



T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KÜRESEL MAFSALLI ŞASİ BAĞLANTI
PARÇALARININ TEST SİSTEMİ
GELİŞTİRİLMESİ VE BOŞLUK MİKTARININ
ÇALIŞMA ŞARTLARINA OLAN ETKİSİNİN
MODELLENMESİ**

Emin Gürcan GÜREL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalını

Aralık-2015
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Emin Gürçan GÜREL tarafından hazırlanan “Küresel mafsallı şasi bağlantı parçalarının test sistemi geliştirilmesi ve boşluk miktarının çalışma şartlarına olan etkisinin modellenmesi” adlı tez çalışması 25/12/2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Yrd. Doç. Dr. Koray KAVLAK

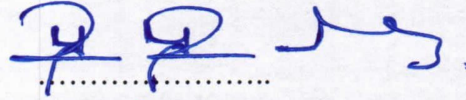
Danışman

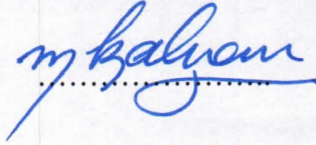
Doç. Dr. Mete KALYONCU

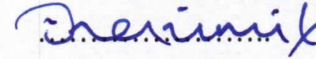
Üye

Yrd. Doç. Dr. Ümit ÖNEN

İmza







Yukarıdaki sonucu onaylarım.


Prof. Dr. Asır GENÇ
FBE Müdürü

Bu tez çalışması Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı SANTEZ Sanayi Tezleri Destekleme Programı tarafından 0502.STZ.2013-2 nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Emin Gürcan GÜREL

Tarih: 25/12/2015



ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KÜRESEL MAFSALLI ŞASI BAĞLANTI PARÇALARININ TEST SİSTEMİ GELİŞTİRİLMESİ VE BOŞLUK MİKTARININ ÇALIŞMA ŞARTLARINA OLAN ETKİSİNİN MODELLENMESİ

Emin Gürcan GÜREL

**Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Doç. Dr. Mete KALYONCU

2015, 67 Sayfa

Jüri

**Doç. Dr. Mete KALYONCU
Yrd. Doç. Dr. Koray KAVLAK
Yrd. Doç. Dr. Ümit ÖNEN**

Araçlardaki yönlendirme ve süspansiyon sistemlerinin bir parçası olan stabilizer rotlar; denge cubuğu ile birlikte aracın sağa ve sola dönmesi (kavisler) sırasında oluşan kuvvetleri dengeleyerek, aracın yan yatmasını engellemektedir. İki ucu küresel mafsaldan meydana gelen stabilizer rotlar, rot eksenine dik yöndeki kuvvetleri taşıyabilmektedir. Güvenlik açısından kritik önem taşıyan ve araçların stabilitesini arttıran bu parçaların dinamik yükler altında çalışma performansı ve dayanımı önemlidir.

Bu çalışmada, çalışma performansı kriterlerinden birisi olan küresel mafsal boşluğunun, stabilizer rotların dayanımına olan etkisi incelenmiştir. Bunu gerçekleştirebilmek için stabilizer rotlara araç altındaki çalışma koşullarında etki eden yüklerin belirlenebilmesi amacıyla veri toplama çalışmaları yapılmış, stabilizer rotun gerilme değerleri ölçülmüştür. Toplanan veriler üzerinde gerekli düzenlemeler yapılarak stabilizer rota etki eden yükler belirlenmiştir. Belirlenen yükler, test cihazında farklı mafsal boşluk değerlerine sahip stabilizer rotlara uygulanmış ve son dayanım noktalarına kadar test edilmiştir. Yapılan deneysel doğrulama çalışmaları ve elde edilen test sonuçları incelenerek, küresel mafsaldaki boşluğun stabilizer rot dayanımı üzerine olan etkisi belirlenerek modellenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Boşluk, küresel mafsal, modelleme, stabilizer rot, süspansiyon sistemi, veri toplama, yol verisi.

ABSTRACT

MS THESIS

DEVELOPMENT OF THE CHASSIS PART BALL JOINT'S TEST SYSTEM AND MODELLING OF CLEARANCE EFFECTS ON OPERATING CONDITIONS

Emin Gürcan GÜREL

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL
ENGINEERING**

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Mete KALYONCU

2015, 67 Pages

Jury

Assoc. Prof. Dr. Mete KALYONCU

Asst. Prof. Dr. Koray KAVLAK

Asst. Prof. Dr. Ümit ÖNEN

Stabilizer rods which are components of the vehicle steering and suspension systems; balancing the forces generated during vehicle's rotation left and right with stabilizer bars and prevents the vehicle's pitching. Stabilizer rod consist of ball joints at both ends and can be loaded link axis direction. Operating performance and strength of these safety critical part is important under dynamic loads.

In this study, the effect of one of the operating performance criteria of the ball joint clearances on the strength of the stabilizer rod is investigated. For this purpose, data acquisition studies have been carried on the vehicle to determine the stabilizer bar's stress values. These collected data has processed and loads have affected to stabilizer rods determined. Stabilizer rods with different clearances have been tested with these loads and they have been tested until the last strength point. The experimental validation and examining the test results obtained, the effect of the clearances on the stabilizer rod strength is modelled.

Keywords: Ball joint, clearance, data acquisition, modelling, road load data, stabilizer rod, suspension system.

ÖNSÖZ

Öncelikle tez çalışmam ve lisansüstü eğitimim boyunca beni her zaman destekleyen ve çalışmamın bütün aşamalarında değerli yardım, katkı ve öneriyle yanımda olan çok kıymetli hocam Doç. Dr. Mete KALYONCU 'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

0502.STZ.2013-2 numaralı “Küresel Mafsalı Şasi Bağlantı Parçalarının Test Sistemi Geliştirilmesi ve Boşluk Miktarının Çalışma Şartlarına Olan Etkisinin Modellenmesi” isimli projeyi SANTEZ Sanayi Tezleri Destek Programı kapsamında destek kapsamına alan Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığına ve proje ortağı Aydınlar Yedek Parça A.Ş.’ ye tezin gerçekleşmesi için yapmış oldukları destekler için teşekkürü bir borç bilirim. Tez çalışmam boyunca desteklerini esirgemeyen proje ekibine ve değerli yöneticilerim Sayın Seracettin AKDI, Sayın Ahmet ÇAKAL ve Sayın Erdem ÜNÜVAR’ a teşekkürlerimi sunarım.

Tüm eğitim hayatım boyunca benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen ve her zaman yanımda olan çok kıymetli aileme en derin duygularıyla teşekkürü bir borç bilirim.

Emin Gürcan GÜREL
KONYA-2015

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Süspansiyon Sistemlerinin Tarihçesi	1
1.2. Yönlendirme ve Süspansiyon Sistemleri Hakkında Genel Bilgi	5
1.3. Yönlendirme ve Süspansiyon Sistemleri Hakkında Genel Bilgi	10
1.3.1. Yaylar.....	11
1.3.2. Amortisörler.....	11
1.3.3. Denge (viraj) çubuğu	12
1.3.4. Salıncak kolları	13
1.3.5. Rotil	14
1.3.6. Stabilizer rotlar	15
1.3.7. Rot başı	16
1.3.8. Rot mili	17
1.4. Çalışmanın Amacı.....	18
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	20
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	29
4. VERİ TOPLAMA VE DÜZENLEME ÇALIŞMALARI.....	31
4.1. Yol Verisi Toplama	31
4.1.1. Yol güzergahının belirlenmesi.....	32
4.1.2. Araç enstrümantasyonu.....	32
4.1.3. Test donanımları ve özellikleri	36
4.2. Veri Düzenleme	38
5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	44
5.1 Test Numunelerinin İmalatı	44
5.2 Dinamik Testlerin Yapılması.....	45
5.3 Test Sonuçları	48
6. MATEMATİKSEL MODELLEME	51
6.1 Sinüslerin Toplamı Yöntemi İle Modelleme	54
6.2 Fourier Yöntemi İle Modelleme	56
6.3 Rasyonel Yöntemi İle Modelleme	57

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	60
7.1 Sonuçlar	60
7.2 Öneriler	61
KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ	66

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

n :	Terim Sayısı
a_i :	Genlik
b_i :	Frekans
c_i :	Faz değeri
a_0 :	Kosinüs sabiti
w :	Sinyal frekansı
n :	Pay polinomu
m :	Payda polinomu

1. GİRİŞ

Hızla gelişen teknoloji, otomotiv sektöründe önemli gelişmeler yaşanmasının yolunu açarak rekabeti arttırmaktadır. Gelişen ve sürekli değişen teknoloji; araçların daha güvenli, daha konforlu ve daha ekonomik olması için yapılan çalışmaların artmasına sebep olmuştur.

Süspansiyon ve yönlendirme sistemleri araçların konfor ve güvenlik hedeflerini belirleyen en temel alt sistemdir. Yolcu konforunun sağlanmasında yoldan gelen darbeleri emip bunların şiddetini azaltan süspansiyon sistemi özenli bir şekilde tasarlanmalıdır. Süspansiyon ve yönlendirme sistemleri tasarlanırken bu kriterlerin sağlanması için, sistemi oluşturan bileşenler ayrı ayrı incelenmeli ve yapılacak iyileştirme ve incelenen problem sonuçları birleştirilerek tüm sisteme uygulanmalıdır.

1.1. Süspansiyon Sistemlerinin Tarihçesi

Araç süspansiyon sistemlerinin tarihsel gelişimi, tekerleğin icadıyla beraber 6000 yıl öncesinde başlamıştır. M.Ö. 2700 yıllarında geçit törenlerinde kullandıkları geçit arabalarında tekerlek özelliğini taşıyan dışı metalik dört adet disk bulunmaktaydı. Arabaya rijit olarak bağlanan aksın üzerinde tekerler, aks etrafında dönmeye serbest durumda bırakılmıştır. (Şekil 1.1) Tekerleklerin dış yüzeyi uzun ömürlü olması için metalik olarak tasarlanmıştır. Tekerlek ve aks arasındaki kontak yüzeyleri hayvan yağı ile yağlanmıştır. M.Ö. 1800-800 yılları arasında ise ilk yönlendirme sistemi, vagonların ön akslarına bir mafsal bağlantısı ile yerleştirilmiştir.



Şekil 1.1. Sümerlerin kullandığı geçit arabaları

Romalılar bu geçit arabalarında yolcuların konforunu yükseltmek için aksı araba gövdesinden ayırmışlardır. Aracın karoseri akstan deri kayış veya zincir ile ayrılmıştır.

Böylece yol pürüzlülüğünü azaltan ve günümüzde bilinen ilk süspansiyon sistemi tasarlanmıştır. Yönlendirme sistemi ve fren sistemiyle ilk süspansiyonlu araç 10. yüzyılda Avrupa’da görülmüştür. (Şekil 1.2) Bu araçta yaprak yay, yönlendirilebilir aks ve bir zincir ile asılı fren pabucu bulunan fren sistemine sahipti. Bu dizayn aracı yaylı ve yaysız kütleli olmak üzere ayırırken, araç 30km/s hıza yükselebilmekteydi.



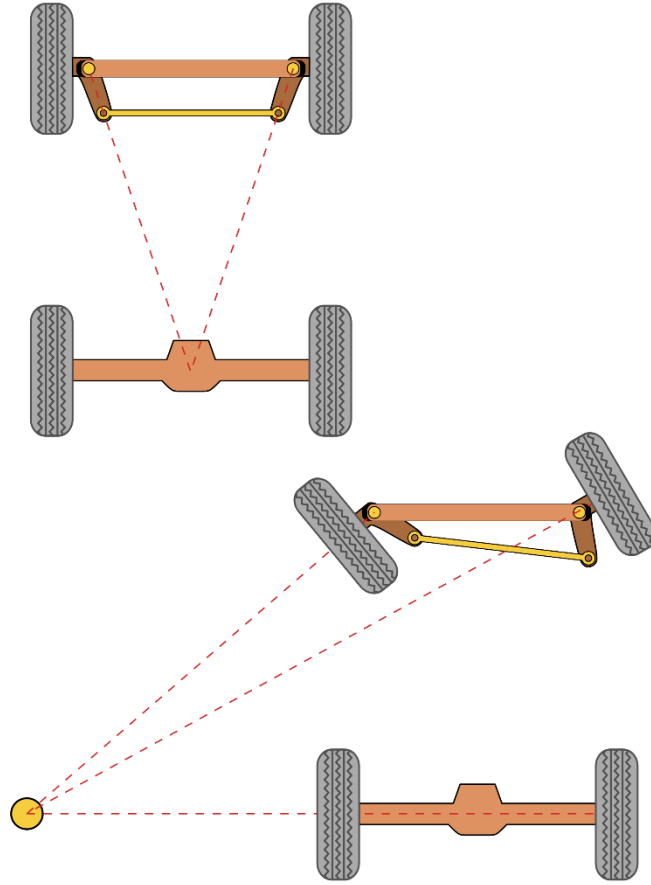
Şekil 1.2. İlk süspansiyon sistemi bulunan araç

18. yüzyılda kendiliğinden sönmölen yaprak yayların kullanılmaya başlanmasıyla sürüş konforunda artış sağlanmıştır. Yaprak yaylar, münferit yaylar arasında sürtünme oluşturarak sönmöleme sağlanmıştır. Bu yaprak yaylar ayrıca araçlarda aksların araç ekseninde yerleştirilebilmesini sağlamıştır.

Roma İmparatorluğu’nun yıkılmasından sonra gelişmiş yollar büyük ölçüde ihmal edildi. Bunun sonucu olarak 19. yüzyılın başlangıcında ağır, buhar gücüyle çalışan araçlar tren raylarında kullanılmaya başlandı. 19.yüzyılda İngiltere’de karayolu taşımacılığında çeşitli gelişmeler yaşanmıştır. İlk asfaltlanmış sokak yolları MacAdam tarafından yapılmıştır. Telli tekerlek Walter Hancock tarafından 1830 yılında, havalı lastik ise John Boyd Dunlop tarafından 1888 yılında icat edilerek bütün bu gelişmeler karayollarında düzgün ve hızlı ulaşımı sağlamıştır.

Tarihteki önemli taşıt buluşlarından biri olan kingpin yönlendirme 1816 yılında Georg Lankensperger tarafından patentlenmiştir. Kingpin yönlendirme sistemi eski yönlendirme sistemlerine göre her yönlendirilebilir tekerleğe farklı eksen üzerinde dönmeye izin verebilmektedir. Her iki tekerleğinde rot mili ile bağlanarak her teker farklı

açıda yönlendirilebilir duruma gelmiştir. Bu prensip “Ackermann Prensibi” olarak bilinir ve hala günümüz yönlendirme sistemlerinin tasarımında önem taşımaktadır.



Şekil 1.3. Ackermann Prensibi

18. yüzyılda ilk buharlı araçlar yollarda görülmüştür (1769 Nicholas Joseph Cugnot, 1784 James Watt, 1802 Richard Trevithick). Bununla birlikte bu araçlar ileri özellikli süspansiyon sistemleri içermektedir. 1860 yılında gaz yakıtlı motor Etienne Lenoir tarafından icat edilmiş ve sonra 1876 yılında dört zamanlı motor August Otto, Gottlieb Daimler ve Wilhelm Maybach tarafından icat edilmiştir. Petrolün yakıt olarak ise 1883 yılında Daimler'in yaptığı benzinli motorda kullanılmaya başlanmıştır. Bu çığır açan araç (Şekil 1.4) günümüz otomobilleri için temel oluşturmuştur.



Şekil 1.4. İlk otomobil

Otomotiv süspansiyon ve çoğu bileşenlerinin tasarımında at arabalarının tasarımları temel alınmıştır. Tipik taşıma araçlarının şasileri alçak tabanlı jantlı telli tekerlek, dümen yönlendirme sistemi, eliptik yaprak yayı, pabuçlu fren, rijit aks ve deri kayıştan yapılmış amortisör oluşmaktadır. Araçların görünüşleri çok hızlı bir şekilde değişti ve daha çok yüksek hızlı manevra yapabilen bir hal almıştır. Günümüzdeki bilinen biçimi olan güç aktarma mekanizması da bu zamanlarda geliştirilmiştir(Bunun bir örneği olarak Şekil 1.5. 1910 Mercedes F 188).



Şekil 1.5. Mercedes F 188

Süspansiyon sistemlerinin tarihsel gelişimi daha önce tek parça olarak gerçekleştirilen fonksiyonların ayrı ayrı fonksiyon olarak gelişmesiyle sağlanmıştır. Bu konudaki bazı örnekler ise:

- Taşıt gövdesi ile şasinin ayrılması,
- Yaylı ve yaysız kütlelerin ayrılması,
- Yaylanma ve amortisör fonksiyonlarının ayrılması,
- Tekerlekten lastiğin ayrılması,
- Tekerlek ve aksın ayrılması (bağımsız süspansiyon),
- Kontrol kollarının ayrılması (çok bağlantılı süspansiyon),
- Şasi ve süspansiyon arası bağlantının alt şasi ile ayrılması.

Alt düzen geliştirilmesinin ilk yüzyılındaki en önemli buluşlar; radyal lastikler, helezonik ve pnömatik yaylar, hidrolik amortisörler, rotiller, kauçuk burçlar ve yataklar, kramyerli direksiyonlar, hidrolik dört tekerli frenler, fren diskleri, teker kontrolü ve sıçrama fonksiyonlarının ayrılması, bağımsız süspansiyonlar, çok bağlantılı süspansiyonlar, tüm tekerleklerden çekiş ve elektronikler sistemlerdir. (Heissing, 2011)

1.2. Yönlendirme ve Süspansiyon Sistemleri Hakkında Genel Bilgi

Süspansiyon sistemleri, araç gövdesi ile tekerlekler arasında bağlantı sağlayarak, farklı yol şartlarının yapısından kaynaklanan titreşim, gürültü ve darbe etkilerini izole eder. Daha iyi bir çekiş, frenleme, yönlendirme ve stabilite için tüm koşullarda tekerlek yol arası teması sağlar. Ayrıca tekerlekleri konumlandırarak, hareketlerini düzenleyerek ve tekerleklerin kolay yönlendirilmesine olanak tanıyarak uygun sürüş karakteristiklerini sağlar (Megep, 2005).

Süspansiyon sisteminin tasarımı ile araçta yolcunun fiziksel yapısında etkilenmeyi minimuma indireyecek konforun sağlanması ve araç seyir karakteristiğinin stabil olması hedeflenmektedir.

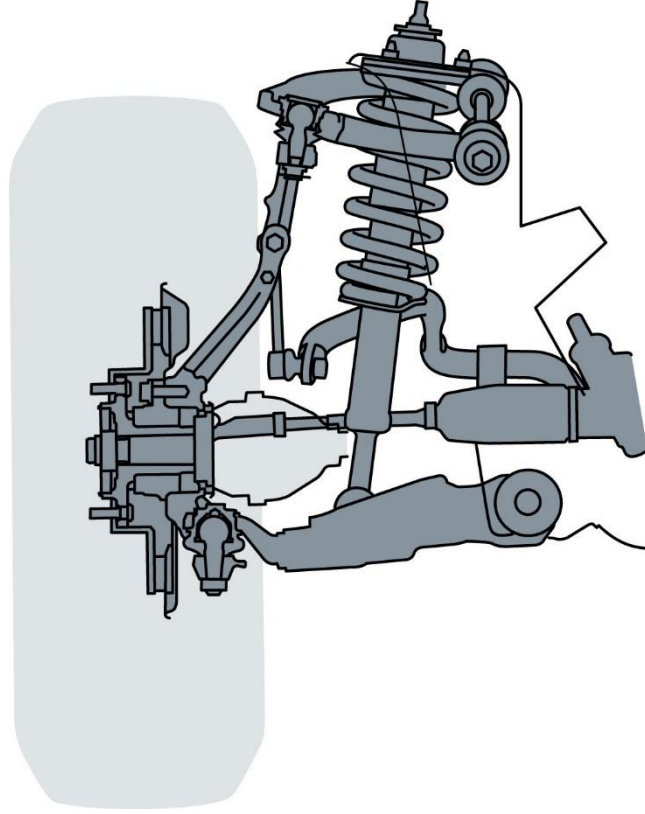
Süspansiyon sistemleri bağımlı ve bağımsız süspansiyonlar olmak üzere iki kategoride incelenebilir. Bağımlı süspansiyonlarda her iki tekerlek paralel ve rijit bir şekilde aks ile birbirine bağlanmıştır. Basit bir yapıya sahip olmalarına karşılık, yol tutuşu ve konfor açısından sınırlı bir süspansiyon sistemidir. Bağımsız süspansiyonlarda ise tekerleklerin düşey hareketlerinde farklı hareket imkanı mevcuttur. Bağımsız süspansiyonların avantajlarını sıralarsak;

- Azalan ağırlık ve daha az yer kaplamaları,
- Tek tekerlekli kompresyon olayları esnasında bir tekerin hareketi diğer tekerin hareketini etkilemez,
- Çok daha fazla kinematik ve elastokinematik yapılandırma özgürlüğü,
- Yoldan gelen titreşim ve akustik etkilerin basit bir şekilde izole edilebilmesi

şeklinde belirtilebilir (Yelkencioğlu, 2009).

Yukarıda belirtilen özellikleri sayesinde bağımsız süspansiyonlar yol tutuşunda önemli bir performans artışı sağlar. Bağımsız süspansiyon sistemleri birçok tipte tasarımlara sahiptir. Bunlardan en çok kullanılan üç tasarım ise Çift salıncak, McPherson ve çok kollu süspansiyon sistemleridir (Heissing, 2011).

Çift salıncak (Double wishbone) süspansiyon sistemleri karşılıklı iki kontrol kolunun araç şasisine burçlar gibi dönel mafsallarla, direksiyon sistemine de küresel mafsallı bağlantı elemanları ile bağlanan süspansiyon tipidir.



Şekil 1.6. Çift salıncak süspansiyon sistemi

Alt ve üst kontrol kollarının birbirlerine göre yaptıkları açıların, dolayısıyla da bu kolları oluşturan elemanların boylarının değişmesiyle yalpalama ve yunuslama merkezi noktaları belirlenir. Ayrıca süspansiyonun alt ve üst noktaları arasındaki hareketi esnasında oluşan kamber ve toe gibi tekerlek açıları da, kontrol kollarının uzunlukları ile belirlenir. Bu uzunlukların en uygun olarak ayarlanmasıyla yüksek yol tutuşu özelliklerinin sağlanmasının yanı sıra, pozitif ve negatif ivmelenmelerde meydana gelen yük transferi oranlarında da olumlu etki yakalanır. Bu yönüyle çift salıncak süspansiyonlar, çekişin olduğu tekerleğe bakılmaksızın, arka süspansiyonlarda da tercih edilebilmektedir. Çift salıncak süspansiyonlar, yüksek konfor ve yol tutuşu sağlamasına karşın diğer süspansiyon sistemlerine göre pahalıdır.

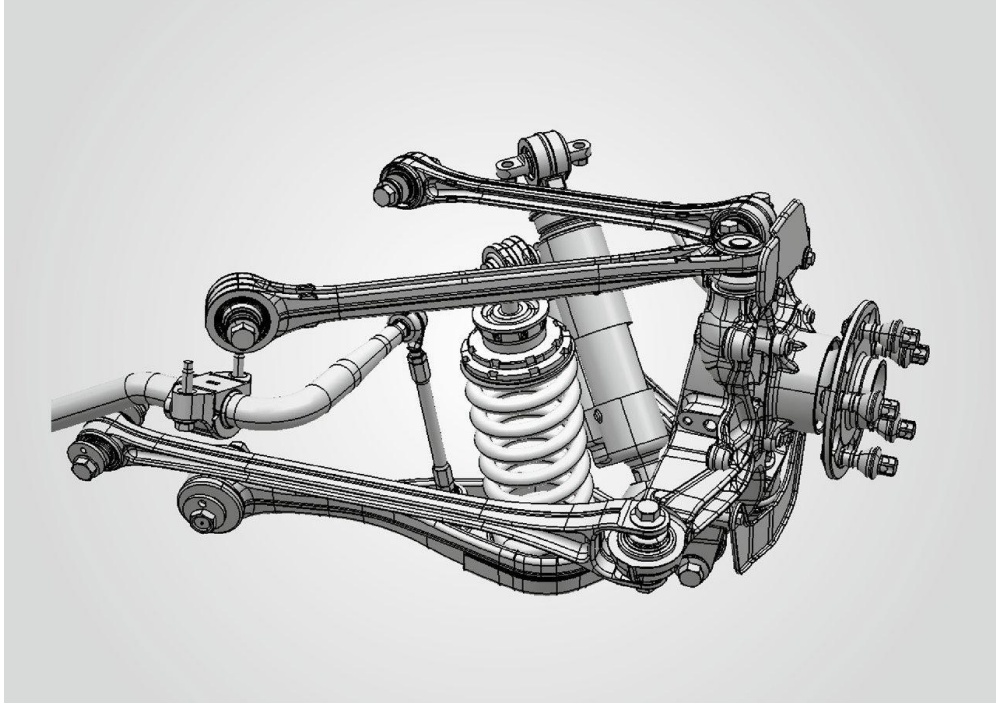
McPherson süspansiyon sistemleri çift salıncak süspansiyondan türetilmiş bir tasarımdır. Çift salıncak sistemindeki üst kontrol kolunun kaldırılıp, yay ve damperin süspansiyon boşluğunun üstündeki bir noktaya (taşıyıcıya) bağlanmasıyla elde edilmiştir.



Şekil 1.7. McPherson süspansiyon sistemi

Ön düzende en yaygın şekilde kullanılan süspansiyon tipidir. Direk tipi yay ve damper, bir küresel mafsal ile alt kontrol kolu üzerinde döner. Direksiyon sistemi elemanı çubuk, önden ya da arkadan olmak üzere tekerlek milinin de içinde olduğu elemandan çıkan bir kola bağlıdır. Genel olarak çift salıncak süspansiyon sistemlerine oranla daha düşük yol tutuşu, konfor ve titreşim performansı sunmasına sahiptir. Ancak basit yapısı, daha küçük bir boşluğa yerleştirilebilir olması ve düşük maliyetiyle yaygın kullanıma sahiptir.

Çok kollu süspansiyon sistemi 3 ila 5 bağımsız kol ile tekerlek kuvvetlerinin ve momentlerinin kontrol edildiği süspansiyon tipidir.



Şekil 1.8. Çok kollu süspansiyon sistemi

Bağımsız süspansiyonların sağladığı avantajların yanı sıra aracın yunuslama hareketlerinin dengelemesindeki performansı, kingpin ötelenmesinin ve radyal yüklerden meydana gelen bozucu kuvvet ve torkların diğer özelliklerden bağımsız olarak ele alınabilmesi, toe ve kamber karakteristiklerinin tekerlek kuvvetlerinin oluşumu bakış açısından kontrolü, yalpa merkezinin neredeyse tamamen bağımsız belirlenmesi gibi özellikleri de gösterir. Diğer taraftan fazla sayıdaki kol ve bağlantı elemanlarından dolayı oluşan yüksek maliyet, bağlantı elemanlarının yıpranmaya karşı hassaslığı, süspansiyon geometrisi ve kolların mukavemeti açısından kısıtların fazlalığı dezavantaj oluşturmaktadır.

Araçlarda yönlendirmeyi sağlayan direksiyon sistemi, direksiyon simidinden aldığı dairesel hareketinin direksiyon dişlisi ile dönme torkunu arttırıp ön tekerleklerde sapma hareketini meydana getiren sistemdir. Direksiyon sistemi, süspansiyon sistemi ile birlikte bütün sürüş koşulları altında düzgün bir şekilde idare edilmesini sağlar. Araç döndürüldüğü zaman, sürücünün amacı dümenin dönme hareketi ile sağlanır. Bu hareket direksiyon sistemi sayesinde, dümendeki teker kesme açısına dönüştürülür. Direksiyon sistemi aracın çeşitli parametreleri hakkında ve bu parametrelerde ki değişiklikleri, olabildiğince sürücüye iletmesi için, dayanıklı, duyarlı ve hassas olmalıdır. Önemli olan bir diğer şey ise, sürücü daima yol ile tekerlekler arasında olan kuvvet etkileşim bilgilerini

alır. Bu bilgiler dümendeki tork etkileşimi ile sürücüye aktarılır. Bu bilgilerin etkili bir şekilde sürücüye aktarıldığından emin olmak için; direksiyon sistemindeki kuvvet aktarım elemanlarının olabildiğince sürtünmesiz olması gerekir.



Şekil 1.9. Direksiyon sistemi

Sürücünün direksiyonu çevirmesi ile güç direksiyon sistemine aktarılır. Sırasıyla bu güç direksiyon şaftı, direksiyon dişlisi, rot başı ve tekerleklere aktarılır. Böylece aracın yönlendirilmesi gerçekleştirilir.

Araçlarda iki ana direksiyon sistemi kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi olan kramiyer ve pinyonlu direksiyon sistemi daha çok binek araçlarda yaygın olarak kullanılır. Ticari araçlarda ise düşük kuvvette harekete geçirme gereksiniminden dolayı döner bilyeli direksiyon sistemi kullanılmaktadır.

1.3. Yönlendirme ve Süspansiyon Sistemleri Hakkında Genel Bilgi

Tekerlekler ile araç arasındaki bağlantıyı yapan parçaların tümüne süspansiyon sistemi denir. Ön tekerleklerin bağlantısını yapan parçalara ön süspansiyon; arka tekerleklerin bağlantısını yapan parçalara arka süspansiyon adı verilir. Süspansiyon ve direksiyon sisteminde bulunan elemanlar ve görevleri ise aşağıda belirtilmiştir:

1.3.1. Yaylar

Yaylar araçta ön ve arka dingil ile şasi arasına yerleştirilerek tekerlekler hariç aracın bütün yükünü taşırlar. Yapılarındaki esneklik sayesinde tekerleğin tümseklerde şasiye yaklaşıp, çukurlarda uzaklaşmasına izin vererek sarsıntıların hissedilmesini en aza indirir. Bunun yanında aracın kalkma ve fren sırasındaki sarsılmalarını da yumuşatırlar.



Şekil 1.10. Süspansiyon sistemlerinde kullanılan helezon yay

Yaylar enerji depolama kabiliyetleri yüksek olan elemanlardır. Bu özellikleri sayesinde; seyir halindeki taşıtta yoldan gelen darbeler, tekerlekler vasıtasıyla yaylara kinetik enerji olarak iletilir. Yaylar bu enerjiyi sıkışarak potansiyel enerji üzerinde depolarlar. Yaylar bu enerjiyi yavaş bir salınım hareketiyle kinetik enerjiye dönüştürerek bırakır. Böylece yoldan alınan darbeler boyut değiştirerek ve enerji depolayarak şasiye itilmeden yaylar üzerinde sönmülmüş olur. Süspansiyon sistemlerine göre; helezon yaylar, yaprak yaylar, burulma çubukları veya hidrolik-pnömatik yaylar kullanılabilir.

1.3.2. Amortisörler

Amortisörler, araç süspansiyon sistemlerinde yaylarla birlikte kullanılarak yoldan tekerleklere gelen sarsıntı ve titreşimlerin araba şasisine iletilmeden sönmülmelerini veya en aza indirgenmesini sağlar. Araç yol yüzeyindeki darbelere maruz kaldığında

süspansiyon yayları uzayarak ya da kısalarak bu darbeleri karşılar. Darbeleri karşılama esnasında kısa bir süre salınım hareketi yaparlar. Bu salınımlar şasiye iletilmeden amortisörler tarafından emilir.

Yolun düzensizliklerinden dolayı meydana gelen darbe ve salınımları, yaylar, araç gövdesine iletmeyerek depolarlar. Amortisörler ise hareket yönüne ters doğrultuda gösterdikleri direnç ile tekerlekten gelen ve yayda depolanan enerjiyi sönümleyerek ederek ısıya çevirirler. Bunun yanında amortisörler tekerleklerin yolu iyi kavramalarını sağlar. İyi bir amortisör virajda savrulmayı önleyerek; tekerleklerin yere iyi basmalarını ve zıplamamalarını sağlayarak hem çekişi artırır hem de fren yapıldığında duruş mesafesini kısaltır.



Şekil 1.11. Ön süspansiyon sistemine ait bir amortisör örneği

Amortisörler çalışma şekillerine göre tek tesirli ve çok tesirli amortisörler olmak üzere ikiye ayrılır. Yapılarına göre ise çift borulu ve tek borulu amortisörler olarak sınıflandırılır. Bunun yanında içerisinde kullanılan akışkanın cinsine göre de hidrolik ve gazlı amortisörler şeklinde de ayırt edilebilirler.

1.3.3. Denge (viraj) çubuğu

Denge çubuğu, aracın dönüş esnasında yana yatması ile oluşan merkezkaç kuvvetine bağlı olarak aracın savrulmasını önleyerek, her türlü yolda güvenli yolculuk

sağlar. Dönüş esnasında virajın iç tarafında kalan tekerleği yere bastırarak emniyetli bir dönüş sağlar. Bunun yanında önden ve arkadan kaymaları en aza indirir.



Şekil 1.12. Denge çubuğu

Ön süspansiyonda denge çubuğu lastik yastıklar ve stabilizer çubukları üzerinden alt salıncağın uçlarına veya taşıyıcıya tutturulmuştur. Denge çubuğunun orta kısmı lastik yastıklar vasıtasıyla aracın gövdesine ve şasiye bağlanmıştır.

1.3.4. Salıncak kolları

Tekerleğin dikey hareketini sınırlandırarak, tekerleri araç şasisine bağlayan süspansiyon parçası olup; aks taşıyıcısı, direksiyon sistemi elemanları, denge çubuğu, yay ve amortisörlerle bir bütün oluştururlar. Sürüş güvenliği ve konforunu direk etkilediklerinden dolayı süspansiyon sistemlerinin en önemli parçalarıdır. Salıncak kolları, tekerlekleri düzgün konumda tutar, çeşitli yönlerden gelen kuvvetlere karşı hareketlerini sınırlar. Öngörülen araç sürüş dinamiğine bağlı olarak, 3 nokta veya 2 nokta bağlantı gözetilerek tasarımları yapılır. Araç ağırlığını azaltmak için son teknoloji yüksek mukavemetli alüminyum veya çelik malzemelerden imal edilirler.



Şekil 1.13. Süspansiyon salıncak kolları

Şekilde gösterilen ve saçtan imal edilmiş olan salıncak kolu, bir küresel mafsal ve iki adet elasto-kinematik mafsaldan oluşturulmuştur.

Kontrol kolları hafif bir tasarıma sahiptirler. Ancak, kontrol kolları çok sağlam olarak tasarlanmalıdır; burkulmaya, eğilmeye, yanal yönde gelen ani darbelere ve frenleme yönünden gelecek olan kuvvetlere karşı dirençleri yüksek olmalıdır.

1.3.5. Rotil

Araç ön süspansiyon sisteminin parçası olan salıncak kolları ile aks arasındaki bağlantının sağlanmasında kullanılan elemanlara rotıl denmektedir. Salıncak kolunun hareket serbestliğini sınırlandırmayacak salınım açısına sahip olacak şekilde tasarlanan rotillerin montajlama pozisyonu da genellikle üçgen olan salıncak kollarının uç kısmıdır ve kontrol kollarının dönme eksenlerinin karşısına yerleştirilmişlerdir.



Şekil 1.14. Süspansiyon sistemi rotuli

Rotiller gövde içerisine yerleştirilmiş bir yatak ve bu yatak içerisinde hareket eden küresel saplamadan meydana gelir. Küresel saplamadaki konik tasarım, montajlama esnasında yardımcı olması için yapılmıştır. Rotillerde kullanılan toz lastikleri mafsal içerisindeki yağın kalıcı olmasını ve dış etkenlerden gelecek olan zararlardan korunmasını sağlar. Rotillerdeki yataklamalar da sessiz çalışması için plastik malzemelerden kullanılmaktadır.

Süspansiyon rotilleri taşıyıcıya bağlanmaktadır ve her yönde kuvvete maruz kalmaktadır. Küresel saplamanın küresi, yağlanmış bir yatak içinde bulunur. Süspansiyon rotulinin gövdesi ise salıncak koluna, küresel saplama ise saplama dişlerinden taşıyıcıya bağlanır. Toz lastiği, tozlanmayı ve su girişini engelleyecek bir yağ ile doldurulur. Rotil mafsalının yüzey basıncı yüksek olduğu için küresel yataklama yüzeyi küçülür. Eğer yukarı doğrultuda yay kuvveti ve eksenel, yanal kuvvetler yoksa basit bir direksiyon rotuli de yeterli olacaktır.

1.3.6. Stabilizer rotlar

Kavislerde aracın stabilizesini arttıran stabilizer rotları, yay çeliğinden yapılmış çubuk veya borulardan oluşmakta ve aksın iki tarafında tekerleğe bağlanmaktadır. Kavislerde denge çubuğu ile birlikte dış tekerlekten iç tekerleğe yük ve hareket iletimini sağlayan süspansiyon sistemi parçalarıdır.



Şekil 1.15. Çeşitli stabilizer rotları

Stabilizer rotları bağlantıları, taşıyıcı ve salıncağa göre değişiklik gösterir. Üç tip stabilizer çubuğu bulunmaktadır:

- 1.tip iki mafsaldan oluşmakta,
- 2.tip iki burçtan oluşmakta,
- 3.tip bir burç, bir mafsaldan oluşmaktadır.

Bağlantı çubukları genellikle çelik veya alüminyum ile yapılır. Ağırlık azaltılmak istendiğinde plastik (PA66) kullanılmaktadır.

Stabilizer rot saplamaları, özellikle uzun boylu olanları, yüksek yapışma kayma davranışına dayanıklı olmalıdır. Stabilizer rotların yataklamaları bu yapışma kayma davranışını göstermemelidir. Yatak malzemesi olarak Delrin grubu plastikler kullanılmaktadır.

1.3.7. Rot başı

Rot milinden gelen dönme hareketini, araç tekerleğine ileten bağlantı elemanıdır. Ön tekerlerin dikey hareketini karşılayacak salınım açısı yeteneğine sahip olmalıdırlar.

Rot başları ağırlıklı olarak dış mafsal veya kardan mafsalıdır. Alt ve üst yataklar çelik veya plastikten veya ikisinin birleşiminden yapılmaktadır. Plastik yataklar polietilen gibi malzemelerden yapılmaktadır. Yatak malzemesi ile küre yüzeyi sürtünme ile meydana gelmektedir.



Şekil 1.16. Farklı türlerde rot başları

Rot başının herhangi bir eğilmesinden kaçınmak için, her iki mafsalda olabildiğince düz olmalıdır. Bu rijit bir bağlantıyı garanti ederken gerekli olan kesit alanını azaltır. Kontrol kolunun konumu, tekerlek aksı ve tekerleğin kontur (yan yüzü) kısmı nedense farkına varacak kadar yer değiştirmeye izin vermez.

Rot başının boyunun ± 15 mm arasında ayarlanabilir olması her iki teker üzerindeki toe açısının ayarlanabilir olması için önemlidir. Bu gereklilikleri (istenilenleri) oluşturmak için bütün rot başları iki parçadan oluşmaktadır bunlar birbirlerine açılan yivler (vidalar) sayesinde bağlanırlar.

1.3.8. Rot mili

Rot milleri direksiyon sisteminden gelen dönme hareketini rot başlarına ileten elemanlardır. Araç direksiyon sistemi tasarımlarına bağlı olarak, ön tekerleklerin dikey hareketlerini ve aracın maksimum dönüş yarıçapını karşılayacak salınım açısı yeteneğine sahip olmalıdırlar.

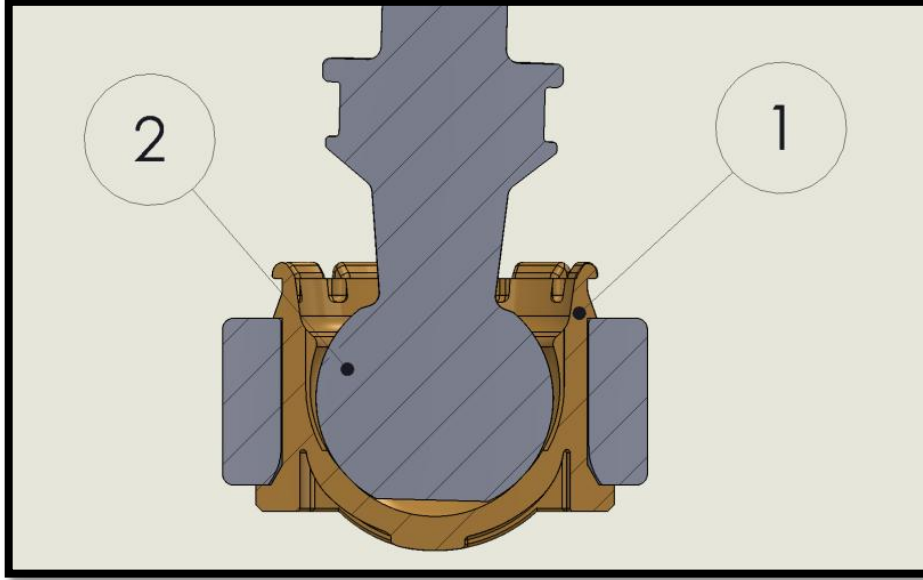


Şekil 1.17. Direksiyon sistemi rot mili

Rot başının takıldığı rot mili soğuk dövmeden imal edilmiş, aşağı kısmına açılmış dişlerden ve sentetik gres yağı ile yağlama yapılmış plastik yataktan oluşmaktadır. Sadece mafsal kısmı ve bu mafsal kısma birleşik olan kısımda işleme yapılmıştır. Bütün diğer parçalar teslim alındığı gibi sadece montaj edilir, kaplama kısım açıldıktan sonra yüksek kuvvet altında plastik kısım deforme olmuştur. Böylece mafsal kısmı muhafazanın içerisine hapsedilir ve bu kısımlar 40 kN'luk çekme kuvvetinde bile yerinden çıkmaz ayrıca eğilme kuvveti 3.5 kN'dan az olur. Bu gibi tam kapamalar için mesafe kontrol ve kuvvet kontrol ayarı çok iyi yapılmalıdır. Bu son bitmiş durumda bağlantını oynayacak yeri olmaz. İç gerilme bu yüzden istenir. Bu iç gerilme 0.5 Nm'lik eğilme kuvveti meydana getirir. Bunu ölçmek için mafsallar montaj edildikten ve contaladıktan sonra ölçüm yapılır. Eğer eğilme torku çok az ise daha fazla basınç uygulanır ve eğer çok yüksekse bu seferde tavlama ile azaltılır.

1.4. Çalışmanın Amacı

Süspansiyon sistemlerinde kullanılan elemanların birbirine bağlantısı çeşitli elemanlar ile gerçekleştirilmektedir. Bunlardan en çok kullanılan bağlantı tipi küresel mafsallardır. Küresel mafsallar, hareket halindeki iki parçanın hareket kabiliyetini engellemeden birbirine bağlanmasını sağlayan sistemlerdir. Küresel mafsal, küresel bir yatak içinde belli açıyla hareket edebilen bir küresel saplamadan oluşur.



Şekil 1.18. 1: Küresel yatak 2: Küresel saplama

Küresel mafsalların görevlerini eksiksiz ve emniyetli bir şekilde yerine getirmesi için mafsallarda kullanılacak yatak çapları, tipleri ve kullanılacak yağlama şeklinin seçilmesi; boyut, yatak ve boşluk toleranslarına karar verilmesi ve bunların optimum değerlerinin belirlenmesi gereklidir. Bu kriterlerden biri olan küresel saplama ve yatak arasındaki boşluk bağlantı elemanlarının kinematik ve dinamik performanslarına etki etmektedir.

Bağlantı elemanları birbirlerine temas kuvveti uygular. Bağlantı noktalarındaki bu kuvvetlerin vektörel doğrultusu ve şiddeti, boşluk miktarına göre anlık olarak değişmektedir. Bağlantı noktalarındaki harekete bağlı olarak değişen yüksek genlikli ve kısa süreli kuvvetler, sistemin dinamik karakteristiğini değiştirerek titreşim ve gürültü oluşturmaktadır. Bunun yanında boşluklardan dolayı meydana gelen darbe kuvvetleri, sistemin titreşim değerlerinin artmasına ve sistemin kararlılığının bozulmasına, böylece sistem elemanlarının da ömürlerinin azalmasına sebep olmaktadır.

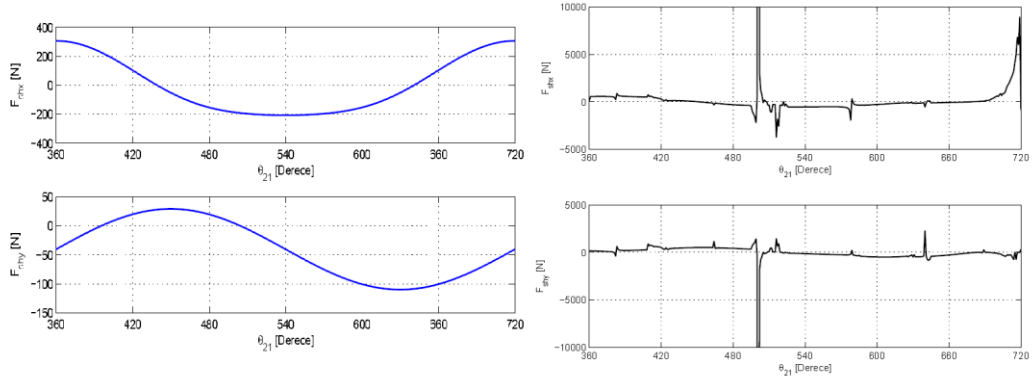
Yapılan bu çalışmayla süspansiyon sistemi elemanlarının bağlantılarında kullanılan küresel mafsallardaki boşluk ve sıkılık değerlerinin, küresel mafsal elemanının çalışma ömrüne olan etkisi incelenecektir. Bunun için küresel mafsal bulunan süspansiyon sistemi elemanlarından biri olan stabilizer rot kullanılarak saplama yatak arasındaki toleransın çalışma ömrüne olan etkisi incelenecektir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Araçlarda bulunan süspansiyon sistemleri; yolcuların fiziksel ve ruhsal yapısında oluşabilecek etkileri en aza indirgeyerek konfor ve taşıtın yol ile olan temas kuvvetinin sürekliliğini sürdürerek güvenlik kriterlerini sağlamaktadır. Araçlarda bu iki kriterin sağlanabilmesi için yapılan çalışmalara önem verilmektedir. Bu kapsamda şasi bağlantı parçalarında bulunan küresel mafsallı elemanlardaki boşluğun çalışma şartlarına ve parça ömrüne olan etkisinin incelenmesi ve geliştirilmesi gereken bir konu olduğu bilinmektedir. Literatürde yapılan çalışmalarda çeşitli mekanizmalarda bulunan mafsal boşluklarının oluşturduğu etkiler araştırılmıştır.

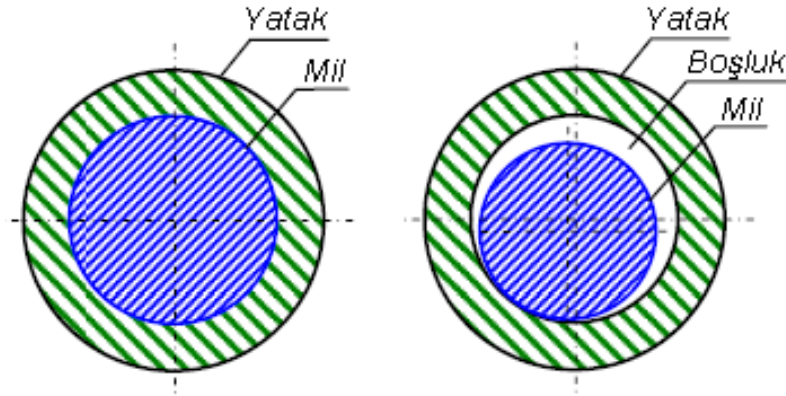
Flores ve ark. (2006) yapmış oldukları çalışmalarında mafsal boşluğunun mekanik sistemler üzerine etkilerini araştırmışlardır. Mafsalları gerçek karakteristiği olan boşluk, sürtünme ve yağlamayı içerecek şekilde modellemişlerdir. Mafsal boşluğunun etkisinin analizi için sürtünmesiz kuru temas, sürtünmeli kuru temas ve yağlanmış olmak üzere üç metot ile analiz etmişlerdir. Nümerik hesaplamalar sonucunda boşlukların kuru sürtünmeli olarak modellediği mekanizmalarda kuvvetlerin düzensiz oluştuğu; titreşim ve aşınma meydana geldiğini bununda dayanıklılık problemlerine sebep olduğunu görmüşlerdir. Boşlukların yağlanmış olarak modellenmesi durumunda ise oluşan kuvvetlerin daha düzenli olduğunu belirtmişlerdir.

Erkaya (2009) yapmış olduğu doktora çalışmasında mekanizma uzuvlarının bağ noktalarındaki boşlukların, mekanizma kinematiği ve dinamiğine olan etkilerini araştırmışlardır. Mafsal boşluğunu kütsüz, sanal bir uzuv olarak modellemiş ve getirdiği ilave serbestlikleri Lagrange denklemi ile tanımlamıştır. Mekanizmanın kinematik göstergesi olan iletim açısı ve dinamik karakteristiğini tanımlayan sarsma kuvveti ve momentumunun mafsal boşluğundan nasıl etkilendiğini araştırmış; mafsal boşluğunun mekanizmaların kinematiğini ve dinamiğini önemli oranda etkilediğini görmüştür. Mekanizmalarda uygun tasarım parametreleri ve kısıtlayıcılar ile mekanizmanın kinematik ve dinamik değerlerindeki olumsuzlukların azaltılabileceğini belirtmiştir.



Şekil 2.1. Boşluklu ve boşluksuz dört çubuk mekanizmasında oluşan sarsma kuvvetleri (Erkaya, 2009)

Erkaya ve Uzmay (2007) yapmış oldukları çalışmalarında eklem boşluğunun mekanizma sentezi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Eklem boşluğunu kütlelessanal bir uzuv olarak modellemiş ve hareket denklemlerini Lagrange yöntemi ile türetmişlerdir. Eklem boşluğunun mekanizma iletim açısı ve yörüngesi üzerindeki etkilerinin gözlemlenebilmesi için, boşluk değeri 1mm ve 2mm olmak üzere farklı boşluklarda çalışma gerçekleştirmişlerdir. Genetik algoritma kullanarak mekanizmanın yörünge ve iletim açısı hatalarında azalma sağlayacak şekilde tasarım parametrelerini optimize etmişlerdir.



Şekil 2.2. Mafsal boşluğu (Erkaya, 2009)

Sharfi ve Smith (1983) yapmış oldukları çalışmalarında mekanizmalar için uygun uzuv boyut toleransları ve mafsal boşluğunun hesaplanmasına çalışmışlardır. Bunun için dört çubuk ve on çubuk mekanizmasında hareket süresince mekanizma geometrisinde ve boşluklardaki değişimlerin, çıkış parametreleri üzerine etkilerini incelemişlerdir.

Mekanizmanın ideal boyutlarının bulunması için geliştirdikleri metot ile tolerans ve mafsal boşluklarının uzuv geometrilerini etkilediğini görmüşlerdir.

Mishra ve ark. (2013) yaptıkları çalışmalarında mafsal boşluklu dört çubuk mekanizmasının yörünge analizini yapmışlardır. Mafsal boşluğunun doğrultusunun belirlenmesinde Lagrange denkleminde differential evaluation metodunu uygulamışlardır. DE optimizasyon metodu kullanarak uzuv parametrelerini değiştirerek mekanizmanın yörüngesinde meydana gelen hatalar gidermişlerdir.

Erkaya ve Uzmay (2007) yılında yaptıkları çalışmalarında, krank-biyel mekanizmasında; krank-biyel ve biyel-piston uzuvları arasında 1mm'lik boşluğu sanal bir uzuv olarak değerlendirmişlerdir. Boşluklu eklem karakteristiklerinin tanımlanması ve bunlardan kaynaklanan olumsuz etkileri optimize edilmesi için YSA-GA şeması oluşturmuşlardır. YSA modelinin eğitim ve test verilerinin alınması ve mekanizmanın modellenmesi ve simülasyonu ADAMS ile gerçekleştirmişlerdir. YSA modeli ile elde edilen sonuçları simülasyona oldukça yakın elde etmişlerdir. Boşluğun mekanizmanın kinematiği ve iletim açısı üzerine etkilerini inceleyerek, optimize edilen mekanizmanın değerlendirilmesini yapmışlardır.

Grant S.J. ve Fawcett J.N. (1979) yaptıkları çalışmalarında krank biyel mekanizmasında mafsal boşluğunun etkisini incelemek için mafsal bağlantılarından birinde bulunan boşluğu ek bir serbestlik derecesi vermiştir. Mekanizmanın analizini yaparken de tek serbestlik dereceli dört çubuk mekanizmasını; iki serbestlik dereceli beş çubuk mekanizmasına dönüştürmüşlerdir.

Castelli ve Venanzi (2005) yapmış oldukları çalışmalarında, boşlukların uzaysal mekanizma uzuvlarında pozisyon ve oryantasyon gibi kinematik özellikler üzerine etkileri incelemişlerdir. Geliştirdikleri yeni metot ile kapalı ve açık zincirli uzaysal mekanizmaların pozisyon ve oryantasyon hatalarını inceleyebilmekte; hem statik hem de dinamik şartlar altında boşluğun etkisinin değerlendirilmesine uygun bir metot geliştirmişlerdir.

Osman ve ark. (1987) çalışmalarında mafsal boşluklu kam mekanizmasının dinamik analizi için yeni bir yöntem geliştirmişlerdir. Analiz, boşluk açısı ve bunun birinci-ikinci türevlerine dayanarak yapmışlardır. Boşluk açısal değişimi ile oluşturdukları ana denklem de hız ve yer değiştirme gibi varyasyonların etkisinin çok az

olduğunu ve ihmal edilebileceğini belirtmişlerdir. Analizleri temas bölgesindeki normal kuvvet doğrultusu ile aynı doğrultu üzerinde esas alarak gerçekleştirmişlerdir.

Ting ve ark. (2005) mekanizmalarda ve manipulatörlerde bulunan mafsal boşluğunun, uzuvlarda oluşan oryantasyon ve pozisyon sapmalarını tanımlamak için yeni bir yaklaşım sunmuşlardır. Mekanizma modeli olarak her bir mafsalı boşluklu olan dört çubuk mekanizmasını kullanmışlardır. Önerilen metot ile istenilen çıkış pozisyonundaki hataları belirlemeyi, pozisyon belirsizliklerindeki limit değerini tahmin etmeyi ve mekanizmanın hassasiyet güvenliğini sağlayacak boşluk toleranslarını belirlemeyi amaçlamıştır.

Scwab A.L. ve ark. (2002) döner mafsal boşluklarının mekanizma ve makinelerin dinamik davranışlarına etkilerini incelemişlerdir. Mekanik sistemi hem rijit hem de elastik olarak incelemişlerdir. Döner mafsallar için üç farklı boşluklu model; sürekli temas kontak modeli, darbe modeli ve hidrodinamik yağlanmış yatak modeli arasında bir kıyaslama yapılmıştır. Kontak kuvvetlerinin maksimum değerleri tanımlanarak, boşluk etkisini irdelemişlerdir.

Rhee J. Ve Akay A. (1996) yapmış oldukları çalışmalarında bir dört çubuk mekanizmasındaki döner mafsallardan birinde bulunan boşluğun dinamik cevabını incelemişlerdir. Mekanizma hareketlerini Lagrange denklemlerini kullanarak modellemişlerdir. Sistemdeki non-lineer değişimlerin saplama ve yatak arasındaki boşluğa ve sürtünmeye bağlı olduğunu göstermişlerdir.

Grant S.J., Fawcett J.N., yataklama boşluklarındaki temas kaybı ile meydana gelen yatak yüklemelerindeki artış ve gürültünün azaltılması için, mafsal bölgesinde mil ve yatak arasındaki temas kaybını azaltmayı sağlayacak bir teori geliştirmişlerdir. Yataklamalardaki kontak kayıplarının azaltılması ile yataklara etki eden maksimum kuvvetlerin istenilen seviyelere çekilebileceğini belirtmişlerdir.

Ravn P. (1998) yaptığı çalışmasında, imalat ve aşınma ile oluşan mafsal boşluklarının, mekanik sistemlerin dinamik davranışlarına olan etkilerini tanımlamak amacıyla bir metot sunmuştur. Dönel mafsallarda sürekli analiz modelini dikkate alarak mafsal boşluklarını tanımlamışlardır. Mafsal boşluğu, yatak ve mil ayrı elemanlar olarak tanımlanmış ve mekanik sisteme uyarlanmıştır. Önerilen sürekli analiz metodunun

geçerliliğini de çift sarkaç ve krank-biyel mekanizmalarının analizi ile gerçekleştirmişlerdir.

Brutti C. ve ark. (2011) çalışmalarında, üç boyutlu döner mafsalların çok kütleli dinamik modellerde boşluklu olarak modellenmesi için bir yöntem üzerine çalışmışlardır. Mafsal bağlantısı non-linear quivalent force system ile modellemişlerdir. Böylece mekanizmalarda mafsalların kinematik, dinamik ve yapısal davranışlarının belirlenmesi için genel bir modelleme elde etmişlerdir.

Tasora A. ve ark. (2004) yapmış oldukları çalışmalarında, döner mafsallarda boşluğun etkisini incelemişlerdir. Farklı hızlarda, boşluklarda ve uzuv boyutlarında dört çubuk mekanizması mafsallarındaki ivmelenme değerleri ölçerek deneysel çalışmalar yapmışlardır. Farklı yönlerde yerleştirilen ivmeölçerlerden elde edilen değerler nümerik analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Yapılan testler sonunda mafsallardaki boşluk miktarının artmasıyla ivmelenme değer aralıklarının arttığını gözlemlemişlerdir. Farklı boşluk, hız ve malzemelerle yapılan testlerde, yüzey aşınmasını incelemişlerdir. Üç boyutsal yüzey testleri ile kopan malzeme ve yüzey pürüzlülüğü ölçülmüştür. Yapılan testler sonucunda boşluk miktarı daha fazla olan mafsal yüzeylerinde aşınmanın daha fazla olduğunu görmüşlerdir.

Zhao B. ve ark. (2013) yaptıkları çalışmalarında döner mafsallardaki boşluk miktarının aşınmaya olan etkisini öngörmek amacıyla bir metot sunmuşlardır. Elastik elemanlar mutlak düğüm koordinat formülasyon yöntemi baz alınarak modellenmiş ve mafsal bileşenlerinin kontak kuvvetleri sürekli kontak metodu ile hesaplanmıştır. Örnek mekanizma olarak döner mafsal bulunan krank biyel mekanizmasının kullanıldığı çalışmada, mekanizmaların rijit ve esnek olarak modellenmesi durumlarında mafsal boşluğunun aşınma ve darbe etkisi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda elastik olarak modellenen mekanizmaların darbe etkisi ve mafsal boşluğundan kaynaklanan aşınma rijit mekanizmalar ile karşılaştıklarında daha az olduğunu görmüşlerdir.

Tsai M. ve Lai T. (2004) çalışmalarında her mafsal bağlantısında boşluk bulunan dört çubuk mekanizmasında, boşluklu mekanizmanın iletim performanslarının değerlendirilmesi için bir metot sunmuşlardır. Mafsal boşluğunu sanal bir uzuv olarak

modellemiş ve oluşan ilave serbestlikler için eş değer kinematik çiftlerden faydalanmışlardır.

Erkaya ve ark. (2015) çalışmalarında krank-biyel mekanizmasında eklem boşluğunun klasik ve esnek bağlantılı mafsalların mekanizmalar üzerine etkilerini nümerik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan nümerik analizler ile boşluklu eklem bölgesindeki temas kuvvetlerini araştırmışlardır. Deneysel analizler ile bu kuvvetlerden kaynaklı yataklardaki titreşimleri ölçmüşlerdir. Esnek elemanların eklem boşluğundan kaynaklanan olumsuzlukların azaltılmasına katkı sağladığını tespit etmişlerdir.

Mafsallarda bulunan boşluk ile ilgili daha önceki yıllarda yapılan çalışmalar incelendiğinde; boşluğun mekanizmanın kinematiği ve dinamiği üzerine oluşturduğu olumsuzlukların incelendiği görülmüştür. Yapılan çalışmalarda mafsallardaki boşluğun parçaların çalışma ömrüne olumsuz etki ettiği belirtilse de; mafsallardaki boşluk miktarının parçanın çalışma ömrüne olan etkisinin incelenmediği görülmüştür.

Süspansiyon sistemlerinin tasarlanması için öncelikle taşıtın bütün süspansiyon parametrelerine ve çevresel etkenlere nasıl tepkiler verdiğinin iyi bilinmesi gerekmektedir. Süspansiyon sistemi elemanlarına etki eden yüklemelerin tespit edilmesi; parçaların tasarımının yapılmasındaki önemli bir ihtiyaçtır. Literatürde parçalara etki eden yüklemelerin belirlenebilmesi amacıyla yapılan birçok çalışma mevcuttur.

Mohamed E. ve ark. (2009) yaptıkları çalışmada otomotiv ön düzen sisteminin gerçek şartlar altında, çalışma yüklerinin belirlenmesi hedeflemişlerdir. Çalışma yükleri test pistinde yapılan veri toplama işlemleri ile elde etmişlerdir. İvmeölçer, tekerlek kuvvet sensörü ve strain-gage gibi sensörlerden elde edilen bilgiler veri toplama sistemleri ile kaydedilerek, McPherson süspansiyon sistemine etki eden yük, titreşim, gerilme ve gürültü gibi unsurlar çalışma şartlarında kaydetmişlerdir. Elde edilen verileri yorulma/dayanım test sisteminde ve hasar analizlerinde kullanılmak üzere düzenlemişlerdir.

Şener A. (2010) yaptığı çalışmada yaprak yaya etki eden, Türkiye genel yol spektrumunun tespit edilmesine odaklanmış, parçanın yorulma analizleri ve öngörülen ömür hesapları; sonlu elemanlar analizlerini kullanılarak hesaplanmıştır. Bu kapsamda hafif bir ticari aracın Türkiye'deki ortalama müşteri araç kullanımının tespiti yüz yüze Türk müşterilerine bir anket yapılarak belirlemiştir. Türkiye yollarının yorulma

karakteristikleri 50 adet yol verisinin incelenmesiyle saptamıştır. Bu yollarda yapılan veri toplama işlemlerinde üç adet tek eksenli strain-gage ile yaprak yay üzerindeki asal gerilmeler ve sağ ön tekerleğe gelen yatay kuvvetler; bir adet üç eksenli strain-gage ile aksa etkileyen burulma; dört adet ivmeölçer ile yol pürüzlülüğünden meydana gelen ivmeleri ölçmüştür. Ham verileri ilk işlem olarak spike analizi, filtreleme, aritmetik toplama çıkarma ve bölme işlemlerinden geçirilerek temizlemesini yapmıştır. Yaptığı frekans analizlerinde 100Hz üzerindeki sinyaller yorulma analizleri için önemli olmadığı düşünüldüğünden low-pass filtreleme yöntemiyle orijinal verilerden çıkartarak atmıştır. Birim uzama sinyallerinin istatistiksel sayımında diğer metotlara göre hassas olduğundan ve ortalama gerilmeyi de hesaba kattığından gerilmeye maruz parçalarda (yaprak yay, aks ve rot kolu) rainflow metodunu kullanmıştır.

Zhao L. ve ark. (2013) arka süspansiyon burulma çubuğunun hasar analizini, araç çalışma yüklerini belirleyerek gerçekleştirmişlerdir. Çalışma yük verileri bir test pistinde, test aracına yerleştirilen tekerlek kuvvet sensörü ve strain-gageler ile ölçmüşlerdir. Çalışma yüklerini pürüzlü yollarda ve farklı sürüş manevraları yapılarak ölçerek, kritik yüklem verilerini oluşturmuşlardır. Arka sağ ve sol tekerleğe, tekerlek kuvvet sensörleri yerleştirilerek tekerleğe etki eden kuvvet ve momenti ölçmüşlerdir. Ayrıca farklı bölgelere çok sayıda strain-gage yerleştirilerek hasar bölgelerinde oluşan gerilmeleri ölçmüşlerdir. Ölçülen verilere filtreleme uygulayarak düzenlemişlerdir. Elde edilen yorulma verileri onaylanmış yol simülatöründe karşılaştırılarak doğrulamışlardır. Çalışmanın sonucunda arka süspansiyon burulma çubuğunda yorulmaya neden olan kritik noktalar belirlemişlerdir.

Kin K. ve Hwang J. (2010) yaptıkları çalışmalarında motosiklet parçalarının dayanıklılık analizleri için bir hızlandırılmış test yaklaşımını oluşturmaya çalışmışlardır. Bu kapsamda veri toplama ile yol yüklemelerinin belirlenmesi, yorulma ömrünün belirlenmesi ve dayanıklılık testi konularında çalışmalarını yürütmüşlerdir. Çalışmanın yapılacağı parça olarak bir 150cc motorun gidonu, testlerin yapılacağı yol olarak Belçika yollarını ve Taiwan'da bulunan test pistini belirlemişlerdir. Gidona bağlanan strain-gage 'den alınan veriler ölçülmüş, elde edilen veriler işlenerek gürültü ve dalgalanmalardan arındırarak düzenlemişlerdir. Bu çalışmaları farklı yüklemelerde, yol tipi ve sinyal yoğunlaşması metotlarında yaparak karşılaştırmışlardır. Elde edilen strain değerlerini, laboratuvar ortamında yorulma testlerinde koşturmuşlardır. Yorulma ömrünü tayinini

farklı metotları kullanarak tayin etmişlerdir. Motosiklet gidonunun deneysel ve tahmin edilen yorulma ömürlerinin karşılaştırılması düzenlenen verilere bağlı olarak, üç yol tipi ve dört yükleme şartında iki farklı sinyal yoğunlaşması metodunun değerlendirilmesiyle yapmışlardır.

Mitsch M. (2012) çalışmasında veri toplama, doğrulama ve sensörler ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Yol verisi toplama işlemlerini, bir test pistinde farklı sensörler ile ölçülmesi ve kaydedilmesi olarak tanımlamıştır. Tekerlek kuvvet ölçüm sensörü, ivmeölçer, lineer pozisyon sensörü, kuvvet sensörü, tork sensörü, sıcaklık sensörü ve özel sensörler ile veri toplama çalışmalarının yapıldığını belirtmiştir. Veri toplama işleminin ise beş ana adımda gerçekleştiğini; birinci adımın prototip üzerinde ölçüm noktalarının belirlenmesi, ikinci adımın ölçüm yapılacak parçaların ve sensörlerin hazırlanması, üçüncü adımın özel sensörlerin tasarım ve üretimi, dördüncü adımın veri toplama işleminin başlaması ve doğrulama çalışmaları; son adımda da toplanan verilerin düzenlenmesi ve analiz edilmesi olduğunu belirtmiştir.

Koyuncu A. (2006) yaptığı çalışmasında bir traktörün ön dingil mesnedinin tasarım doğrulamasını yapabilmek için özel bir test pisti üzerinde traktörün test edilmesini ve bilgisayar destekli yazılımlar ile doğrulanmasını gerçekleştirmiştir. Traktör bir test sahası ve arazi üzerinde çalışırken, parça üzerindeki gerilmeleri ölçmüş ve gerilmeleri hesaplayarak tasarım güvenilirliğini malzemenin gerilme mukavemetini ele alarak belirlemiştir. Strain-gage algılayıcılarının uygulanacağı noktaları, sonlu elemanlar yazılımı kullanarak parçada maksimum gerilmelerin meydana geldiği bölgeye göre belirlemiştir.

Yuan L. ve ark. (2013) gerçek yol verilerini ve dinamik analiz kullanarak bir kamyonun yorulma analizini incelemiştir. İlk olarak dinamik model için gerekli olan girdilerin elde edilmesi için yol verilerini toplamışlardır. Şasiye gelen ivmelenmeleri ölçmek için; ön, orta ve arka akslara simetrik olarak bağlamışlardır. Ayrıca dikey yöndeki ivmelenmeyi ölçmek için yine ivmeölçerler bağlamışlardır. Bunun yanında yorulma analizi ve dinamik modelin doğrulanması için sağ ve sol amortisöre strain-gageler yerleştirmişlerdir. Veri toplama işlemleri Çin'de bulunan bir test pistinde, Çin standartlarına ve test pisti standartlarına göre yapmışlardır. Testler araç boş iken, yüklüken ve aşırı yüklüken üçer tekrar yaparak farklı şartlarda testleri

tamamlamışlardır. Elde edilen verileri dinamik modele aktararak yorulma analizlerini gerçekleştirmişlerdir.

Yazar Ö. (2013) yapmış olduğu yüksek lisans tez çalışmasında, askeri kara aracının sürüş dinamiğini modellemiş ve araç üzerinde yapmış olduğu ölçümler ile bu modeli doğrulamaya çalışmıştır. Bu kapsamda gerçekleştirmiş olduğu doğrulama testlerini, Amerikan ordusu tarafında geliştirilmiş olan test prosedürüne göre hazırlanmış iki farklı test parkurunda gerçekleştirmiştir. Yapılan testlerde doğrulama amacıyla ivmeölçer, açıölçer ve GPS sistemi kullanmıştır. Elde edilen sonuçlara filtreleme yaparak Adams ve Matlab 'da elde edilen sonuçlar ile karşılaştırmıştır.

Kağnıcı F. ve Ulaş B. (2012) yapmış olduğu çalışmalarında tasarlanmakta olan bir aracın dayanım kriterleri açısından onaylanması ve geliştirilmesi için bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu kapsamda dayanım analizlerinin yapılması için yol simülasyonlarını kullanmayı amaçlamışlardır. Yol simülasyonlarını belirli bir güzergâh üzerinden dinamik sinyallerde kullanmak üzere araç üzerinde belirledikleri noktalardan ivme verisi sinyalleri toplamışlardır. Elde ettikleri yol verisi ile çok kütleli dinamik analiz ortamında dinamik analizleri yaparak, aracın çalışma ömürlerini incelemişlerdir.

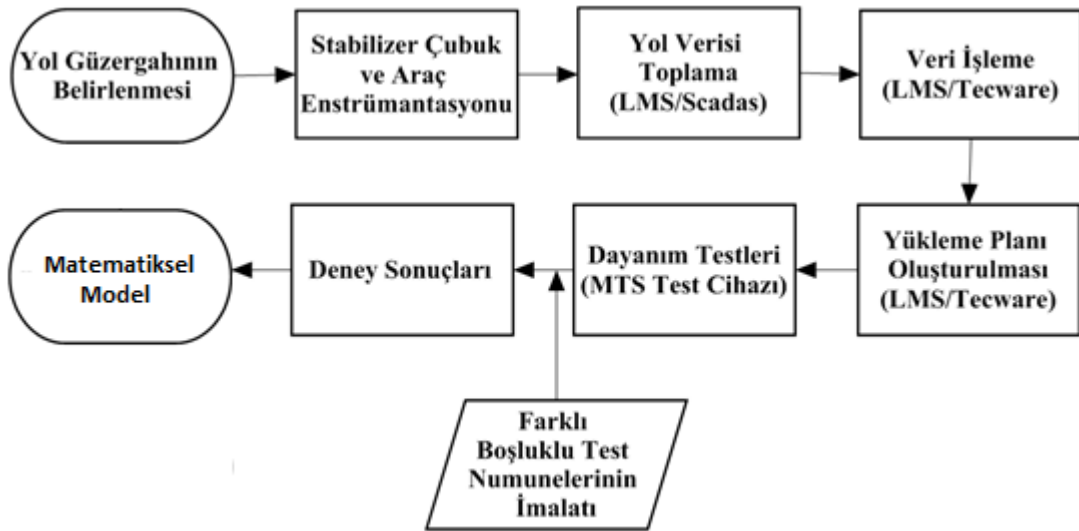
Koca B. (2007) yüksek lisans çalışmasında direksiyon rot kolunun yorulma ömrünün saptanması için; direksiyon rot kolu üzerinde belirledikleri noktalara strain-gage algılayıcıları yerleştirerek, farklı yol ve yükleme şartlarında etki eden yüklemeleri tespit etmişlerdir. Sonlu elemanlar ile yorulma analizleri yapılan rot kollarının yorulma testleri de yapılarak karşılaştırmış ve metotların birbirlerine göre üstünlüklerini ortaya koymuştur.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tez çalışması süresince gerçekleştirilen faaliyetler ve bu faaliyetler sırasında kullanılan yöntemler aşağıda belirtilmiştir.

Tez kapsamında gerçekleştirilen faaliyetler:

- Stabilizer rota etki eden yüklemelerin tespit edilmesi için gerekli ölçüm elemanlarının belirlenmesi,
- Yol verilerinin toplanacağı test güzergâhının belirlenmesi,
- Araç enstrümantasyonunun yapılması,
- Yol verilerinin toplanması,
- Verilerin işlenmesi ve test spektrumunun oluşturulması,
- Farklı boşluk değerlerine sahip test numunelerinin imal edilmesi,
- Test sisteminde, test spektrumunun çalınması ve testlerin yapılması,
- Test sonuçlarının değerlendirilmesi,
- Modelleme çalışmalarının yapılması.



Şekil 3.1. Yöntem akış şeması

Tez alışmaları kapsamında, veri toplama çalışmaları için yapılan enstrümantasyon işlemi için yapılan sonlu elemanlar gerilme analizi Altair/Hyperworks sonlu elemanlar programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar ile belirlenen noktalara yerleştirilen sensörler ile yapılan veri toplama çalışmalarında LMS veri toplama cihazları ve yazılımları kullanılmıştır. Verilerin düzenlenmesi ve test spektrumunun oluşturulmasında LMS Tecware veri işleme yazılımı kullanılmıştır. Elde edilen test spektrumu MTS Landmark 15kN 100Hz test sisteminde uygulanarak, parçaların testleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Matlab/Curve Fitting (Eğri Uydurma) Toolbox kullanılarak; boşluk miktarının parça ömrüne olan etkisi matematiksel olarak modellenmiştir.

4. VERİ TOPLAMA VE DÜZENLEME ÇALIŞMALARI

Farklı boşluk değerlerine sahip stabilizer rotların laboratuvar ortamında dinamik test cihazı ile yapılacak olan testleri, parçanın işletme şartlarında maruz kaldığı yüklemeye değerlerinin belirlenmesiyle oluşturulan test spektrumu ile yapılmalıdır. Bu bölümde test spektrumunun belirlenmesi için; araç altı veri toplama çalışmaları, toplanan verilerin düzenlenmesi ve yüklemeye planının oluşturulması çalışmaları anlatılmıştır.

4.1. Yol Verisi Toplama

Stabilizer rotların testlerinin yapılacağı dinamik test cihazının çalışma şartlarında tahrik edilmesi için, stabilizer rotunun normal işletme koşullarını tanımlayarak test spektrumunun oluşturulması gereklidir. Bu nedenle yol verisi toplama çalışmaları gerçekleştirilerek yüklemeye kolektifleri belirlenmiştir. Yüklemeye kolektifinin oluşturulması için; aracın işletme şartlarının oluşturacağı yol güzergâhı belirlenmiş, ölçüm aletlerinin bağlanacağı parçalar için gerekli analizler yapılarak aracın enstrümantasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu işlemlerden sonra yol verileri belirlenen senaryolarda toplanmıştır. Yol verisinin toplanma çalışmaları Toyota/Corolla 2010 model araç üzerinde gerçekleştirilmiştir. (Şekil 4.1)



Şekil 4.1. Veri toplamada kullanılan araç

4.1.1. Yol güzergahının belirlenmesi

Binek araçlar kullanım amacına göre istatistiksel olarak ortalama %50 iyi, %25 orta ve %25 kötü yol şartlarında yüklenmelere maruz kaldığı kabul edilebilir (Yay, 2003). Bu kabul göz önünde bulundurularak yol verisinin toplanması için Konya il sınırları içerisinde iyi, orta ve kötü karakteristik özelliklerini taşıyan yollar belirlenmiştir. İyi yol karakteristiğini temsil eden yol profilleri olarak şehirlerarası yollar, asfalt yollar ve dengeli yollar tanımlanmıştır. Orta yol karakteristiğini temsil eden yol profilleri olarak şehir içi ulaşım yolları, şehir içi bağlantı yolları, virajlı ve tümsekli yollar tanımlanmıştır. Kötü yol karakteristiğini temsil eden yol profilleri olarak köy yolları, çukurlu çamur yollar, çakıllı yollar ve kaldırımlı yollar tanımlanmıştır. (Şekil 4.2)



Şekil 4.2. Kötü yol şartları için belirlenen yol örnekleri

4.1.2. Araç enstrümantasyonu

Stabilizer rotun işletme şartlarının belirlenmesi için hangi noktalardan hangi verilerin alınması gerektiğine karar verilmelidir. Bu çalışmada stabilizer rot üzerine etki

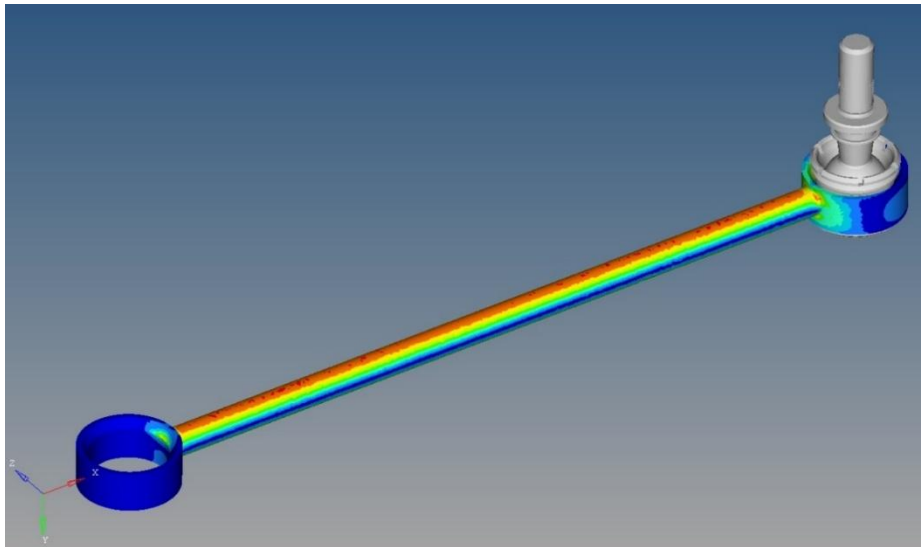
eden yüklemelerin belirlenmesi amacıyla gerilimölçer ve stabilizer rot frekans içeriğinin tespit edilmesi amacıyla ivmeölçer algılayıcısının kullanılmasına karar verilmiştir.

Yol profili ve araç kullanım şartlarının yapıya olan etkisi; stabilizer rot üzerinde oluşan iç gerilmelerin gerilimölçer algılayıcılarının çalışma anında malzeme yüzeyindeki birim uzama-şekil değiştirme değerlerini ölçmesiyle tespit edilebilmektedir. Gerilimölçer algılayıcısının parça üzerinde hangi noktaya yerleştirileceğinin tespit edilmesi için stabilizer rotun sonlu elemanlar gerilme analizi yapılmıştır. Altair/Hypermesh sonlu elemanlar programı ile yapılan analizde; stabilizer rot modellenmiştir. Stabilizer rot çalışma şartları göz önüne alınarak sınır şartları belirlenmiştir (Şekil 4.3).

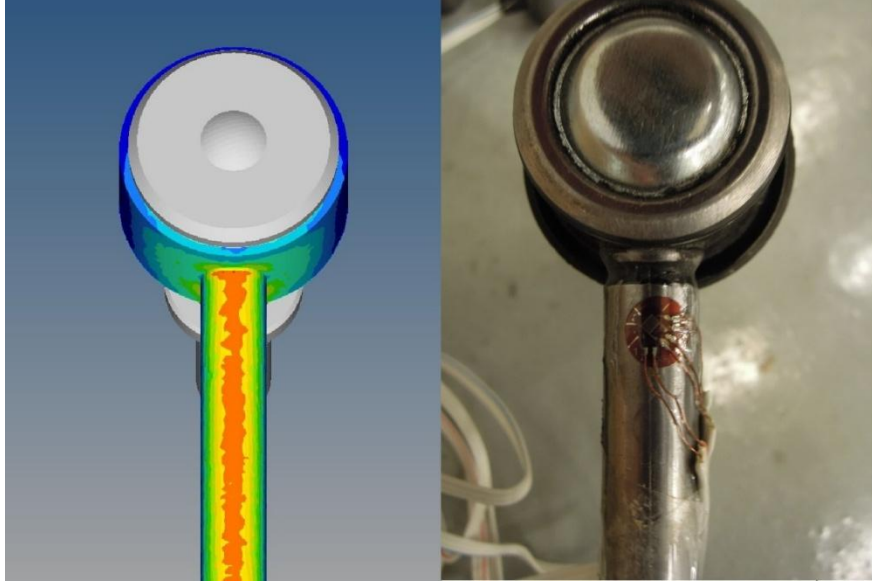


Şekil 4.3. Analiz sınır şartları

Yapılan analiz sonucuna göre stabilizer rot üzerinde kritik gerilme bölgesi belirlenerek gerilimölçer algılayıcısının bağlanacağı nokta tespit edilmiştir (Şekil 4.4). Belirlenen bölgeye gerilimölçer algılayıcısının yapıştırılması için gerekli işlemler uygulanmış ve bağlantısı yapılmıştır (Şekil 4.5).



Şekil 4.4. Gerilme analizi



Şekil 4.5. Kritik gerilme bölgesi ve gerilim ölçer algılayıcısının yapıştırılması

Frekans içeriğinin tespit edilmesi için kullanılacak olan ivmeölçerin ölçüm noktası ise parçanın geometrik özellikleri göz önüne alınarak tespit edilmiştir. İvmeölçerin boyutsal özelliklerine en uygun olarak stabilizer rot mafsal kapağına yerleştirilebileceği görülmüş ve algılayıcı bu bölgeye yerleştirilmiştir (Şekil 4.6). Toplanan ivme verileri oluşturulan test spektrumunun frekans içeriğinin doğrulanmasında kullanılmıştır.



Şekil 4.6. İvmeölçerin stabilizer rota yerleştirilmesi



Şekil 4.7. Stabilizer rota algılayıcıların yerleştirilmesi

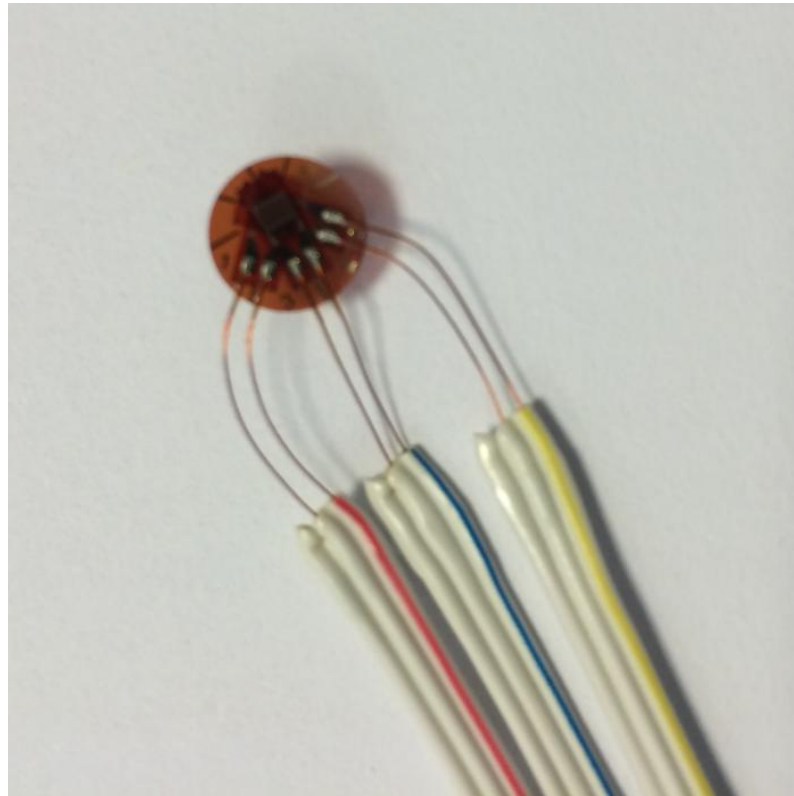


Şekil 4.8. Veri toplama cihazının araçtaki yerleşimi

4.1.3. Test donanımları ve özellikleri

4.1.3.1. Gerilimölçer algılayıcısı

Gerilimölçer algılayıcıları malzeme yüzeyindeki birim uzama-şekil değiştirme değerlerinin ölçülmesinde kullanılmaktadır. Yapılan çalışmada kullanılacak olan gerilimölçer seçilirken bağlanacağı malzemenin tipi, gerilme bölgesinin büyüklüğü ve asal gerilme yönleri dikkate alınmıştır. Bunlara göre öncelikle gerilimölçer algılayıcısının bağlanacağı olan parçanın malzemesi belirlenmiştir. SAE 1010 malzemedan yapılan stabilizer rot gövdesine yapıştırılacak olan gerilimölçer genel çeliklerde kullanılabilir türde seçilmiştir. Kritik gerilmenin olduğu bölge incelenerek gerilimölçer büyüklüğü seçilmiştir. Son olarak çalışma esnasında stabilizer rot çubuğuna etki eden asal gerilmelerin bilinmemesinden dolayı 3 eksenli $0^{\circ}/45^{\circ}/90^{\circ}$ rozet tipi gerilimölçer kullanılmasına karar verilmiştir. Yapılan araştırmalar sonucunda Kyowa marka KFG-1-350-D17-11L1M3S model gerilimölçer çalışmalarda kullanılmak üzere seçilmiştir (Şekil 4.9). Bunun yanında dinamik çalışma altında yapılacak ölçümler ve araç altındaki çalışma koşulları dikkate alınarak gerilimölçer için uygun yapıştırıcı ve koruyucu maddelerde kullanılmıştır.



Şekil 4.9. Çalışmalarda kullanılan gerilimölçer

4.1.3.2. İvmeölçer

Çalışmalarda kullanılmak üzere gerekli olan ivmeölçer seçilirken; algılayıcının ölçüm alınacağı çevresel şartları, ölçüm titreşim genlik aralığı ve ölçüm frekans aralığı özellikleri dikkate alınmıştır. Algılayıcı araç altında toz, çamur ve su gibi etkilere maruz kalacağı düşünülerek, bu şartlara dayanıklı olacak şekilde seçilmiştir. Daha önce yapılan veri toplama çalışmalarında gerekli olan ölçüm titreşim genliği $\pm 30g$; ölçüm frekans 60Hz kapasiteli olmasının yeterli olacağı görülmüştür. İstenilen özellikleri sağlayan PCB marka 3713B1130G model üç eksenli Mems tipi DC ivme ölçer çalışmalarda kullanılmak üzere seçilmiştir (Şekil 4.10).



Şekil 4.10. Çalışmalarda kullanılan ivmeölçer

4.1.3.3. Veri toplama cihazı

Araç altında yapılacak ölçümlerin kaydedilmesi işlemi için kullanılacak olan veri toplama cihazının öncelikli olarak mobil kullanılabilmesi, darbe ve titreşime karşı dayanıklı olabilmesi özelliklerini taşıması gereklidir. Veri toplama cihazı bunun yanında

kullanılacak olan gerilimölçer ve DC tabanlı algılayıcılar ile de uyumlu çalışmalıdır. Gerilimölçer ile yapılacak ölçümler için ihtiyaca göre çeyrek-yarım-tam köprü tanımlanabilmesi gereklidir. Veri toplama cihazı seçiminde dikkat edilen diğer özellik ise yazılımının çok yönlü veri toplama ve veri düzenleme işlemlerini kolaylıkla sağlayabilmesidir. Bu özellikler göz önüne alınarak yapılan çalışmada LMS Scadas Mobile SCM205 veri toplama cihazı, SCM-DB8-II veri toplama kartları ve LMS Test Express yazılımı kullanılmıştır (Şekil 4.11).

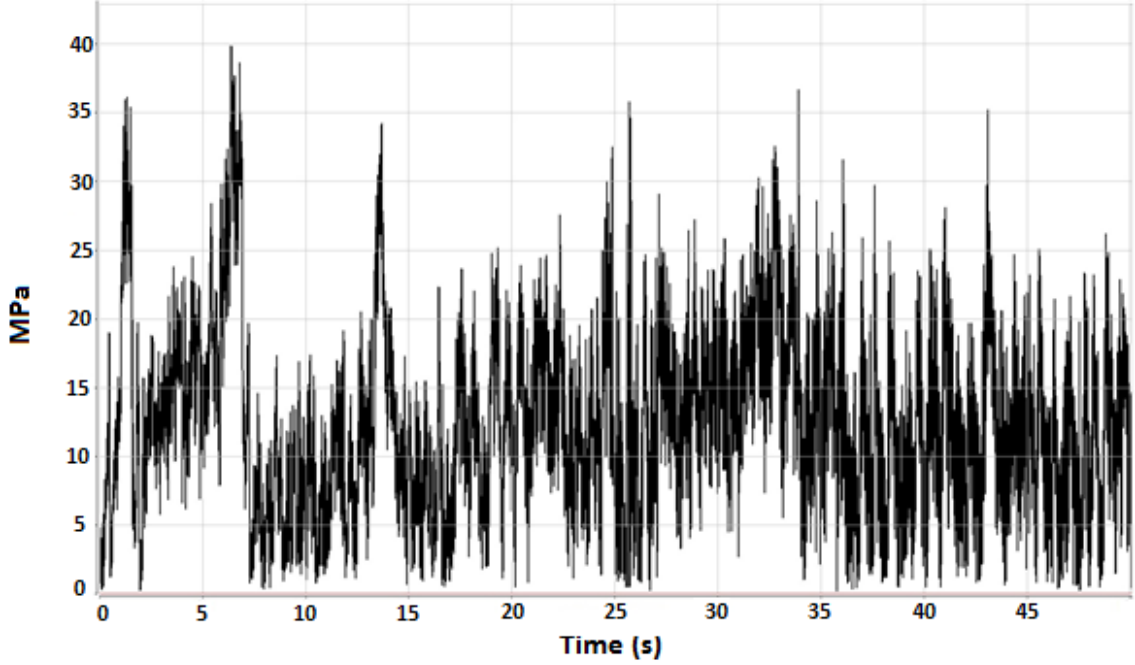


Şekil 4.11. Çalışmalarda kullanılan veri toplama cihazı

4.2. Veri Düzenleme

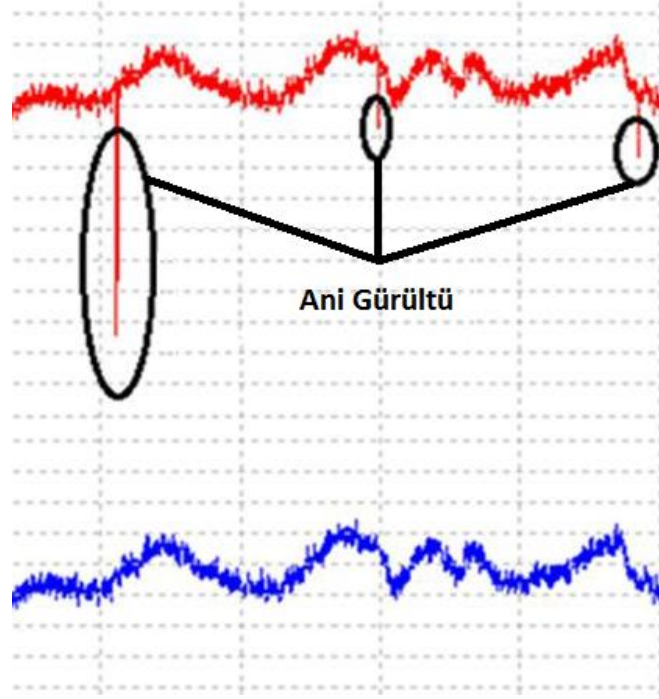
Enstrümantasyonu yapılan veri toplama aracında; oluşturulan farklı yol güzergâhı senaryolarında, farklı hızlarda ve farklı zamanlarda pasajlar halinde toplanan ham veriler veri düzenleme çalışmaları kapsamında incelenerek laboratuvar ortamında kullanılmak üzere düzenlenmiştir. Toplanan ham veriler üzerinde yapılan tüm işlemler LMS Tecware yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

Veri düzenleme çalışmalarında ilk yapılan işlem pasajlar halinde zamana bağlı olarak toplanan parça veriler, Tecware veri düzenleme işlemlerinden “Zaman Serisi Dosyaları Ekleme (Append Time Series Files)” işlemi ile tek bir grafik üzerinde birleştirilmiştir (Şekil 4.12). Birleşme işlemi sırasında veriler arasındaki kaymalar ve farklılıklar dikkate alınmıştır.

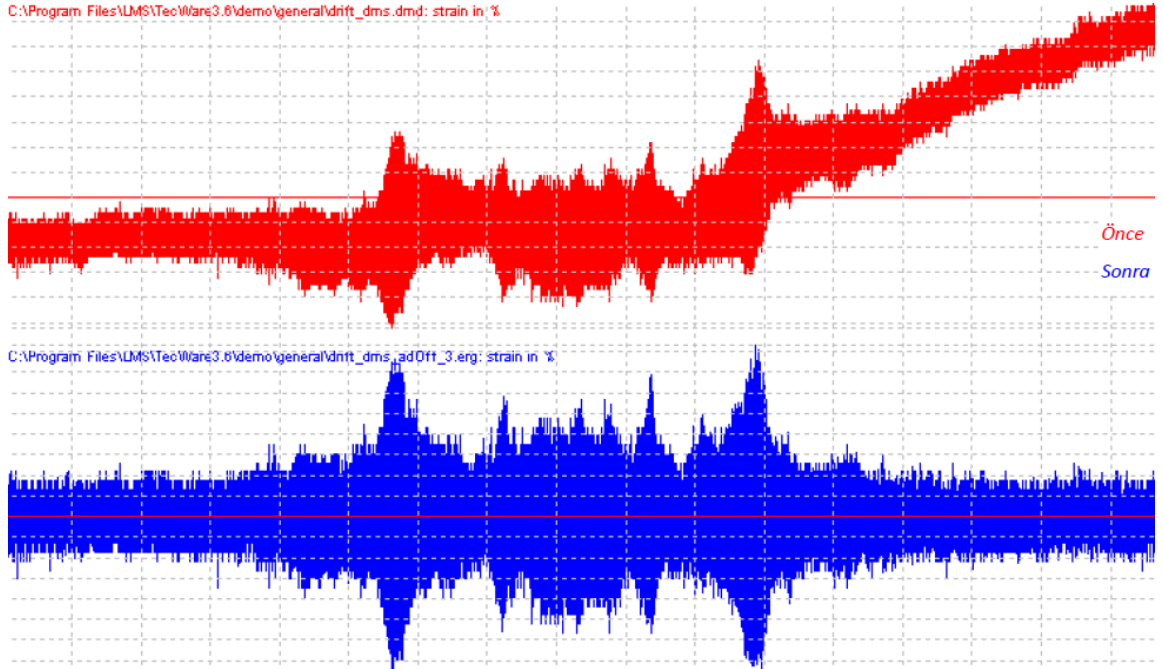


Şekil 4.12. Düzenlenen gerilme verisinin kısa bir bölümü

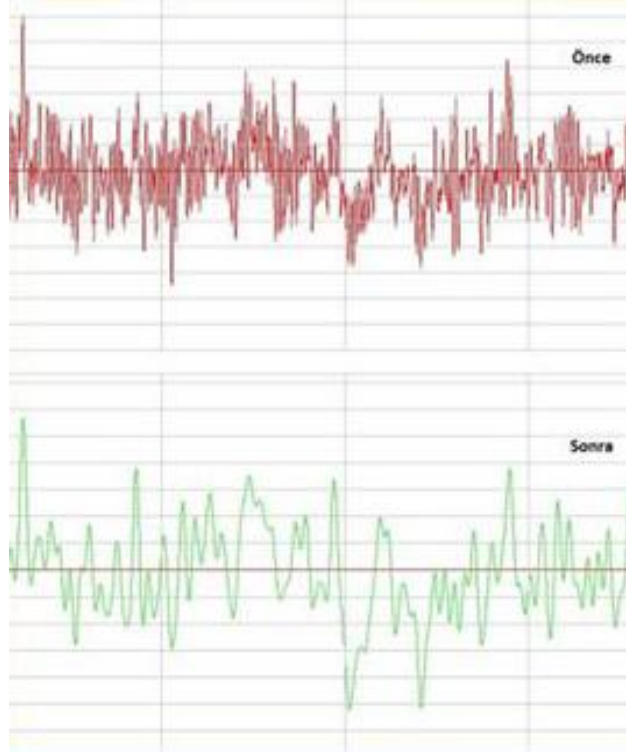
Tek bir grafik haline getirilen ham veri daha sonraki işlemde dikkatlice incelenerek; verilerde bulunan sinyal kayması, sıfır hatası, sinyal zıplaması ve elektriksel sorun hataları tespit edilmiştir. Bulunan hatalar Tecware veri düzenleme işlemlerinden “Ani Gürültü Kaldırma (Spike Removal)” (Şekil 4.13), “Sapma-dengeleme (Drift-ofset)” (Şekil 4.14) ve “Filtreleme (Filtering)” (Şekil 4.15) işlemleri kullanılarak düzeltilmiş, düzelmesi mümkün olmayan kısımlar veri grafiğinden çıkartılmıştır. Ani gürültü kaldırma işlemi ile veri toplama sırasında meydana gelen gerçek dışı sinyal zıplamaları, önceki verilerin karakteristiğine göre düzeltilmiştir. Sapma-dengeleme kullanılarak meydana gelen sinyal kayma ve sapmaları düzeltilmiştir. Elektriksel ve mekaniksel sebeplerle 50Hz üzerinde oluşan veriler ise “Butterworth Filtreleme” işlemi uygulanarak atılmıştır. LMS Tecware ile yapılan bu işlemler sayesinde ham veriler düzenlenmiş ve kullanılabilir hale getirilmiştir.



Şekil 4.13. Ani gürültü kaldırma işlemi

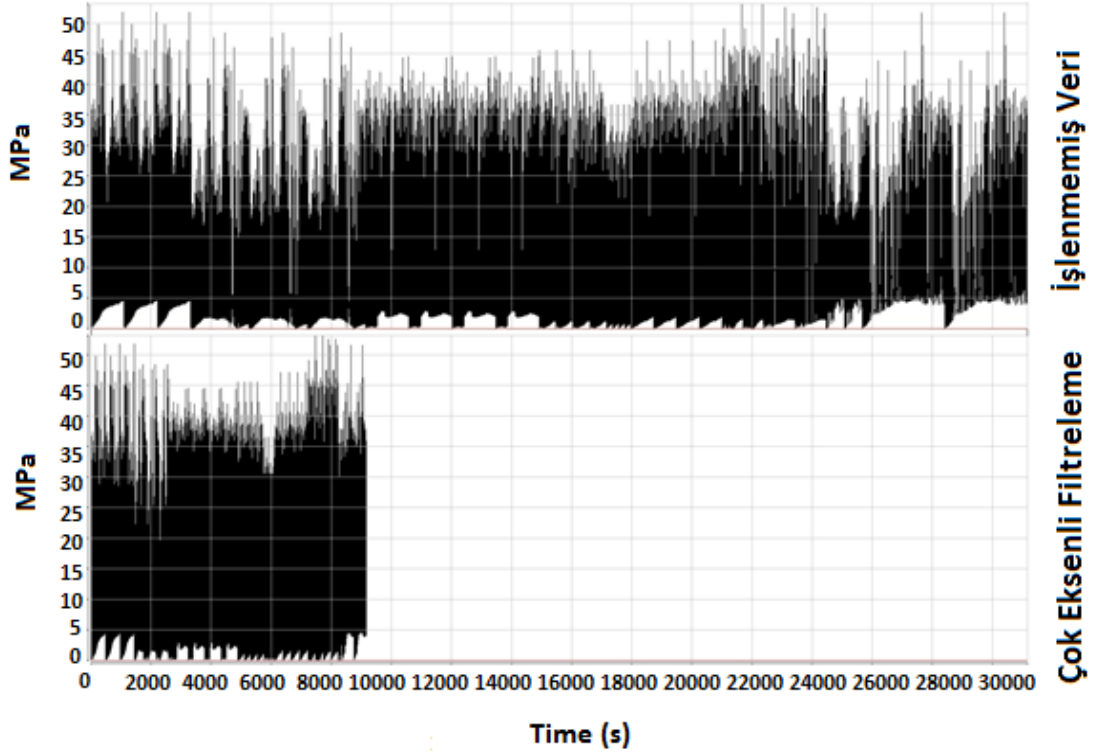


Şekil 4.14. Sapma dengeleme işlemi

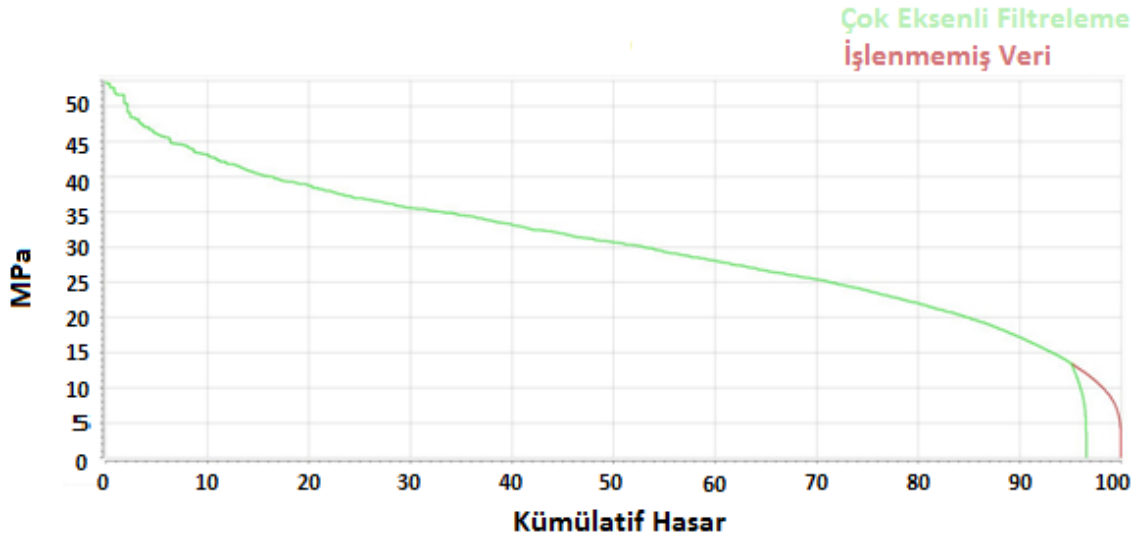


Şekil 4.15. Filtreleme işlemi

Sinyal hataları düzeltilen ve kullanılabilir duruma getirilen yol verisi, laboratuvar ortamında hidrolik sarsıcıda direk çalmak için çok uzundur. Bu sebeple yol verisi toplam hasar potansiyelini değiştirmeyecek şekilde LMS Tecware yazılımında bulunan farklı yöntemler kullanılarak kısaltılabilir. Yapılan çalışmada kısaltma işlemi için kullanılan ilk yöntem “RP PSD Filtre” işlemi ile verinin belirlenen frekans aralığındaki enerji değerlerini düşürmeden, eşdeğer hasar potansiyeline sahip daha kısa süreli bir sinyal meydana getirmektedir. Böylece veri içinde bulunan hasara katkısı olmayan küçük genlikteki sinyaller çıkartılmıştır. Verinin kısaltılması için kullanılan ikinci yöntem olarak “Çok Eksenli RP Filtreleme (Multiaxial RP Filtering)” işlemi ise, çok eksenli yüklemelerde bir eksenle hasar oluşturmayacak yüklemenin diğer eksenlerdeki yüklemenin de etkisi sonucu hasara neden olabilmesi durumu göz önüne alınarak bir kısaltma işlemi yapmaktadır (Şekil 4.16). Yüksek zaman sıkışması gerçekleştiren bu yöntem sayesinde toplam sinyal süresi 31174 saniyeden yaklaşık olarak 8500 saniyeye düşerken, hasar potansiyeli yaklaşık %3 düşük olan bir veri elde edilmiştir (Şekil 4.17).



Şekil 4.16. Otomatikleştirilmiş RP Filtreleme işlemi öncesi ve sonrası veri



Şekil 4.17. Kısaltılmış ve işlenmiş verinin hasar potansiyelinin karşılaştırması

Kısaltılarak oluşturulan hızlandırılmış veri sinyalleri, test cihazında uygulanması zor olan gelişigüzel sinyallerden oluşmaktadır. Test sisteminin bu özellikteki bir sinyali çalamamasından dolayı veri LMS Tecware’da bulunan “Blok Döngü Test Tanımı (Block Cycle Test Defination)” yöntemi kullanılarak 7 farklı genlikteki sinyale dönüştürülmüştür. Böylece değişken genliklerdeki sinyaller, test cihazında çalınabilecek

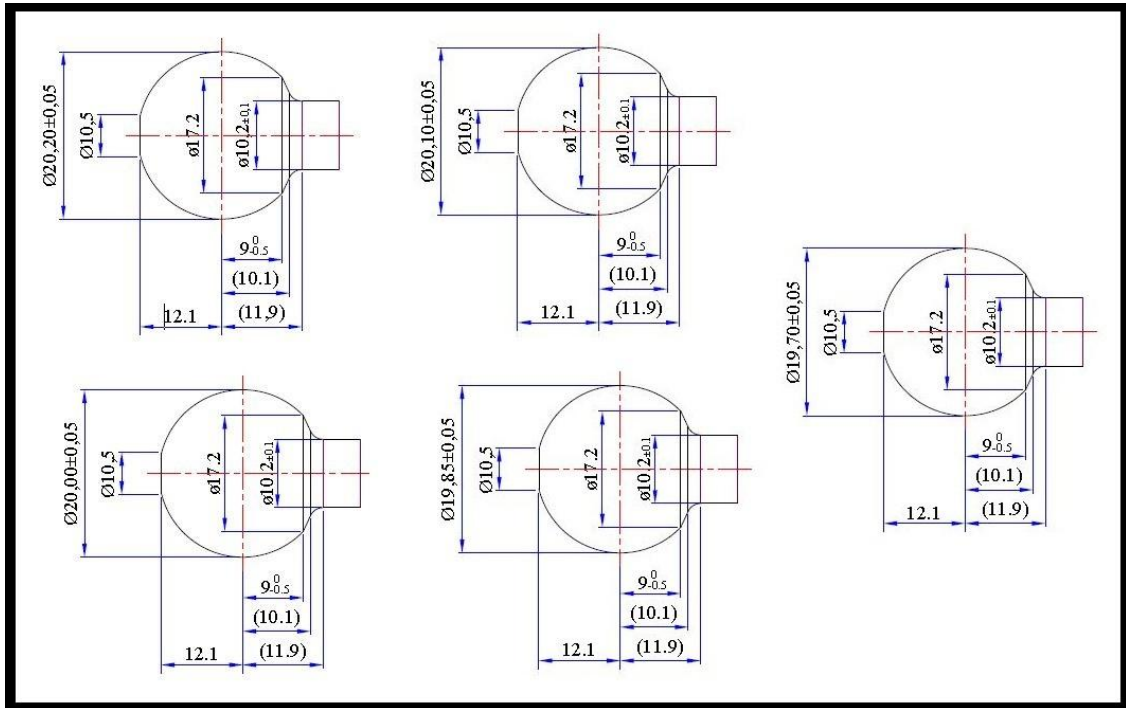
eşdeğer 7 farklı sinüs sinyaline dönüştürülmüştür. Yapılan tüm bu veri işleme çalışmalarıyla test sisteminde çalınmak üzere yükleme planı oluşturulmuştur.

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Tez çalışmamın bu bölümünde farklı boşluk ve sıkılık değerlerine sahip küresel mafsallı stabilizer rotların dinamik şartlar altındaki performansının incelenmesi için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

5.1 Test Numunelerinin İmalatı

Farklı boşluk ve sıkılık değerlerine sahip küresel mafsallar elde edilmesi için; küresel saplamaların küre çapları farklı değerlerde sıkı, normal ve boşluklu olmak üzere gruplandırılmıştır. Buna göre imal edilebilecek şekilde beş farklı ölçüye sahip küresel saplama imalatı gerçekleştirilmiştir. Bunlardan $\text{Ø}20,20$ ve $\text{Ø} 20,10$ ölçülerine sahip olanlar sıkı; $\text{Ø}20,00$ ölçüsüne sahip olan normal; $\text{Ø}19,85$ ve $\text{Ø}19,70$ ölçülerine sahip olanlar boşluklu küresel mafsallı saplama olarak belirlenmiştir (Şekil 5.1). Bu saplamaların çap ölçüleri, imalatının gerçekleştirildiği tezgâhın işlem kabiliyetine göre belirlenmiştir. Testlerin doğruluğu için her bir numuneden 6'şar adet olmak üzere toplamda 30 adet küresel saplama imalatı gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.2). Küresel saplamalardaki boşluk ve sıkılık değerleri imalat kapasitesine göre belirlenmiştir.



Şekil 5.1. Farklı çap ölçülerine sahip küresel saplama ölçüleri



Şekil 5.2. İmalatı gerçekleştirilen küresel saplamalar

5.2 Dinamik Testlerin Yapılması

Farklı boşluk değerlerine sahip stabilizer rotlar, veri toplama çalışmalarında elde edilen işletme şartlarında MTS Landmark 100Hz dinamik test cihazında belirlenen test spektrumu ile test edilmiştir (Şekil 5.3). Elde edilen test spektrumu MTS Flextest kontrolcüsü ile 7 farklı sinüs genliğindeki yüklemeler 5 Hz frekansta çalınarak, gerçek yol şartlarındaki yükleme stabilizer rotlara uygulanmıştır (Çizelge 5.1). Böylece farklı boşluk değerlerine sahip stabilizer rotların gerçek yükleme şartlarındaki dayanımları test edilmiştir (Şekil 5.4).

Çizelge 5.1. Test Spektrumunu oluşturan genlik değerleri

Genlik Değerleri (N)
± 6150
± 6000
± 5500
± 4000
± 435
± 255
± 120

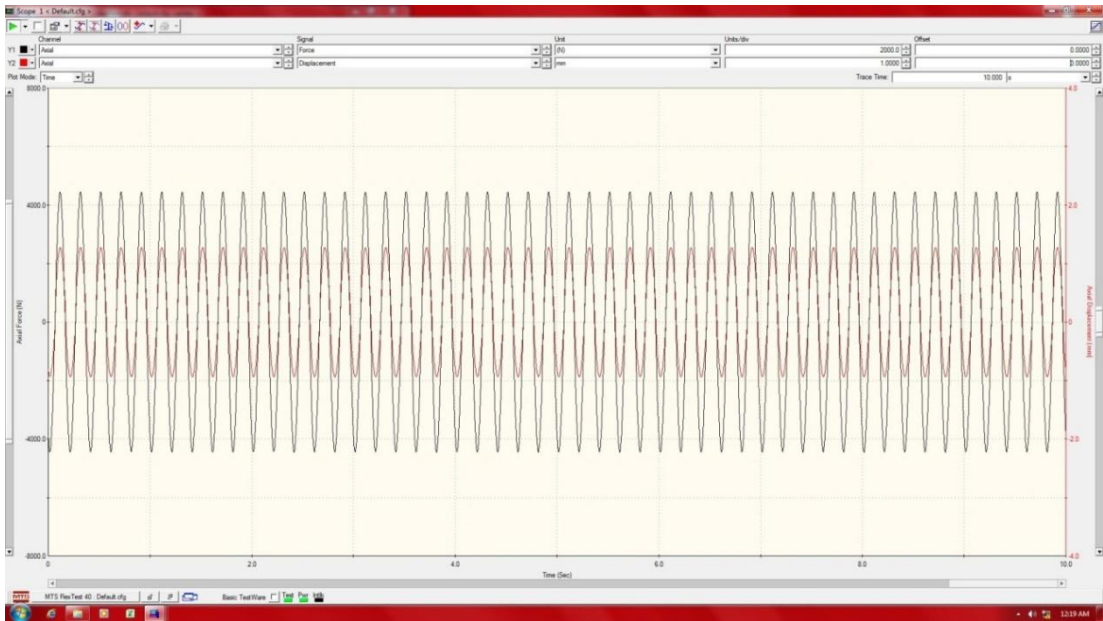
Stabilizer rotların statik performanslarının da incelenmesi için test öncesi belirli bir kuvvet (± 100 kgf) altındaki küresel mafsallere ve mafsallere torku ölçülerek kaydedilmiştir. Mafsaldaki ilerlemeler Zwick Roel Z250 çekme basma test cihazında ölçülmüştür.



Şekil 5.3. Dinamik testlerin gerçekleştirildiği MTS test cihazı



Şekil 5.4. Stabilizer rotun test cihazına bağlanması



Şekil 5.5. Test cihazında uygulanan test spektumundan örnek



Şekil 5.6. Stabilizer rotun kırılmasıyla testin sonlanması



Şekil 5.7. Test sonucu kırılan parça

5.3 Test Sonuçları

MTS test cihazında yapılan dinamik testler stabilizer rot mafsalının son dayanım noktasına kadar devam etmiş; mafsallardan birinin kırılmasıyla sonlandırılmıştır. Yapılan

testlere göre dinamik dayanım testlerinde ve test öncesi yapılan statik testlerde elde edilen veriler aşağıdaki çizelgedeki gibidir:

Çizelge 5.2. Test sonuçları

	20,20 / 1.Numune		20,20 / 2.Numune		20,20 / 3.Numune	
	I	II	I	II	I	II
Test Öncesi Tork (N.m)	12	10	11	10	9	12
Test Öncesi İlerleme (mm)	0,015	0,014	0,011	0,015	0,011	0,014
Kırılma Çevrimi	5606		5820		5542	
	20,10 / 1.Numune		20,10 / 2.Numune		20,10 / 3.Numune	
	I	II	I	II	I	II
Test Öncesi Tork (N.m)	8	6	6	6	8	6
Test Öncesi İlerleme (mm)	0,060	0,040	0,030	0,100	0,080	0,100
Kırılma Çevrimi	6027		6140		6220	
	20,00 / 1.Numune		20,00 / 2.Numune		20,00 / 3.Numune	
	I	II	I	II	I	II
Test Öncesi Tork (N.m)	4	3	3	3	4	5
Test Öncesi İlerleme (mm)	0,016	0,016	0,018	0,016	0,016	0,020
Kırılma Çevrimi	9250		9442		9724	
	19,85 / 1.Numune		19,85 / 2.Numune		19,85 / 3.Numune	
	I	II	I	II	I	II
Test Öncesi Tork (N.m)	1	2	2	1	2	2
Test Öncesi İlerleme (mm)	0,02	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
Kırılma Çevrimi	3824		3840		3778	

	19,70 / 1.Numune		19,70 / 2.Numune		19,70 / 3.Numune	
	I	II	I	II	I	II
Test Öncesi Tork (N.m)	0	0	0	1	1	0
Test Öncesi İlerleme (mm)	0,04	0,03	0,06	0,04	0,05	0,08
Kırılma Çevrimi	2350		2688		2186	

Yapılan test sonuçlarına göre;

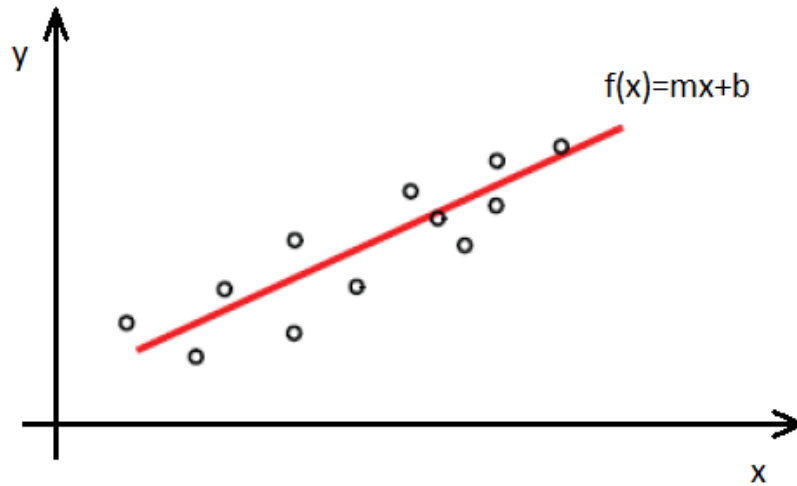
- +0,10 ve +0,20 toleranslarına sahip küresel saplamalı stabilizer rotların testlerden önce yapılan tork değerleri; stabilizer rotlarda istenilen tork değerlerinin çok üstünde olduğu görülmüştür.
- Küresel mafsallardaki sıkılık ve boşlukların test öncesi yapılan statik ilerlemelerde fazla bir fark oluşturmadığı görülmüştür.
- Yapılan dinamik testlerde en yüksek dayanımı ortalama 9472 çevrim ile boşluksuz olarak üretilen küresel saplamanın ulaştığı görülmüştür.
- +0,10 sıkılık toleransına sahip küresel saplamalı mafsal dayanımının; boşluksuz mafsala göre yaklaşık %35 daha az olduğu görülmüştür.
- +0,20 sıkılık toleransına sahip küresel saplamalı mafsal dayanımının; boşluksuz mafsala göre yaklaşık %40 daha az olduğu görülmüştür.
- -0,15 boşluklu toleransa sahip küresel saplamalı mafsal dayanımının; boşluksuz mafsala göre yaklaşık %60 daha az olduğu görülmüştür.
- -0,15 boşluklu toleransa sahip küresel saplamalı mafsal dayanımının; boşluksuz mafsala göre yaklaşık %75 daha az olduğu görülmüştür.
- Boşluklu mafsalların dayanımının; boşluksuz ve sıkı olan mafsallara göre daha az olmasının sebebi olarak, boşluklu mafsalların darbeli olarak çalışmasının sebep olduğu görülmüştür.

6. MATEMATİKSEL MODELLEME

Bir sistemin çalışmasının analitik bir yõteme dönüştürülmesi, mümkün olduğunca yakın bir matematiksel sistemle ilişkilendirilmesi ve sistemin çalışmasının izah edilmesi işlemine matematiksel modelleme denir. Sistemin matematiksel modellemesi fiziksel kanunlar veya deneysel yolla elde edilmiş veriler ile kurulabilmektedir. Elde edilenden veriler eğri uydurma yöntemi kullanılarak matematiksel model elde edilmiştir.

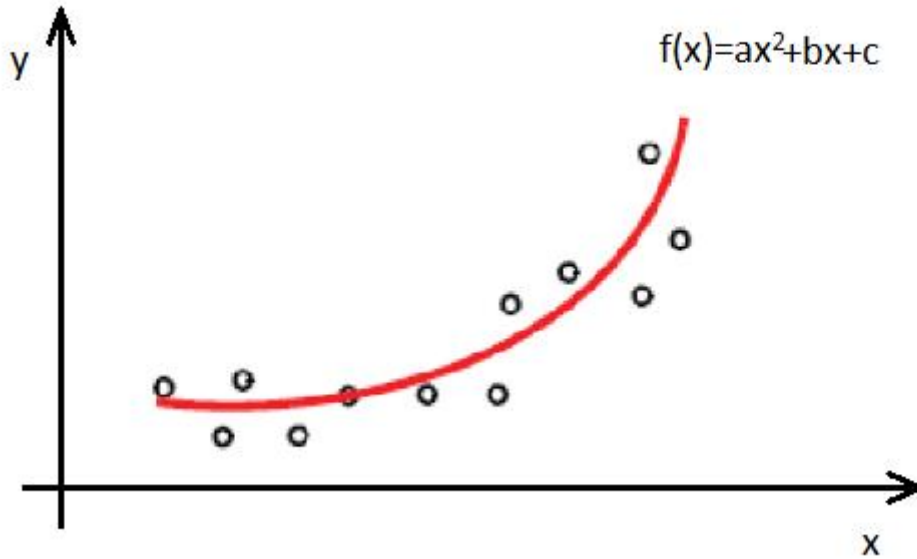
Yapılan deneyler sonucu elde edilen x deneysel verilerden en yakın şekilde geçecek olan $y=f(x)$ eğrisini ve eğriye ait denklemi bulma işlemine eğri uydurma (curve fitting) işlemi denir. Eğri oluşturulurken bulunan her nokta eğri üzerinden geçmeyebilir, ancak verilen noktalara en iyi şekilde uyan bir eğri olmalıdır. En iyi uyan eğri bulunurken eğrinin her noktaya olan uzaklığı yani hata göz önüne alınır ve bu hata yok edilmeye çalışılır.

Ölçülen iki x değeri arasında seçilen ve x_i değerine karşılık gelen değeri tahmin etme işlemine ara değer hesabı (interpolating) denir. Ara değer bulma yaklaşımında kullanılan eğriler, ölçüm sonunda elde edilen tüm noktadan geçecek şekilde çizilir. Eğri uydurma yaklaşımında bu şart değildir. Eğer verilen x değer aralığına bakılarak bu aralık dışında bir x_i değerine karşı gelen y_i değeri aranıyor ise bu işleme dış değer hesabı (extrapolation) denir.



Şekil 6.1. Deneysel verilerden eğri denkleminin elde edilmesi

Şekil 6.1’de deneysel verilerden geçen en yakın doğru ve denklemi elde edilmiştir. Veriler belirli hata oranı ile ifade eden doğrusal bir eğri ile denklem elde edilmiştir. Bu yöntemde eğrinin denklemi $y=mx+b$ şeklinde ifade edilmiştir. Denklemdeki m katsayısı eğimi b katsayısı da y ekseninin kesildiği noktayı ifade etmektedir. Ancak bu yöntem ile elde edilen eğrinin verilerin üzerinden tam olarak geçmediği görülmektedir. Bu gibi durumlarda eğri denkleminin verileri daha iyi ifade edebileceği başka yöntemler kullanılmalıdır.

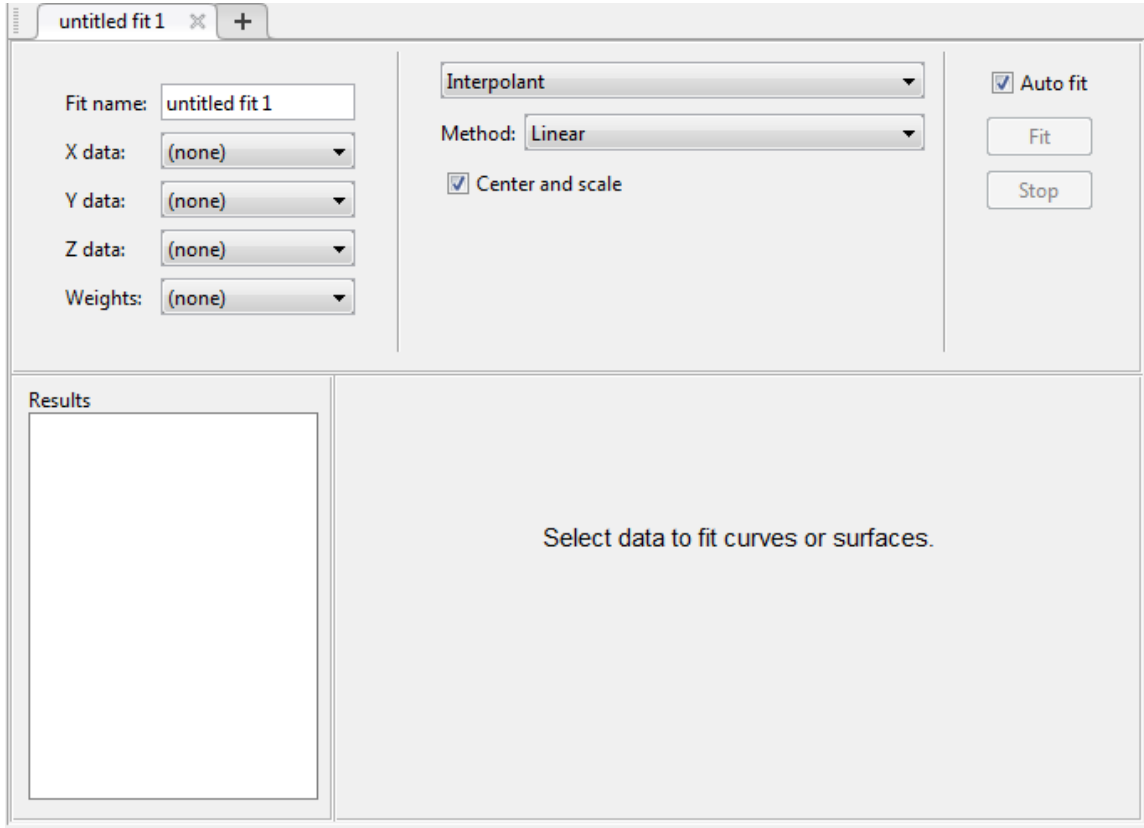


Şekil 6.2. Deneysel verilerden parabolik yaklaşım ile denklem elde edilmesi

Şekil 6.2’de deneysel verilerden parabolik yaklaşımıyla elde edilen eğri grafiği yer almaktadır. Burada da görüldüğü gibi parabolik yaklaşım ile elde edilen eğri daha çok veri noktasından geçmekte ve daha az veri kaybı olmaktadır. Bu yöntemde eğri denklemini $y=ax^2+bx+c$ şeklinde ifade edilmektedir.

Eğri uydurma ile elde edilecek matematiksel modelin bulunması Matlab içerisinde bulunan “Eğri Uydurma Araç Kutusu (Curve Fitting Toolbox)” ile yapılabilmektedir. Bu uygulama sistematik olarak çalışması bu bölümde sunulmuştur.

Matlab ortamına, yapılan deneyler ile elde edilen veriler notepad ortamından alınır ve veri setinin ismi verilerek çalışma alanında tanımlanır. Matlab komut satırına “cftool” komutu yazılarak eğri uydurma araç kutusu açılır.



Şekil 6.3. Eğri uydurma araç kutusu

Şekil 6.3’de görülen araç kutusu penceresinde Matlab çalışma alanına yüklenen verilerin seçilmesi ve farklı eğri uydurma modellerinin uygulanmasıyla; verilere en uygun eğri ve denklemin elde edilmesine yardımcı olur. Modelin seçilmesinde dikkat edilmesi en önemli konu veri kaybının en az seviyede olacağı yöntemin seçilmesidir.

Matlab eğri uydurma aracında eğrinin elde edilmesi ve matematiksel model oluşturulabileceği farklı modeller bulunmaktadır:

- Custom Equation,
- Exponential,
- Fourier,
- Gaussian,
- Interpolant,
- Linear fitting,

- Polynomial,
- Power,
- Rational,
- Smoothing spline,
- Sum of sine,
- Weibull.

Yapılacak modelleme çalışmalarında bu yöntemlerden veri kaybına en az olacak şekilde matematiksel modelleme yapan ve yapıya en uygun olan Sum of sine, Fourier ve Rational yöntemleri kullanılmıştır.

6.1 Sinüslerin Toplamı Yöntemi İle Modelleme

Sinüslerin toplamı modeli ile eğri elde etme yöntemi periyodik fonksiyonların eğrilerini elde etmede kullanılan bir yöntemdir.

$$\sum_{i=1}^n = (a_i \sin b_i x + c_i) \quad (6.1)$$

Elde edilen veriler yukarıda verilen denklemde kullanılarak eğrinin denklemi elde edilmektedir. Yukarıdaki denklemde a genlik, b frekans, c faz değeri ve n serideki terimlerin sayısını ifade etmektedir. Bu denklem Fourier serisi ile direk ilgilidir. Ana fark ise sinüslerin toplamı denkleminin faz sabitini içermesi ve sabit (kesişme) terimini içermemesidir. Sinüslerin toplamı yöntemiyle matematiksel modelleme işlemi aşağıda belirtilen adımların gerçekleştirilmesiyle yapılmıştır:

1. Matlab komut penceresine cftool yazılarak eğri uydurma araç kutusu açılır.
2. Açılan araç kutusunda eğrinin adı yazılır ve matlab çalışma alanında tanımlanan eğri dataları X,Y eksenleri için seçilir.

Fit name:

X data:

Y data:

Şekil 6.4. Eğri uydurma araç kutusunda verilerin seçilmesi

3. Model tipi “Sinüslerin toplamı (Sum of Sine)” modelleme yöntemi seçilir. Terim sayısı eğrinin verileri en iyi şekilde kestiği değer olarak 4 yapılır.

Sum of Sine

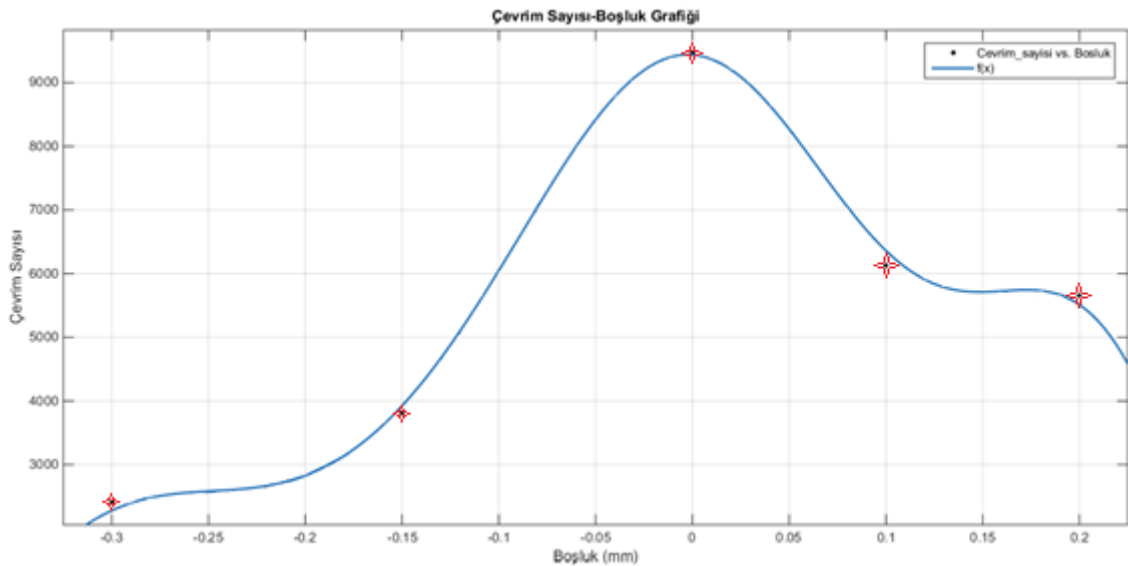
Number of terms:

Equation: $a1*\sin(b1*x+c1) + \dots + a4*\sin(b4*x+c4)$

Center and scale

Şekil 6.5. Eğri denkleminin seçilmesi

Böylece verileri en iyi şekilde kesecek eğri ve denklem elde edilir. Buna göre elde edilen eğri ve denklem aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.5. Eğrinin elde edilmesi

$$f(x) = 86330*\sin(5,113*x+3,21) + 1599*\sin(25,14*x+2,461) + 85460*\sin(5,345*x+0,1678) + 644*\sin(29,75*x+0,1413)$$

6.2 Fourier Yöntemi İle Modelleme

Fourier modeli ile eğri elde etme yöntemi sinüs ve cosinüs fonksiyonlarının toplamıyla elde edilen periyodik fonksiyon ile eğri oluşturma yöntemidir. Bu yöntem trigonometrik veya üstel formda temsil edilebilir.

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i \cos(iwx) + b_i \sin(iwx) \quad (6.2)$$

Elde edilen veriler yukarıda verilen denklemde kullanılarak eğrinin denklemi elde edilmektedir. Yukarıdaki denklemde a_0 $i=0$ 'daki kosinüs teriminin sabiti, w sinyalin temel frekansı ve n serideki terimlerin sayısını ifade etmektedir. Fourier yöntemiyle matematiksel modelleme işlemi aşağıda belirtilen adımların gerçekleştirilmesiyle yapılmıştır:

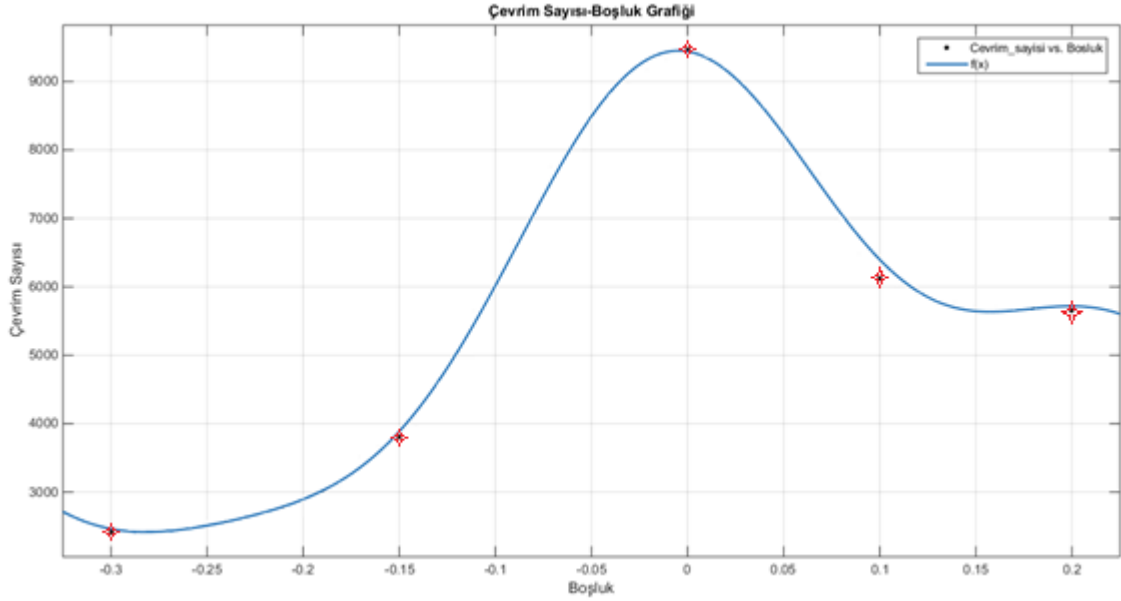
1. Matlab komut penceresine `cftool` yazılarak eğri uydurma araç kutusu açılır.
2. Açılan araç kutusunda eğrinin adı yazılır ve matlab çalışma alanında tanımlanan eğri dataları X,Y eksenleri için seçilir.

Şekil 6.7. Eğri uydurma araç kutusunda verilerin seçilmesi

3. Model tipi “Fourier” modelleme yöntemi seçilir. Terim sayısı eğrinin verileri en iyi şekilde kestiği değer olarak 3 yapılır.

Şekil 6.8. Eğri denkleminin seçilmesi

Böylece veriler için en uygun eğri ve denklem elde edilir. Buna göre elde edilen eğri ve denklem aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.9. Eğrinin elde edilmesi

$$f(x) = 5353 + 2706 \cdot \cos(x \cdot 9,32) + 1046 \cdot \sin(x \cdot 9,32) + 828,1 \cdot \cos(x \cdot 18,64) - 650,2 \cdot \sin(x \cdot 18,64) + 552,1 \cdot \cos(x \cdot 27,96) - 79,42 \cdot \sin(x \cdot 27,96)$$

6.3 Rasyonel Yöntemi İle Modelleme

Rasyonel modeli ile eğri elde etme yöntemi modeller polinomların oranları olarak tanımlanır.

$$y = \frac{\sum_{i=1}^{n+1} p_i x^{n+1-i}}{x^m + \sum_{i=1}^m q_i x^{m-i}} \quad (6.3)$$

Elde edilen veriler yukarıda verilen denklemde kullanılarak eğrinin denklemi elde edilmektedir. Yukarıdaki denklemde n pay polinomu, m payda polinomunu ifade etmektedir. x^m katsayısı 1 ile orantılıdır. Bunun sebebi pay ve payda polinom dereceleri eşit olduğu zaman pay ve paydayı değerli kılmasıdır. Rasyonel yöntemiyle matematiksel modelleme işlemi aşağıda belirtilen adımların gerçekleştirilmesiyle yapılmıştır:

1. Matlab komut penceresine cftool yazılarak eğri uydurma araç kutusu açılır.
2. Açılan araç kutusunda eğrinin adı yazılır ve matlab çalışma alanında tanımlanan eğri dataları X,Y eksenleri için seçilir.

Fit name:

X data:

Y data:

Şekil 6.10. Eğri uydurma araç kutusunda verilerin seçilmesi

3. Model tipi “Rasyonel (Rational)” modelleme yöntemi seçilir. Payın derecesi 3; paydanın derecesi 2 olarak seçilir.

Rational

Numerator degree:

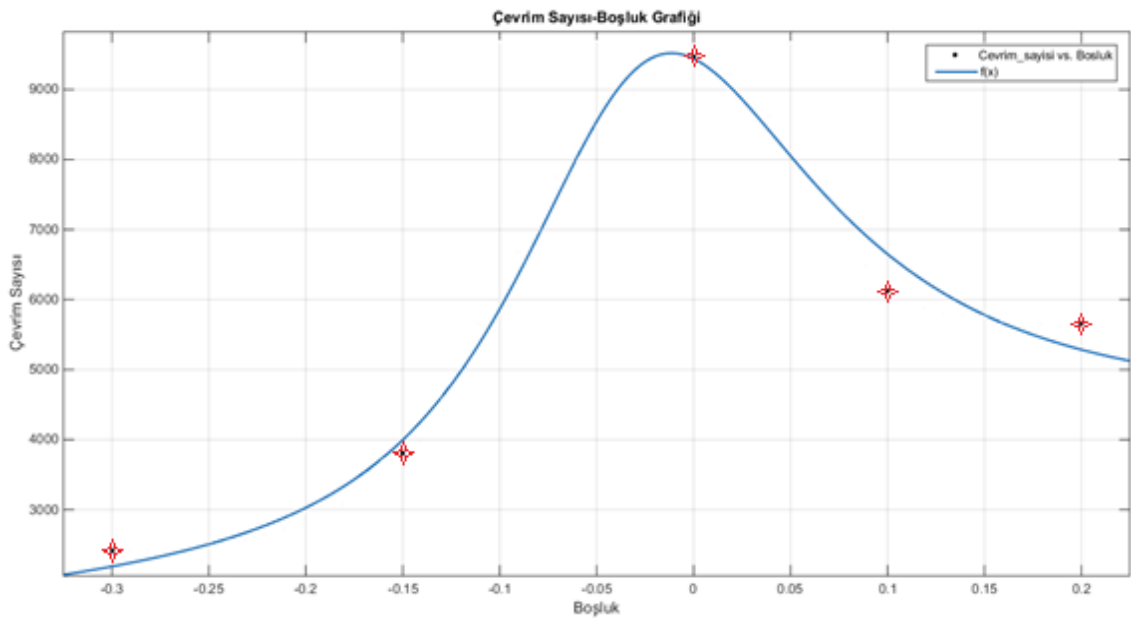
Denominator degree:

Center and scale

Fit Options...

Şekil 6.11. Eğri denkleminin seçilmesi

Böylece veriler için en uygun eğri ve denklem elde edilir. Buna göre elde edilen eğri ve denklem aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.12. Eğrinin elde edilmesi

$$f(x) = (2424*x^3 + 3097*x^2 + 450,4*x + 101,1) / (x^2 + 0,06285*x + 0,01071)$$

Çizelge 6.1. Deneysel çalışma ve eğri uydurma yöntemleriyle elde edilen sonuçlar

Boşluk Değeri (mm)	Boşluk Miktarına Göre Çevrim (Cycle)			
	<i>Deneysel</i>	<i>Sum of Sine</i>	<i>Fourier</i>	<i>Rational</i>
-0,30	2408	2276	2463	2189
-0,15	3814	3948	3886	3996
0	9472	9468	9439	9439
0,10	6129	6387	6398	6550
0,20	5656	5525	5718	5285

Çizelge 6.2. Eğri uydurma yöntemlerinde meydana gelen hatalar

Boşluk Değeri (mm)	<i>Sum of Sine</i>	<i>Fourier</i>	<i>Rational</i>
-0,30	%5,48	%2,28	%9,1
-0,15	%3,5	%1,18	%4,7
0	%0,04	%0,34	%0,34
0,10	%4,2	%4,3	%6,8
0,20	%2,3	%1,1	%6,5

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

7.1 Sonuçlar

Yapılan tez çalışması kapsamında, araç süspansiyon ve yönlendirme sistemi parçalarında bulunan küresel mafsallardaki küresel saplama ve yataklama elemanı arasında bulunan boşluk miktarının parça ömrüne etkisi incelenmiştir. Bu amaçla süspansiyon sistemi parçalarından biri olan stabilizer rotlarda farklı boşluk değerlerine sahip küresel mafsallar üzerinde testler yapılarak; boşluğun ömre etkisi tespit edilmiştir.

Farklı boşluk değerlerine sahip stabilizer rotların test edilmesi için ilk olarak, stabilizer rot üzerine gerçek yol şartlarında etki eden dinamik yüklemeler ölçülmüştür. Veri toplama çalışmalarıyla; 2010 model Toyota/Corolla aracında bulunan stabilizer rot üzerine yerleştirilen ivmeölçer ve gerilme algılayıcısı kullanılarak ivme ve gerilme verileri kaydedilmiştir. Sensörlerin yerleşimi Altair-Hyperworks yazılımı ile yapılan analizler ile belirlenmiştir. Gerçek yol şartlarının toplanacağı yol güzergahı ise farklı yolları temsil eden iyi, orta ve kötü yol şartlarında gerçekleştirilmiştir.

Yoldan toplanan pasajlar halindeki ham veriler LMS Tecware yazılımı birleştirilmiştir. Birleştirilen veriler Tecware veri düzenleme işlemlerinden “Ani Gürültü Kaldırma (Spike Removal)”, “Sapma-dengeleme (Drift-ofset)” ve “Filtreleme (Filtering)” işlemleri kullanılarak kullanılabilir duruma getirilmiştir. Düzenlenmiş yol verileri daha sonra “Çok Eksenli RP Filtreleme (Multiaxial RP Filtering)” kullanılarak eş hasar potansiyeline sahip kısaltılmış veriye dönüştürülmüştür. Böylece testler eş yükleme ile daha kısa sürede yapılabilmesi sağlanmıştır. Kısaltılmış veri kullanılarak dinamik test cihazında çalınabilmesi için test yükleme planı oluşturulmuştur. Yükleme planı rastgele oluşturulmuş sinyalleri “Blok Döngü Test Tanımı (Block Cycle Test Defination)” ile farklı sinüs genliklerine sahip sinyallere dönüştürülerek; test yükleme planı oluşturulmuştur.

Boşluk miktarının etkisinin incelenmesi için farklı sıklık ve boşluk değerlerine sahip küresel saplamalar üretilmiştir. Küresel saplamalar 0,30 ve 0,15 boşluk; 0,10 ve 0,20 sıklık ve boşluksuz olmak üzere 5 farklı ölçüde üretilmiştir. Üretilen saplamalar stabilizer rotlara montajı gerçekleştirilerek test numuneleri elde edilmiştir. Test numuneleri, elde edilen test yükleme planı kullanılarak dinamik test cihazında son çalışma noktasına kadar testi gerçekleştirilmiştir. Yapılan testlerde en yüksek çalışma

ömrü boşluksuz olarak üretilen stabilizer rotlarda elde edilmiştir. Ancak sıfır boşluklu mafsallar hem imalat hem de montaj işlemleri nedeniyle elde edilmesi çok zordur. Yapılan testlerde en kötü çalışma ömrüne ise boşluklu stabilizer rotlarda elde edilmiştir. Buna göre boşluksuz olarak imal edilen küresel saplamalı stabilizer rotun ömrü, 0,30 mm boşluklu küresel saplamalı stabilizer rota göre %74,5; 0,20 mm sıklıktaki küresel saplamalı stabilizer rota göre %40,2 daha uzun olduğu görülmüştür.

Test sonuçlarında elde edilen farklı boşluk değerlerine ait çalışma ömrü verileri Matlab'da eğri uydurma araç kutusunda bulunan farklı yöntemler kullanılarak matematiksel olarak bir fonksiyon elde edilmiştir. Matematiksel modelleme işlemi sinüslerin toplamı, fourier ve rasyonel yöntemleri kullanılarak üç farklı yöntem ile yapılmıştır. Bu yöntemlerden sinüslerin toplamı yöntemiyle elde edilen model %3,5; fourier yöntemi ile elde edilen model %2,25 ve rasyonel yöntemi ile elde edilen modelde %7 bir hata elde edilmiştir. Bu sonuçlar göz önüne alındığında modelleme yöntemleriyle elde edilen sonuçların büyük oranda deneysel çalışmalara yaklaştığı görülmüştür.

Elde edilen matematiksel modellerden en ideali olan fourier yöntemiyle elde edilen sonuçlar incelenerek 2010 model Toyota/Corolla stabilizer rotu için ideal tolerans aralığı belirlenmiştir. Buna göre istenilen ömür aralığını sağlaması için küresel saplamaların 19,93 mm ile 20,06 mm tolerans arasında üretilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Belirlenen tolerans aralığına sahip küresel saplamalı stabilizer rotların üretiminin yapılmasıyla beklenenden kısa sürede çalışma ömrünü tamamlayan parçaların sebep olduğu problemlerin önüne geçilebileceği sonucuna ulaşılmıştır.

7.2 Öneriler

Yapılan çalışmada kullanılan yöntem ile diğer süspansiyon ve yönlendirme sistemlerinde bulunan küresel mafsallarda; boşluk ve sıklığın çalışma ömrüne olan etkisi araştırılabilir. Ayrıca kullanılan yöntem ile süspansiyon ve yönlendirme sistemlerinin bir diğer bağlantı parçası olan burçların dinamik performansının incelenmesi üzerine yapılabilecek araştırmalarda da kullanılabilir.

Yol verilerinin düzenlenmesiyle elde edilen test yükleme planı, stabilizer rotlar üzerinde yapılacak her türlü araştırmanın doğrulanması için kullanılabilir. Geliştirilecek olan farklı tipteki stabilizer rotların ömür hesabı, optimizasyonu gibi çalışmalar elde edilen yol verileri kullanılarak gerçekleştirilebilir.

Deneysel ve modelleme ile yapılan boşluğun ömre olan etkisinin incelenmesi çalışmaları, sonlu elemanlar ve çok kütleli dinamik analizler kullanılarak gerçekleştirilebilir. Bu yöntemlerle yapılacak çalışmalarda sınır şartlarının belirlenmesinde yine yol verileri kullanılarak gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilir. Böylece matematiksel yöntem dışında bilgisayar ortamında yapılacak analizlerle de boşluğun ömre olan etkisi kısa sürede belirlenebilir.

KAYNAKLAR

- Alpagut O. M., İnsansız hava araçlarının doğrusal sistem tanımlaması ve öngörülü yörünge kontrolü, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2010.
- Brutti C., Coglitore G., Valentini P., Modeling 3d revoluted joint with clearance and contact stiffness, *Nonlinear Dynamics* 66, 2011, 531-548.
- Erkaya S., 2009, Eklem boşluklu mekanizmalar için gürbüz tasarım yaklaşımları, Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 2009.
- Erkaya S., Uzmay İ., Eklem boşluğu dikkate alınarak dört çubuk mekanizmasının uygun tasarım parametrelerinin belirlenmesi, 13. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas, 2007, 169-177.
- Erkaya S., Uzmay İ., Eklem boşluğunun krank-biyel mekanizmasının kinametiğine etkisi, 13. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas, 2007, 179-186.
- Erkaya S., Doğan S., Ulus Ş., Klasik ve esnek uzuvlu bağlantılı mekanizmalarda eklem boşluğunun etkisinin nümerik ve deneysel incelemesi, 17. Makine Teorisi Sempozyumu, 2015.
- Flores P., Ambrosio J., Claro J.C.P., Lankarini H.M., Koshy C.S., A study on Dynamics of mechanical systems including joints with clearance and lubrication, *Mechanism and Machine Theory* 41, 2006, 247-261.
- Grant S.J., Fawcett J.N., Effects of clearance at the coupler rocker bearing of a 4-bar linkage, *Mechanism and Machine Theory* 14, 1979, 99-110.
- Grant S.J., Fawcett J.N., Control of clearance effects in mechanisms, *Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design* 100, 1978, 728-731.
- Heissing B., Ersoy M., Chassis Handbook, 1st Edition 2011.
- Kağnıcı F., Ulaş B., Araç yorulma analizi sonucuna göre hasar görülen parçanın dayanım ve NVH açısından iyileştirilmesi, 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 2012.
- Koca B., Fatigue life prediction of a drag link by using finite element method, Yüksek lisans tezi, Marmara University Institute for Graduate Studies in Pure and Applied Sciences, İstanbul, 2007.
- Koyuncu A., Acquisition of field data for agricultural tractor, Yüksek lisans tezi, Middle East Technical University, 2006.
- Lin K., Hwang J., Chang J., Accelerated durability assessment of motorcycle components in real time simulation testing, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, 2010, 245-259.

- Mishra R., Naskar T.K., Acharya S., Synthesis of coupler curve of a four bar linkage with joint clearances, *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2013, 1193-1199.
- Mitsch M., Road load data acquisition at magna steyr, *IEEE*, 2012.
- Mohamed E., Yusuff M. Wahab D., Application of rainflow cycle counting in the reliability prediction of automotive front corner module system, *IEEE*, 2009.
- Osman M.O.M., Bahgat B.M., Osman M., Dynamic analysis of a cam mechanism with bearing clearances, *Mechanism and Machine Theory* 22, 1987, 303-314.
- Parenti-Castelli V., Venanzi S., Clearance influence analysis on mechanisms, *Mechanism and Machine Theory* 40, 2005, 1316-1329.
- Ravn P., A continuous analysis method for planar multibody systems with joint clearance, *Multibody System Dynamics* 2, 1998, 1-24.
- Rhee J., Akay A., Dynamic response of a revolute joint with clearance, *Mechanism and Machine Theory* 31, 1996, 121-134.
- Sharfi O.M.A., Smith M.R., A simple method for the allocation of appropriate tolerances and clearances in linkage mechanisms, *Mechanism and Machine Theory* 18, 1983, 123-129.
- Şener A.Ş., Araç yorulma ömürlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile belirlenmesi, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi Cilt:2 No:3*, 2010, 13-28.
- Ting K., Zhi J., Watkins D., The effects of joint clearance on position and orientation deviation of linkages and manipulators, *Mechanism and Machine Theory* 35, 2000, 391-401.
- Tasora A., Prati E., Silvestri M., Experimental investigation of clearance effects in a revolute joint, *AIMETA International Tribology Conference*, 2004, 14-17.
- Tsai M., Lai T., Kinematic sensitivity analysis of linkage with joint clearance based on transmission quality, *Mechanism and Machine Theory* 39, 2004, 1189-1206.
- Yazar Ö., 6x6 taktik tekerlekli askeri aracın taşıt dinamiği modellenmesi ve testler ile modelin doğrulanması, Yüksek lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2013.
- Yelkencioğlu E., Düzlemsel beş kollu süspansiyon sistemlerinde kamber açısının kontrol edilmesi, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2009.
- Yuan L., Tian S., Wei S., Chao J., Zheng J., Fatigue analysis of heavy-truck based on actual road tests and rigid-flexible coupling multi-body model, *ICTE*, 2013, 2605-2610.
- Zhao L., Zheng S., Feng J., Failure mode analysis of torsion beam rear suspension under service conditions, *Engineering Failure Analysis* 36, 2014, 39-48.

Zhao B., Zhang Z., Dai X., Prediction of wear at revolute clearance joints in flexible mechanical systems, Malaysian International Tribology Conference 68, 2013, 661-667.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Emin Gürcan GÜREL
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Konya 13/06/1989
Telefon : 0544 473 9234
Faks : -
e-mail : emingurcangurel@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Selçuklu Anadolu Lisesi, Selçuklu, Konya	2007
Üniversite	: Selçuk Üniversitesi, Selçuklu, Konya	2012
Yüksek Lisans	: Selçuk Üniversitesi, Selçuklu, Konya	Devam ediyor
Doktora	: -	-

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2012-2015	Aydınlar Yedek Parça San. ve Tic. A.Ş.	Proje Mühendisi
2015-	Intech Global Enerji Mühendislik Danışmanlık San. ve Tic. A.Ş.	Proje Müdürü

UZMANLIK ALANI

Sonlu elemanlar analizleri
 Makine teorisi ve dinamiği
 Yorulma ve dayanım testleri
 Veri toplama ve veri analizi
 Yenilenebilir enerji sistemleri

YABANCI DİLLER

İngilizce

YAYINLAR

Gürel E.G., Kalyoncu M., Araçlarda kullanılan stabilizer rotların dayanımına küresel mafsallık boşluğunun etkisinin incelenmesi, Selçuk Üniversitesi Mühendislik Bilim ve Teknoloji Dergisi, 2016. (Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır, yayın aşamasında)

Güvenç M.A., Gürel E.G., Botsalı F.M., Binek araç salıncağında oluşan gerilmelerin çok kütleli yarım araç modeli kullanılarak belirlenmesi, Uluslararası Katılımlı 17. Makine Teorisi Sempozyumu, 2015.

Güvenç M.A., Gürel E.G., Akdi S., Birol Y., Otomotiv süspansiyon sistemlerinde kullanılan küresel mafsalların dinamik yük altında yorulmaya ısıl işlem tekniklerinin etkisi, 15. International Materials Symposium, 2014.

PROJELER

“Küresel Mafsallı Şasi Bağlantı Parçalarının Test Sistemi Geliştirilmesi ve Boşluk Miktarının Çalışma Şartlarına Olan Etkisinin Modellenmesi”, Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı San-Tez Projesi, Proje Kodu: 0502.STZ.2013-2, Tez Öğrencisi, 2015. (Tez çalışması ile ilgili)

“Araç Süspansiyon Sistemi Bağlantı Parçalarının, Gerçek Yol Şartlarını Oluşturulacak Test Düzeneği İle Titreşim Ve Dinamik Gerilme Analizlerinin Yapılarak Tasarımlarının Doğrulanması”, TÜBİTAK – TEYDEB 1501 Programı, Aydınlar Yedek Parça San. ve Tic. A.Ş., Araştırmacı.

“Stabilizer Rotlar İçin Kolay Monte Edilebilir Yatak Tasarımının Yapılması Ve Üretim Parametrelerine Göre Hızlı Montaj Sisteminin Geliştirilmesi”, TÜBİTAK – TEYDEB 1501 Programı, Aydınlar Yedek Parça San. ve Tic. A.Ş., Araştırmacı.

“Dayanıklılık Ve Ömür Kriterlerine Göre Optimum Tasarıma Sahip Süspansiyon Ve Direksiyon Sistemi Bileşenleri Geliştirilmesi”, Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı San-Tez Programı, Aydınlar Yedek Parça San. ve Tic. A.Ş., Araştırmacı.