerin sol veya sağ tarafından biri düz panel diğeri ise basamaklı panel olarak tasarlanır. Buradaki amaç insanların bu basamak aracılığı ile şasi üstüne çıkmasını sağlamaktır. Bu sebepten dolayı basamak olan panelin basma dayanımı yüksek olmalıdır. Kişiler basamak üzerine basıp şasi üstüne çıkarak herhangi bir kırılma yaşanmamalıdır. Bu yüzden tasarım aşamasında basamak olan panel için statik basma analizleri yapılmaktadır ve tasarım – analiz çalışmaları tamamlandıktan sonra fiziksel testler ile doğrulanmaktadır.

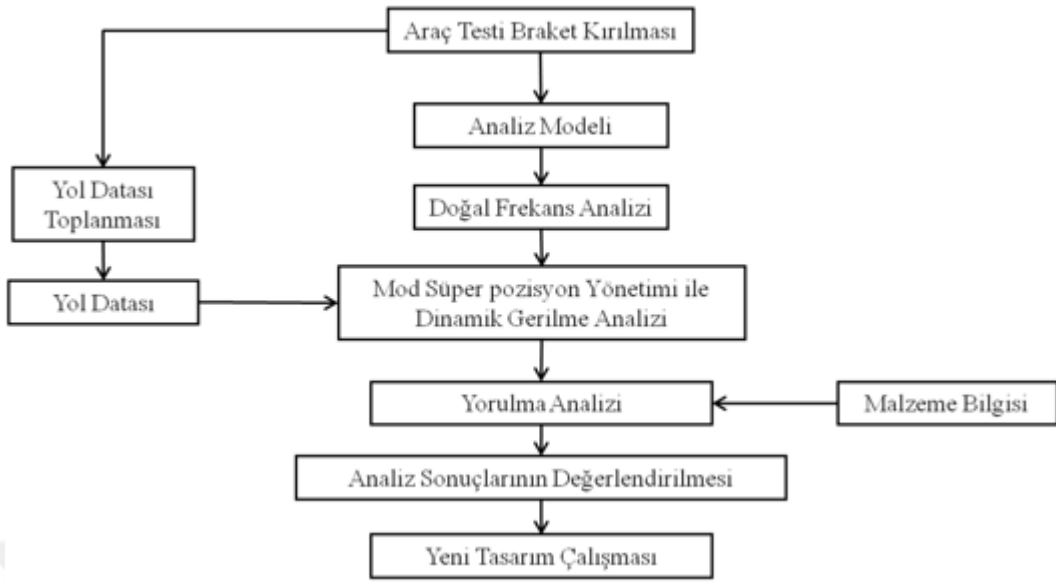
Şekil 4.1’de basma analizi görseli iletilen sistemin analiz detayları ilerleyen bölümlerde detaylı olarak anlatılacaktır. Yan etek sistemi için yapılan diğer bir statik analiz ise aşağıda Şekil 4.2’de gösterilen yan eteği açmak için yapılan çekme analizidir.



Şekil 4.2: Yan etek statik çekme analizi

Yan etek statik çekme analizi yapılmasının sebebi Şekil 4.2’deki görsel üzerinde panelin sol ve sağ tarafında yer alan paneli açmaya yarayan pençe mekanizmaları bulunmaktadır. Müşteriler bu mekanizma kilidini açmadan direk panel üzerinden çekerek açmaya zorlamaktadırlar. Bu durum da panel üzerinde kırıklara yol açabilmektedir. Bu sebepten dolayı tasarım aşamasında bu bölgelerde çekme analizleri yapılmış olup dayanıklılıkları artırılmıştır. İlerleyen bölümlerde analiz detayları paylaşılacaktır.

Statik analizler yanında yan etekler için titreşim analizleri de yapılmaktadır. Bu tasarımın en kritik bölümünü titreşim yorulma analizleri oluşturmaktadır. Yan etekler için yol testinde kırıklar meydana gelmiş, sonrasında sonlu elemanlar yöntemi ile gerekli güçlendirmeler yapılmış, tasarım güncellenmiş ve bir sonraki fazda yol testi güncellenmiştir. Yapılan yol testi sonucu tasarım ve analiz çalışmaları doğrulanmıştır. Aşağıda Şekil 4.3’de titreşim kaynaklı yorulma çalışmalarının akış diyagramı şematik olarak gösterilmiştir. Titreşim kaynaklı yorulma için modal analiz, frekans cevap analizi ve ivme tabanlı yorulma titreşim analizleri yapılmıştır. İlerleyen bölümlerde titreşim kaynaklı yorulma analizleri detayları paylaşılacaktır.



Şekil 4.3: Kamyon yan eteklerinin titreşim analizi şeması

4.2 KAMYON YAN ETEKLERİNİN STATİK ANALİZLERİ

Kamyon yan etek tasarım aşamasında yapılan statik analizler, basamak basma analizi ve panel çekme analizi olarak iki ayrı bölümde işlenmektedir.

4.2.1 Basamaklı Panel İçin Statik Basma Analizi

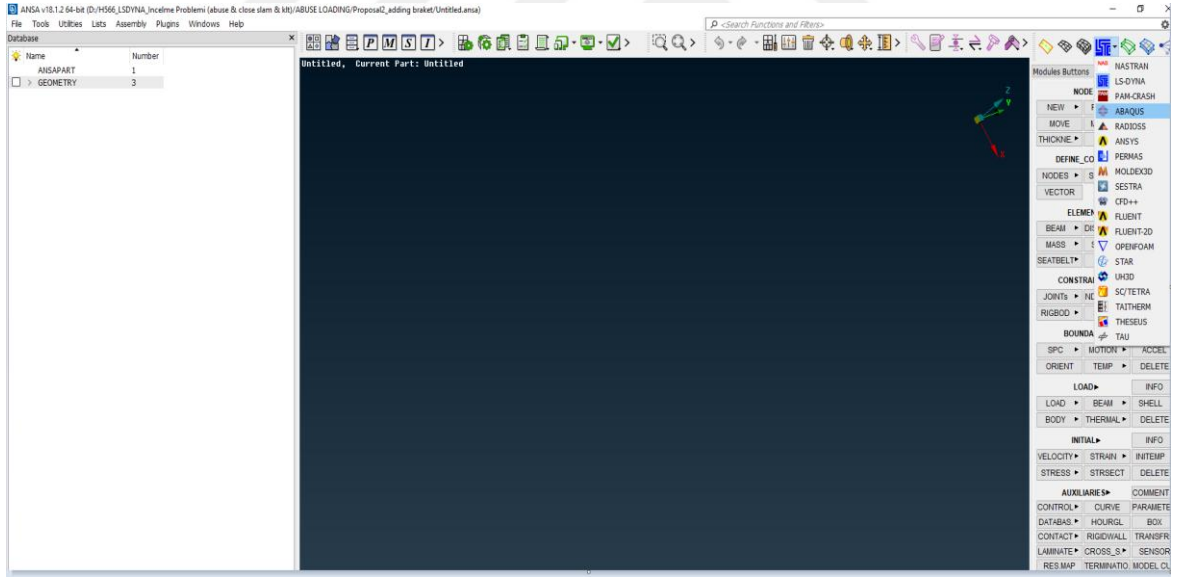
Ağır ticari araçlar grubuna giren kamyonlarda bulunan yan etekler üzerinde basamak bulunmaktadır. Aşağıda Şekil 4.4’de yan etek basamak örneği gösterilmiştir.



Şekil 4.4: Kamyon yan etek basamağı

Basamaklar yapısal dayanım açısından insanlar sürekli üzerine basarak çıkıp ineceği için ömrü boyunca kırılmadan işlevini sürdürmelidir. Bu yüzden yaptığım analiz için 2000 Newton statik yük altında sistem üzerinde maksimum 15 mm elastik yer değişimi olmalıdır, aynı zamanda bu yük altında maksimum 0.5 mm kalıcı yer değişimi olmalıdır.

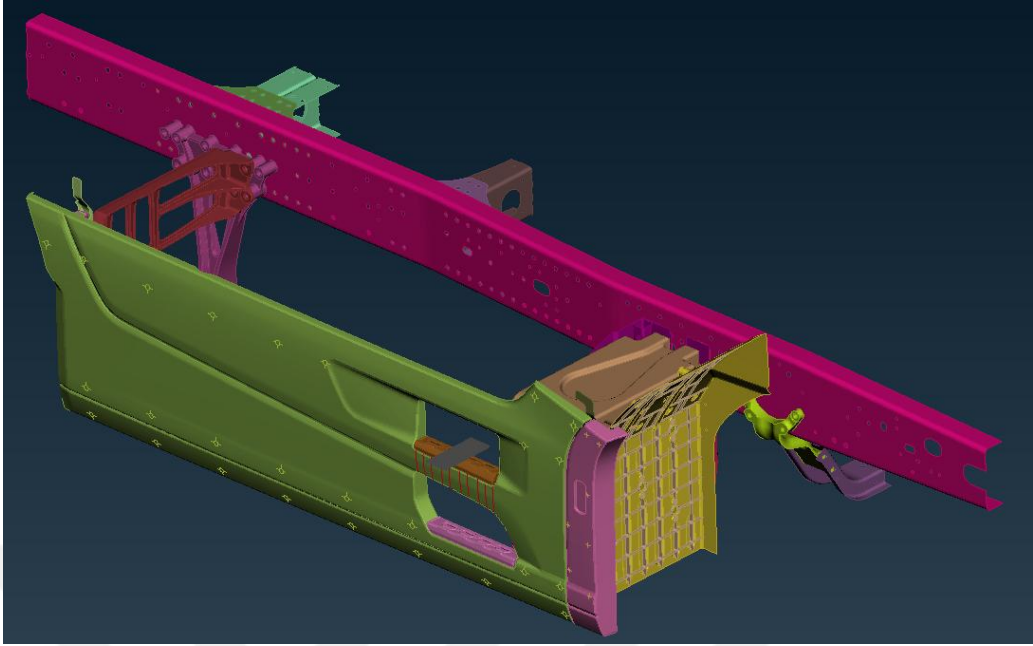
Analiz ANSA programı üzerinden yapılmıştır. ANSA programı ön işlemci programıdır ve içerisinde bütün analiz programlarını bulundurmaktadır. CATIA taasım programında tasarımlar çizildikten sonra sonlu elemanlar modellemesi için tasarım datası ANSA programına aktarılır. Bu program aracılığı ile bilgisayar destekli tasarım (CAD) datası açılır, burada ilk olarak yüzey temizleme işlemi yapılır, sonra sonlu elemanlara bölme (mesh atma, ağ örme) işlemi yapılmaktadır. Ön işlemci kısmı tamamlandıktan sonra işlemci kısmına yani modelleme kısmına geçilmektedir. İşlemci kısmı için yine ANSA programı üzerinde çalışılmaktadır. ANSA programı içerisinde bütün analiz programlarını içermektedir. Şekil 4.5’de ANSA programı içine gömülen analiz programları gösterilmiştir.



Şekil 4.5: ANSA programı arayüzü

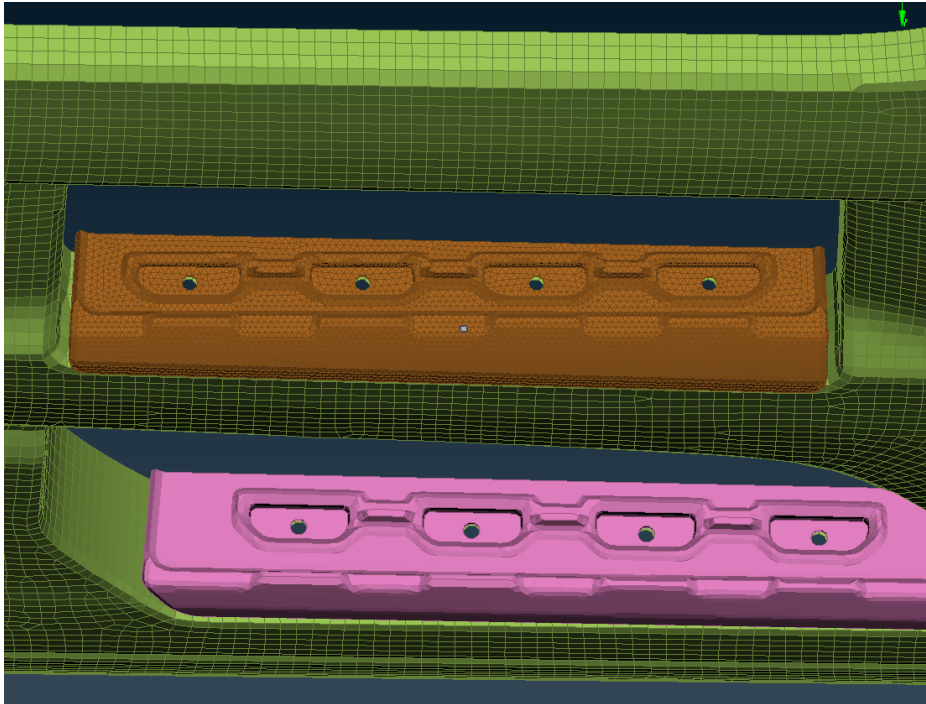
Şekil 4.5’de görüleceği üzere ANSA programı içinde ABAQUS, ANSYS, NASTRAN, LSDYNA, RADIOSS, FLUENT gibi bir çok analiz programı bulunmaktadır. Basamak basma statik analizi için ABAQUS programı seçilmiştir.

Yan etekler için çizilen tasarım ANSA programında açılmış, basamaklı panel sistemi ile birlikte yalnız bırakılmış ve her bir parça için malzeme ve kalınlık tanımları yapılmıştır.



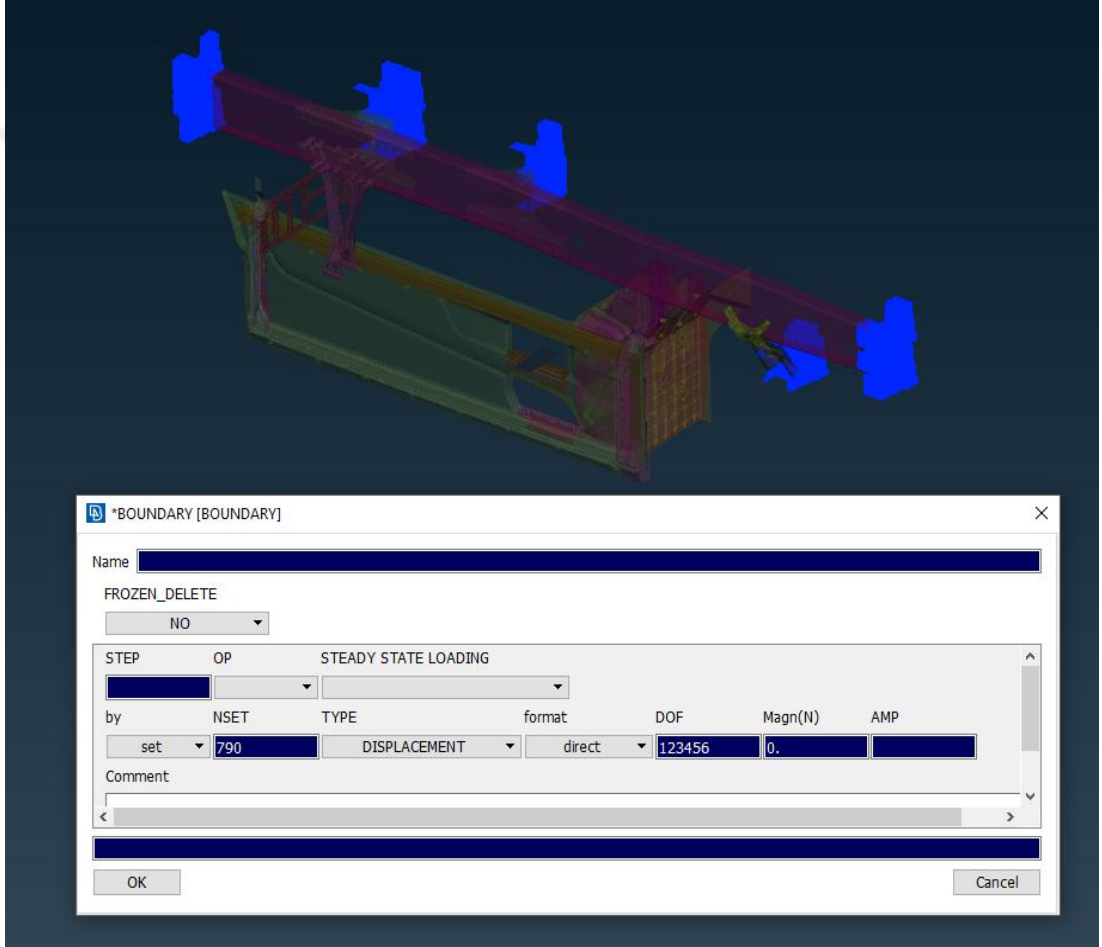
Şekil 4.6: ANSA model görünümü

Tasarıma malzeme ve kalınlık atamaları yapıldıktan sonra sonlu elemanlara bölme (meshleme, ağ örme) aşamasına geçilmiştir. Panele kare – dörtlü ağ (quad mesh), basamağa ise katı olduğundan dış yüzeyine üçgen ağ (tria mesh), içine ise tetra eleman ağı atılmıştır.



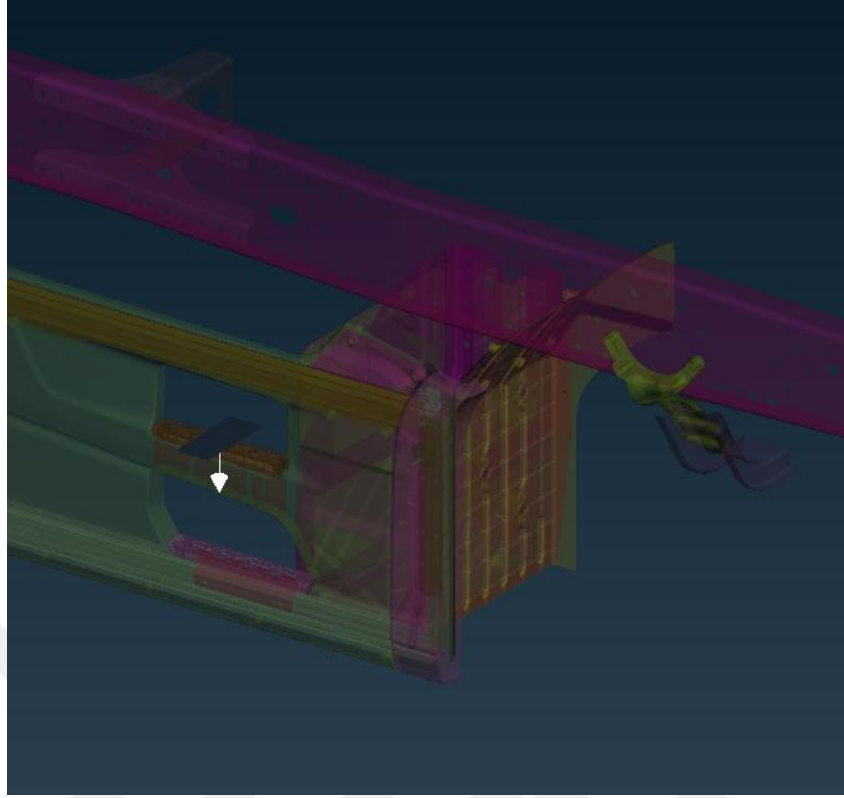
Şekil 4.7: Ağ örme (meshleme)

Mesh atma işlemi de tamamlandıktan sonra artık ön işlemci kısmından işlemci kısmına geçmiş oluyoruz. İşlemci kısmı yani modelleme kısmı için ABAQUS yazılımını seçiyoruz. İlk olarak sınır koşullarını belirliyoruz. Şasi mavi ile işaretli lokasyonlardan Şekil 4.8’de görüldüğü üzere her yönde kısıtlanmıştır. Burada serbestlik derecesi (DOF, degree of freedom) 123456 girilmiştir. Yani 123 sırası ile x, y, z yönlerindeki hareket etme kısıtı, 456 ise sırası ile x, y, z yönlerindeki dönme kısıtıdır. Yer değişimi 123456 için 0 girilmiştir. Yani şasi tutulan noktalarından hiçbir şekilde hareket etmeyecektir.

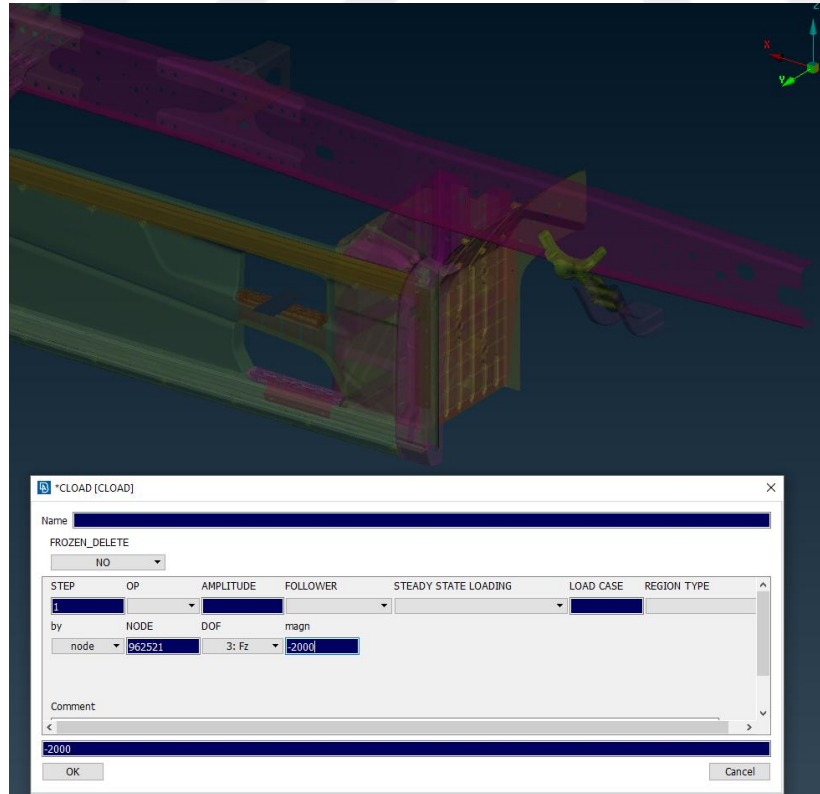


Şekil 4.8: Sınır şartlarının girilmesi

Sınır koşulları belirlendikten sonra yükleme işlemi yapılacaktır. Şekil 4.9’da görüleceği üzere basamağa rijit bir disk ile basılmaktadır. Burada disk insan ayağını temsil etmektedir ve ölçüleri ona göre belirlenmektedir. İlk olarak bu rijit disk ile basamak yüzeyi arası kontak kurma işlemi yapılmıştır. Daha sonrasında Şekil 4.10’da görüleceği üzere uygulanacak kuvvetin değeri ve yönü girilmektedir. Negatif Z yönünde 2000 N kuvvet değeri tanımlanmıştır.

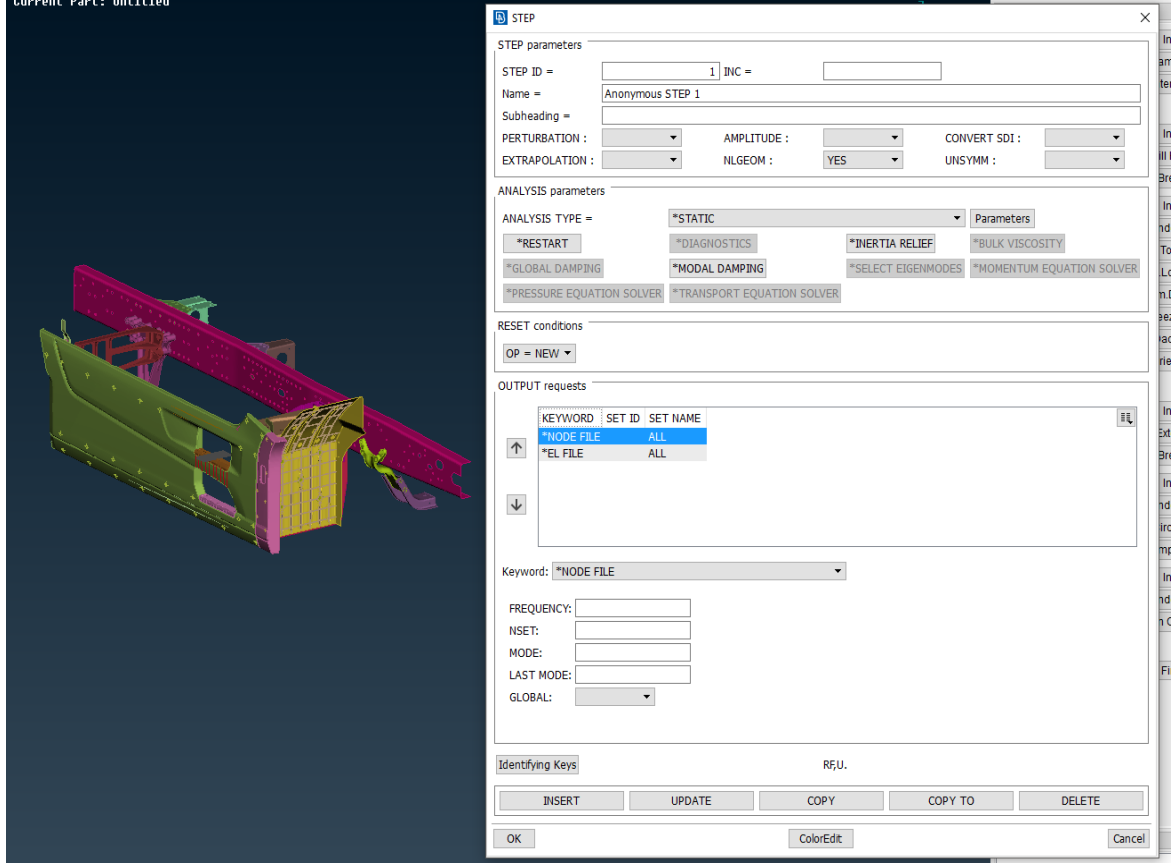


Şekil 4.9: Üst basamağa z yönünde yükleme



Şekil 4.10: Yükleme verilerinin girilmesi

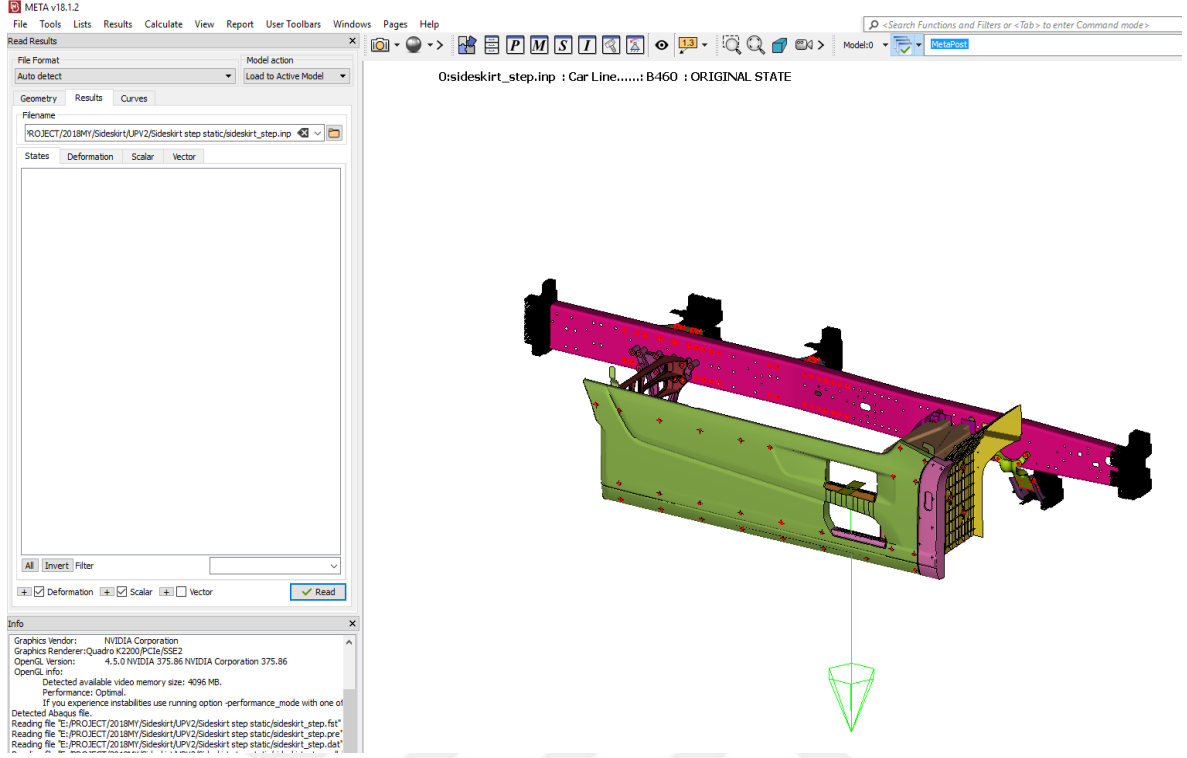
Sınır şartları ve yükleme durumunda belirlendikten sonra artık analiz çıktısı olarak istenilen verilen seçilecektir. Bu analiz kapsamında çıktı olarak yerdeğişimi, stres değerleri, tepki kuvvetleri verileri işlenmiştir. Şekil 4.11’de analiz çıktısı olarak istenilen gösterilmiştir. Burada U yer değişimini, RF tepki kuvvetini, S ise stres değerlerini ifade etmektedir.



Şekil 4.11: Analiz çıktıların girilmesi

Bu aşama ile birlikte analiz artık hazır hale gelmiştir. Model çıktı (output) alınır ve analiz koşturulur. Analiz çıktısı HPC adı verilen yüksek performansla hesaplama (High Performance Computing) sistemine yüklenir ve analiz burada yüksek işlemci ile hızlı bir şekilde koşturulur ve sonuçlar alınır. İlk olarak üst basamak, sonrasında ise ikinci basamak analiz edilmiştir.

Analiz sonuçları alındıktan sonra artık sonuçların incelenmesi aşamasına gelinmiştir. Bu aşama son işlemci (post processor) aşaması olarak tanımlanmaktadır. Sonuçlar METAPOST adı verilen yazılıma yüklenir ve oradan sonuçlar incelenir. Aşağıda Şekil 4.12’de METAPOST programının ara yüzü gösterilmiştir. Metapost programına ABAQUS çıktısı ve HPC sisteminden alınan analiz sonuçları yüklenir.

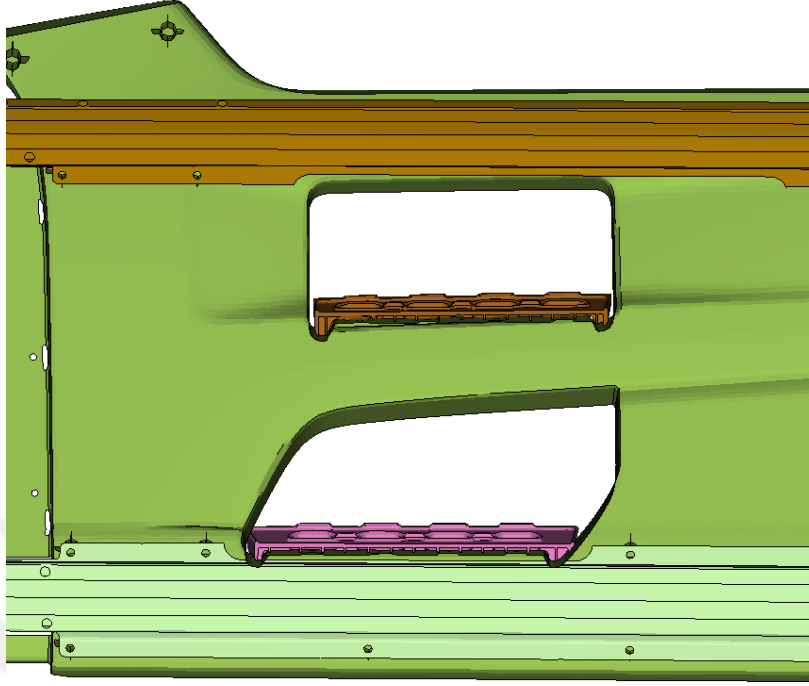


Şekil 4.12: METAPOST programı arayüzü

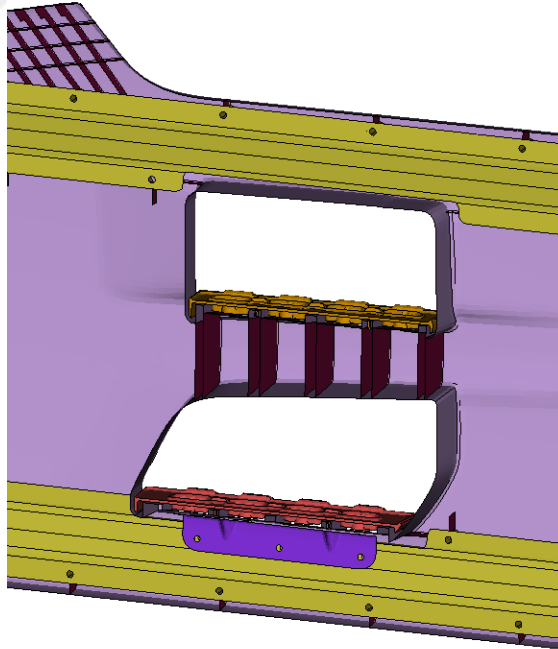
Basamak basma analizi için sonuçları inceleyeceğiz. Sonuçlardan almak istediğimiz sonuç 2000 N yük altında maksimum 15 mm elastik yer değişimine ve 0.5 mm kalıcı yer değişimine izin verilmektedir. Yerdeğişimi kriteri dışında hiçbir parçada kırılma meydana gelmemelidir. Bu yüzden parçalar üzerinde oluşan stres seviyesi çok önemlidir. Yan etek paneli ve basamağı plastik olduğundan kırılmaması çok önemlidir.

Tasarımın ilk analiz sonuçları alındığında sonuçlar red çıkmıştır. Bunun üzerine tasarım üzerinde aşağıda gösterilen güçlendirmelere yapılmış ve analiz sonuçları okey çıkana kadar tasarım iterasyon çalışmasına devam edilmiştir. Aşağıda ilk tasarım ve son tasarım arasındaki fark ve son tasarıma ait sonuçlar iletilmiştir.

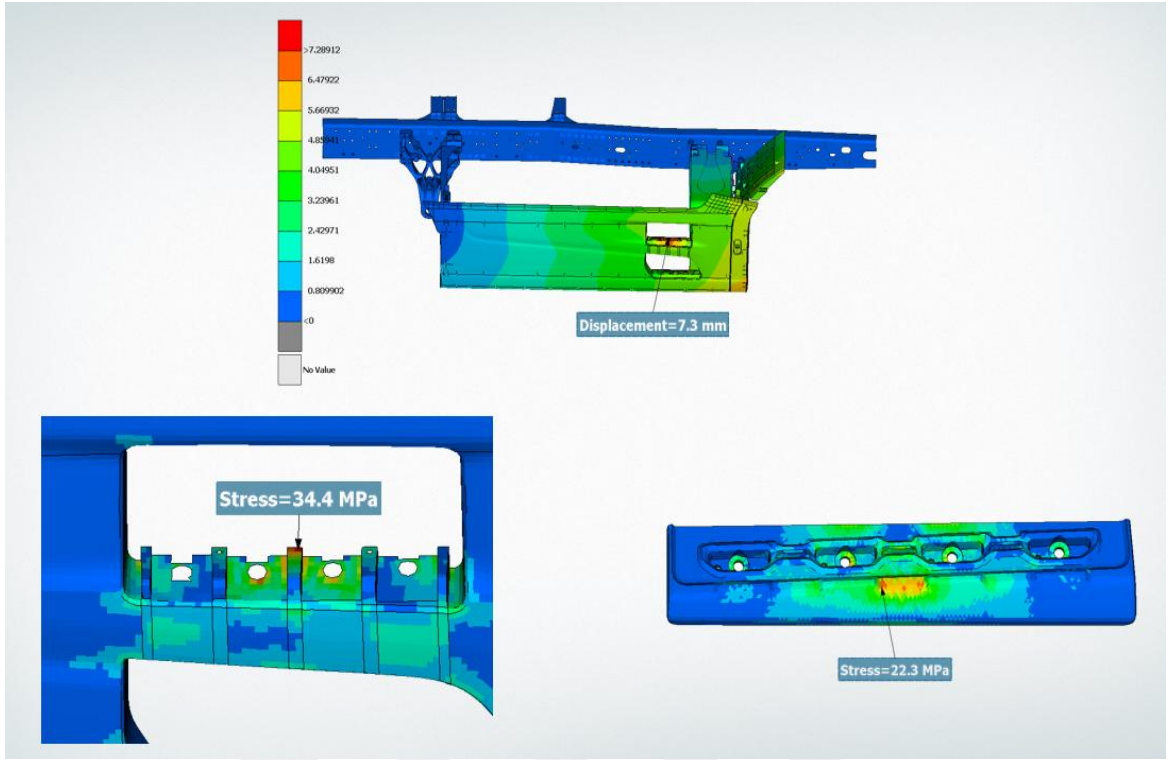
Son tasarıma ait analiz sonuçlarına göre 2000 N yük altında üst basamakta 7.3 mm yer değişimi görülürken, alt basamakta 6.2 mm yer değişimi görülmüştür. Kalıcı deformasyon değerleri ise 0 mm değerine çok yakındır. Ayrıca parçalar üzerindeki stres seviyeleri de kabul edilebilir seviyelere inmiştir, yani malzemenin kopma stres değerinden uzak yerlere gerilmiştir. Tasarımın bu hali ile fiziksel testler yapılmış olup testler de okey olarak çıkmıştır. Bu durum CAE & Test korelasyonunda iyi olduğunu göstermektedir.



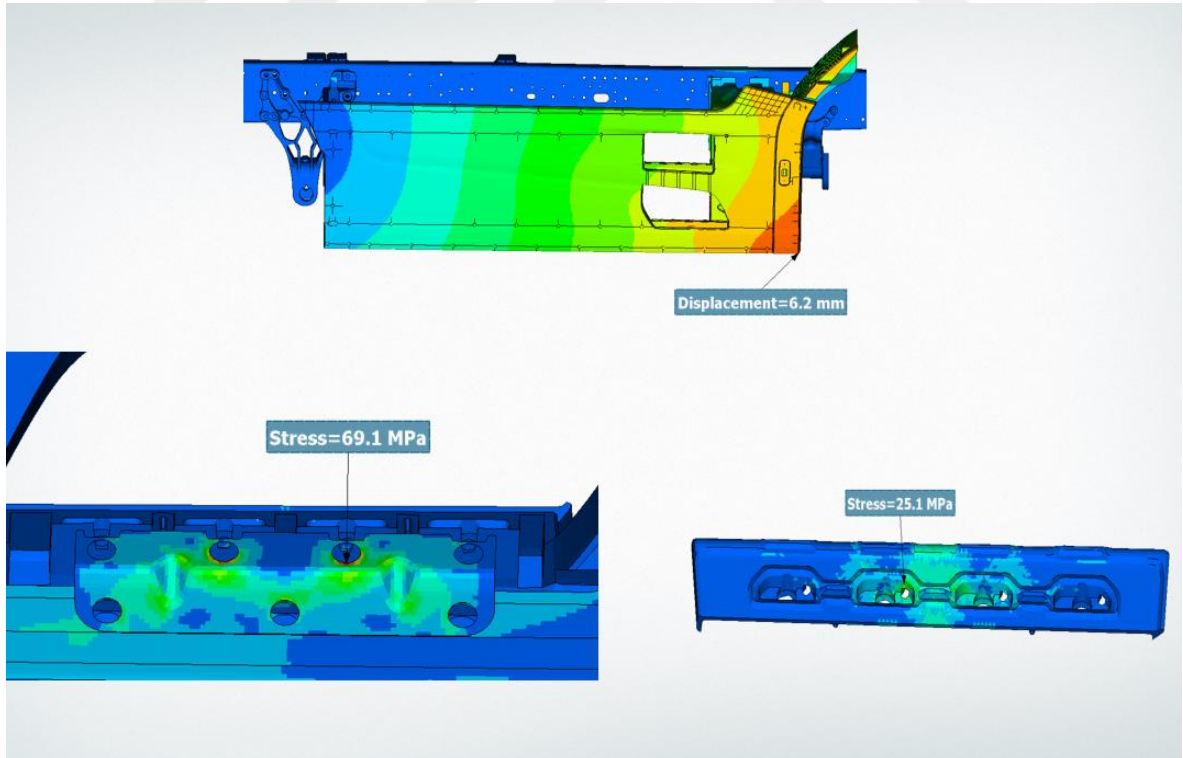
Şekil 4.13: Basamak ilk tasarımı



Şekil 4.14: Basamak son tasarım



Şekil 4.15: Üst basamak için analiz sonuçları



Şekil 4.16: Alt basamak için analiz sonuçları

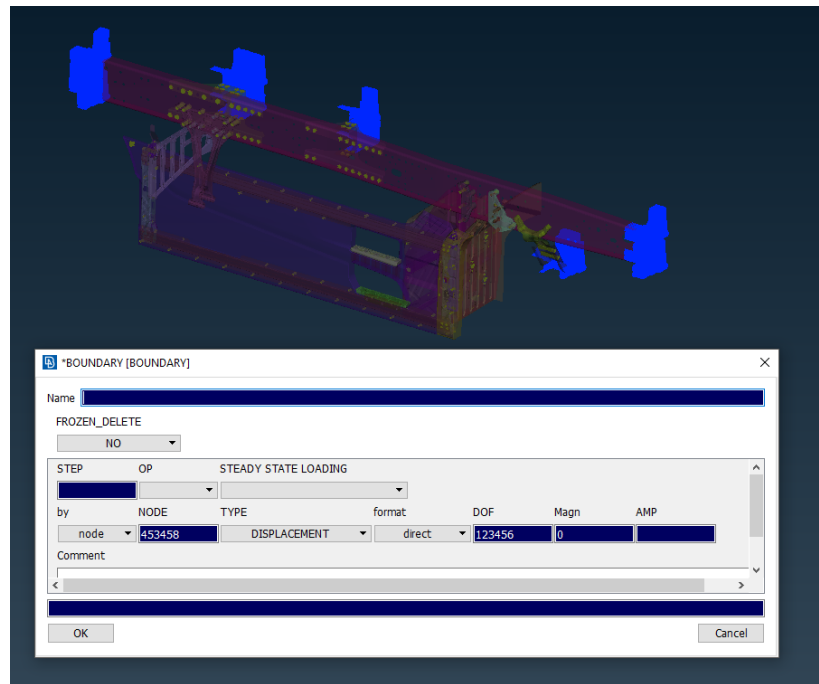
Statik basma analizleri, fiziksel test ile doğrulanmış ve tasarım onaylanmıştır.

4.2.2 Statik Panel Çekme Analizi

Yan eteklere ait panellere çekme analizi yapılmasının sebebi insanlar pençe mekanizmasına ait kilidi açmadan direk olarak paneli çekerek yan etekleri açmaya çalışıyorlar. Bu durumda plastik parça üzerinde kırılmalara yol açmaktadır. Bu yüzden bu bölgelere statik çekme analizi yapılmış ve analiz sonucu kabul kriterlerini sağlayana kadar tasarım iterasyonları yapılmıştır. Bu analiz için kabul kriteri 400 N yük altında maksimum 4 mm elastik şekil değişimi olmalı ve kalıcı şekil değişimi 0 mm olmalıdır. Aynı zamanda parçalarda hiçbir kırık gözlemlenmemelidir. Bu sebeple parça üzerinde oluşan stres seviyeleri ve parçaya ait malzeme akma ve kopma dayanımları karşılaştırılmalıdır.

Statik panel çekme analizinde bir önceki başlık altında anlatılan statik basma analizinde olduğu gibi ABAQUS programı ile analiz koşturulmuştur. Analiz sol panel ve sağ panele ait ön ve arka paneller için ayrı ayrı yapılmıştır.

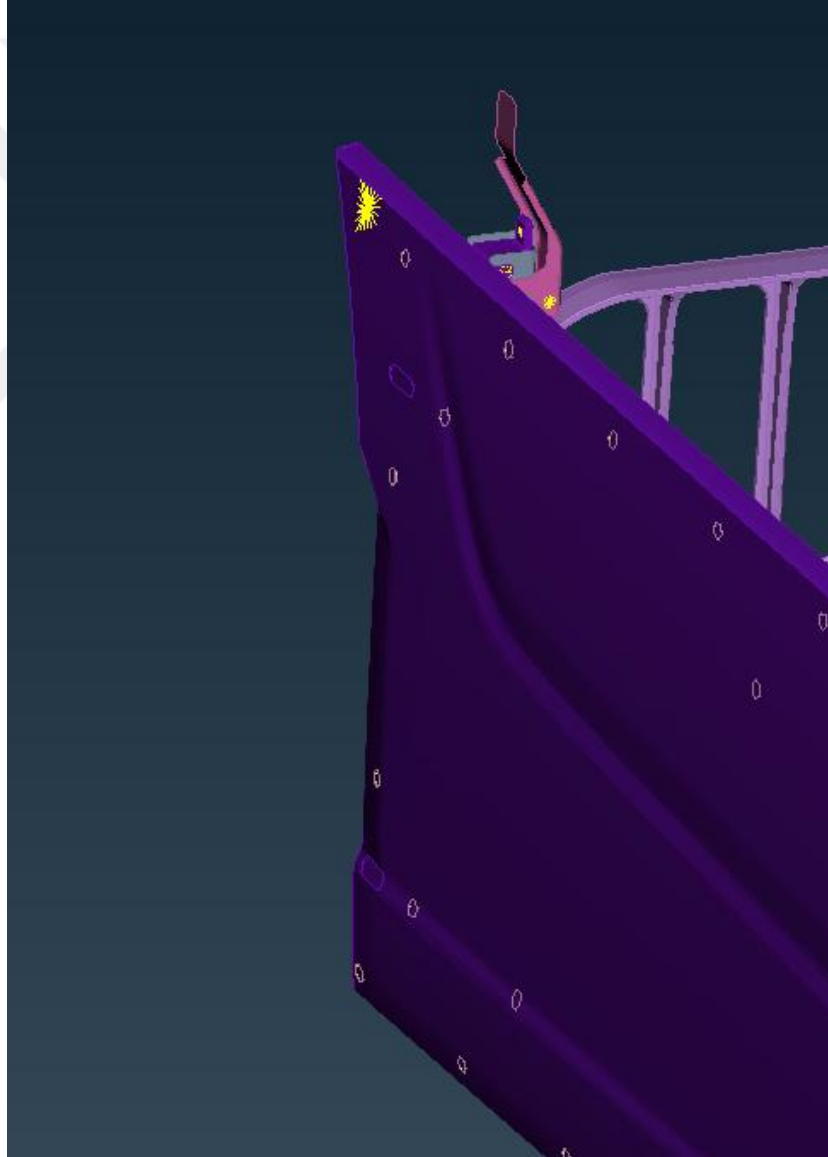
ANSA programında ön işlemciye ait işlemler tamamlandıktan sonra (meshleme – ağ örme ve yüzey temizleme) işlemci (precessor) kısmına geçilmiştir. ABAQUS programı ile modelleme yapılmış olup aşağıdaki şekillerde görüleceği üzere sınır şartları ve yükleme şartları belirlenmiştir.



Şekil 4.17: Sınır koşullarının belirlenmesi

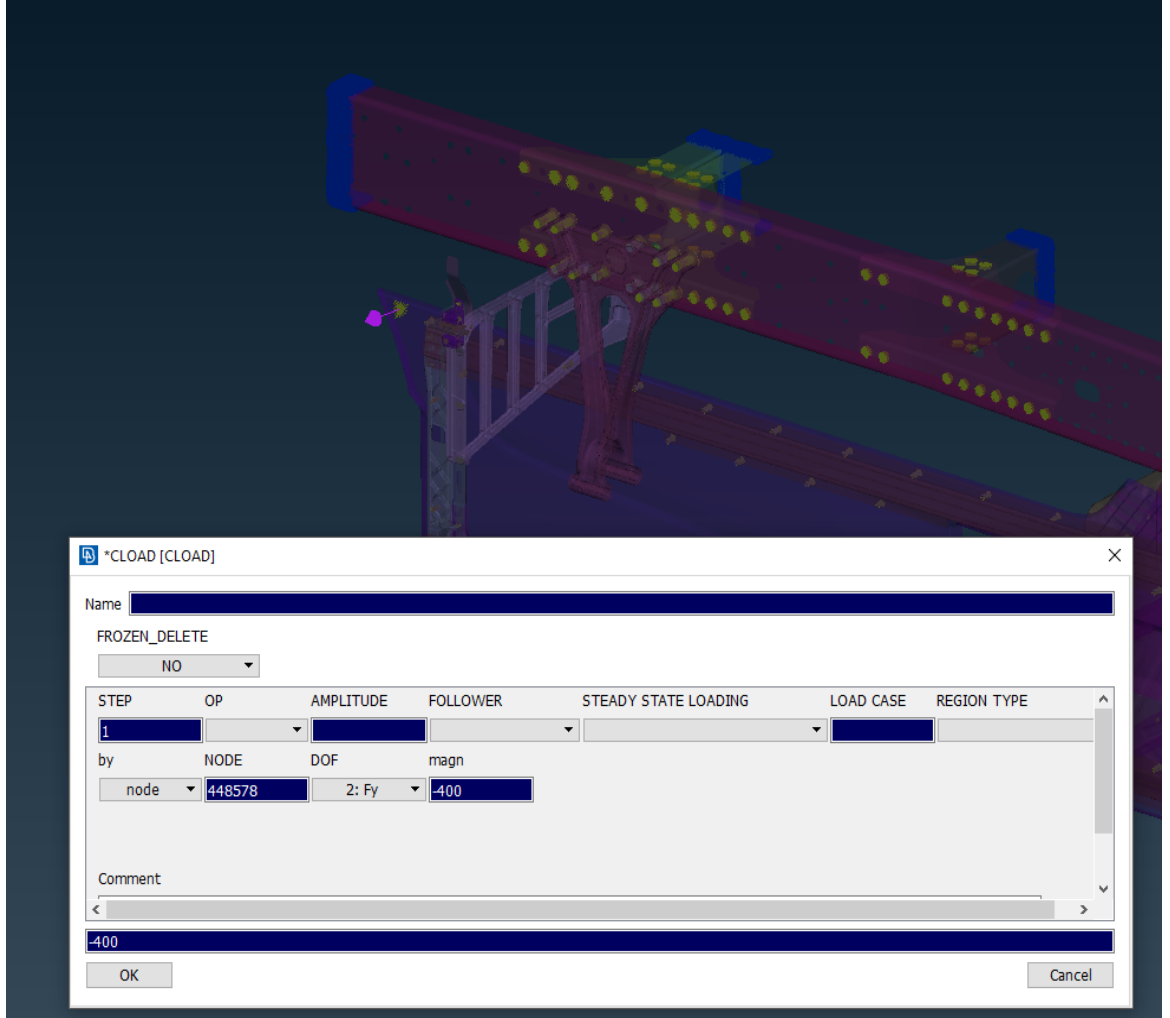
Şekil 4.17’de görüldüğü üzere ilk olarak sınır koşullarını belirliyoruz. Şasi mavi ile işaretli lokasyonlardan her yönde kısıtlanmıştır. Burada serbestlik derecesi (DOF, degree of freedom) 123456 girilmiştir. Yani 123 sırası ile x, y, z yönlerindeki hareket etme kısıtı, 456 ise sırası ile x, y, z yönlerindeki dönme kısıtıdır. Yer değişimi 123456 için 0 girilmiştir. Yani şasi tutulan noktalarından hiçbir şekilde hareket etmeyecektir.

Sınır koşulları belirlendikten sonra insanların elle çekeceği lokasyondan bir elin tutabileceği kadar alan Şekil 4.18’de görüleceği üzere rijit elemanlarla tutulmuştur. (MPC, Multi Point Constraint)



Şekil 4.18: Kuvvet uygulanacak alanın rijit olarak tutulması

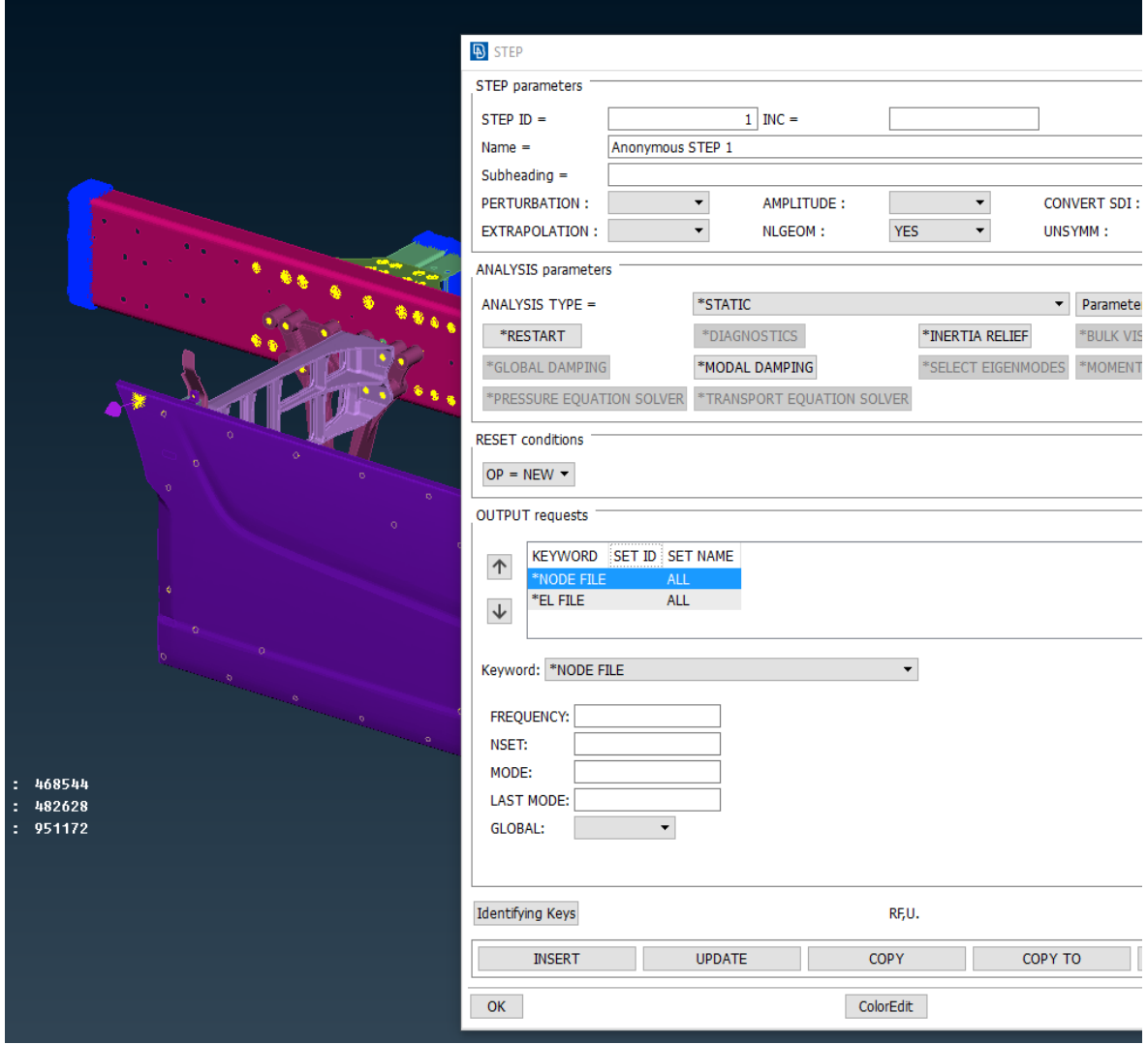
Rijit olarak tutulan alanın merkezinden kuvvet uygulanacaktır. Şekil 4.19’da görüleceği üzere negatif y yönünde 400 N kuvvet değeri uygulanmıştır.



Şekil 4.19: Kuvvet değerinin ve yönünün tanımlanması

Bu analiz sağ panel için sol üst uca ve sağ üst uca ayrı ayrı kuvvet verilerek uygulanmıştır. Aynı zamanda sol panel ve sağ panel simetrik olmadığından sol panel için de sol üst uca ve sağ üst uca ayrı ayrı analiz modeli kurulmuştur.

Sınır şartları ve yükleme durumuda belirlendikten sonra artık analiz çıktısı olarak istenilen verilen seçilecektir. Bu analiz kapsamında çıktı olarak yerdeğişimi, stres değerleri, tepki kuvvetleri verileri işlenmiştir. Şekil 4.20’de analiz çıktısı olarak istenilen gösterilmiştir. Burada U yer değişimini, RF tepki kuvvetini, S ise stres değerlerini ifade etmektedir. Çıktı alındıktan sonra model HPC sistemine yüklenmiş ve analiz burada koşturulmuştur.

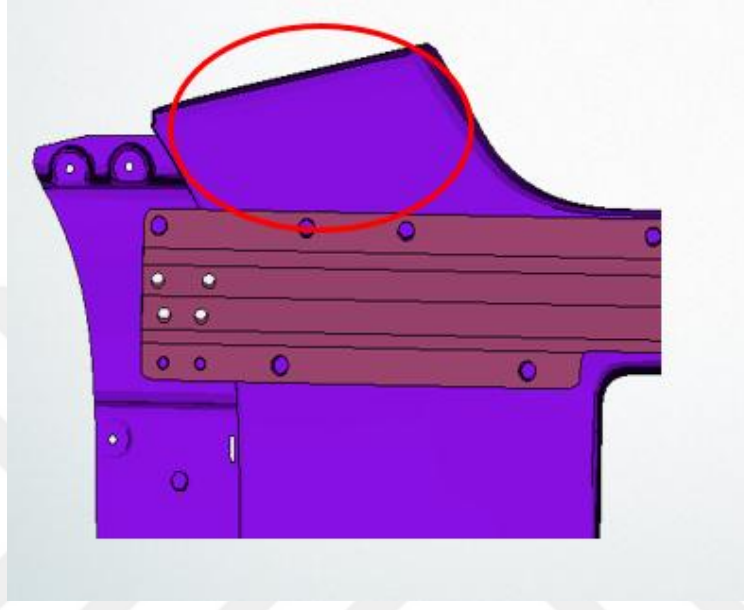


Şekil 4.20: Analiz çıktılarının belirlenmesi

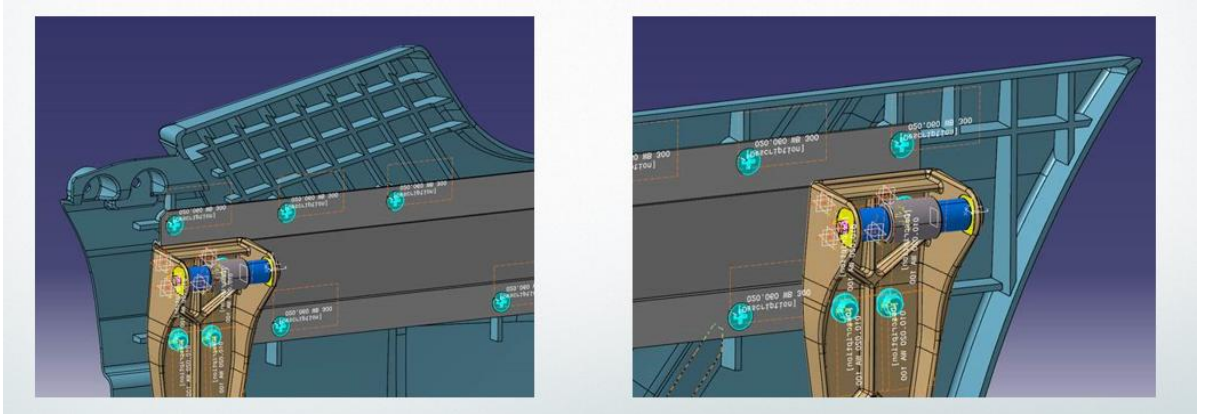
Bu aşama ile birlikte analiz artık hazır hale gelmiştir. Model çıktı (output) alınır ve analiz koşturulur. Analiz çıktısı HPC adı verilen yüksek performansla hesaplama (High Performance Computing) sistemine yüklenir ve analiz burada yüksek işlemci ile hızlı bir şekilde koşturulur ve sonuçlar alınır. Dört farklı analiz modeli oluşturulduğu için HPC sistemine dört farklı analiz dosyası yüklenmiştir ve dört farklı sonuç alınmıştır.

Analiz sonuçları alındıktan sonra artık sonuçların incelenmesi aşamasına gelinmiştir. Bu aşama son işlemci (post processor) aşaması olarak tanımlanmaktadır. Sonuçlar METAPOST adı verilen yazılıma yüklenir ve oradan sonuçlar incelenir. Metapost programına ABAQUS çıktısı ve HPC sisteminden alınan analiz sonuçları yüklenir. Burada her bir analiz için yer değişimi ve stres değerleri incelenir.

Tasarımın ilk analiz sonuçları alındığında sonuçlar kriterleri sağlamamıştır. Sonrasında tasarım üzerinde aşağıda gösterilen güçlendirmeler yapılmış ve analiz sonuçları okey çıkana kadar tasarım iterasyon çalışmasına devam edilmiştir. Aşağıda ilk tasarım ve son tasarım arasındaki fark ve son tasarıma ait sonuçlar iletilmiştir.

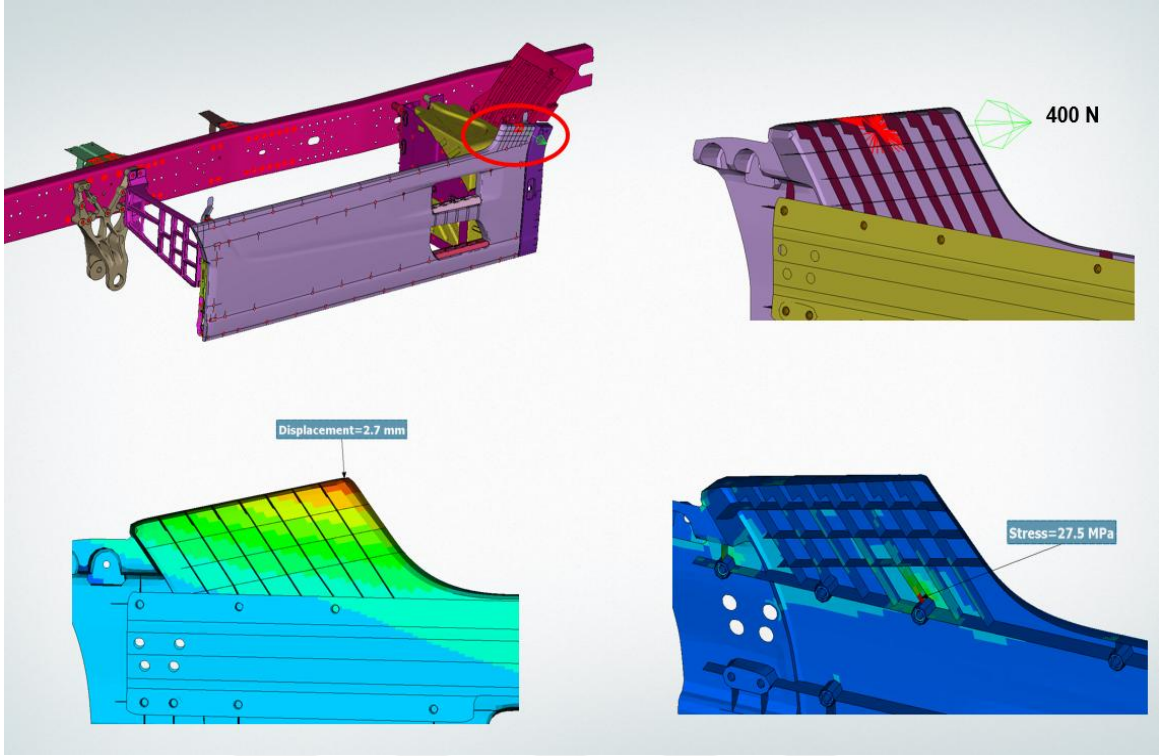


Şekil 4.21: Tasarımın ilk hali

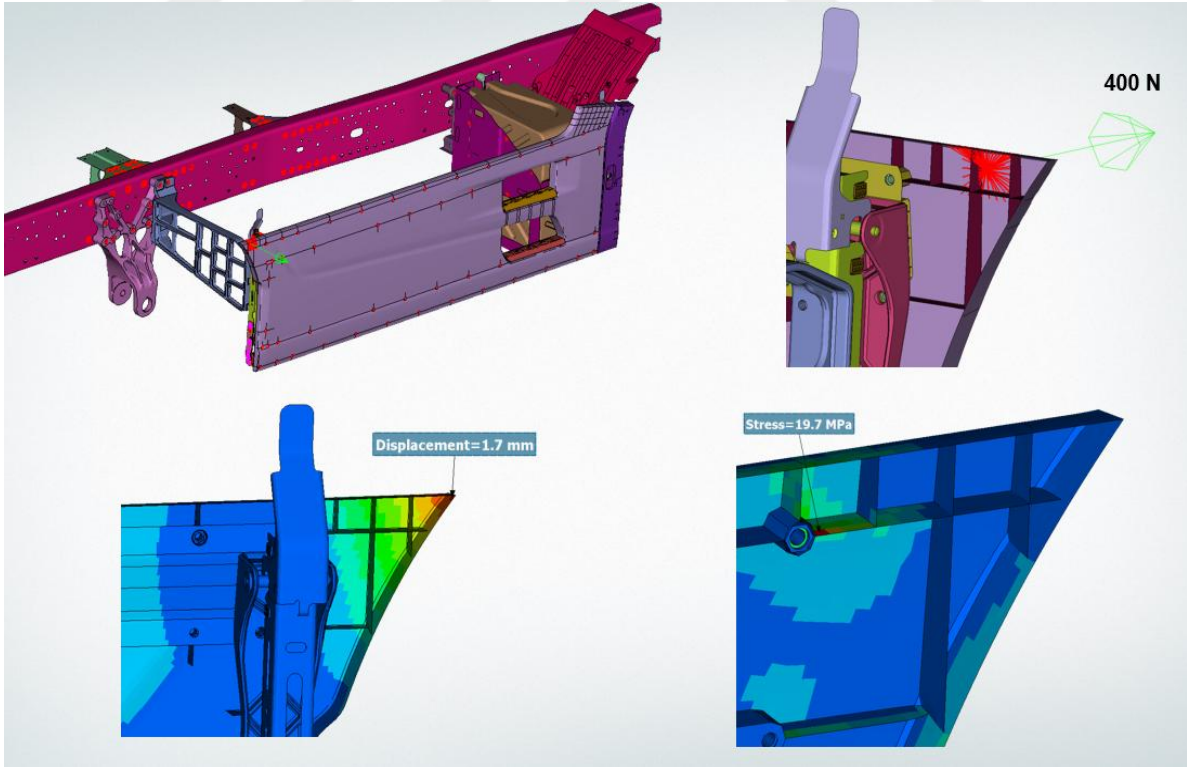


Şekil 4.22: Tasarımın son hali

Şekil 4.21 ve 4.22'den görüleceği üzere tasarımın ilk hali analiz kriterlerini sağlayamadığından güçlendirmeler yapılmıştır. Tasarıma ekstra dayamalar (ribler) alınmış ve aynı zamanda bağlantı sayısı arttırılmıştır. Son haline gelen tasarım analiz kriterlerini sağlamıştır. Daha sonra fiziksel test planlanmış ve test de kriterleri sağlamıştır. Tasarım onayı verilmiştir.



Şekil 4.23: Sağ panel ön tarafa ait analiz sonuçları



Şekil 4.24: Sağ panel arka tarafa ait analiz sonuçları

Statik çekme analizleri, fiziksel test ile doğrulanmış ve tasarım onaylanmıştır.

4.3 KAMYON YAN ETEKLERİNİN DİNAMİK ANALİZLERİ

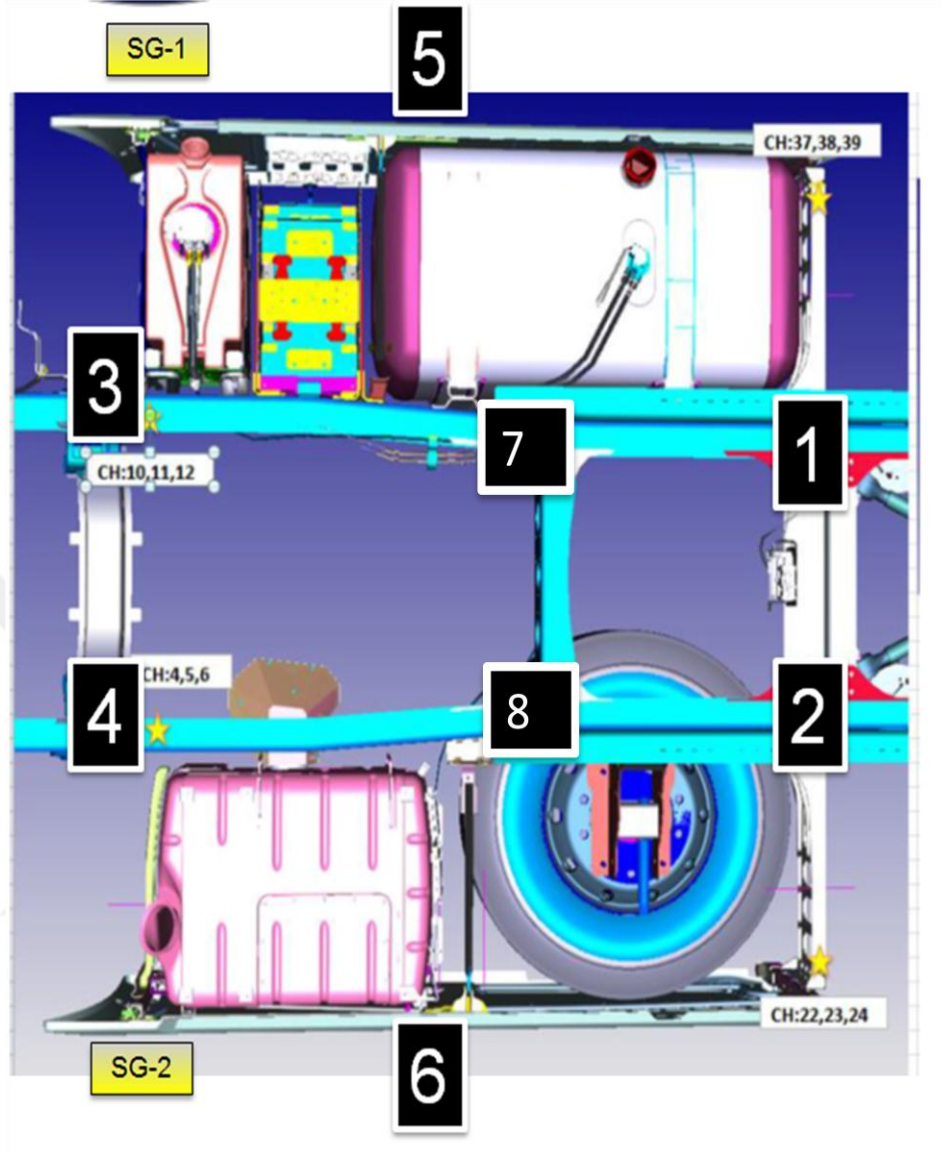
Yan etek gibi kamyon şasisine bağlı sistemler üzerinden oluşan hasarlar genellikle titreşim kaynaklı yorulma kırıklarıdır. Titreşim kaynaklı yorulma kırıklarının önüne geçmek için tasarım aşamasında dinamik analizler yapılmaktadır. Bu analizler yol testinde araç üzerinde ilgili bölgeye ivme ölçerler yerleştirilmesi ve bu ivme ölçerler üzerinden ilgili bölgeye gelen ivme yüklerinin bilgisayar ortamına aktarılması ile sonlu elemanlar programları aracılığı ile gerçekleştirilen ivmeli yorulma analizleridir. İvmeli yorulma analizi dışında sistemin doğal frekanslarının tespit edildiği modal analiz ve sistemin doğal frekanslarındaki zayıf noktalarını tespit etmek için frekans cevap analizleri de yapılmaktadır.

İlk olarak ivme tabanlı yorulma analizinden detaylı bahsedilecektir. İvme tabanlı yorulma analizlerinin yapılabilmesi yol testinde araç üzerinden kamyon yan eteklerinin şasiye bağlanan noktalarına yakın lokasyonlardan ivme ölçerler aracılığı ile ivmeler toplanmıştır.

4.3.1 Kamyon Yan Etekleri İçin Yol Verisi Toplanması

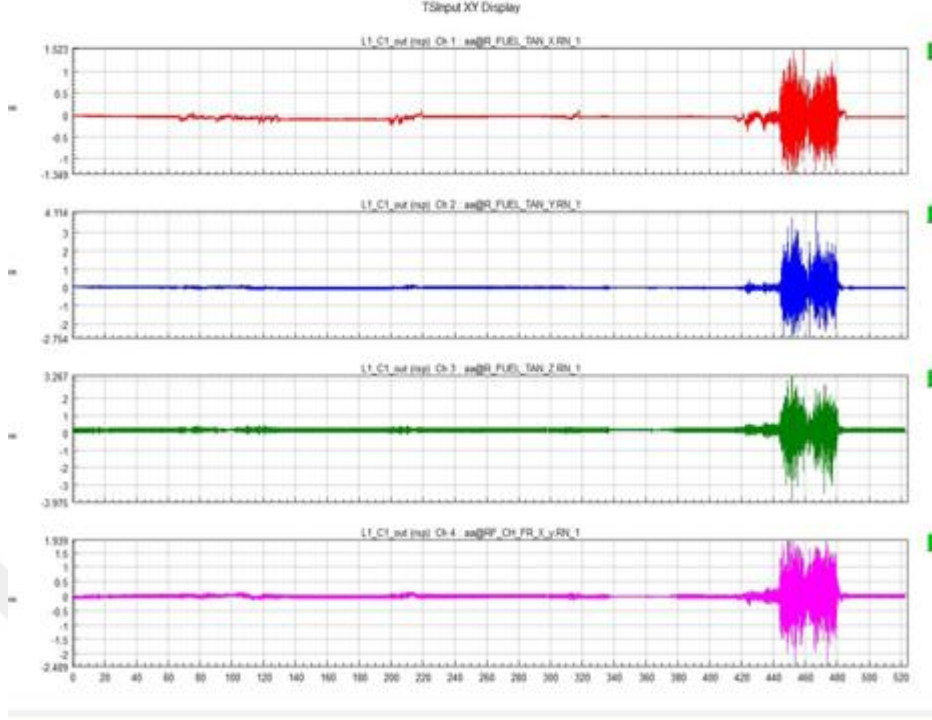
Kamyon yan eteklerinin titreşim kaynaklı yorulma kırıklarının önüne geçmek için yan eteklerin kamyon şasisine bağlanan noktlarına yakın bölgelere ivme ölçerler yerleştirilir. Yerleştirilen bu ivme ölçerler üç eksenli olup x, y, z eksenlerinde ivme toplayabilmektedir. Üzerine ivme ölçerlerin yerleştirildiği kamyon hızlandırılmış test parkurunda test edilir. Kamyon test parkurunda her bir yol profilinden belirlenen test senaryosuna göre geçmektedir ve ivme verileri toplanmaktadır. Tüm ölçümler istatistiksel açıdan daha doğru sonuçlu almak için 3 defa ayrı ayrı ivme verileri toplanmıştır.

Kamyon yan eteklerinin bilgisayar ortamında sonlu elemanlar analizinin yapılabilmesi için aşağıda Şekil 4.25’de gösterilen lokasyonlara ivme ölçerler takılmıştır. Kamyon yan etekleri için kritik olan şasi bağlantı lokasyonlarına, ayrıca sağ ve sol tarafa eşit yük gelip gelmediğini anlamak için sağ ve sol panel üzerine, sağ ve sol taşıyıcı döküm braketler üzerine ivme ölçerler yerleştirilmiştir. İvme ölçerler dışında yol testinde kırıkların yaşandığı dikme döküm braketler üzerine ise gerinim ölçerler yerleştirilmiştir. Gerinim ölçerler ile kırılmanın yaşandığı braket üzerinde detaylı inceleme yapılacaktır. Totalde 8 adet lokasyona ivme ölçer ve 2 adet lokasyona da gerinim ölçer (strain gauge) takılmıştır. Şekil 4.25’de lokasyonlar detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.25: İvme ölçer ve gerinim ölçer lokasyonları

Aşağıda Şekil 4.26’da 7 nolu lokasyondan yani sağ tarafa ait yakıt tankı lokasyonundan x, y, z eksenleri olmak üzere 3 farklı eksende toplanmış ivme verileri gösterilmiştir. Şekil 4.26’dan da görüleceği üzere ivme verileri g yani yerçekimi ivmesi cinsindendir. Zamana bağlı olarak belirli bir zaman aralığındaki ivme değişimi gösterilmiştir. Burada örnek olarak gösterilen ivme verisi incelendiğinde y ekseninde maksimum 4g değerlerine ulaşan ivmeler görülmektedir. Ancak ivme ortalama olarak 2g bandında ilerlemektedir. Her eksen için ayrı ayrı incelemeler yapılmaktadır. Bu veriler aracın farklı yol profillerinden belirlen tur sayısı ile yüklü veya yüksüz belirlenen yük durumuna göre yol pistinde belirlenen hızlarda gitmesi ile elde edilir.

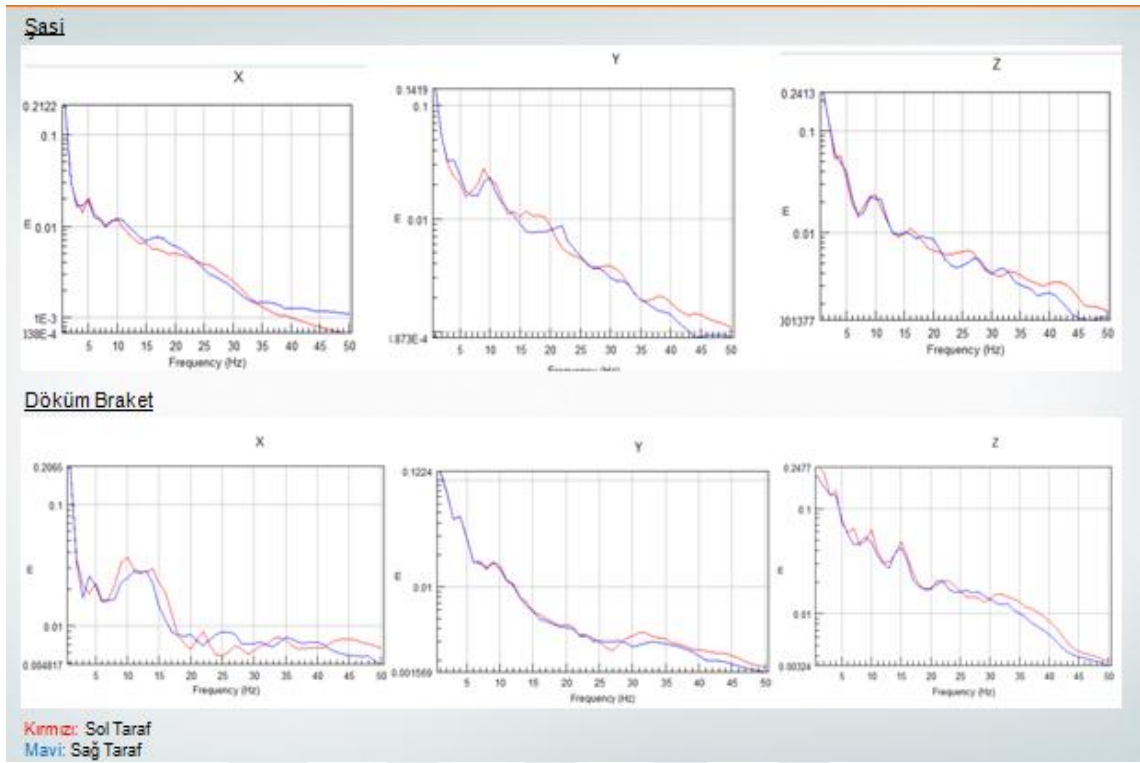


Şekil 4.26: Yol yükü datasından elde edilen ivme-zaman verileri

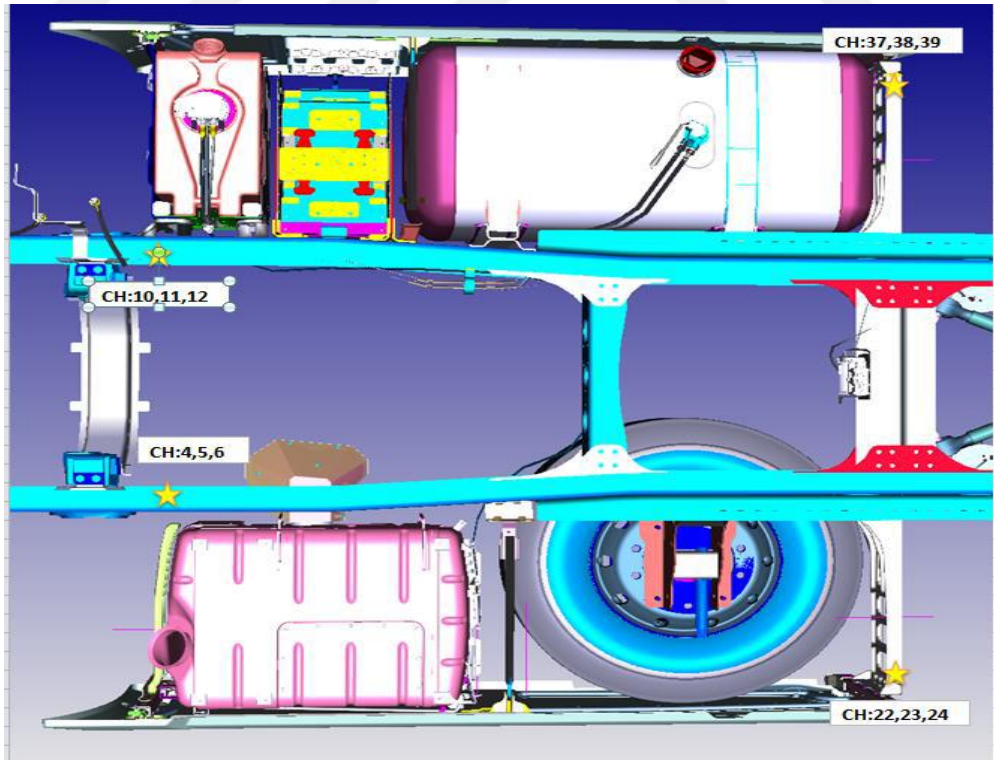
Sağ ve sol yan eteğe gelen yüklerin benzer mi farklı mı olup olmadığını anlamak için ivme ölçer ve gerinim ölçerler sağ ve sol tarafa simetrik olarak takılmıştır. Aşağıda Şekil 4.27’de sağ ve sol şasi üzeri ile sağ ve sol döküm braket üzerine gelen ivme verileri kıyaslamalı olarak gösterilmiştir.

Şekil 4.27 detaylı incelendiğinde ivme verileri zamana bağlı değil frekansa bağlı olarak gösterilmiştir. Zaman düzleminden frekans düzlemine geçilmesinin sebebi verileri daha doğru yorumlayabilmektir. Şasi tarafı incelendiğinde x ekseninde, y ekseninde ve z ekseninde hem sol hem sağ taraf şasisi üzerine gelen yol yüklerinin benzer olduğunu görüyoruz. İvme frekans eğrileri çok benzerdir. Burada şasi dışında yan etekler üzerine gelen etkiyi de anlayabilmek için döküm braketlere de ivme ölçerler eklenmiştir. Aynı şekilde sağ ve sol döküm brakete gelen ivme yükleri de incelenmiştir. Her iki braketten de benzer ivme eğrileri oluşmuştur. Eğriler üzerinde görülen ufak farklılıklar anlamlı bir değişiklik ifade etmemektedir. Burada kırmızı eğri sol tarafı, mavi eğri sağ tarafı temsil etmektedir.

Yol testinden ivme ölçerler ve gerinim ölçerler aracılığı ile elde edilen veriler incelendiğinde kamyon sağ ve sol yan eteklerine benzer titreşim yükünün geldiği görülmüştür.



Şekil 4.27: Sol – sağ yan etekleri üzerine gelen ivme verileri



Şekil 4.28: Şasi ve döküm brakete yerleştirilen ivme ölçer lokasyonları

Şekil 4.28’de Şekil 4.27’de elde edilen verilerin lokasyonları gösterilmiştir.

4.3.2 Kamyon Yan Etekleri İçin Sonlu Elemanlar Analiz Modelinin Hazırlanması

Bilgisayar destekli tasarım (CAD) programları aracılığı ile çizimi yapılan datalar tasarım işlemi tamamlandıktan sonra sonlu elemanlar analizlerinin yapılabilmesi için bilgisayar destekli mühendislik (CAE) programlarına aktarılır. Kamyon yan eteklerinin tasarımları CATIA programında çizilerek oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar analizi için CATIA’da çizimi yapılan kamyon yan eteklerine ait sistem tasarımı ön işlemci aşaması için ANSA programına aktarılmıştır.

Sonlu elemanlar analiz yöntemi üç ana aşamadan oluşmaktadır. Bunlar ön işlemci, işlemci ve son işlemci aşamalarıdır. Ön işlemci aşamasında çizimi yapılan data üzerinde yüzey temizleme, geometri incelemeleri yapılır ve tasarım sonlu elemanlara bölünerek meshleme işlemi gerçekleştirilir. İkinci aşama ise işlemci diğer bir adıyla çözdürücü aşamasıdır. Bu aşamada sonlu elemanlar analiz modelinin hangi çözdürücü ile koşturulacağı seçilir. Birçok çözdürücü programı bulunmaktadır. ANSYS, ABAQUS, NASTRAN, LSDYNA, RADIOSS gibi programlar bu gruba girmektedir. Kamyon yan eteklerinin titreşim kaynaklı yorulma analizleri için işlemci aşamasında NASTRAN programı kullanılmıştır. Bu aşamada analiz modeli tamamen oluşturulur, sınır koşulları, yükleme koşulları, analiz çıktıları gibi işlemler tanımlanır. Son aşama ise son işlemci aşamasıdır. Bu aşamada ise işlemci aşamasında koşturulan analizlerin sonuçları indirilir ve detaylı incelemesi yapılır. Kamyon yan etekleri için son işlemci aşamasında METAPOST programı kullanılmıştır.

Kamyon yan eteklerinin sonlu elemanları analizi için sol ve sağ taraf ayrı ayrı modellenmiştir. Analiz modeline şasi ve şasiye bağlanan kamyon yan etekleri sistemi bağlanmıştır.

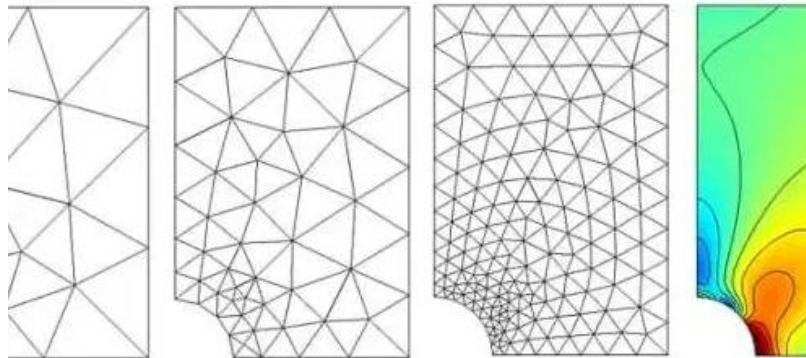
ANSA ön işlemci programında açılan tasarıma ilk olarak malzeme ve kalınlık atamaları yapılmıştır. Geometri hataları olup olmadığı kontrol edilmiştir. Sonrasında sonlu elemanlara bölme (meshleme, ağ örme) aşamasına geçilmiştir. Panel, ince braketler gibi kabuk parçalara kare – dörtlü ağ (quad mesh) eleman geometrisi atılmıştır. Bu parçalar kabuk teorisine göre modellenmiştir. Kabuk teorisinde parçaların orta yüzeyi iki boyutlu olarak alınır ve kalınlığı bu iki boyutlu kabuğa tanımlanır. Basamak, döküm braket gibi parçalar katı olduğundan dış yüzeyine üçgen ağ (tria mesh), içine ise tetra eleman ağı atılmıştır. Eleman tipi boyutu (mesh boyutu) 3 mm – 5 mm – 7 mm – 10 mm seçilebilir. Eleman tipi boyutu bölgelere göre değişmektedir. Hassas olan yerlerde mesh boyutu küçük kullanılmıştır.

Aşağıda Şekil 4.29’da sonlu elemanlar ağ tipleri gösterilmiştir.

boyut	el. derece.	eleman şekli	eleman tipi
1D (eğri)	lineer		kiriş
	kuadratik		kiriş
	kübik		kiriş
2D (alan)	lineer		tabaka, kabuk
			
	Cubic		
3D (hacim)	lineer		
	kuadratik		

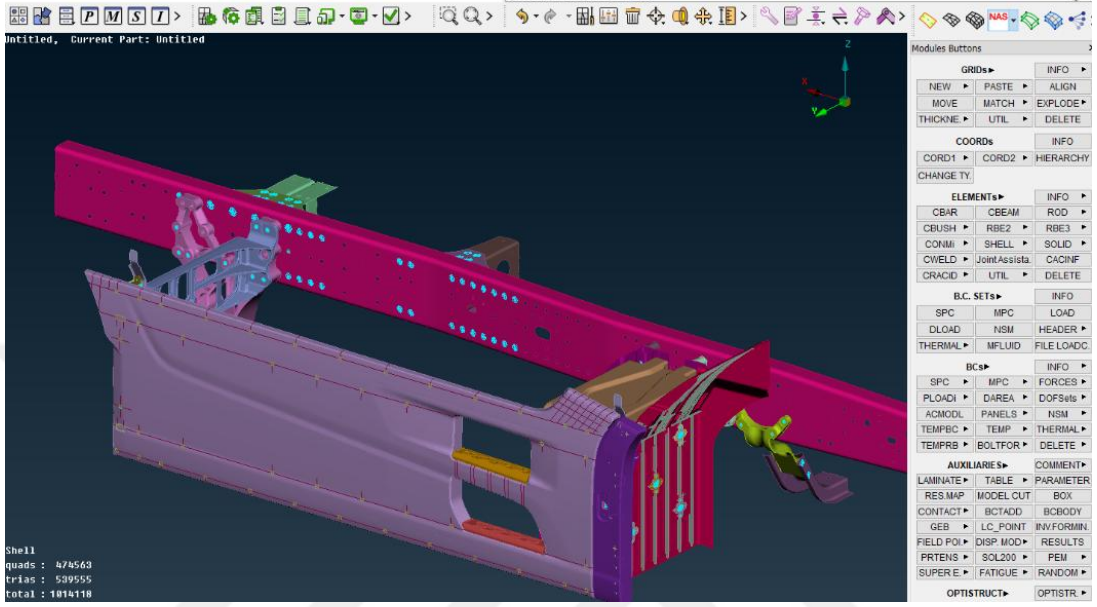
Şekil 4.29: Sonlu elemanlar ağ tipleri

Şekil 4.30’da üçgen ağ için boyut değişimi gösterilmiştir. Gerilme yoğunluğunun olduğu yerlerde eleman boyutu küçük kullanılır.



Şekil 4.30: Sonlu elemanlar boyutları

Sonlu elemanlara bölme işlemi tamamlandıktan sonra sistem içerisinde parçalar arasındaki ilişkiler tanımlanmıştır. Civatalar atıldı, kaynaklar atıldı, punta kaynakları ve alın kaynakları ayrı ayrı modellenmiştir.



Şekil 4.31: ANSA programında oluşturulmuş analiz modeli

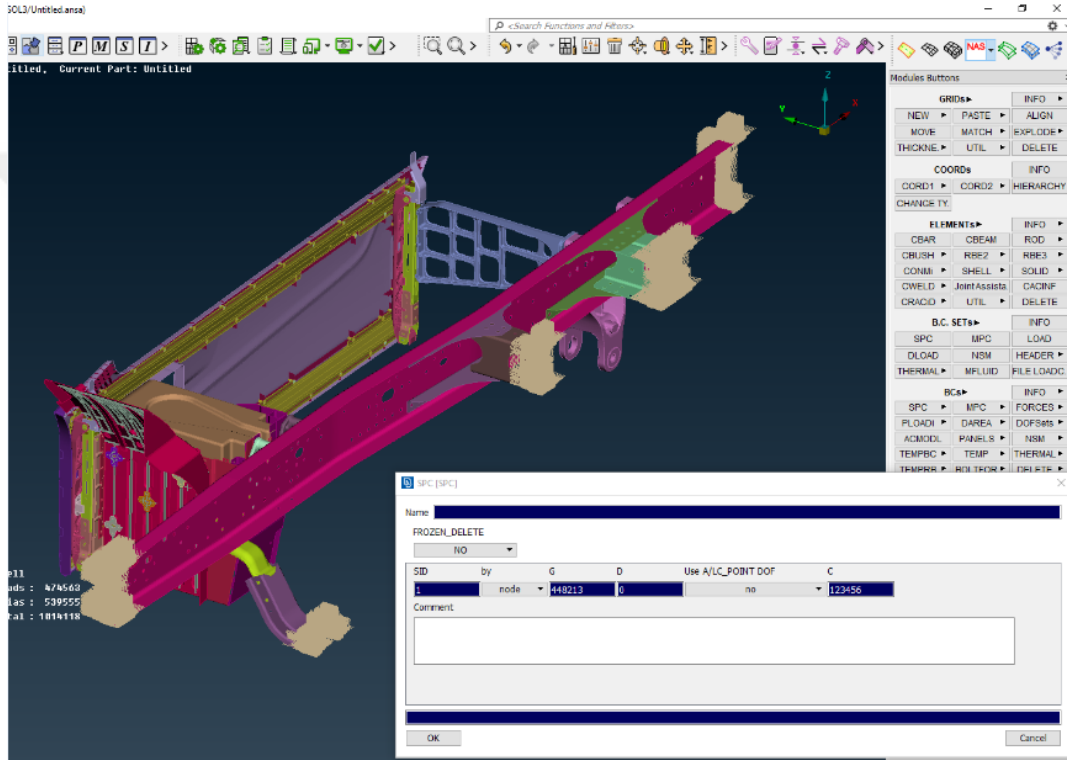
Sistemde kabuklar üzerinde 474563 dörtlü ağ (quad) eleman, 539555 üçgen ağ (tria) eleman vardır. Sistem kabuk yüzeyler üzerinde toplamda 1014118 eleman bulunmaktadır.

4.3.3 Kamyon Yan Eteklerinin Modal Analizi

Kamyon yan etekleri için modal analiz yapılmasının amacı sistemin doğal frekanslarını bulmaktır. Sistemin doğal frekans değerleri kritiktir. Sistem tasarımını yaparken aracın rezonansa girmesini engellemek için belirli mod değerleri ile çakışmayacak şekilde tasarımı güçlendiririz. Sistemin riitliğini belirleyebilmek için belirlenen minumum bir mod değeri vardır. Sistemin ilk mod değerinin bu belirlenen minumum mod değerinden daha üst bir seviyede olması gerekmektedir. Sistemin mod değerleri ne kadar küçük olursa o derecede yoldan gelen yüklerden etkilenip rezonansa girerek parçaların kırılmasına yol açar. Bu yüzden mod değerlerini mümkün oldukça yüksek değerlere çıkarmaya çalışırız. Modal analiz için bir diğer kritik nokta da sistemin doğal frekanslarının aracın rölanti durumunda çalışırken motor frekansları ile çakışmamasıdır. Modların çakışması durumunda sistem rezonansa girecek ve parçaların kırılması kolaylaşacaktır.

Tasarım aşamasında sürekli modal analiz yapılarak tasarım yukarıda belirtilen kritik mod değerleri ile çakışmayacak şekilde tasarım değiştirilmiştir.

Modal analiz için ön işlemci aşamasında ANSA programında oluşturulmuş analiz modeli kullanılmıştır. İşlemci aşamasında ise modal analiz için ANSA programı içine gömülü olan NASTRAN programı kullanılmıştır. Modal analizi gerçekleştirmek için NASTRAN programına ait SOL103 çözücüsü kullanılmaktadır.



Şekil 4.32: Modal analiz için nastran modelinin oluşturulması

Modal analiz için NASTRAN programı altında şasi Şekil 4.32’de gösterilen bölgelerden hiçbir şekilde hareket etmeyecek ve dönmeyecek şekilde sabitlenmiştir. Şasinin sabitlenmesinin amacı üzerine asılı olan yan etek sisteminin direk olarak kendi doğal frekanslarını bulmaktır.

SOL103 çözümünde ne kadar mod sayısı incelemek istiyorsak o değeri girebiliriz. Örneğin, 15 değeri girildiğinde ilk 15 mod değeri sonuç olarak alınacaktır. SOL103 çözücüsünde ikinci bir yöntem ise frekans hertz değeri girmektir. Örneğin, 100 Hz frekans değeri girilirse 100 Hz’e kadar sistemin bütün doğal frekansları sonuç olarak alınacaktır. Kamyon yan etekleri için modal analiz sonucu ilk 30 mod değeri için çıktı alınmıştır.

```

ID NASTRAN,MODAL
SOL 103

TITLE = YanEtekModalAnaliz
SUBTITLE = NASTRAN MODAL ANALIZI

DISPLACEMENT(PUNCH) = ALL

INCLUDE 'sideskirt_modal.bdf'
EIGRL 3 30
ENDDATA

```

Şekil 4.33: Nastran SOL103 çözücüsü

Şekil 4.33’de Nastran SOL103 modal analiz çözüsünün belirli bir kısmı gösterilmiştir. Buradan yan etek modal analiz sonucunda ilk 30 mod değerinin istendiği gösterilmiştir.

Tablo 4.2: Yan etek sisteminin doğal frekansları

Yan Etek Sisteminin Doğal Frekansları (Hertz)
15.8
27.1
32.6
44.0
51.3
67.9
79.7
82.5
94.8
109.5

Çizelge 4.1’de yan etek sisteminin ilk 10 doğal frekans değeri gösterilmiştir. Analiz çıktısından elde edilen diğer 20 mod değeri çok yüksek olduğundan ve yapısal dayanım açısından risk oluşturmadığından tabloya eklenmemiştir.

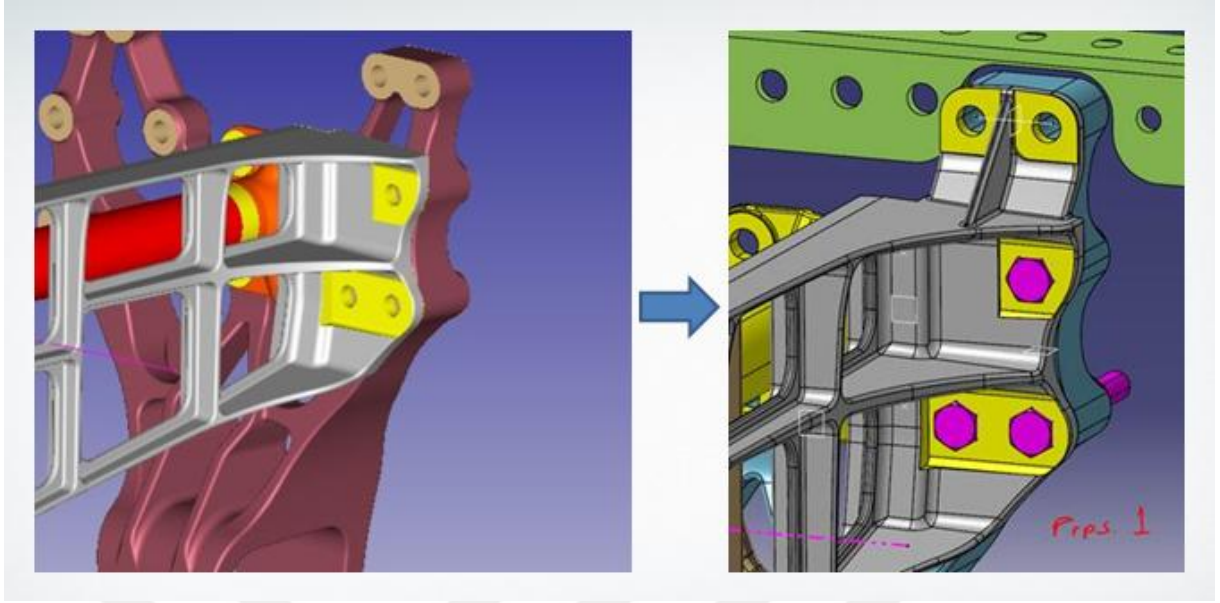
Çizelge 4.1’de görüleceği üzere ilk iki mod değeri sırasıyla 15.8 Hz ve 27.1 Hz değerlerine sahiptir. Yapısal dayanım açısından bu değerler düşük olup risk teşkil etmektedir. Fiziksel yol testi sonucu düşük modun ait olduğu bölgede aşağıda Şekil 4.34’da görülen yorulma kırığı meydana gelmiştir. Burada modal analizin doğruluğunu görmek amacıyla tasarımın riskli olduğu bilindiği halde mevcutta koşan bir test aracı olduğundan sonlu elemanlar CAE analizi sonucu ile fiziksel test arasındaki korelasyon seviyesini görmek amacıyla fiziksel test ile doğrulama yapılmıştır.



Şekil 4.34: Fiziksel yol testi sonucu meydana gelen yorulma kırığı

Şekil 4.34’de görüldüğü üzere fiziksel yol testi sonucu titreşim kaynaklı yorulmaya bağlı olarak döküm braket üzerinde ilk önce testin yüzde 47.5’ine gelindiğinde cıvata tork kayberek çıkmış, sonrasında ise iki cıvata bağlantısı kalan braket testin yüzde 60’ına gelindiğinde cıvata bölgesinden kırılmıştır. Bilgisayar destekli mühendislik (CAE) programları ile yapılan modal analiz sonucunda bu bölgenin riskli olduğu öngörülmüştü. Fiziksel test ile CAE analiz sonucu doğrulanmıştır.

Tasarım üzerinde modal analiz sonucu elde edilen mod değerlerini yükseltecek şekilde birçok iterasyon çalışması yapılmıştır. Her iterasyon sonrası analiz güncellenmiş ve iyileşmenin yeterli olup olmadığı incelenmiştir. Aşağıda Şekil 4.35’de braketin ilk hali ve tasarım iterasyonları sonucu geldiği son hali gösterilmiştir. Tasarımdan görüleceği üzere ekstra cıvata bağlantıları alınmış, parçanın stres seviyesinin yüksek olduğu bölgelerde kalınlaştırılmalar yapılmış, parça dayanımını arttıracak bayraklar eklenmiş, radyüs ölçüleri büyütülmüştür. Tasarımın güçlendirildiği hali ile sonlu elemanlar analizi güncellenmiştir. Sonuçlar aşağıda Çizelge 4.2’de ilk hali ile karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.35: Döküm braket tasarımının güçlendirilmesi

Tablo 4.2: Yan etek sisteminin karşılaştırmalı doğal frekansları

Yan Eteklerin Doğal Frekansları	
İlk Tasarım (Hz)	Son Tasarım (Hz)
15.8	30.1
27.1	39.4
32.6	48.8
44.0	55.3
51.3	66.4
67.9	75.5
79.7	87.6
82.5	93.9
94.8	102.6
109.5	120.2

Çizelge 4.2'den görüleceği üzere ilk tasarımda riskli bölgede yer alan doğal frekanslar tasarımın güçlendirilmesi ile birlikte kritik seviyesinin üstüne çıkmıştır. Tasarıma bu hali ile analiz onayı verilmiştir, sonrasında fiziksel yol testi tekrarlanmış olup sistem testin yüzde yüzünü hiçbir kırılma olmadan tamamlamıştır ve tasarım onayı verilmiştir.

Modal analizler ile kamyon şasisine bağlı yan etek sisteminin doğal frekansları tasarım güçlendirmeleri ile istenilen seviyelere çıkarılmıştır. Modal analizlerden sonra bir sonraki analiz tipi frekans cevap analizidir.

4.3.4 Kamyon Yan Eteklerinin Frekans Cevap Analizi

Modal analiz ile sistemin doğal frekansları bulunmuştur. Sistemin bu doğal frekanslar ile çakışan bir frekansta (yoldan gelen yükler vasıtası ile) nasıl davranacağını görmek ve bu doğal frekanslarda kendi ağırlığı altında nasıl davranacağını görmek için frekans cevap analizi yapılmaktadır.

Frekans cevap analizi sonucu sistemin kritik bölgeleri tespit edilir. Analiz sonucunda elde edilen stres değerleri gerçekçi değildir, ancak sistemin en zayıf yerini, sistemde bir yorulma kırığı meydana gelecek ise nereden kırılacağını tespit etmemizi sağlar. Bu analizin asıl faydası tasarımlar arasında karşılaştırma yapmak ve sonuçları birbiri ile göreceli olarak kıyaslamaktır.

Frekans cevap analizinde sisteme x, y ve z yönlerinde ayrı ayrı yüklemeler yapılmaktadır. Burada x yönündeki analiz aracın yalpalama durumunu, y yönündeki analiz frene basma durumunu ve z yönündeki analiz ise aracın çukura girmesini temsil etmektedir. Kamyon yan etekleri gibi şasiye bağlanan asılı sistemlerde en fazla yük z yönünde yani çukura girme durumunda gelmektedir.

Frekans cevap analizi için ön işlemci aşamasında ANSA programında oluşturulmuş analiz modeli kullanılmıştır. İşlemci aşamasında ise ANSA programı içine gömülü olan NASTRAN programı kullanılmıştır. Frekans cevap analizini gerçekleştirmek için NASTRAN programına ait SOL111 çözücüsü kullanılmaktadır. Modal analiz için oluşturulan model bu analiz içinde bir değişiklik yapılmadan kullanılacaktır. SOL103 çözücüsü ile elde edilen doğal frekanslar SOL111 çözücüsü içine yazılacak ve bu doğal frekanslarda sisteme x, y, z yönlerinde ayrı ayrı belirlenen yüklemeler yapılacaktır.

Aşağıda Şekil 4.36’da SOL111 çözücüsüne ait detayların bir kısmı paylaşılmıştır. Bu bölümde sadece z yönündeki yükleme durumu ve bu yük altında elde edilen sonuçlar paylaşılacaktır.

```
ID NASTRAN,FRR
SOL 111
TIME 1000.0

TITLE = Kamyon Yan Eteklerinin Frekans Cevap Analizi
SUBTITLE = NASTRAN FRF ANALIZI

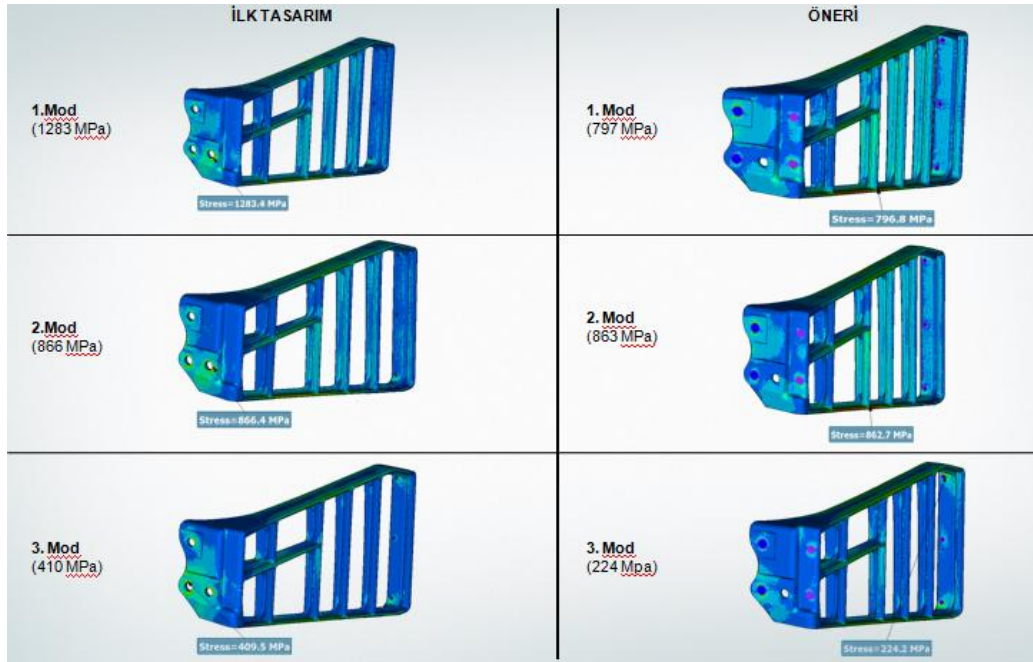
STRESS(PUNCH) = ALL
INCLUDE 'sideskirt_frf.bdf'

FREQ          15.80   27.10   32.60   44.00   51.30   67.90   79.70
              82.50   94.80  109.5

GRAV          2          10000.0 0.0   0.0   5.0
EIGRL         3
ENDDATA
```

Şekil 4.36: Nastran SOL111 çözücüsü

Şekil 4.36’da görüleceği üzere modal analiz sonucu elde edilen ilk tasarıma ait doğal frekans sonuçları çözücü içine yazılmıştır. Z yönünde 5g (yerçekimi ivmesi) yüklemesi yapılmıştır. Aynı şekilde tüm tasarım iterasyonları için analiz yapılmış ve gerilme değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.37: Karşılaştırmalı frekans cevap analizi sonucu

Şekil 4.37’de kamyon yan eteğine ait döküm braket için yapılmış olan z yönündeki frekans cevap analizi sonuçları gösterilmiştir. İlk tasarım ve güçlendirilmiş bir tasarıma ait sonuçlar karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Görsellerden görüleceği üzere ilk tasarım 3 bağlantılı iken güçlendirilmiş tasarım 4 yerden cıvata ile bağlanmıştır. İlk tasarımda sistemin en zayıf bölgesi cıvata bağlantısı olarak görülmektedir. İkinci tasarımda 4’lü bağlantıya geçilince hem gerilme değerleri önemli derecede düşmüş hem de gerilme yığılmasının olduğu bölge değişmiştir. Artık sistemin en zayıf bölgesi riskin düşük olduğu farklı bir bölgeye geçmiştir.

Fiziksel test sonucu ilk tasarımda ilk önce cıvata bağlantısında tork kaybı olmuş, sonrasında cıvata çıktıktan sonra testin ilerleyen kısmında parça cıvata bölgesinden kırılmıştı. Buradaki frekans cevap analizi ile kırık bölgesi birebir yakalanmıştır ve iyileştirme çalışması yapılmıştır.



Şekil 4.38: Analiz ve test sonucu

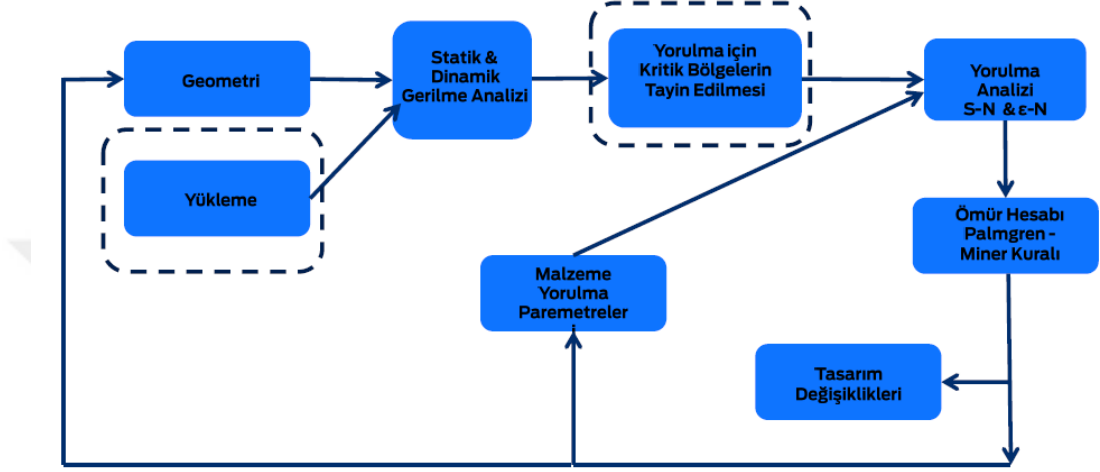
Şekil 4.38’de sonlu elemanlar frekans cevap analizi sonucu ve fiziksel test sonucunun korelasyon durumu gösterilmiştir. Önerilen tasarım yapısal dayanım açısından uygundur.

Tablo 4.3: Yan etek sisteminin karşılaştırmalı doğal frekansları

Yan Eteklerin Frekans Cevap Analizi	
İlk Tasarım (MPa)	Öneri (MPa)
1283 (1.Mod 15.8 Hz)	797 (1.Mod 29.8 Hz)
866 (2.Mod 27.1 Hz)	863 (2.Mod 35.4 Hz)
410 (3.Mod 32.6 Hz)	224 (3.Mod 40.5 Hz)

4.3.5 Kamyon Yan Eteklerinin Yorulma Ömür Analizi

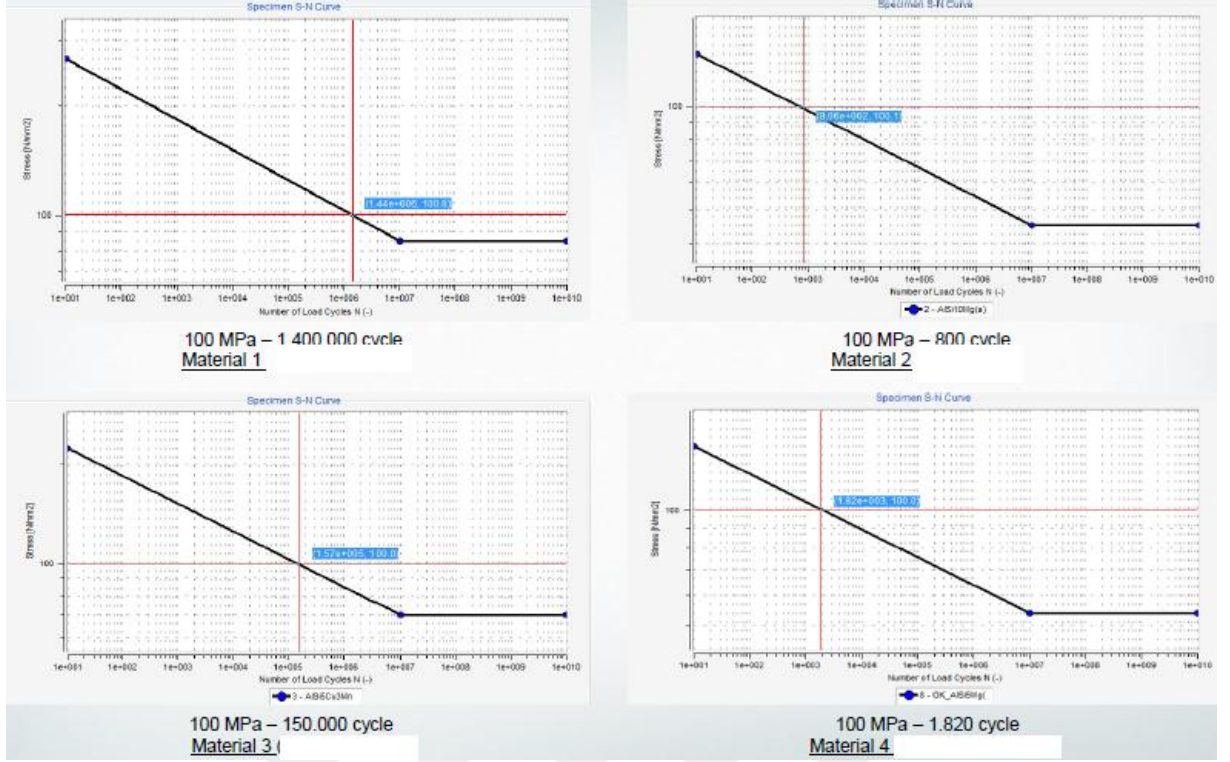
Titreşim kaynaklı yorulma analizleri FEMFAT programı ve FORD firmasının kendisine ait yorulma analizi programları aracılığı ile yapılmıştır. Aşağıda Şekil 4.39’da sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma analizlerinin şeması gösterilmiştir.



Şekil 4.39: Sonlu elemanlar yorulma analizi şeması

Şekil 4.39’den görüleceği üzere gerilme analizi sonucu elde edilen lineer olmayan gerilmeler Smith Watson Topper teorisine göre düzeltilir ve bu gerilme analizi ile yorulma hasarı için kritik bölgeler belirlenir, sonrasında Palmgren-Miner kuralına göre hasar değerleri elde edilir.

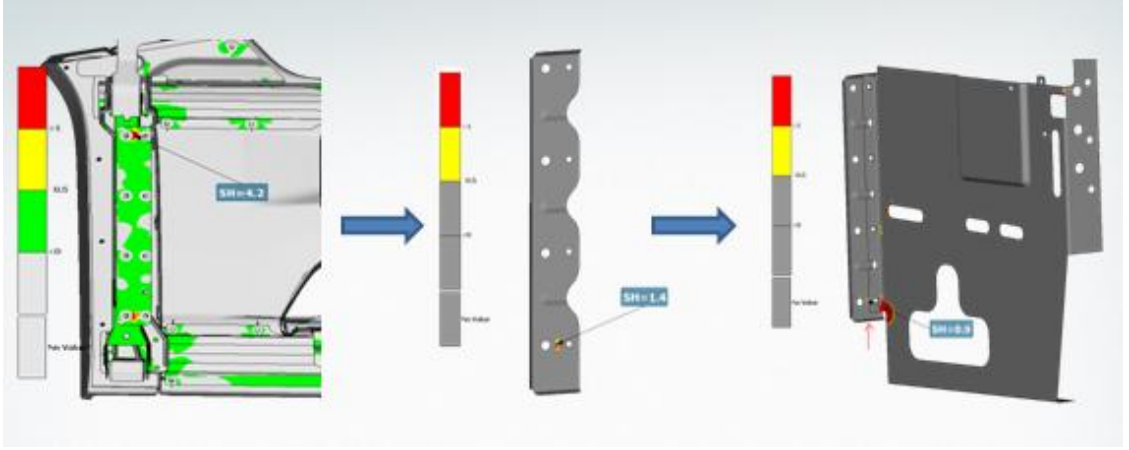
Kamyon yan etekleri için yapılan titreşim kaynaklı yorulma analizi için ilk önce NASTRAN programında model kurulur. Analiz yük girdisi olarak yol testinden toplanan ivme – zaman verileri kullanılır. FEMFAT programı malzeme kütüphanesinden kamyon yan etekleri için kritik malzemelerin yorulma eğrileri elde edilir ve yorulma analizine girdi olarak eklenir. Çıktı olarak Palmgren – Miner kuralına göre hasar değerleri elde edilir. Şekil 4.41’de farklı malzemeler için yorulma eğrileri gösterilmiştir. Malzeme seçiminde bu eğrilere dikkat edilmelidir. 1 no’lu malzeme 1.400.000 defa 100 MPa’lık tekrarlı bir gerilme yüküne dayanırken, 2 no’lu malzeme ise aynı gerilme yükü altında 800 tekrardan sonra hasara uğramaktadır. Parçalar için yorulma ömür hesabının çıkarılması için detaylı malzeme bilgilerine ihtiyaç vardır. Yorulma dayanım katsayısı, yorulma dayanım üssü, yorulma süneklik katsayısı ve üssü, çevrimsel dayanım katsayısı ve üssü gibi değerlerin bilinmesi gerekmektedir.



Şekil 4.40: Farklı malzemeler için yorulma eğrileri

Yorulma analizi için şasi üzerinde yoldan toplanan ivme – zaman datasının lokasyonundan tutulur. Bu noktaya yoldan toplanan ivme verileri çalınacaktır. Yorulma analizinde büyük kütle teorisi temel alınmaktadır. Şasi büyük bir kütle gibi davranırken, üzerine asılı yan etek sistemi ise toplanan ivme dataları ile sürekli titreşecektir. Yorulma analizi sağ ve sol için ayrı ayrı yapılmıştır.

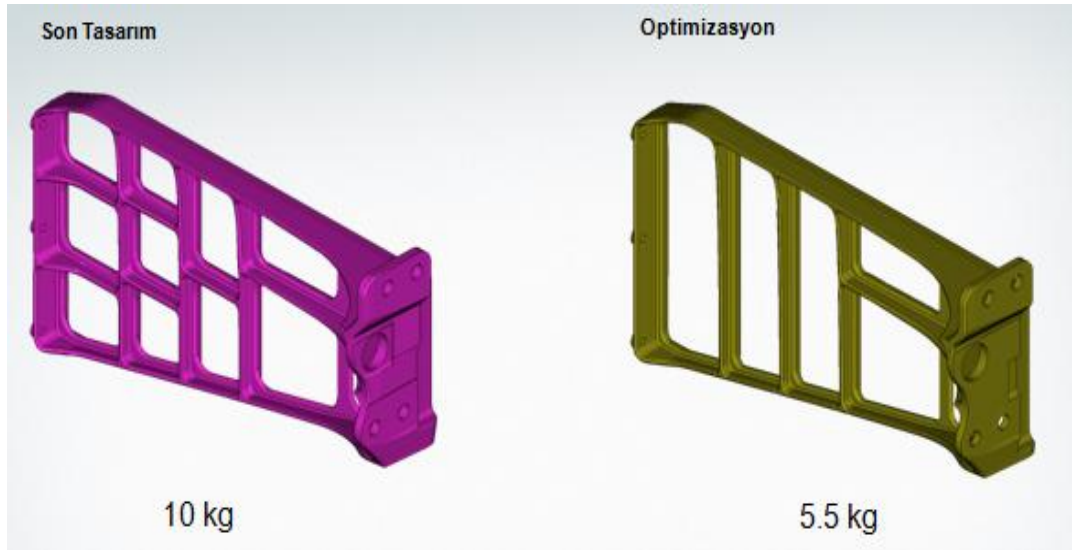
Yorulma analizi sonucunda ilk tasarımda maksimum hasar çelik panel üzerinde 4.2 olarak hesaplanmıştır. Yani ömür ile hasar arasındaki ilişkiden ömür 1 bölü 4.2'ye eşit olacaktır. Yani analiz sonucuna göre çelik panel ömrünün yüzde 24'ünde kırılacaktır. Hasar değerinin 1 olması ömrünün yüzde 100'ünü tamamlayacağını, 0.5 olması ise 2 adet yol testine dayanacağını göstermektedir. Yorulma analizi sonucunda maksimum hasar değeri 1'den küçük olacak şekilde tasarım güçlendirilmiştir. Aşağıda Şekil 4.42'de metal braket için hasar değerinin 1'in altına inmesi için yapılan tasarım iterasyonları gösterilmiştir. Brakete duvar ve kaburgalar eklenmiştir, istenilen seviyeye gelmeyince boyu kısaltılmış ve yorulma dayanımı daha yüksek bir malzeme kullanılmıştır. Hasar değerinin 1'in üstünde olduğu tüm parçalar için tasarım revize edilmiştir.



Şekil 4.41: Metal braket için yorulma analizi sonuçları

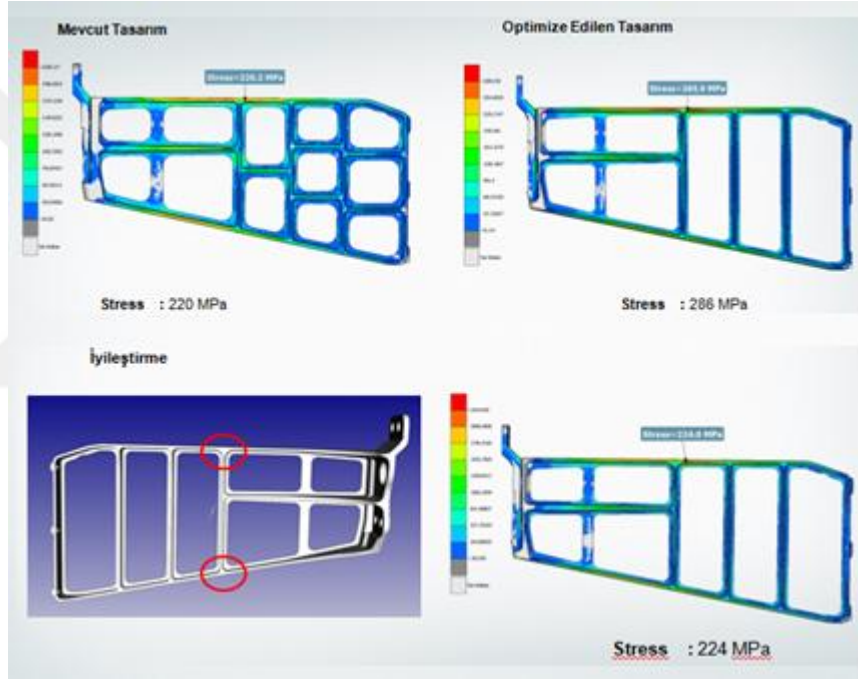
4.3.6 Kamyon Yan Eteklerinin Optimizasyonu

Yorulma analizi iterasyonları tüm parçalar için hasar değeri 1'in altına inene kadar devam etmiştir. En son yan etek sistemi istenilen seviyeye geldikten sonra optimizasyon ağırlık azaltma çalışması yapılmıştır. Aşağıda Şekil 4.43'de kamyon yan etekleri için yapılan optimizasyon çalışmasına örnek verilmiştir. Kamyonda sağda ve solda olmak üzere 2 adet bulunan braket üzerinde parça başı 4.5 kg, araç başı ise 9 kg ağırlık kazancı sağlanmıştır. Her bir optimizasyon çalışmasından sonra yorulma analizleri güncellenmiş ve hasar seviyeleri kontrol edilmiştir.



Şekil 4.42: Döküm braket için optimizasyon çalışması

Şekil 4.44’de mevcut tasarım ile optimize edilen tasarıma ait analiz sonuçları gösterilmiştir. Analiz sonuçlarından görüldüğü üzere optimize edilen braket üzerinde gerilme değeri 220 MPa değerinden 286 MPa değerine yükselmiştir. Buradaki gerilme artışı braket açısından riskli olduğundan güçlendirme çalışması yapılmıştır. Şekil 4.44’den görüleceği üzere gerilme yığılmasının olduğu bölgeleri rahatlatmak için o bölgelerde radyüs değeri arttırılmış ve o bölgeye malzeme yığılmıştır. Analiz tekrardan koşturulduğunda sonuçlar mevcut tasarım ile aynı seviyelere düşmüştür. Araç başı 9 kg ağırlık kazancı sağlanmış ve dayanımda herhangi bir zayıflama olmamıştır. Tüm kamyon yan etek sistemi bu şekilde incelenmiş ve önemli derecede ağırlık kazancı sağlanmıştır.



Şekil 4.43: Döküm braket için iyileştirme çalışması

Tüm bu yapılan analiz çalışmaları sonucunda kamyon yan etek sistemi için fiziksel testler planlanmıştır. Yapılan testlerde bilgisayar destekli mühendislik sonuçlarını desteklemiş ve testler başarı ile tamamlanmıştır. Kamyon yan etek sistemi tasarım onayı alınmış ve seri üretim için hazır hale gelmiştir. |

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu tez çalışmasına ağır ticari araç grubuna giren kamyonların şasisine bağlanan kamyon yan eteklerinin yapısal tasarım süreci, sonlu elemanlar yöntemi ile bilgisayar destekli mühendislik analizleri, fiziksel testleri ve tasarım onayının alınarak sistemin seri üretime hazır hale gelmesi süreci anlatılmıştır.

Kamyon yan etek sistemi tasarımında birçok statik ve dinamik analizler yapılmıştır. Başta statü olarak kriterleri sağlamayan analiz sonuçları kriterleri sağlayacak hale gelene kadar tasarım iterasyonları yapılmış ve analizler güncellenmiştir. En son tüm analizlerden onay alan tasarım için fiziksel testler planlanmış ve CAE & Test korelasyonu incelenmiştir. Bilgisayar destekli mühendislik çalışmaları fiziksel testler ile doğrulanmıştır.

Tasarım için mühendislik onayı verildikten sonra ağırlık azaltma optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Sistem daha hafif ve aynı yapısal dayanımı sağlayacak şekilde optimize edilmiştir.

Kamyon yan etekleri tasarımı mühendislik analizleri için birçok analiz programı kullanılmıştır. ANSA, ABAQUS, NASTRAN, FEMFAT, Ford firmasına ait iç yazılımlar ile ayrı ayrı analizler yapılmıştır. ANSA programında genel olarak CATIA programında çizilen bilgisayar destekli tasarımın ön modellemesi yapılmış ve analize hazır hale getirilmiştir. Statik analizler için ABAQUS programı kullanılmıştır. Dinamik analizler için NASTRAN programı ve bu programa ait farklı çözücüler kullanılmıştır. Yorulma analizleri için FEMFAT programı ve FORD firmasının kendi iç yazılımları kullanılmıştır.

Kamyon yan etekleri için yapılan yapısal dayanım analizleri fiziksel testler ile doğrulanmıştır. Bu durum her tasarım iterasyonu sonrasında fiziksel test yapılmasının önüne geçerek önemli derecede zaman kazancı ve maliyet kazancı sağlamıştır. Bu çalışma ile fiziksel testler öncesi yapılan bilgisayar destekli mühendislik çalışmalarının önemi gösterilmiştir.

Günümüzde araçlar daha da hafif olmak zorunda kalmakta ve gelecekte daha da hafifleşmek zorunda kalacaklardır.

Araçları hafifletmek için çelik malzemelerin yerini plastik ve kompozit malzemeler alacaktır. Bilgisayar destekli analiz programları statik, dinamik ve yorulma analizlerinde çelik malzemeler için önemli bir korelasyona sahiptir. Ancak kamyon yan etekleri gibi içinde plastik malzeme bulunan sistemlerde CAE & Test korelasyonunu sağlamak çok daha zordur. Özellikle yorulma analizleri için plastik ve kompozit malzemelerin CAE korelasyonları istenilen seviyelerde değildir. Gelecek çalışmalarda bu malzemelerin yorulma verilerinin elde edilmesi için ve CAE & Test korelasyonunun artırılması için çalışmalar planlanmalıdır.

Bilgisayar destekli mühendislik (CAE) ile test korelasyon oranı arttıkça ilerleyen zamanlarda fiziksel testlerin sayısı önemli derecede azalacak hatta ve hatta fiziksel testlere gereksinim ortadan kalkacaktır. Bu yüzden titreşim kaynaklı yorulma analizlerinin korelasyon seviyesinin istenilen seviyelere artırılması için çalışmalar planlanmalıdır. |

KAYNAKLAR

- [1] Bishop, N. W. M. and Sherratt, F., 2000, “Finite Element Based Fatigue Calculations”, NAFEMS, Germany.
- [2] Wöhler A., 1867, Wöhler's experiments on the strength of metals Engrg., Vol. 2, pp. 160-161.
- [3] Rahman, M.M., 2009, Finite Element Based Vibration Fatigue Analysis for a New Free Piston Engine, The Arabian Journal for Science and Engineering, Volume 34, Number 1B.
- [4] Fischer, P., Witteveen, W., 2000, Durability Analysis Of Truck Frame Components by Modal Stresses, ADAMS User Meeting.
- [5] Yung-Li Lee, Jwo P., Richard B. H., Mark E. B, 2005, “Fatigue Testing and Analysis.” Elsevier Buuerworth-Heinemann 200 Wheeler Road, Burlington.
- [6] Yung-Li Lee, Jwo P., Richard B. H., Mark E. B., 2005, Fatigue Testing and Analysis, Elsevier Buuerworth-Heinemann 200 Wheeler Road, Burlington.
- [7] Ford Motor Company, 2000, F-DYNAM User’s Guide, Fundamentals of Stress & Fatigue Analysis
- [8] Nagle D., Roesser, G., Wilhelm T., 2010, Test Methods for Multi-Axis Simulation Testing per MIL-STD-810G. Society of Automotive Engineering, SAE Technical Papers 2010-01-0284.
- [9] Kırıl, Z., t.y, Mekanik Titreşimler Ders Notları, Dokuz Eylül Üniversitesi.

EKLER

|



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı	Ergin KAYA
Doğum Yeri	BAKIRKÖY/İSTANBUL
Doğum Tarihi	25.05.1991
Uyruğu	☒ T.C. ☐ Diğer:
Telefon	0539 227 61 44
E-Posta Adresi	Erginkaya91@gmail.com
Web Adresi	



Eğitim Bilgileri	
Lisans	
Üniversite	İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ
Fakülte	MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ
Bölümü	MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Mezuniyet Yılı	15.06.2013

Yüksek Lisans	
Üniversite	İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ
Enstitü Adı	FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Anabilim Dalı	MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Programı	MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ