

**ÇİFT BORULU AMORTİSÖRLERİN GÜRÜLTÜ
SEVİYESİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
İNCELENMESİ**

Serdar GÜNEY



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇİFT BORULU AMORTİSÖRLERİN GÜRÜLTÜ SEVİYESİNE ETKİ EDEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ**

Serdar GÜNEY
Orcid No: 0000-0003-3564-6015

Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
Orcid No: 0000-0002-6115-3110
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Serdar GÜNEY tarafından hazırlanan “ÇİFT BORULU AMORTİSÖRLERİN GÜRÜLTÜ SEVİYESİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
Orcid No: 0000-0002-6115-3110

Başkan : Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
Orcid No: 0000-0002-6115-3110
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza

Üye : Dr. Öğr. Üy. Sevda TELLİ ÇETİN
Orcid No: 0000-0002-3281-9112
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza

Üye : Dr. Öğr. Üy. Selçuk KARAGÖZ
Orcid No: 0000-0002-1987-5750
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin AKSEL EREN
Enstitü Müdürü

.././....

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.../.../....

Serdar GÜNEY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÇİFT BORULU AMORTİSÖRLERİN GÜRÜLTÜ SEVİYESİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Serdar GÜNEY

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU

Süspansiyon sistemleri ve bu sistemlerin önemli elemanlarından olan amortisörler yıllar içerisinde değişen ve gelişen müşteri beklentileri sebebiyle önemli gelişmeler göstermiştir. Yol tutuşu, konfor, güvenlik gibi farklı beklentileri aynı anda sağlamak için gelişen teknolojik imkanlar da kullanılarak çeşitlilikler artmış ve beklentiler daha yüksek ölçüde karşılanır olmuştur.

Amortisörlerle ilgili gelişmelerin yanında gün geçtikçe artan konfor beklentileri de amortisörler üzerinde yapılan çalışmaların artmasına ve derinleşmesine sebep olmaktadır.

Bu tez çalışmasında çift borulu amortisör kaynaklı bir gürültü oluşumunu önlemek için amortisör tasarımında değişikliğe gidilerek gürültü problemine çözüm aranmıştır. Bunun yanında gürültünün araç üstü testleri öncesinde test bankolarında test edilmesi zaman ve maliyet avantajı sağlayacağından yeni bir test metodu da değerlendirilmiş ve etkinliği daha yüksek bir test metodu ihtiyacı olduğu görülmüştür.

Gürültü problemini gidermek için amortisörün piston valfinde, taban valfinde ve basınç tüpü üzerindeki konfor uygulamasında değişiklik yapılarak subjektif değerlendirme sonuçları incelenmiş ve bu test sonucunda olumlu olarak değerlendirilenler laboratuvar ortamında da performans ve gürültü testlerine tabi tutulmuşlardır. Bu testlerde kuvvet-yer değiştirme, kuvvet-hız ve oluşan gürültü değerleri incelenmiştir.

Bu tez çalışmasıyla subjektif gürültü değerlendirme testi ve laboratuvar ortamında gerçekleştirilen gürültü ve performans testleri ile bir amortisörün gürültü problemi incelenmiştir. İlgili problemin çözümü için amortisör üzerinde yapılan değişikliklerin amortisörün temel performans karakteristikleri üzerindeki etkisi de beraberinde incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Amortisör, damper, gürültü, valf, konfor
2020, ix + 70 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF PARAMETERS THAT AFFECT THE NOISE LEVEL OF DOUBLE TUBE SHOCK ABSORBERS

Serdar GÜNEY

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Elif ERZAN TOPÇU

Suspension systems and shock absorbers, which are one of the important elements of these systems, have shown significant improvements due to changing and developing customer expectations over the years. Diversity has increased and the expectations have been met to a greater extent by using the developing technological facilities to provide different expectations such as handling, comfort and safety at the same time.

In addition to the developments related to the shock absorbers, the increasing comfort expectations are increasing and deepening the work done on the shock absorbers.

In this thesis, in order to prevent the formation of a double tube shock absorber noise, a change was made in the shock absorber design and a solution was sought for the noise problem. Besides, since testing noise in test benches prior to vehicle tests will provide time and cost advantages, a new test method has been evaluated and it has been found that there is a need for a more efficient test method.

In order to eliminate the noise problem, the subjective evaluation results of the shock absorber's piston valve, the base valve and the comfort application on the pressure tube were examined, and the results of the subjective evaluation were examined and those who were evaluated as positive as a result of this test were also subjected to performance and noise tests in the laboratory environment. In these tests, force-displacement, force-speed and noise values were examined.

With this thesis, the subjective noise assessment test and the noise and performance tests carried out in the laboratory have examined the noise problem of a shock absorber. For the solution of the problem, the effect of the changes made on the shock absorber on the basic performance characteristics of the shock absorber was also examined.

Key words: Shock absorber, damper, noise, valve, comfort
2020, ix + 70 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında müşteri memnuniyetsizliğine yol açan amortisör kaynaklı bir gürültü probleminin çözümü araştırılmış ve tasarım değişikliğine gidilerek problem çözülmüştür. Çalışma süresince gürültü tespiti için sübjektif ve laboratuvar ortamında yapılan gürültü ve performans test yöntemleri ile ilgili probleme çözüm olabilecek yöntemler incelenmiştir.

Çalışma kapsamı başta olmak üzere tüm Yüksek Lisans eğitimim boyunca desteklerini esirgemeyerek; değerli katkılarıyla çalışmanın kalitesini ve sürecini önemli etkide olumlu etkileyen ve mesleki bakış açısı ve çalışma metotlarıyla ilham kaynağı olan danışmanım Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU'ya teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım sırasında test, prototip imkanlarını kullandığım ve yüksek lisans eğitim sürecim boyunca desteklerini esirgemeyen Maysan Mando firmasına teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım sırasında desteğini ve anlayışını esirgemeyen eşime teşekkürlerimi sunarım.

Büyük sabır ve fedakarlıklarla bugünlere ulaşmam da en büyük pay sahibi olmasından ve varlığı ile verdiği güvenden dolayı bu tez çalışmamı anneme ithaf ederim.

Serdar Güney
.../.../....

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Kuramsal Temeller.....	4
2.1.1. Süspansiyon Sisteminde Performans Ölçütleri.....	6
2.1.2. Süspansiyon Çeşitleri ve Özellikleri.....	7
2.1.3. Amortisör Çeşitleri ve Özellikleri.....	11
2.1.4. Ses ve Gürültü.....	16
2.2. Kaynak Araştırması.....	19
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	22
3.1. Materyal.....	23
3.1.1. Piston mili.....	23
3.1.2. Gövde borusu.....	24
3.1.3. Basınç borusu.....	24
3.1.4. Alt ve üst araç bağlantı grupları.....	25
3.1.5. Toz borusu.....	25
3.1.6. Keçe.....	26
3.1.7. Kılavuz.....	26
3.1.8. Valfler.....	28
3.1.9. Valf debi denklemleri.....	29
3.2. Yöntem.....	31
3.2.1. Araç üstü subjektif uzman değerlendirme.....	31
3.2.2. Amortisör test makinesi.....	32
3.2.3. Gürültü testi.....	34
3.2.4. Sönümlenme kuvveti testi.....	38
3.2.5. Hidrolik gecikmesi testi.....	44
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	46
4.1. Parmak yayın yaylılık katsayısının artırılmasının etkisi.....	48
4.1.1. Araç üstü subjektif değerlendirme.....	49
4.1.2. Gürültü testi.....	49
4.1.3. Sönümlenme testi.....	50
4.1.4. Hidrolik gecikme testi.....	51
4.2. Mukavemeti artırılmış geçiş pulu kullanılmasının etkisi.....	52
4.2.1. Araç üstü subjektif değerlendirme.....	53
4.2.2. Gürültü testi.....	53
4.2.3. Sönümlenme testi.....	54
4.2.4. Hidrolik gecikme testi.....	55
4.3. Tek geniş kanallı silindir değişikliğinin etkisi.....	56
4.3.1. Araç üstü subjektif değerlendirme.....	57
4.3.2. Gürültü testi.....	58
4.3.3. Sönümlenme testi.....	58

4.3.4. Hidrolik gecikme testi	59
4.4. Yay katsayısı daha yüksek parmak yay ve tek geniş kanallı silindir değişikliğinin birlikte uygulanması.....	60
4.4.1. Araç üstü subjektif değerlendirme	60
4.4.2. Gürültü testi.....	61
4.4.3. Sönümlenme testi	61
4.4.4. Hidrolik gecikme testi	62
4.5. Gürültü testi ve subjektif değerlendirme testi sonuçlarının karşılaştırılması.....	63
5. SONUÇ	65
KAYNAKLAR	68
ÖZGEÇMİŞ	70

SİMGE ve KISALTMALAR

Simge	Açıklama
$G_1(s)$	Yol giriş ile gövde yer değiştirmesi arasında transfer fonksiyonu
$\omega(s)$	Yol giriş fonksiyonu
$X_1(s)$	Araç gövdesi yer değiştirmesi fonksiyonu
C	Akış verim katsayısı
C_D	Boşaltım katsayısı
A	Kesit Alanı
A_v	Orifis kesit alanı
Q	Debi
Q_v	Pulların açıklığından geçen akışkanın debisi
D_v	Pul çapı
P	Basınç
ΔP	Basınç Farkı
E_c	Elastisite Modülü
F	Sönümlenme kuvveti
$F(V)$	Kuvvetin hıza bağlı fonksiyonu
$P(Q)$	Basıncın kuvvete bağlı fonksiyonu
A_{PA}	Pistonun süpürdüğü alan
C_D	Sönümlenme katsayısı
V_D	Hız
U	Akışkanın kanaldan çıkış hızı
ρ	Yoğunluk
A_v	Piston akış kanalı alanı
\emptyset	Çap
L	Toplam strok
Π	Pi sayısı
f	Frekans
y	Piston valfi pulların aksel deplasman miktarı
δ	Taban valfi pulların aksel deplasman miktarı
h	Pul kalınlığı
r_1	Temas eden yüzeyin iç çapı
r_2	Temas eden yüzeyin dış çapı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Süspansiyon sistemlerinin etkili olduğu durumlara örnekler.....	4
Şekil 2.2. Süspansiyon sisteminin araç üzerinde yerleşimi.....	5
Şekil 2.3. Sönümlenmiş ve sönümlenmemiş titreşimin aks, şase ve yolcuya etkisi	5
Şekil 2.4. Çift salıncaklı süspansiyonun parçaları	8
Şekil 2.5. Macpherson süspansiyonun parçaları	9
Şekil 2.6. Serbest (bağımsız) süspansiyon sistemi.....	10
Şekil 2.7. Tek borulu ve çift borulu amortisörler.....	13
Şekil 2.8. Kayar pistonun amortisörün açılma ve kapanma hareketine bağlı olarak hareket yönleri	14
Şekil 2.9. Basit bir harmonik ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimi.....	16
Şekil 2.10. Basit bir harmonik ses dalgasının bir noktada ilerleyişi	17
Şekil 3.1. Amortisörün alt parçaları	23
Şekil 3.2. Keçe'nin kesit görüntüsü	26
Şekil 3.3. Kılavuzun amortisör içindeki konumu.....	27
Şekil 3.4. Yağın, kılavuzdan rezervuar hacmine akışı	27
Şekil 3.5. Piston valf grubu	28
Şekil 3.6. Taban valf gövdesi.....	28
Şekil 3.7. MTS test makinesi	33
Şekil 3.8. Amortisör performans test makinesinin şematik gösterimi	34
Şekil 3.9. PULSE LabShop Kullanıcı Arayüzü	36
Şekil 3.10. PULSE LabShop Ayar Pencereleeri.....	36
Şekil 3.11. Birinci yol verisi grafiği.....	37
Şekil 3.12. İkinci yol verisi grafiği.....	37
Şekil 3.13. Farklı yol verilerine bağlı olarak ölçülen gürültü değerleri	38
Şekil 3.14. Test makinesi bilgisayar arayüzü.....	40
Şekil 3.15. Örnek bir maksimum hız – maksimum kuvvet eğrisi.....	41
Şekil 3.16. Farklı hızlarda yapılan ölçümler sonucunda sürekli kayıt alınarak oluşturulan kuvvet – hız grafiği örneği	42
Şekil 3.17. Örnek bir kuvvet–yer değiştirme grafiği	43
Şekil 3.18. Hidrolik gecikmesi testi değerlendirme grafiği	45
Şekil 4.1. Taban valf grubu parçaları	48
Şekil 4.2. Üç ve beş bacaklı parmak yaylar	49
Şekil 4.3. Geliştirme yapılmış ve yapılmamış amortisör gürültü performansları karşılaştırılması	50
Şekil 4.4. Sönümlenme kuvvetinin tolerans aralığında gösterimi.....	51
Şekil 4.5. Hidrolik gecikme testi değerlendirme grafiği	52
Şekil 4.6. Tek ve üç bağlantılı geçiş pulu	53
Şekil 4.7. Geliştirme yapılmış ve yapılmamış amortisör gürültü performansları karşılaştırılması	54
Şekil 4.8. Sönümlenme kuvvetinin tolerans aralığında gösterimi.....	55
Şekil 4.9. Hidrolik gecikme testi değerlendirme grafiği	56
Şekil 4.10. Konfor kanalları ve akışların gösterimi (Lee ve Moon 2004)	57
Şekil 4.11. Geliştirme yapılmış ve yapılmamış amortisör gürültü performansları karşılaştırılması	58
Şekil 4.12. Sönümlenme kuvvetinin tolerans aralığında gösterimi.....	59

Şekil 4.13. Hidrolik gecikme testi değerlendirme grafiği	60
Şekil 4.14. Geliştirme yapılmış ve yapılmamış amortisör gürültü performansları karşılaştırılması	61
Şekil 4.15. Sönümleme kuvvetinin tolerans aralığında gösterimi.....	62
Şekil 4.16. Hidrolik gecikme testi değerlendirme grafiği	63
Şekil 4.17. Gürültü testlerinin karşılaştırmalı grafiği	64

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1. Gürültü üzerindeki hidrolik etkileri değiştirecek çözüm önerileri ve sonuçları	47

1. GİRİŞ

Dünyada insan taşımacılığı ve yük taşımacılığının yaklaşık %60'ı lastik tekerleklere sahip olan araçlarla, belirli yapı ve kaliteye sahip olan karayolları üzerinde yapılmaktadır. Bu tür araçların ulaşılabilirliği ve çoğalmasıyla beraber zaman kaybı, sosyal stres, azalan konfor ve güvenlik seviyesi gibi insanlar üzerinde olumsuz etkileri de ortaya çıkmaktadır. Özellikle, araç trafiğinin güvenliği hem aktif hem de pasif güvenlik kontrollerini içeren bir insan-aracı-karayolu sistemine bağlıdır (Andrzejewski ve Awrejcewicz 2005).

Süspansiyon sistemleri araç tekerlekleri ile araç gövdesini birbirine bağlayan sistem olmakla birlikte yay, amortisör, burç, denge çubuğu ile bağlantı ve kollardan oluşan bir sistemdir. Yaylar statik ağırlıkları taşıma ve tekerleklerin düşey hareketleri ile sıkışarak enerji depolama görevini üstlenirken, damperler de hem tekerleklerin düşey hareketleri sonucu ortaya çıkan kuvvetleri hem de yayların sıkışması sonucu depolanan enerjiyi ısıya dönüştürerek sönümleme görevini üstlenmiştir. Süspansiyonun ortaya çıkabilecek gürültüleri ve yorulma kaynaklı deformasyonları yüksek frekanslı titreşimleri sönümleme yoluyla sağladığı düşünüldüğünde süspansiyon sistemi alt sistemlerinden olan amortisörlerin önemi göze çarpmaktadır. Yaylar sıkışma miktarları ile orantılı bir kuvvet oluştururken damperlerin sönümleme kuvveti hareketin hızı ile değişmektedir (Emekli 2008).

Yıllar geçtikçe insanların araçlar için değişen beklentilerinin içinde hız performansı, düşük yakıt tüketimi, yüksek donanımlı iç yapı veya dış yapı vb. sayılabilir. Sürüş esnasında aracın tekerleklerinin kesintisiz olarak sürüşü devam ettirecek şekilde yol ile temasının sağlanması gibi güvenlik ve yol tutuş performansı ortak ve değişmeyen beklentiler arasında sayılabilir. Bu beklentilerin karşılanmasında en önemli rol oynayan araç sistemlerinden biri olarak süspansiyon sistemini belirtmek doğru bir ifade olacaktır (Güney ve Tüfekçi 2016).

Süspansiyon sisteminin özellikleri aşağıdaki şekilde özetlenebilir (Putgül ve Altıparmak 2015).

- Yolun bozucu etkilerinden kaynaklı titreşimlerin azaltılması ile konforun artırılması
- Yol düzgünlüklerinden ve araç dinamiğinden kaynaklı yalpalama hareketinin kontrol altına alınarak konforun artırılması
- Sürüş esnasında hızlanma ve frenleme durumlarında tekerlek üstünde oluşan dikey kuvvetlerin lastiğin şekil değiştirmesi sürüş güvenliğini tehlikeye atabilmektedir. Bu kuvvetlerin sönmülmesi ve kontrol altında tutulması ile daha iyi yol tutuşu, frenleme mesafesi, hızlanma performansı ve dönme özelliklerinin artırılması
- Bir strok dahilinde hareket etmesi özelliğinin bir sonucu olarak aracın statik ağırlığını ve yüksekliğini dengelemesi

Süspansiyon sistemleri araç tekerlekleri ile araç gövdesini birbirine bağlayan sistem olmakla birlikte yay, amortisör, burç, denge çubuğu ile bağlantı ve kollardan oluşan bir sistemdir. Yaylar statik ağırlıkları taşıma ve tekerleklerin düşey hareketleri ile sıkışarak enerji depolama görevini üstlenirken, damperler de hem tekerleklerin düşey hareketleri sonucu ortaya çıkan kuvvetleri hem de yayların sıkışması sonucu depolanan enerjiyi ısıya dönüştürerek sönmülme görevini üstlenmiştir. Süspansiyonun ortaya çıkabilecek gürültüleri ve yorulma kaynaklı deformasyonları; yüksek frekanslı titreşimleri sönmülme yoluyla sağladığı düşünüldüğünde süspansiyon sistemi alt sistemlerinden olan amortisörlerin önemi göze çarpmaktadır. Yaylar düşey yer değiştirme ile orantılı bir kuvvet oluştururken damperlerin sönmülme kuvveti hareketin hızı ile değişmektedir (Emekli 2008).

Strok değişkenli amortisörlerde ise iç basınç tüpünde uygulanan konfor uygulaması ile aracın yüklü-yüksüz olma durumuna göre bu etki değiştirilebilmektedir ve bu tür uygulamalar çoğunlukla hafif ticari araçlarda görülmektedir.

Araçlardaki konfor gerekliliklerinin önemli parametrelerin başında gelen gürültü süspansiyon sistemlerinde farklı bileşenler kaynaklı olabilmektedir. Yayların temas yüzeyleri ve çalışma durumları, kauçuk burçların sertlikleri, amortisörlerin alt bileşenleri potansiyel gürültü kaynakları arasında sayılabilir.

Bu tez çalışmasında hafif bir ticari aracın konfor uygulamasına sahip arka amortisörü kaynaklı olan bir gürültü probleminin ele alınması ve tasarım değişiklikleri ile gürültü seviyesinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bununla beraber gürültünün genel kabul gören “Araç Üstü Subjektif Değerlendirme” öncesinde laboratuvar ortamında tespit edilmesi için bir test yöntemi doğrulanması hedeflenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

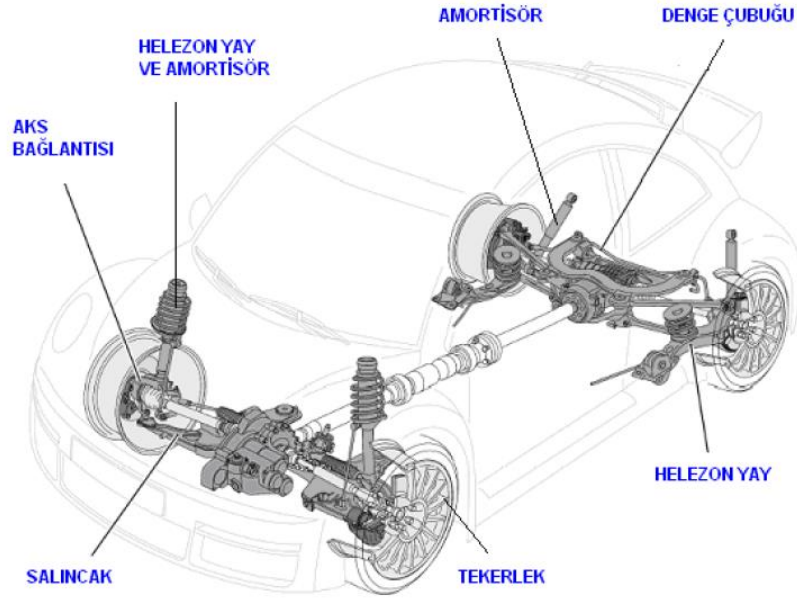
2.1. Kuramsal Temeller

Süspansiyon sistemlerinin en önemli iki görevi sürüş emniyetini ve konforunu arttırmaktır. Emniyet arttırıcı etkilerin başında yol tutuşunu geliştirici, viraj ve şerit değiştirmelerde savrulmayı azaltıcı ve araç lastiklerinde aşınmayı azaltıcı etkiler gelirken konforlu sürüş ve yolculuk açısından ise yol düzgünlüklerinin araç üstü etkilerini azaltması önceliklidir. Şekil 2.1’de sürüş güvenliği ve konforu açısından süspansiyon sisteminin etkili olduğu durumlar gösterilmiştir (Gündoğ 2016).



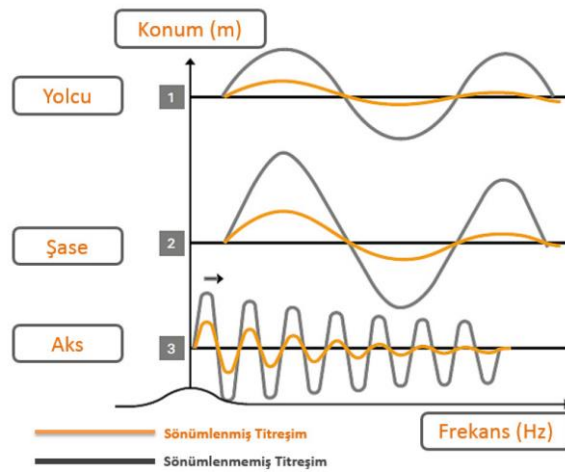
Şekil 2.1. Süspansiyon sistemlerinin etkili olduğu durumlara örnekler (Gündoğ 2016)

Süspansiyon sistemlerinin araç tekerlekleri ile gövde arasında bağlantı elemanı olma özelliği vardır. Süspansiyonun üst bağlantısı araç gövdesi ile olurken alt bağlantısı tekerlek ile monte edilmektedir. Bu sayede hem tekerlekler ile araç gövdesini bir arada tutmayı sağlarken hem de görevlerini yerine getirirler. Şekil 2.2’de süspansiyon sisteminin bir araç üzerindeki yerleşimi gösterilmiştir (Gündüz 2010).



Şekil 2.2. Süspansiyon sisteminin araç üzerinde yerleşimi (Gündüz 2010)

Yaylar ve amortisörler süspansiyon sistemlerinin başlıca elemanlarıdır. Yaylar; yoldan gelen düzensizlikleri ya da araç dinamiğinden kaynaklı hareketleri uzayıp kısaltmak suretiyle araç şasesine iletilmesini engellemektedirler. Amortisörler ise yayın sıkışma ve uzama hareketine ters yönde bir sönümlenme kuvveti oluşturmak suretiyle yayın sıkışması ile yay üzerinde biriken enerjiyi ısı enerjisine dönüştürerek sönümlerler. Şekil 2.3'te titreşimin yolcu, aks ve şase üzerindeki sönümlenmiş ve sönümlenmemiş durumlardaki etkisi gösterilmiştir (Gündoğ 2016).



Şekil 2.3. Sönümlenmiş ve sönümlenmemiş titreşimin aks, şase ve yolcuya etkisi (Gündoğ 2016)

2.1.1. Süspansiyon Sisteminde Performans Ölçütleri

Bölüm 2.1’de belirtildiği gibi süspansiyon sistemlerinin görevi olumsuz yol etkilerini gidermek olduğu gibi aynı zamanda aracın kararlılığını korumaktır. Bu görevler göz önüne alındığında tasarımı yapılacak süspansiyon özellikleri araç dinamiğinden gelen beklentilere göre değiştiği için belirli tasarım kriterlerini önceden belirlemek gerekmektedir. Bir süspansiyon sisteminin görevleri doğrultusunda ulaşılmak istenen hedefler aşağıdaki gibi sıralanabilir (Emekli 2008).

1. Düşük frekansta gövde hareketleri ile ilgili hedefler: Araç gövde hareketlerinden etkilenen insan bedeni normalde yüksek frekansları hissetmemesine karşın farklı rezonans bölgeleri olan karmaşık bir yapı şeklinde düşünülebilir. İnsan bedeninin etkilenmesi göz önüne alındığında literatürde konfor gerekliliği olarak kabul edilen kriter 0-5 Hz aralığındaki gövde titreşimlerinin azaltılmasıdır.
2. Yol tutuşu ile ilgili hedefler: Tekerleğin düşey doğrultudaki yer değiştirmesi ile değerlendirilen yol tutuşu, süspansiyon performansı için önemli noktalardandır. 0–20 Hz aralığında incelenmesi gereken tekerlek merkezi düşey hareketinin, bu aralıkta artması yol tutuşunun azaldığını göstermektedir. Amaç ise; bu aralıkta tekerlek merkezi hareketinin azaltılarak yol tutuşunun artırılmasıdır. Bu hareket için genliği 1 mm olan ve sinüs fonksiyonu ile ifade edilen aracın yoldan alacağı etkiler göz önüne alınarak incelemeler yapılmaktadır.
3. Yüksek frekansta konfor ile ilgili hedefler: İnsan vücudunun yüksek frekanslardaki titreşimleri hissetmemesine rağmen bu titreşimlerin azaltılması ile araçta gürültü ve dayanım unsurları azaltılmış olacaktır. Gürültünün azaltılması doğrudan konfor artışına sebep olurken dayanım unsurları ise aracın çalışma ömrünün artmasına sebep olmaktadır. Titreşimlerin değerlendirilmesi konusunda tekerlek merkezinin dikey doğrultudaki ivmesinin 5 – 30 Hz arasındaki değerlerinin azaltılması hedeflenmelidir.

Belirli performans kriterlerine göre hedefler belirlenmekte olsa da aynı anda tüm kriterlerin gerçekleştirilmesi mümkün olmamaktadır. Özellikle yol tutuşu ve konfor birbirine zıt özelliklerdir. Bu nedendir ki yumuşak bir süspansiyonda yol tutuşundan feragat edilirken, sert bir süspansiyonda konfordan feragat edilmektedir (Emekli 2008).

2.1.2. Süspansiyon Çeşitleri ve Özellikleri

Araçlarda kullanılan süspansiyonlar yapılarına göre çeşitlilikler göstermektedir. Süspansiyon çeşitlerine aşağıda değinilmiştir.

Çift salıncaklı süspansiyon

İki salıncaktan meydana gelen bu süspansiyon sistemi araç şasesine dönebilir şekilde yataklanmıştır ve dış uçları aks poyrasına küresel mafsallarla bağlanmıştır. Bu tür sistemlerde yaylar salıncaklar arasında bulunmaktadır. Tekerlek merkezinin düşey doğrultuda hareketine bağlı olarak her iki salıncakta aşağı ve yukarı yönde hareket ederken aralarındaki yay da uzayıp kısalmaktadır (Colombo ve ark. 2008).

Şekil 2.4'te gösterilen çift salıncaklı süspansiyon sistemi parçaları olan üst salıncak, alt salıncak, döner pim, yay, damper ve tekerlekten oluşan parçalar çift salıncaklı süspansiyon sistemleri için araç modellerinden bağımsız olarak ortaklıklar. Krameyer bağlantı çubuğu ve direksiyon kolundan oluşan direksiyon sistemi süspansiyon sistemini etkilediği için iki sistem bir bütünmüş gibi düşünülebilir (Zhang ve Yu 2008).



Şekil 2.4. Çift salıncaklı süspansiyonun parçaları (Putgül ve Altıparmak 2015)

Odak noktası konfor olan çift salıncaklı süspansiyon sistemi konforun yanında kabul edilebilir bir sertlik dahilinde sürüş sunmaktadır. Bu sistemin BMW X5, Mercedes Benz M-Class, Audi Q7 vb. gibi yüksek sınıf araçlarda uygulama alanı bulması konforun günümüzde gittikçe artan bir öneme sahip olduğunu bir göstergesi niteliğindedir. Yapısında bulunan farklı parçaların uygun parametrelerde tasarlanmasıyla konfor ve yol tutuş özellikleri dengelenmiş bir süspansiyon performansı mümkün olmaktadır (Zhang ve Yu 2008).

Bu süspansiyon sisteminin başarısı aracın şasesine yerleştirilmiş olan ve her iki kenarında yer alan salıncaklar sayesinde hafif olması ve istenmeyen karşılıklı tekerlek etkisinin engellenmesinde yatmaktadır (Putgül ve Altıparmak 2015).

Bu süspansiyon sisteminin bir diğer olumlu etkisi ise tekerlek aşınmalarını azaltmasıdır. Tekerleğin tümsekten geçerken yukarı yönlü bir hareket yaptığında daha kısa tasarımı sahip olan üst salıncak alt salıncığa göre daha kısa salınım yapar. Böylelikle tekerleğin aşınmasına neden olan yan hareketi engellenmiş ve aşınma seviyesi azaltılmış olur (Putgül ve Altıparmak 2015).

Macpherson süspansiyon

Macpherson süspansiyon sistemi günümüzde araçlarda yaygın olarak kullanılan serbest süspansiyon sistemlerinin başında gelmektedir. Şekil 2.5'te gösterilen ve Earls S. Macpherson tarafından 1949 yılında Ford şirketinde geliştirilen bu sistem, sadeliği ve düşük maliyet avantajları sağlamaktadır. Bu sebeple günümüzde otomotiv sektöründe bu sistemin özellikleri derinlemesine incelenmekte ve geliştirilmektedir. Araç gövdesine yapısındaki yay, amortisör lastik takozlar ile bağlı olan bu sistemi birçok yol darbesini yay ve amortisör sayesinde sönmülemektedir (Habibi ve ark. 2007).

Çift süspansiyon sisteminin farklı bir versiyonu olarak sınıflandırılabilen bu sistemde farklı olarak üst salıncak yerine kayabilir bir destek vardır. Piston mili yukarı doğru uzatılmış çamurlukta bir oynak noktadan eğilmeye karşı mukavim bir titreşim sönmüleyicisi yardımıyla araç gövdesine montajlanmaktadır (Putgül ve Altıparmak 2015).



Şekil 2.5. Macpherson süspansiyonunun parçaları (Putgül ve Altıparmak 2015)

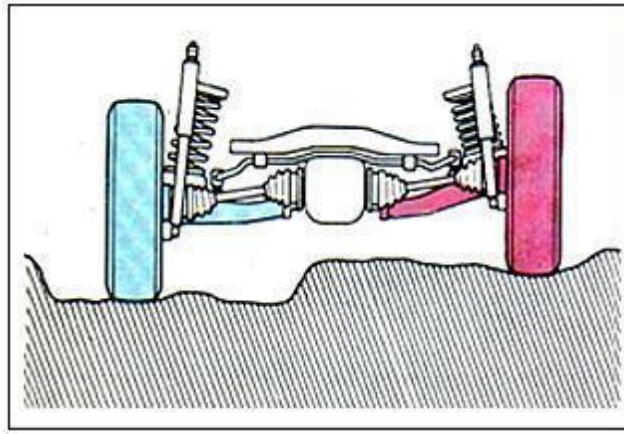
Macpherson süspansiyon sistemleri araçta az yer kaplayan sade ve hafif tasarımları ve düşük maliyetli olmaları sebebiyle küçük araçlarda oldukça yaygın kullanım alanına sahiptirler. Bu sistemlerin ana avantajı süspansiyon ve tekerlek kontrolünü sağlayan tüm parçaların tek bir operasyona araç gövdesine monte edilebiliyor olmasıdır (Colombo ve ark. 2008).

Enine motorların kullanıldığı araçlarda önemli tasarım avantajları sağlaması sebebiyle önden çekişli araçlarda yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bağlantı noktasının araç gövdesinde ayrı bir noktada konumlanmış olmasından dolayı tek parçalı gövde yapılarıyla uyumludurlar. Sade tasarımlarının az sayıda parça içermesi sebebiyle ise; süspansiyon yükleri gövde üzerinde geniş bölgelere yayılabilirler (Eskandri ve ark. 2006).

Bu süspansiyon sisteminin avantajlı yönlerine salıncak yataklarından tasarruf edilmesinin yanında üretim kaynaklı hataların düşük tesiri ve kamber ayarlamasından vazgeçilmesi gibi avantajlar da eklenebilir. Buna karşılık kuvvetlerin çamurluğa iletilmesi çamurluk ve çevre saçlarının güçlendirilmesini gerektirmektedir. Alt salıncağın oldukça eğik bir şekilde ve büyük açıklıkla tasarlanması ile yüksek ani dönme merkezlerine ulaşabilmektedir. Artan yüklemeye ile alçalan ani dönme merkezi çift salıncaklı sistemlerden daha yüksek olmamaktadır. Araçlarda ön aksta kullanılan Macpherson tip süspansiyonun yapısından bulunan amortisörün üzerindeki yay tablasına oturan helisel yaylar ve alt salıncağa montajlanmış torsiyon çubuk yaylar yardımı ile araç gövdesinin yaylandırılması mümkün olmaktadır (Putgül ve Altıparmak 2015).

Serbest bağımsız süspansiyon

Sol ve sağ tekerleklerin birbirinden bağımsız hareket ettiği sistemlerdir.



Şekil 2.6. Serbest (bağımsız) süspansiyon sistemi (Çetin 2019)

Şekil 2.6'da gösterildiği üzere birbiri arasında herhangi bir bağlantı elemanı olmaksızın tasarımları yapılan sağ ve sol süspansiyonlar bağımsız kollar yardımıyla araç gövdesi ve

tekerleklere bağlanmıştır. Yol şartlarından kaynaklı etkiler sadece tek bir tekerlek üzerine gelirken diğer tekerlek etkilenmemekte ve tek bir bölgede etkili sönümleme gerçekleştirilmektedir.

Yolcu taşıyan araçların hem ön hem de arka süspansiyonları başta olmak üzere hafif ticari araçların ön süspansiyonlarında da tercih edilmektedirler. Sabit süspansiyon sistemlerine göre daha yüksek konfor özellikleri sağlamaktadırlar.

Serbest süspansiyon sistemlerinin başlıca özellikleri aşağıdaki gibidir:

- a. Rahat ve konforlu bir sürüş gerekliliğini sağlamaktadırlar.
- b. Sağ sol tekerleklerin birbirlerinden etkilenmemesi sebebiyle daha düşük seviyede araç gövdesi hareketi sağlamak ve aracın seyrinin daha az etkilenmesine sebep olmaktadır.
- c. Konfor ve rahatlığın yanında daha iyi yol tutuşu performansı sağlamaktadırlar.
- d. Düşük titreşim seviyesi sağlamaktadırlar (Çetin 2019).

2.1.3. Amortisör Çeşitleri ve Özellikleri

Yol şartlarından kaynaklı düzgünlükler seyir halindeki bir araçta yer değiştirmelere yol açar ve bu durum yolcu konforunda olumsuz etki yaratabilir. Bunun yanında tekerleklerin araç ve yol arasındaki bağlantısının periyodik olarak bozulması aracın ivmelenme performansına da olumsuz etki sağladığı gibi manevra kabiliyeti ve sürüş emniyetini de düşürmektedir. Bu durumlar göz önüne alındığında amortisörler, aracın sürüş karakteristiğine doğrudan etkisi olan süspansiyon sistemi elemanlarıdır. Amortisörler sönümleme yapabilme özellikleriyle görevlerini yerine getirirler. Farklı araç özellikleri için farklı sönümleme karakteristiği ve kuvvet değerlerine sahip amortisörler geliştirilebilmektedir. Titreşim genliğinin azaltılması başlıca görevi olan amortisörlerin, sert olarak tabir edilenleri virajlarda ve ani şerit değiştirme manevralarında üstün yol tutuşu sağlarken yumuşak olarak tabir edilenleri ise yüksek konfor sağlamaları ile öne çıkmaktadırlar (Çetin ve ark. 2016).

Taşıtların ortaya çıkmasıyla birlikte başlayan süspansiyon sistemindeki gelişmeler sonrasında da artarak devam etmiştir. Karmaşık eğrisel elemanlara sahip süspansiyon

sistemlerinin optimizasyonunu amaçlayan araştırma geliştirme faaliyetleri yol düzgünlüklerinin giderilmesini ve sürücü isteklerinin göz önüne alınmasını esas almaktadır. Bu parametreler göz önüne alınarak zaman içinde konvansiyonel sistemlerin eksikliklerini gidermek amacıyla aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemleri gibi elektronik kontrollü süspansiyonlar ile ilgili daha fazla araştırma yapılmaya başlanmış ve kurumlar tarafından daha fazla çalışma ortaya konmuştur.

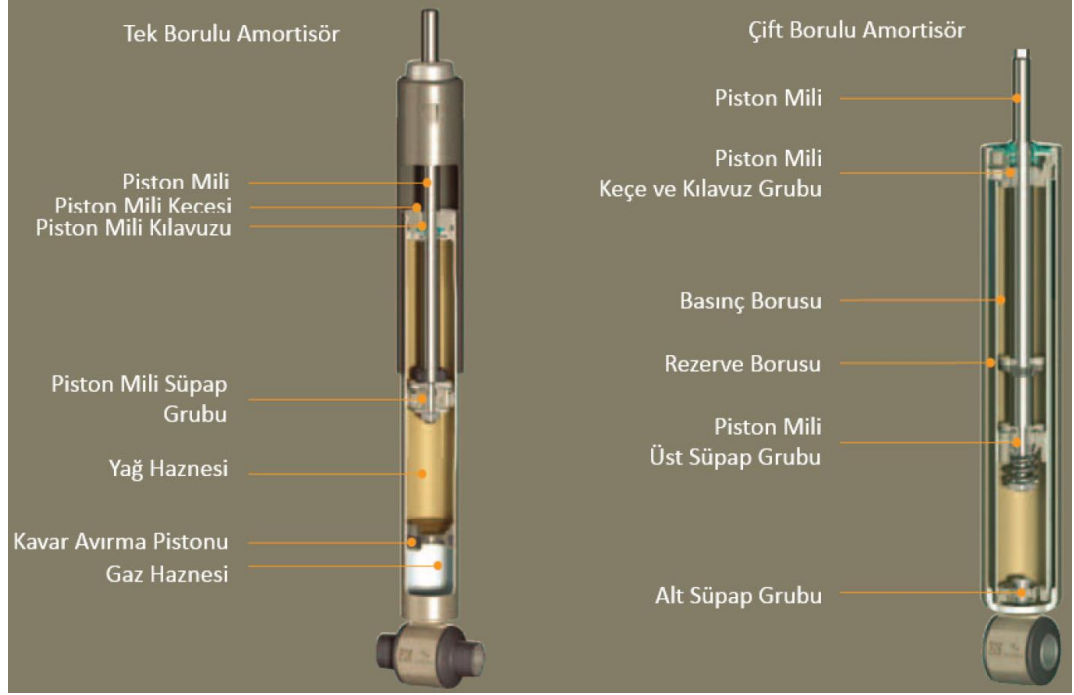
Yol tutuşu ve konfor etkilerini ortaya çıkaran parametrelerin ters orantılı olduğu düşünüldüğünde farklı uygulamalara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu noktada aktif ve yarı-aktif sönümleyiciler ile bu etkiler istenilen ölçüde alınabilmektedir. (Emekli 2008).

Amortisörlerin pasif, yarı-aktif ve aktif olmak üzere üç çeşidi bulunmaktadır.

Pasif amortisörler

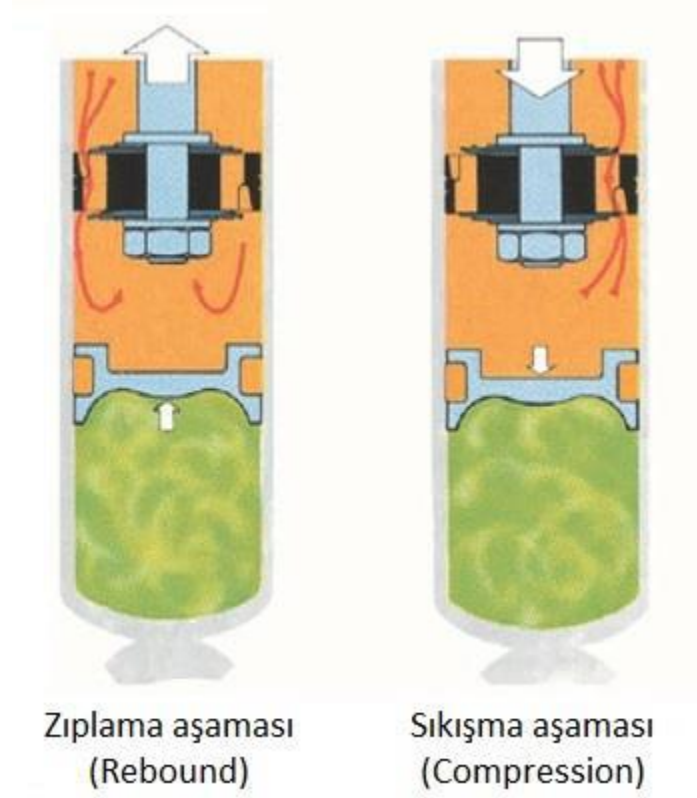
Aşağıda değinilecek olan aktif ve yarı-aktif amortisörler her ne kadar ihtiyaçları karşılama konusunda sınırların ötesine geçmiş ve kullanıcıları memnun etmiş olsa da süspansiyon sistemlerinde kullanılan en yaygın amortisör tipleri pasif amortisörlerdir. Bu tez çalışmasının kapsamını bir pasif amortisör oluşturmasından dolayı pasif amortisörler üzerinde daha fazla durulacaktır.

Tasarım, maliyet ve imalat yönlerinden diğer amortisör çeşitlerine göre daha avantajlı olan pasif amortisörler yaygın kullanım alanına sahiptir. En yaygın kullanılanları tek borulu ve çift borulu amortisörlerdir. Şekil 2.7’de tek borulu ve çift borulu amortisörler ve alt parçaları gösterilmiştir (Gündoğ 2016).



Şekil 2.7. Tek borulu ve çift borulu amortisörler (Gündoğ 2016)

Tek bir valfe sahip olan tek borulu amortisörlerde hem valfin hareket ve çalışma alanı hem de rezervuar alanı tek bir boru içinde olacak şekilde tasarlanmaktadır. Valfin hareket alanı ile bu hareketin sebep olduğu hacimsel değişimi tolere edecek olan basınçlı gazın bulunduğu rezervuar alanı birbirinden kayar piston ile ayrılmıştır. Bu kayar piston üzerinden sızdırmazlığı sağlayacak bir o-ring bulunmaktadır. Şekil 2.8’de görüldüğü gibi pistonun ve dolayısıyla piston milinin aşağı ve yukarı hareketleri sebebiyle kayar piston, altındaki basınçlı gaz ihtiva eden rezervuar hacmini sıkıştırmakta ve boru içinde hareket etmektedir.



Şekil 2.8. Kayar pistonun amortisörün açılma ve kapanma hareketine bağlı olarak hareket yönleri (Çetin 2019)

Tek borulu amortisör tasarımı tek piston içerdiğinden amortisörün hem açılma hem de kapanma yönündeki sönümleme performansı tek bir piston üzerinde yapılmak zorundadır. Bu pistonun hem üst hem de alt tarafına yerleştirilen pullarla akışkan geçişi sırasında direnç oluşturulmakta ve sönümleme sağlanmaktadır (Çetin 2019).

Çift borulu amortisörler günümüzde en çok kullanım alanına sahip amortisörlerdendir. İç içe geçmiş iki borudan oluşmasından dolayı çift borulu olarak isimlendirilen bu amortisörlerin iç basınç borusu tamamen akışkan ile dolu olmaktadır dış boru ile iç boru arasındaki bölge kısmen akışkan ile doludur. Akışkandan arta kalan hacim ise basınçlı gaz ile doludur. Şekil 2.7’de de gösterildiği gibi amortisörde borular dışında piston mili, keçe, kılavuz ve valfler bulunmaktadır.

Çift borulu amortisörler basit tasarımları ve çalışma prensiplerinin yanı sıra başka önemli avantajlara da sahiptirler. Bu avantajlardan bazıları aşağıdaki gibidir:

- i. Düşük sürtünme kuvvetleri ile çalışabilmektedirler.
- ii. Yüksek sürüş konforu sağlayabilirler.
- iii. İki farklı valf grubu ihtiva etmesi sebebiyle ulaşılmak istenen kuvvetin geniş bir aralıkta ayarlanabilmesini sağlamaktadırlar.
- iv. Diğer pasif amortisör tasarımlarına göre daha kısa boyda aynı işlevi görecektir şekilde tasarımlarının yapılması mümkündür (Gündoğ 2016).

Konfor ile ilgili parametrelerden bahsederken aracın sarsılması, yol titreşimlerinin hissedilmesinin yanında yüksek etkiye sahip diğer önemli bir parametre de gürültü seviyesidir. Gürültü seviyesi ve gürültü seviyesine bağlı konfor gereklilikleri çoğunlukla araçtan araca değişmekle birlikte kullanıcılar içinde de değişiklik göstermektedir. Farklı kullanıcılar farklı ses seviyelerini rahatsız edici bulabilmektedirler. Gürültü konusunun bu seviyede değişkenlik göstermesine karşın otomobil üreticileri son kullanıcı memnuniyeti arttırmak amacıyla gürültü konusuna özellikle dikkat etmektedirler.

Yarı-Aktif Amortisörler

Dışardan enerji girişine gerek duymamalarına karşın elektronik olarak sönümleme direnç kuvveti değişebilen yarı aktif süspansiyonları da oldukça yaygın kullanılmaktadır. Bu direnç kuvvetindeki değişim farklı yöntemlerle yapılabilmektedir. Akışkanın geçtiği kesitlerin solenoid valf ile değiştirildiği sürekli değişken sönümleyiciler ile içerisine ferromanyetik tozlar karıştırılarak viskozite değiştirilebilen akışkanların kullanıldığı manyeteorolojik sönümleyiciler yarı aktif süspansiyonlara örnek olarak gösterilebilir. Dolayısıyla aktif amortisörlerin içinde manyeteorolojik bir akışkanda bulunmaktadır (Emekli 2008).

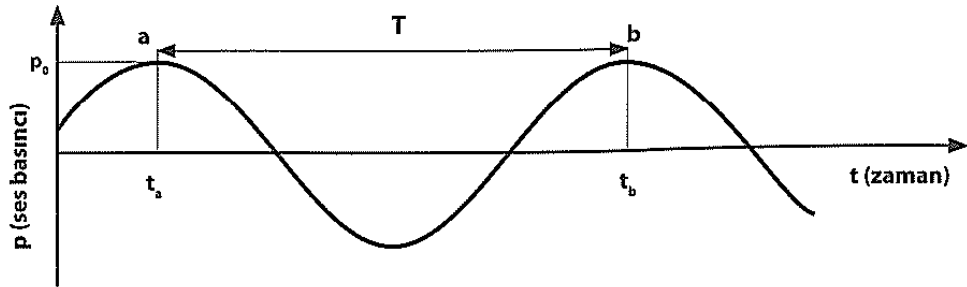
Aktif amortisörler

Bir eyleyici ile daha ekstra enerji ve kuvvet ihtiyacını karşılayabilen aktif amortisörler bu yönleriyle pasif amortisörlerden ayrılmaktadır. Bu türe sistemlerde eyleyici olarak genellikle hidrolik bir silindir eyleyici olarak görev yapmaktadır. Bu tür sistemler herhangi bir kısıtlama olmaksızın tekerleğin her türlü hareketine tepki verme yeteneklerini korurken, pahalı alt sistemleri içermesi, fazladan ağırlığa sebep olması ve karmaşık kontrol ihtiyaçları gibi bazı dezavantajları vardır (Emekli 2008).

2.1.4. Ses ve Gürültü

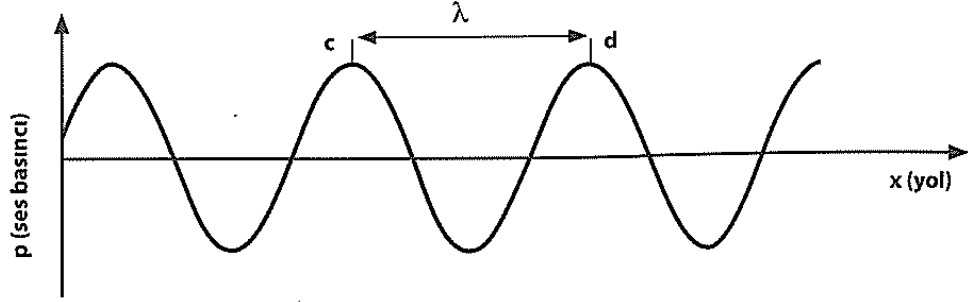
Dalgalar halinde yayılan bir enerji şekli olan ses hava, su, katı gibi ortamlardaki kulakla algılanabilen basınç değişimleri olarak tanımlanabilir. Bu basınç değişikliklerin kaynağı titreşim olmakla birlikte kulak tarafından algılanarak elektrik enerjisine dönüştürülür ve beyin tarafından ses algılanır. Bunların yanında hava basıncının ses değişimine de ses basıncı denmektedir (Özgüven 2008).

Şekil 2.9'da basit bir harmonik ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimi gösterilmektedir. p_0 gösterilen en yüksek basınç değerine bir diğer tanımla atmosferik basınçtan olan en büyük fark genlik olarak tanımlanmaktadır. Ardışık iki tepe noktası arasında geçen süre ise periyot olarak adlandırılmaktadır. Birim zamanda basınç değişim devir sayısı için ise frekans olarak adlandırılmaktadır. Frekans için bir saniyedeki devir sayısı tanımı da kullanılmakta olup; $T=1/f$ şeklinde bir formülle ifade edilmektedir ve birimi Hertz'dir.



Şekil 2.9. Basit bir harmonik ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimi (Özgüven 2008)

Şekil 2.10'da basit bir harmonik ses dalgasının bir noktada ilerleyişi gösterilmektedir. Yatay eksen dalganın aldığı mesafeyi göstermektedir. Bu sebeple λ iki tepe noktası arasındaki mesafeyi bir diğer deyişle dalga boyunu göstermektedir.



Şekil 2.10. Basit bir harmonik ses dalgasının bir noktada ilerleyişi (Özgüven 2008)

Periyodu T olan bir dalga T sürede dalga boyu λ kadar yol alacağından dalganın yayılma hızı

$$c = \frac{\lambda}{T} \quad (2.2)$$

olur. Dolayısıyla sesin yayılma hızına göre bir dalganın dalga boyu ile frekansı arasındaki ilişki

$$c = \frac{\lambda}{T} = \lambda \cdot f \quad (2.3)$$

olarak gösterilebilir.

Harmonik olmayan ses dalgalarında ise periyodik bile olsalar ses dalgası genliklerini belirlemek mümkün değildir. Böyle durumlarda ses basıncının RMS değeri en önemli bilgiyi vermektedir. RMS “karesel ortalamanın karekökü” olarak tanımlanabilir. Bir ses basıncının zamanla değişimi $p(t)$ olduğu durumda T süresindeki RMS değeri,

$$p = \left[\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (2.4)$$

eşitliğiyle tanımlanabilir (Özgüven 2008).

Ses dalgalarının yada ses seviyelerinin ölçümü için kullanılan bir diğer büyüklük ise desibeldir. İlk kez elektrik mühendisliğinde kullanılan ve Alexander Graham Bell anısına bel adı verilen birim iki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanır. Doalysıyla 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Bu sayılardan biri bilinen bir değer olarak alındığından desibel, bir büyüklüğün referans olarak seçilen bir büyüklüğe oranının logaritmasınının 10 katıdır. Desibel genellikle güç veya güç eşdeğeri büyüklükleri ölçmekte kullanılmaktadır. Desibel ile ölçülen büyüklüklere düzey adı verilmektedir.

Bir ses kaynağından yayılan bir sesin enerjisine ses gücü ya da akustik güç denmektedir. Ses gücü düzeyini L_ω olarak ifade edersek,

$$L_\omega = 10 \log \frac{\omega}{\omega_0} \quad (2.5)$$

olarak ifade edilebilir. ω , güç değeri iken, ω_0 için uluslararası standartlarda 10^{-12} değeri kullanılmaktadır. Burada ω büyüklüğünün ölçümü için çeşitli mikrofonlar kullanılmaktadır. Çoğunlukla ölçüm cihazları içerisindeki yazılımlar ile doğrudan ses gücü düzeyi olan L_ω büyüklüğünü vermektedir.

2.2. Kaynak Araştırması

Amortisörlerin buldukları sistemler içerisinde titreşimleri azaltıcı ve kuvvetleri sönümleyici etkilerinin olması özellikle otomotiv sektöründe amortisörlerin önemini arttırmaktadır. Amortisörün görevlerini yerine getirirken sisteme olumsuz etkilerinin olmaması gerekmektedir. Bu kapsamda en önemli konulardan bir tanesi de gürültü konusudur.

Bu tez çalışması kapsamında kaynak araştırması yapılırken amortisörlerin çalışma prensipleri ve görevlerinin gerektirdiği teknik detaylarla birlikte gürültü konusunda yapılan çalışmalara da yoğunlaşıldı.

Gündoğ (1999) tarafından bildirildiğine göre; çift borulu amortisörler hakkında yapılan ilk parametrik model Lang(1977) tarafından sunulmuştur. Lang çalışmalarında amortisörün odacıklara ayrılmasına, bu odacıklar arasında akışkanın valfler üzerinden geçişine ve valflerin dinamik davranışlarına odaklanarak basınç değişimlerini incelemiştir. Çalışmaları sonrasında elde ettiği sonuçları da değerlendirerek bir matematik model ile amortisörün karakteristiğini belirlemeye çalışmıştır.

Kruse (2002) çalışmasında gürültünün azaltılması için titreşim özelliklerini incelemiş ve damper modülünün bir sistem analizi ile nasıl optimize edileceği üzerinde durmuştur. Aynı zamanda çalışmasında gürültüyü yolcu değerlendirmesi açısından incelemiş ve psiko-akustik gürültüyü değerlendirebilmek için yapay kafa teknolojisini kullanıma sunmuştur. Çalışmasında ölçüm ve değerlendirme metodlarını değerlendirmiş ve gürültü azaltma için damper simülasyonlarını kullanmıştır.

Bogema ve ark. (2009) bir arka süspansiyonda kullanılan amortisör kaynaklı gürültünün 4-post test makinesinde incelemelerini yapmış ve farklı frekans aralıklarında ortaya çıkan gürültülere odaklanmışlardır. Daha çok mekanik boşluklar üzerinde durmuşlar ve bu durumdaki seslerin çoğunlukla 200-1000 Hz frekans aralığında ortaya çıktığını ortaya koymuşlardır. Bu çalışmada “Gürültü Yolu Analizi” yöntemini kullanmışlar ve

problemin çözüm önerisi olarak da sönümleyici performansında değişiklik ile kütle eklenmesi gerekliliğini ortaya koymuşlardır.

Kim ve ark. (2012) bir arka süspansiyon üzerinde gürültü iyileştirmeleri için çalışmalarını yapmışlardır. Çalışmalarında öncelikle gürültü seviyesini frekans domaininde deneysel olarak tespit etmişlerdir. İlk olarak yolcu kabinindeki bir gürültünün yoldan gelen düzgünlükler, arka aks taşıyıcı kolun ve alt şasinin titreşimleriyle korele olduğunu tespit etmişlerdir. İkincil olarak da kabindeki gürültünün amortisör karakteristiklerine doğrudan bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Yaptıkları tasarım parametreleri çalışmasında yolcu kabinindeki vuruntu gürültüsünün aks taşıyıcı kolunun araç gövdesine bağlanmasını sağlayan burçların lastik sertlikleri, amortisörün açılma ve kapanma durumundaki sönümlenme karakteristikleri ve amortisörün bağlantı burçlarının sertliklerinin en önemli parametreler arasında olduğunu tespit etmişlerdir.

Benaziz ve ark. (2013) amortisörün yapı kaynaklı gürültüsünün taşıtların kabinlerinde genellikle istenmeyen gürültülerden sorumlu olduğunu ve amortisör kaynaklı titreşimlerin taşıtın diğer sistemlerini de olumsuz etkilediğini belirtmişlerdir. Yapı kaynaklı gürültüleri modelleme de yapılan çalışmaların yeterli olmadığından özellikle bulk modülü için deneysel verilerin kullanımına halen ihtiyaç olduğundan bahsetmişlerdir. Çalışmalarında 700 Hz'e kadar olan bir aralıkta çift borulu bir amortisörün modelini geliştirmenin yanında deneysel verileri de çalışmalarına eklemişlerdir.

Huang ve ark. (2015) yapısal sesleri değerlendirmek için geliştirdikleri Wigner–Ville (SMWVD) metodu sonuçlarını bir jüri tarafından subjektif değerlendirmeye tabi tutmuş, gürültü etkilerini yolcu psikoloji ve fizyolojisi açısından değerlendirmişlerdir. Çalışmanın sonucunda geleneksel gürültü değerlendirme kriterlerinin insan hissiyatı ile zayıf ilişkiler gösterdiğini vurgulamakla birlikte elde edilen sonuçların satış sonrası iadeler ile paralellik gösterdiğini belirtmişlerdir. Bu sebeple yöntemin gürültünün değerlendirilmesi ve azaltılması için uygulanabilir olduğunu önermişlerdir.

Huang ve ark. (2019) bir elektrikli araçta amortisör kaynaklı yapısal seslerin ve gıcırta seslerinin önceden tahmin edilmesi için yapay sinir ağı metotlarından yararlanarak iki farklı model geliştirmişlerdir. Bu modellerin geleneksel araç üstü subjektif değerlendirme testleri ile kıyaslamalarını gerçekleştirerek bu modellerin etkinliğini değerlendirmişlerdir. Çalışmaya göre kabul edilmelidir ki geleneksel yöntemler halen nihai kabul gören ana değerlendirme referans kriterleridir. Bunun yanında geliştirdikleri derin öğrenme ve geri beslemeli genetik algoritmalı yapay sinir ağı modellerinin subjektif geleneksel yöntemlere göre değerlendirmeleri sonucunda derin öğrenme yönteminin daha net ve hassasiyeti ortaya koyduğunu ifade etmişlerdir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında bir hafif ticari araca ait arka amortisör kaynaklı gürültü probleminin çözümü için çalışmalar yapılmış ve problem çözülmüştür. Gürültünün tespit edilmesi “Araç üstü subjektif değerlendirme” ile laboratuvar ortamında yapılan gürültü ve performans testleri beraber değerlendirilmiştir.

Çalışmalar sırasında gerek amortisör parçaları gerekse valfler üzerinde tasarımsal değişiklikler uygulanarak potansiyel çözüm önerileri denenmiştir. Potansiyel çözüm önerilerinin etkinliği otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılan “araç üstü subjektif değerlendirme” testi ile uzman test mühendisleri tarafından değerlendirilmiştir. Değerlendirme sonuçları olumlu olarak raporlanan seçenekler gürültü dışındaki diğer performans kriterleri açısından farklı testlerle değerlendirilmişlerdir. Uygulanan bu testleri iki açıdan sınıflandırmak mümkündür; bunlardan birincisi uygulanan yöntemin problemin giderilmesine katkısını ölçmeye imkan sağlayan testlerdir. Birinci grupta kabul koşulu olan “araç üstü subjektif değerlendirme” testine ek olarak laboratuvar ortamında bir test yöntemi denenmiştir. Bu yeni test yönteminin denenmesinin sebebi araç üstü testlerin zaman ve maliyet kaybını ortadan kaldırmaktır. İkinci grup testler ise; gürültüyü azaltmasının yanında amortisörün görevlerini yerine getirmesi açısından olumsuz bir etkiye yol açıp açmadığını tespit etmek amacıyla uygulanmış testlerdir. İkinci grup testler “gürültü” testi, “sönümlleme kuvvet” testi ve “hidrolik gecikmesi” testleridir.

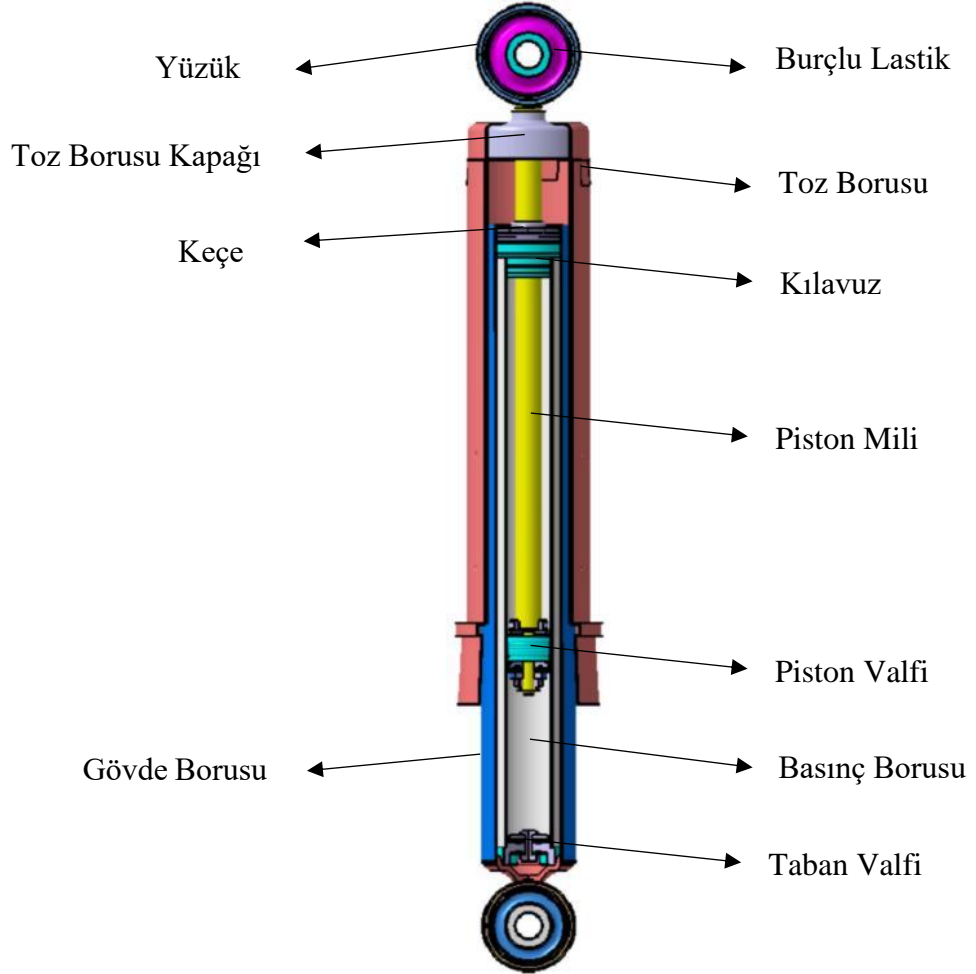
Çözümler değerlendirilirken uygulanan testler için farklı bir sınıflandırma ile açıklamak da mümkündür. Sönümlleme kuvveti testi, gürültü testi ve hidrolik gecikme testi laboratuvar ortamında yapılırken, subjektif değerlendirme testi pistte araç ile yapılmaktadır. Laboratuvar ortamında yapılan testlerde amortisörler test makinesine aracın diğer bileşenleri olmadan bağlanmakta ve sadece amortisör test edilmektedir. Pistte araç ile yapılan testlerde ise amortisörün yanında aracın diğer bileşenlerin etkileri de doğal olarak değerlendirilmekte olup toplam etki görülmektedir.

Çalışma süresince tasarım değişiklikleri sırası ile uygulanarak öncelikle gürültü etkileri incelenmiş sonrasında performans testleri uygulanarak performans üzerindeki etkileri

gözenmiştir. Test sonuçlarının değerlendirilmesi ile en uygun çözüm uygulanmış ve sonucu doğrulanmıştır.

3.1. Materyal

Bu tez çalışmasında kullanılan tipte teleskobik tip bir amortisörün alt parçaları Şekil 3.1'deki gibi gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Amortisörün alt parçaları

3.1.1. Piston mili

Bir ucunda basınç tüpü içinde hareket eden piston valf grubuna montajlı diğer ucunda araç gövdesine bağlı içi dolu mil şeklindedir. Araç bağlantı grubu araçlara göre farklılık gösterebilmektedir. Bazı araçlarda saplama/vidalı tasarım kullanılırken yüzük ve burçlu lastik içeren tasarımlar da yoğun olarak kullanılmaktadır. Piston mili uzunluğu, amortisör

tasarımında amortisörün strok mesafesi için önemlidir. Aynı zamanda yanal yükler söz konusu olduğunda dayanım açısından önem arz etmektedir.

3.1.2. Gövde borusu

Amortisörün dıştan görünen ve yağ ile iç parçaları muhafaza eden boru şeklindedir. Gövde borusu içerisinde konumlanmış basınç borusu amortisörün çalışması için gerekli olan yağ miktarının tamamını muhafaza edemediğinden fazla yağ gövde borusu ile basınç borusu arasındaki alanda bulunmaktadır. Bu sebeple bu bölgeye rezervuar hacmi denmektedir. Bu rezervuar hacminin bir kısmı ise basınçlı gaz ile doldurularak amortisörün çalışmasına katkı sağlanmaktadır.

Bunların yanında gövde borusu alttan bir kapak kaynatılarak, üstten ise; keçe ve kılavuzla sızdırmazlığı sağlanarak kapatılmıştır. Bu şekilde montajı tamamlanmış bir amortisör kapalı bir sistem olup dışarıdan herhangi bir madde (yağ, hava, nem vb.) girişine kapatılmış olmaktadır. Bu sebeptir ki amortisörler tamirleri mümkün olmayan araç alt sistemleridir. Gövde borusu bu sistemi tamamen kapalı tutarak amortisörün çalışmasına olanak sağlamaktadır.

Bazı tip amortisörlerde gövde borusu önemli bir dayanım elemanıdır. Amortisör piston mili birlikte gelen yanal yükleri karşılamakta ve deforme olmadan amortisörün çalışmasına olanak sağlamaktadır.

3.1.3. Basınç borusu

Amortisörün basınç borusu alttan taban valfinin iç çeperlere sıkı geçmesi ile üstten kılavuzun yine iç çeperlere sıkı geçmesiyle sınırlandırılmış, içinde pistonun hareketine müsaade eden içi yağ dolu boru şeklindedir.

Basınç borusunun içinde pistonun aşağı yukarı hareket etmesi sebebiyle iç çap ovalitesinin düşük seviyelerde iç yüzey kalitesinin ise yüksek seviyelerde olması gerekmektedir. Aksi takdirde piston basınç borusu içinde hareketine devam ettiği süreçte

yüzey pürüzlülükleri ve yüksek ovalite pistonun hareketini kısıtlayarak kasıtlara ve gürültüye sebep olabilmektedir.

Basınç borusu amortisör çalışması için yerine getirdiği görevleri dışında amortisörün dayanımı açısından da gövde borusu ve piston miline yardımcı bir elemandır.

3.1.4. Alt ve üst araç bağlantı grupları

Amortisörlerin alt ve üst bağlantı grupları araç montajı için gerekli olduğundan kullanılacakları araçların tasarımına bağlı olarak değişmektedir. Bu tasarımın detaylarında öncelikle bağlantı tipi önem arz etmektedir. Bu bağlantı tipi saplamalı diye adlandırılan vida dişi açılmış şekilde ya da yüzük ve yüzük için kauçuk bir lastik ve burç içeren şekilde olabilmektedir.

Alt ve üst bağlantı gruplarının amortisör montajını mümkün kılması haricinde aşağıda listelenmiş görevleri yerine getirmesi beklenmektedir:

- a) Üretim kaynaklı ölçü toleranslarının tolere edilmesi
- b) Düşük genlikteki hareketlerin elastisite özellikleri yardımı ile sönümlenmesi
- c) Aks ve süspansiyon kinematiğine katkı sağlayabilecek seviyede elastokinematik özelliklere sahip olması
- d) Yol düzgünsüzlükleri kaynaklı titreşimleri ve diğer alt parçalar kaynaklı gürültüleri sönümlemesi (Heißing 2011)

3.1.5. Toz borusu

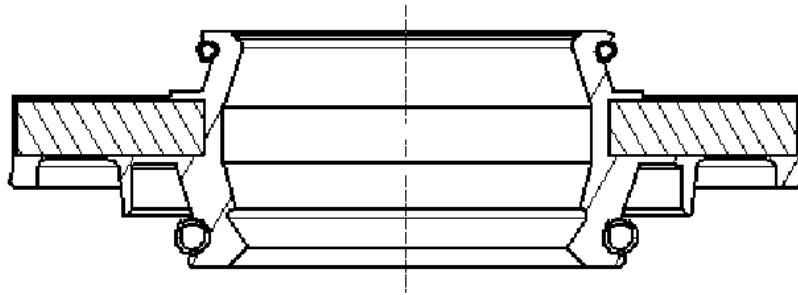
Amortisörün piston milini ve üst kısımda bulunan keçeyi yoldan gelecek olan taş, kum, çamur veya sert parçacıkların etkisinden korumak amacıyla metal, plastik boru veya körük şeklinde olan parçalardır. Teleskobik tip amortisörlerde genellikle boru şeklinde olanlar kullanılmakla birlikte bu tez çalışmasında kullanılan amortisörün toz borusu polipropilen malzemeden üretilmiş bir plastik boru şeklindedir.

3.1.6. Keçe

İçinde piston milinin düşey hareketine izin veren kauçuk yapısı sayesinde kılavuzun üstüne boşlukları doldurarak montajlanan ve yağ ve gaz çıkışını engelleyen metal ve kauçuk malzemeden oluşan amortisör parçasıdır.

Keçenin içinde düşey hareket eden piston mili, amortisörün her açılma hareketi sırasında üstünde bir yağ filmi tabakası ile amortisör dışına çıkmakta ve bu yağ amortisör tarafından kaybedilebilmektedir. Bu kayıp yağ miktarını minimuma indirmek için yağ dudağı ve amortisörün içindeki basınçlı gazın kaçmasını önlemek için gaz dudağı keçe üzerindeki önemli yapılardandır. Bunların yanında keçe üstünde dışarıdan gelen toz, çamur vb. maddelerin amortisör içine girişini önlemek ile görevli toz dudağı bulunmaktadır.

Amortisörün gövde borusunun en üst kısmında bulunan keçe gövde borusunun uçlarının 90° iç tarafa bükülmesiyle keçeye baskı yapmakta ve keçenin kauçuk malzemeleri şekil değiştirerek altında bulunan kılavuzun boşluklarını doldurmakta ve tam sızdırmazlık sağlamaktadır. Şekil 3.2’de keçenin kesit hali gösterilmektedir.



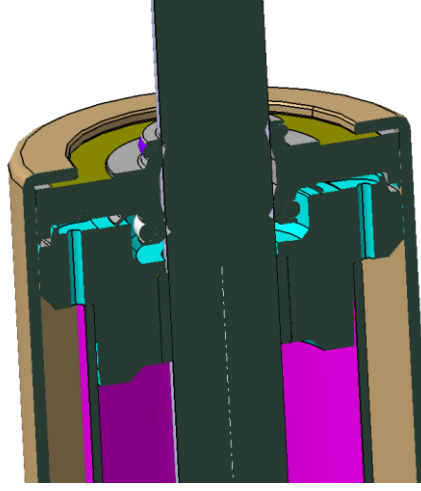
Şekil 3.2. Keçe'nin kesit görüntüsü

3.1.7. Kılavuz

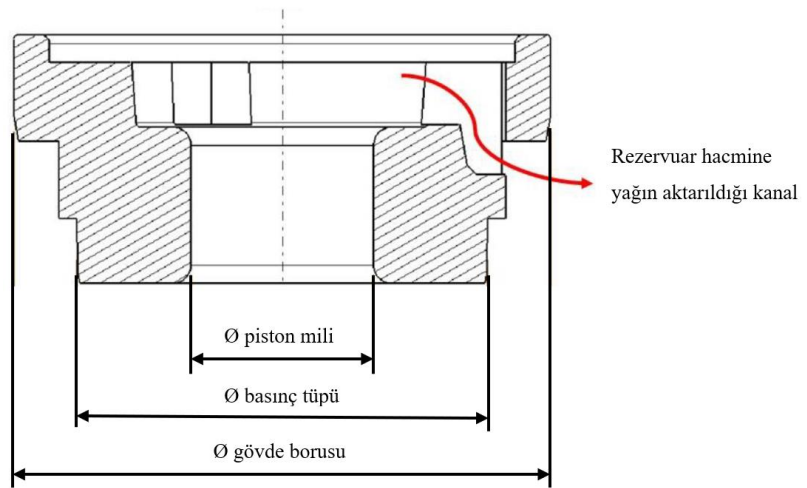
Amortisör gövde borusunun üst kısmında keçenin hemen altında konumlandırılan kılavuzun en önemli görevi amortisörü oluşturan gövde borusu, basınç borusu ve milin eş merkezliliğini sağlamasıdır. Alt kısmından basınç borusuna sıkı geçme şeklinde montajı gerçekleştirilirken üst kenarlarını gövde borusu sınırlandırmakta ve üstünde

kalan keçenin baskısıyla amortisörün çalışma ömrü boyunca sabit bir parça olarak görevini yerine getirmektedir. Şekil 3.3'te kılavuzun amortisör içindeki yerleşimi gösterilmiştir.

Kılavuzun bir diğer önemli görevi ise Şekil 3.4'te gösterildiği gibi piston kolu üstünde kalan yağın keçe tarafından tutulması sonrası kanalları içinden basınç borusu ile gövde borusu arasında kalan rezervuar kısmına inmesine müsaade edecek yapıda tasarlanmaktadır.



Şekil 3.3. Kılavuzun amortisör içindeki konumu



Şekil 3.4. Yağın, kılavuzdan rezervuar hacmine akışı (Heişing 2011)

3.1.9. Valf debi denklemleri

Çift borulu amortisörlerin iç kısımlarında piston valfi ve taban valfi olarak adlandırılan valf grupları bulunmaktadır. Bu valflerin çalışma prensipleri basınç farklarından kaynaklanan ve valfler üzerinden belirli bir debi ile geçen akışkanın oluşturduğu direnç kuvveti oluşturması prensibine dayanmaktadır. Bu bölümde valf tasarımlarında önemli olan debi (Q) ve basınç (P) arasındaki ilişkiden bahsedilecektir (Çetin 2019).

Valfler üzerinden bir akışın olabilmesi için valflerin her iki tarafından oluşan basınçların büyüklüklerinin birbirinden farklı olması sebebiyle bir basınç farkı oluşmasına ihtiyaç vardır. Bu akış valfler üzerinden geçerken bir direnç kuvveti oluşturur. Bu basınçların oluşumu piston milinin amortisör içinde aşağı ve yukarı hareketi ile orantılı olarak değişmekte ve basınç farklılığını ortaya çıkarmaktadır. Bu basınç farklılığının dengelenmesi akışkanın valfler üzerinden yer değiştirmesi ile olmakta ve ortaya bir direnç kuvveti çıkmaktadır. Bu kuvveti amortisörün sönümlenme kuvveti (F) olarak tanımlayabiliriz.

Tasarım hesaplamalarında ve bilgisayar simülasyonlarında amortisörler çoğunlukla lineer valf karakteristikleri sergileyecek şekillerde modellenirler. Buna karşın aracın seyri esnasında sıcaklığa da bağlı viskozite değişimleri için dinamik yapıları valflerde kullanılmaktadır (Dixon 2007).

Amortisör içerisinde bulunan valflerin her iki tarafında oluşan basınç farkının sebep olduğu akış zaman zaman türbülans ve non-lineer karakteristikte bir akış olmaktadır. Valflerin üzerindeki kanallardan geçen akışkan kanal çıkışlarında valf pullarıyla karşılaşmakta ve pulların eğilmesiyle valfin diğer tarafına geçmektedir.

Hou ve ark. (2011) sabit alana sahip bir delik veya orifis için debi denklemini basınç düşmesinin bir fonksiyonu olarak

$$Q = C_D A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3.1)$$

şeklinde ifade etmişlerdir. Yay ön yükü olan bir çek valf için debi denklemi:

$$Q_c = \begin{cases} 0 & , \text{ if } \Delta P_v \leq \Delta P_0 \\ C l_b \frac{(\Delta P_v - \Delta P_0) A_{disc}}{k_s} \sqrt{\frac{2\Delta P_v}{\rho}} & , \text{ if } \Delta P_v > \Delta P_0 \end{cases} \quad (3.2)$$

şeklindedir. Burada, ΔP_0 yayın ön yüküdür, k_s yayın yaylılık katsayısı belirtir ve l_b valf diskinin hidrolik çevresini temsil eder. A_{disk} yağ basıncının valf diskine etki ettiği alandır. Buna göre sıkıştırma valfinin matematiksel denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Q_c = \begin{cases} 0 & , \text{ if } \Delta P_c \leq \Delta P_{c0} \\ C l_{bc} \delta \sqrt{\frac{2\Delta P_c}{\rho}} & , \text{ if } \Delta P_c > \Delta P_{c0} \end{cases} \quad (3.3)$$

$$\delta = \frac{\Delta P_c}{E_c h_3} \left(\frac{9r_1^4 + 8r_1^3 \cdot r_2 - 18r_1^2 + r_2^2 + r_2^4}{6} - 4r_1^3 r_2 \ln \frac{r_1}{r_2} \right) \quad (3.4)$$

3.2. Yöntem

Bu tez çalışmasında amortisör kaynaklı oluşan araç içinde sürücü ve yolcular tarafından duyulabilen bir gürültünün giderilmesi için iyileştirme çalışmaları yapılacaktır. Çalışma yapılacak olan amortisörün özellikleri aşağıdaki gibidir:

- Teleskobik tiptedir.
- Çift boruludur.
- Düşey tasarıma sahiptir.
- Gaz ihtiva eder.
- Piston mili çapı 12,5 mm'dir.
- Basınç tüpü çapı 30 mm'dir.
- Rezervuar borusu çapı 45 mm'dir.
- Basınç tüpü üzerinde konfor kanalı açılmıştır.
- Düşük hız kontrollü piston ve taban valfine sahiptir.
- Plastik toz boruludur.
- Alt ve üst bağlantı tasarımları doğal kauçuk malzeme içeren burçlu lastik şeklindedir.

3.2.1. Araç üstü subjektif uzman değerlendirme

Bir amortisörün tasarım aşamasından başlayarak seri üretim şartlarında dahi bitmeden devam eden ve farklı araç üreticilerine göre farklı koşul ve sıklıkla devam eden subjektif değerlendirme testleri amortisörlerdeki gürültünün değerlendirilmesinde önemli bir adımı oluşturmaktadır. Bu testler araç üreticilerinin yıllara dayanan tecrübeleri sonucunda belirli şartnameler ile detayları netleştirilmiş olup uzman test mühendisleri tarafından yapılmaktadır. SAE(Society of Automotive Engineering)'nin J1441_201609 numaralı "Subjective Rating Scale for Vehicle Ride and Handling" standardı bu değerlendirme için kılavuz niteliği taşımaktadır. Bu standarda göre yapılan değerlendirmeler sonucunda amortisörler nihai olarak onaylanırlar.

Araç üstü gürültü değerlendirmeleri sadece amortisör ile ilgili bir konu olmamakla birlikte bir aracın tüm sistem ve parçaları bu teste dahil edilmektedir. Bu tür testlerin sonuçları yol tipi, mevsimsel değişiklikler, aracın hızı, aracın yük durumu gibi birçok parametreye bağlı olup bu testler uzman kişiler tarafından yapılmaktadır.

Özgüven (2008), yaptığı tanımda gürültünün kişiden kişiye değiştiğini belirtmekte ve gürültüyü öznel bir büyüklük olarak tanımlamaktadır. Bu testin genelde uygulanmasındaki ana amaç gürültü tespitinin ve değerlendirilmesinin son kullanıcılar arasında göstermesidir. Farklı araçlardan farklı müşterilerin beklentileri de farklı olabilmektedir. Bu açıdan incelendiğinde farklı iki müşteri aynı aracı değerlendirdiğinde dahi farklı tatmin seviyeleri raporlayabilmektedirler.

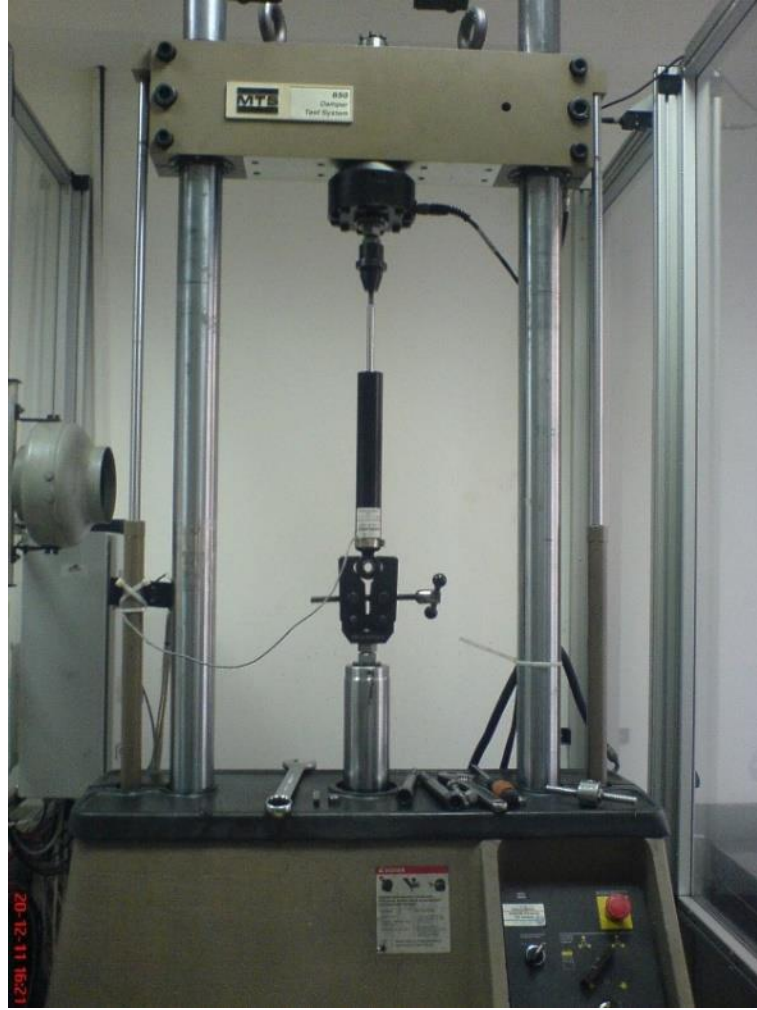
Huang ve ark. (2015) tarafından yapılan çalışmada amortisör kaynaklı yapısal bir gürültü olan tıkrıtı gürültülerinin geleneksel değerlendirme kriterlerine göre değerlendiren jüri tarafından değerlendirmesi sonucunda elde edilen verileri geliştirdikleri modelin sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Bu karşılaştırmada özellikle gürültünün yolcu psikolojisi ve fizyolojisi açısından değerlendirmeleri subjektif değerlendirmenin ve insan hissiyatının önemini vurgular niteliktedir. Otomotiv sektöründe artan maliyet ve zaman baskısı sebebiyle yeni yöntemler geliştirilmeye çalışılsa da insani hissiyatlar ve tecrübeye dayalı uzman görüşleri halen önemini korumaktadır. Birçok geliştirme çalışmaları ve yeni tasarım ürünler subjektif değerlendirmelere bağlı olarak değerlendirilmekte ve onaylanmaktadır.

3.2.2. Amortisör test makinesi

Amortisörlerin performans ve ömür testleri genellikle servo hidrolik test makinelerinde gerçekleştirilmektedir. Servo hidrolik makinelerin daha az gürültü ile çalışmaları, güç ünitelerinin ayrı olması sebebiyle daha az yer kaplamaları, yüksek güç ve hareket kabiliyetleri ile hassasiyetleri bu makinelerin tercih sebebi olmaktadır.

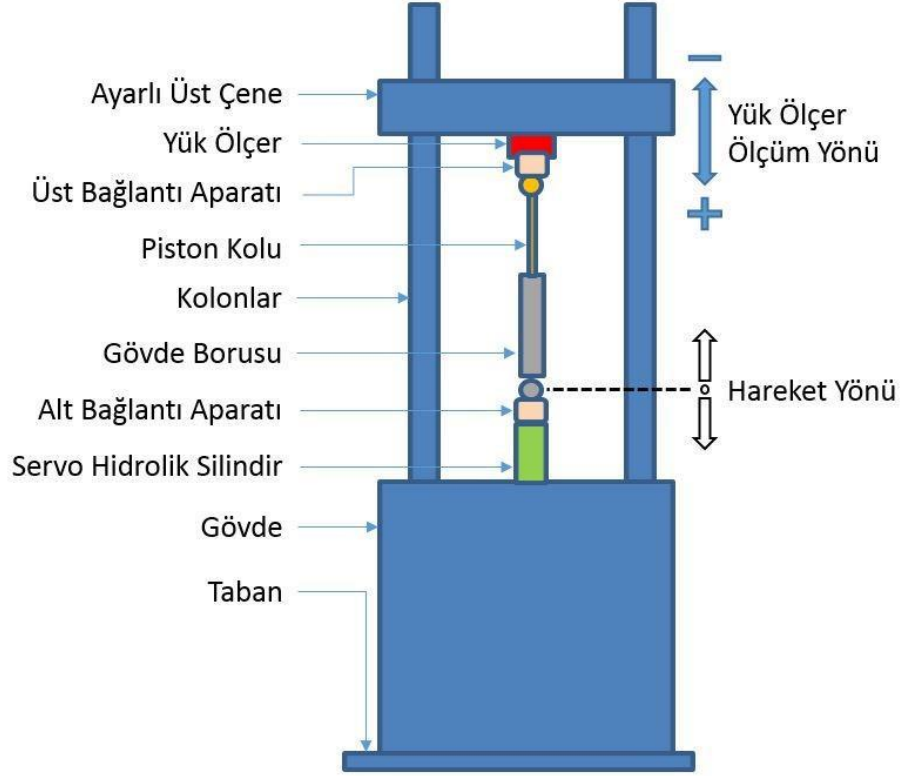
Bu çalışma kapsamında uygulanan tüm testler MTS marka servo hidrolik test makinesi ile yapılmıştır. Testlerde kullanılan Şekil 3.7'deki MTS Test Makinesinin kapasite değerleri aşağıdaki gibidir:

- Yük kapasitesi: 25kN
- Hız kapasitesi: 4 m/s
- Strok \pm 125 mm



Şekil 3.7. MTS test makinesi

Amortisörlerin performans testleri dikey şekilde alttan tahrik verilmesi şeklinde yapılmaktadır. Amortisörün sönümlenme kuvveti üst bağlantı bölgesinde bulunan Loadcell vasıtasıyla ölçülür. Test makinesinin görünümünü Şekil 3.7’de şematik gösterimi ise Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8. Amortisör performans test makinesinin şematik gösterimi (Çetin ve ark. 2016)

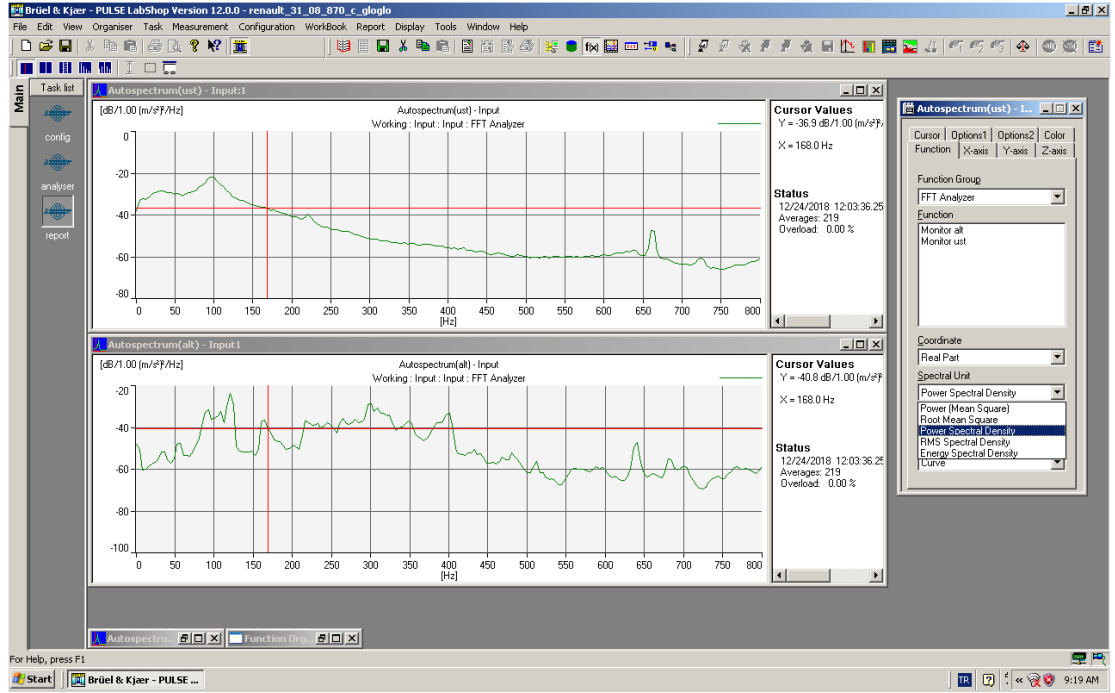
3.2.3. Gürültü testi

Gürültünün şiddetinin kişiye bağlı olmaması ve ölçülebilir olması sesin nesnel bir büyüklük olduğunu göstermektedir. Buna karşın gürültünün kişiye bağlı öznel bir değerlendirme olması, hoş gitmeyen ve rahatsız edici ses olarak tanımlanması bu iki kavramı birbirinden ayırmaktadır. Her ne kadar birçok gürültü herkes tarafından rahatsız edici olarak tanımlansa da göreceli bir kavramdır. Bununla birlikte yüksek gürültü seviyelerinin insanlar üzerinde fizyolojik ve psikolojik etkileri olduğu da bilinmektedir. (Özgüven 2008).

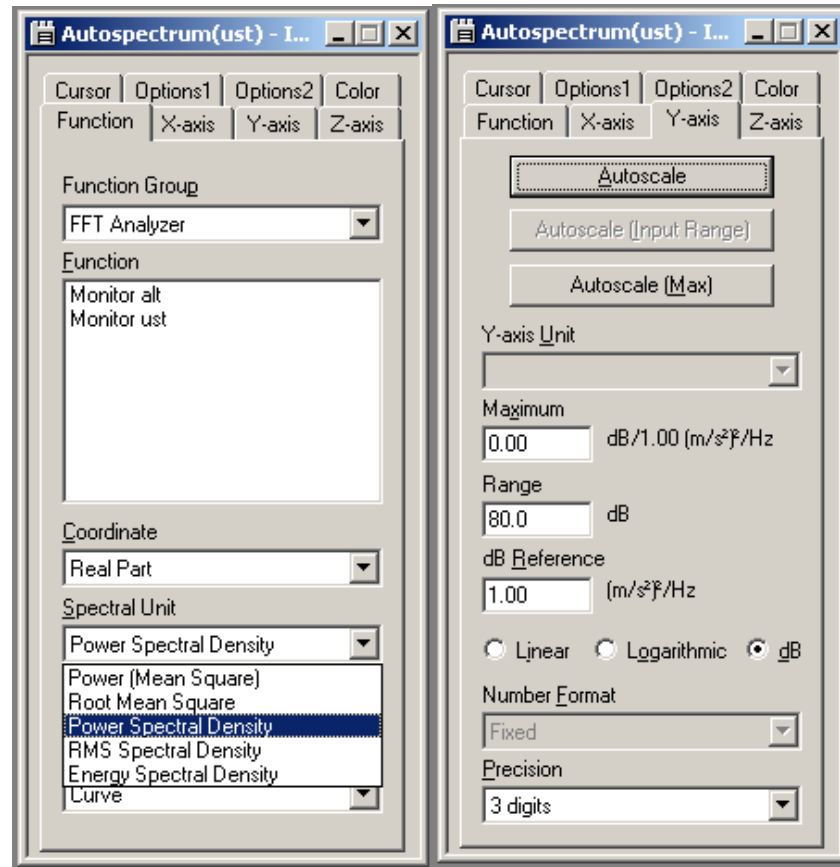
Amortisör üzerinde ortaya çıkan ve rahatsız edici olan bu tez çalışmasının konusu gürültünün tespiti amacıyla yapılan gürültü testi, genel bir kabul kriterine bağlı olmamasına karşın uygulanmasındaki amaç önerilen çözümün gürültü üstündeki etkisinin farklı tasarımlarla karşılaştırmalı değerlendirmesinin yapılmasıdır.

Bu test için giriş değerleri belirli bir düzgünsüzlüğe sahip yol üstünde aracın seyri sırasında araç tekerlek merkezine bağlanan yer değiştirme sensörleri ile elde edilmektedir. Sonrasında bu giriş değerleri Şekil 3.7’de gösterilen MTS Test Makinesinde koşularak amortisörün alt bağlantı bölgesinde tahrik olarak verilmektedir. Amortisörün üst bağlantı noktasına bağlanan ivmeölçer tarafından amortisörün tepkisi ölçülmektedir. Bu test ile birebir yol verilerinin test makinesinde amortisör üzerindeki etkisi görülebilmektedir. Bu sonuçlar aynı zamanda grafiksel olarak incelenebildiğinden farklı amortisörlerin tepkileri de karşılaştırılabilmektedir.

Test makinesinde amortisörün üst bağlantı bölgesinden toplanılan ivme değerleri makinenin yazılımı olan PULSE LabShop paket programı aracılığıyla dönüştürülerek sonuçlar dB cinsinden grafiğe aktarılmakta ve görsel incelemeye olanak sağlamaktadır. Şekil 3.9’da görülen programın arayüzü yardımıyla ham veriler dB cinsinden ifade edilebilmekte ve incelenebilmektedir. Şekil 3.10’da görülen ayar pencerelerinden “Power Spectral Density” seçeneği ile devam edilip eksen seçenekleri de belirlendiğinde Şekil 3.13’deki gibi grafikler halinde veriler alınarak incelenebilmektedir.

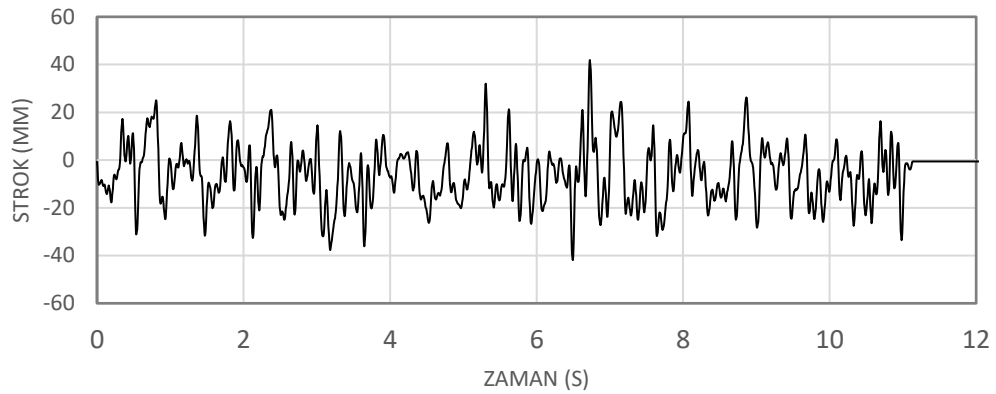


Şekil 3.9. PULSE LabShop Kullanıcı Arayüzü

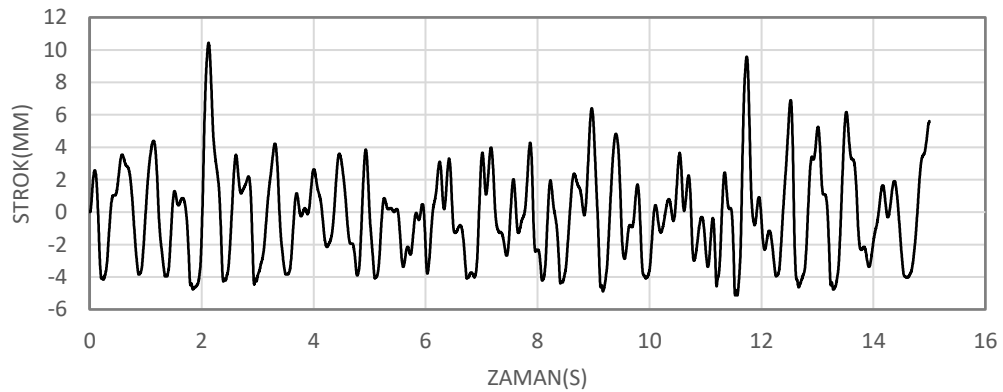


Şekil 3.10. PULSE LabShop Ayar Pencereleeri

Gürültü testi için yol verisi seçimi iki farklı veri üzerinden yapılmıştır. Bu verilerden birincisi bir otomobil üreticisi firmanın test standardından alınmıştır. Bu veriler birinci veri ismiyle adlandırılacaktır. Birinci veri ile testler yapıldığında araç üstünde subjektif ses testi sonuçları ile paralel sonuçlar ortaya çıkarması açısından şüpheleri beraberinde getirmiştir. Bu sebeple subjektif gürültü testinin yapıldığı pist üzerinde aracın seyri sırasında veriler toplanmış ve bu veriler ile testler tekrarlanmıştır. Sonuç bölümünde değinileceği üzere ikinci verinin sonuçları incelendiğinde iki yol verisinin sonuçları arasındaki farklılıkların yok olmasıyla gereken hassas sonuçlar elde edilememiştir. Bu sebeple birinci test verisiyle devam edilmiş ve aynı zamanda bu tür bir tasarım değişikliğinde testin uygulanabilirliği ve sonuçların güvenilirliği araştırılmıştır. Birinci ve ikinci yol verilerinin grafik üzerinde gösterimi Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'te verilmiştir.

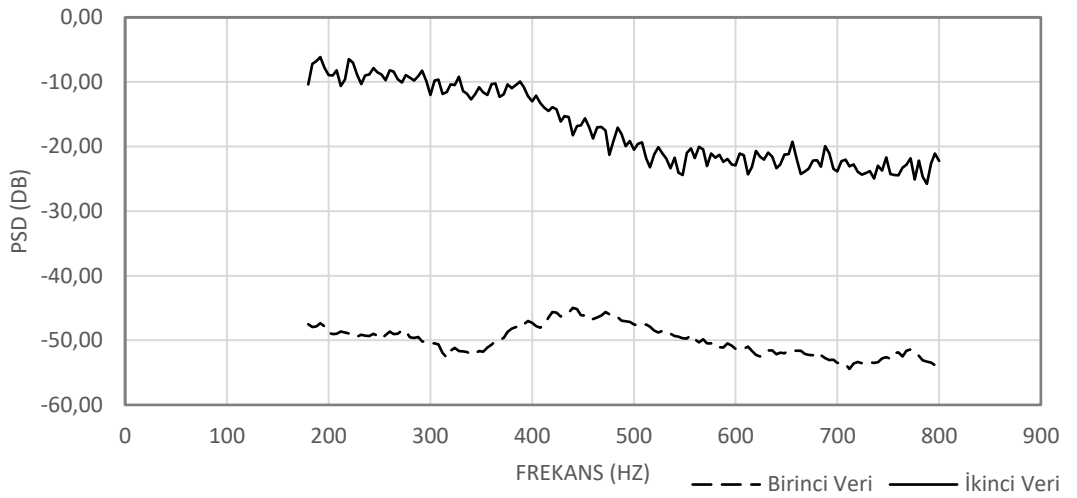


Şekil 3.11. Birinci yol verisi grafiği



Şekil 3.12. İkinci yol verisi grafiği

Sonuçların gösterildiği Şekil 3.14'teki grafikten de anlaşılacağı gibi iki farklı verinin amortisör üzerinde oluşturdukları tepkiler seviye olarak oldukça farklıdır. Bu tez çalışmasına konu olan gürültünün duyulduğu aralığın 300-550 Hz arasında olduğu müşteri şartnamelerinden bilinmektedir. Sesin tespiti için birinci veri eğrisinde görülebilen 330-550 Hz arasındaki geniş tepeciğin oluşması yeterli olmaktadır. Bu açıdan bakıldığında iki farklı yol verisi eğrilerin karakteristiğini değiştirmektedir. Araç üstü subjektif değerlendirmeler ile tespit edilen gürültünün ikinci yol verisi sonucunda görülmemesi birinci veri ile devam etmek konusunda öncelikli karar sebebinin oluşturmaktadır.



Şekil 3.13. Farklı yol verilerine bağlı olarak ölçülen gürültü değerleri

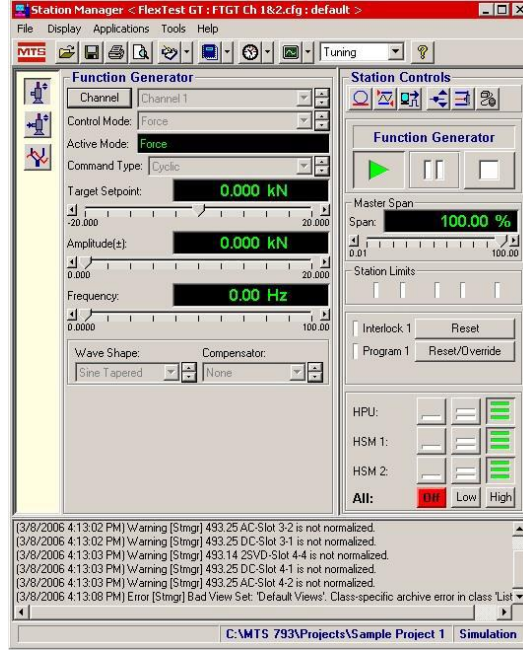
3.2.4 Sönümlleme kuvveti testi

Amortisörün sönümlleme kuvveti ölçüm testleri amortisör tipine, araç üreticilerinin taleplerine ya da amortisör üreticilerinin tecrübelerine dayanarak belirledikleri şartlara göre yapılmaktadır. Ürünün tasarım aşaması sonrası doğrulama testlerinde amortisör otuzdan fazla hız değerinde ölçülebilmektedir. Sonrasında üretilen herhangi bir amortisörün sönümlleme kuvvet değerlerinin ölçümlerinde 0,052 m/s ve 1,048 m/s arasındaki altı farklı hız değerinde amortisörün hem açılma hem de kapanma yönünde çalışırken ölçümler yapılmaktadır:

Amortisör sönümlenme kuvveti performans testi sırasında dikkat edilmesi gereken hususlar aşağıda verilmiştir:

- Ölçüm yapılacak amortisörler 20 °C sıcaklığında olmalıdır.
- Ölçüm yapılacak test ortamı 20 °C civarında sıcaklıkta olmalıdır.
- Amortisörler test makinesine bağlanırken mafsallar kasıtlara sebep olmamalı, yanal yüklerin olmadığından emin olunmalıdır.
- Amortisörün test makinesine bağlanma boyu, test stroku ile karşılaştırılmalı ve amortisör strokunun ve boyunun test strokuna müsaade edebilir uzunlukta olduğundan emin olunmalıdır.
- Amortisör test cihazına bağlandıktan sonra loadcell üzerinde biriken kuvvet değeri sıfırlanmalıdır.
- Test öncesi amortisöre 5 tam çevrim yaptırılarak, yağın valf parçaları dahil amortisörün her noktasına nüfuz etmesi ve gazın rezervuar hacmine geçmesi sağlanmalıdır.

Test makinesinin istenilen koşullarda çalıştırılması ve sonuçların okunması test makinesine bağlı bir bilgisayarda yüklü yazılım yardımıyla yapılmaktadır. Bu yazılım MTS firması tarafından temin edilmekte olup Şekil 3.14'de gösterilen arayüz yardımıyla kullanılabilir. Bu arayüze sahip yazılım yardımıyla makinenin hidrolik pompaları çalıştırılıp durdurulabilmekte, loadcell üzerinde sıfırlamalar yapılabilmekte ve amortisör testinin tüm şartları ayarlanabilmektedir.



Şekil 3.14. Test makinesi bilgisayar arayüzü

Amortisör tasarımında valflerin performans gerekliliklerini karşılayacak şekilde tasarlanmasının yanında amortisörün kullanılacağı araç türü, toplam stroku, boru ölçüleri ve bağlantı noktalarının detayları gibi farklı parametreler de önem arz etmektedir.

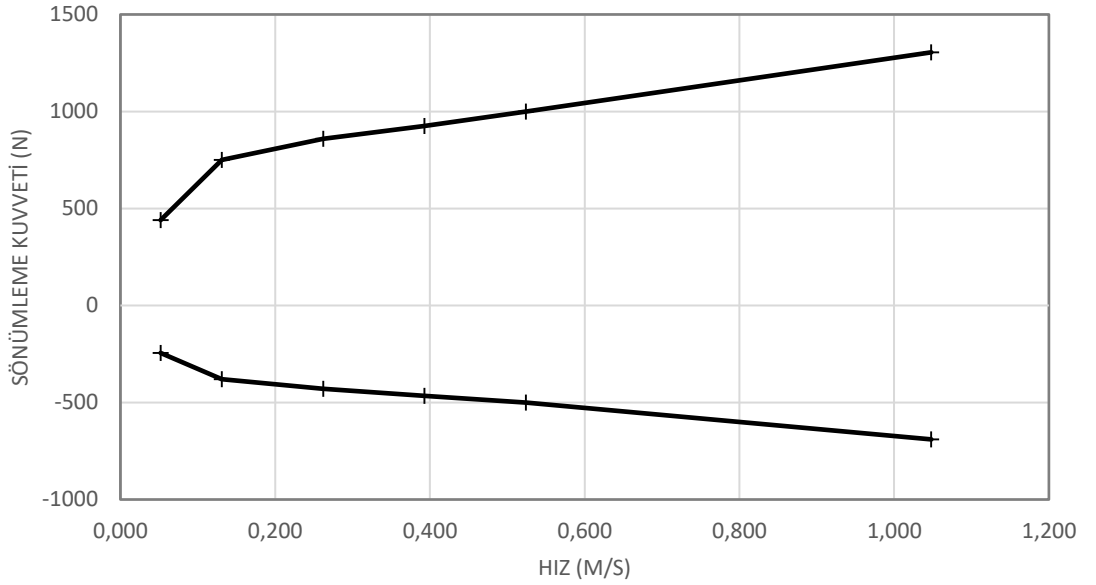
Amortisörden gerçekleştirilmesi beklenen en önemli görev sönümlenme olduğu için açılma ve kapanma sırasında ortaya çıkan sönümlenme kuvvetlerinin istenilen gereklilikleri sağlaması gerekmektedir. Valf tasarımında yapılan doğru seçimlerle istenilen kuvvetler elde edilebilir ve testler sonrasında elde edilen grafiklerle kontroller sağlanabilir (Dixon 2007).

Sönümlenme kuvveti ölçüm testlerini yapabilmek için giriş değerlerini belirlemek gerekmektedir. Testin yapılması için belirlenen koşullarda amortisörün açılma ve kapanma hareketlerine izin verecek şekilde parametreler sinüs dalgalarına benzer niteliktedir.

Kontrollerin yapılabileceği ilk grafik kuvvet-hız grafiğidir. Burada kuvvet-hız grafikleri ikiye ayrılmaktadır. Bunlardan birincisi Şekil 3.14'te görüleceği gibi belirli maksimum hızlarda amortisörün ulaştığı maksimum kuvvet değerleri ile oluşturulan grafiklerdir. Bu

grafiklerden amortisörün ürettiği maksimum sönümleme kuvvetinin istenilen aralıkta olup olmaması durumu kontrol edilmekte ve gerekli şartları sağlayıp sağlamadığı görülmektedir. İkinci tür kuvvet-hız grafiği “histeresiz eğrisi” adı verilen grafikdir. Bu grafikte test süreci boyunca sürekli bir veri toplanmakta ve amortisörün belirli bir nokta yerine stroku boyunca oluşan kuvvetlerin hızlara bağlı grafiği oluşturulmaktadır.

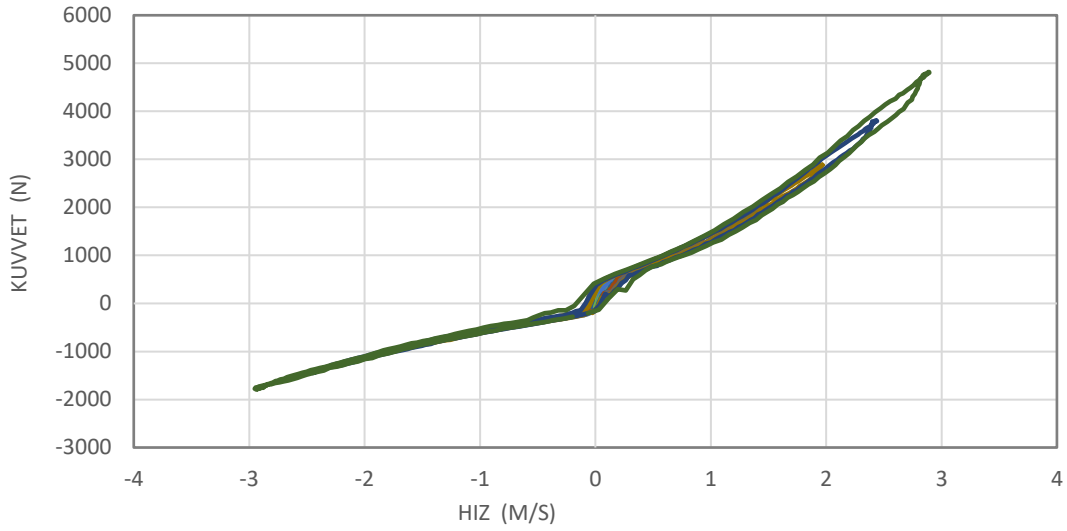
Test sırasında amortisör belirlenen maksimum strok dahilinde açılma hareketi yapar. Bu hareket esnasında amortisörün açılma hızı sıfırdan başlar, maksimuma ulaşır ve tekrar sıfır olur. Sonrasında kapanma hareketi başlayacaktır. Kapanma stroku başladığında da aynı şekilde açılma da olduğu gibi hız başlangıçta sıfırdır, sonrasında maksimuma ulaşır ve ardından tekrar sıfırlanarak iki strok boyunca süren bir periyodu tamamlamış olur. Bu periyot boyunca ulaşılan maksimum sönümleme kuvveti değerleri ve ulaşılma esnasındaki amortisör hızları grafikte görülebilir. Şekil 3.15’de maksimum kuvvetlere göre oluşturulmuş kuvvet-hız grafiği görülmektedir.



Şekil 3.15. Örnek bir maksimum hız – maksimum kuvvet eğrisi (Çetin 2019)

Şekil 3.15’da kuvvet ekseninde pozitif alanda görülen eğri amortisörün açılması esnasında ürettiği kuvvetleri, negatif alanda görülen ise kapanma sırasında ürettiği kuvvetleri göstermektedir. Deneysel sonuçta elde edilen kuvvet değerlerinin belirli tolerans aralığında olması gerekmektedir.

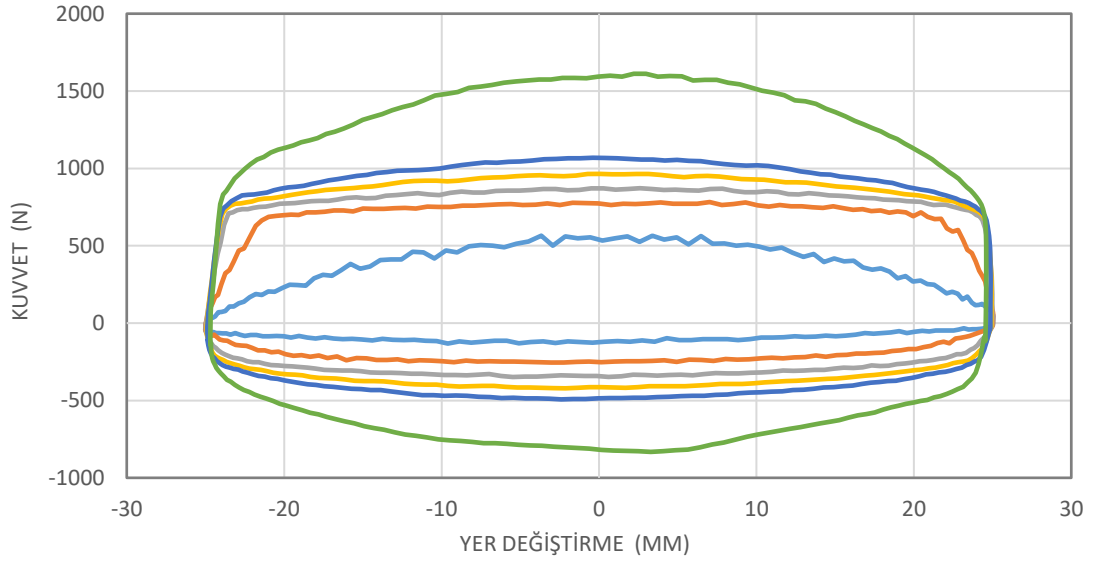
Maksimum hız değerlerinin kullanılarak çizildiği grafik dışında sürekli olarak kuvvet değerlerinin grafiğe eklenmesiyle oluşturulan histeresiz eğrisi Şekil 3.16’de görülmektedir.



Şekil 3.16. Farklı hızlarda yapılan ölçümler sonucunda sürekli kayıt alınarak oluşturulan kuvvet – hız grafiği örneği (Çetin 2019)

Amortisörün açılma ve kapanma stroku boyunca kayda alınan kuvvet ve hız değerlerinin bu grafikten takibi ile amortisörün boşluklu çalışması veya valflerdeki akışın düzensizliğinden kaynaklanan bir sorun olup olmadığı anlaşılabilir.

Önceki bölümde bahsedilen grafiklerle amortisör kuvvet performansı izlenebilmektedir. Kuvvet-hız grafikleri haricinde amortisörün stoku boyunca yer değiştirmesine bağlı olarak kaydedilen kuvvet değerleri ile sürekli bir kuvvet-yer değiştirme eğrisi çizilmesi mümkündür. “Loop eğrisi” olarak da adlandırılan bu eğri ile amortisörün çalışma stroku boyunca valf performanslarını incelemek mümkün olmaktadır.



Şekil 3.17. Örnek bir kuvvet–yer değiştirme grafiği

Şekil 3.17’de gösterilen grafikte kuvvet değerlerinin incelenmesi amortisör üzerinde belirli hataların olup olmadığının tespit edilmesi amacıyla yapılabilmektedir. Grafiği oluşturan değerler belirli bir strok içinde amortisörün hareketi boyunca sürekli kuvvet kaydı yapılarak elde edilmektedir.

Ayrıca bu grafik hızdan bağımsız olarak incelenebilmektedir. Bu sayede test çevrimi sırasında oluşan amortisörün çalışma hataları, kavitasyon oluşumu ve yağ geçişleri incelenebilmektedir. Aynı zamanda açılma ve kapanma arasında ki geçişleri inceleme imkanı da vermektedir.

Döngü (Loop) eğrilerinin sürekliliği ve dikey eksene göre simetrik olması amortisörde problem olmadığının bir göstergesi olarak sayılmaktadır. Bir problem görüldüğünde ise problemin hangi strokta olduğu tespit edilebilir. Genellikle kavitasyon görülmekteyken farklı sebeplerle de eğride hata görülebilmektedir.

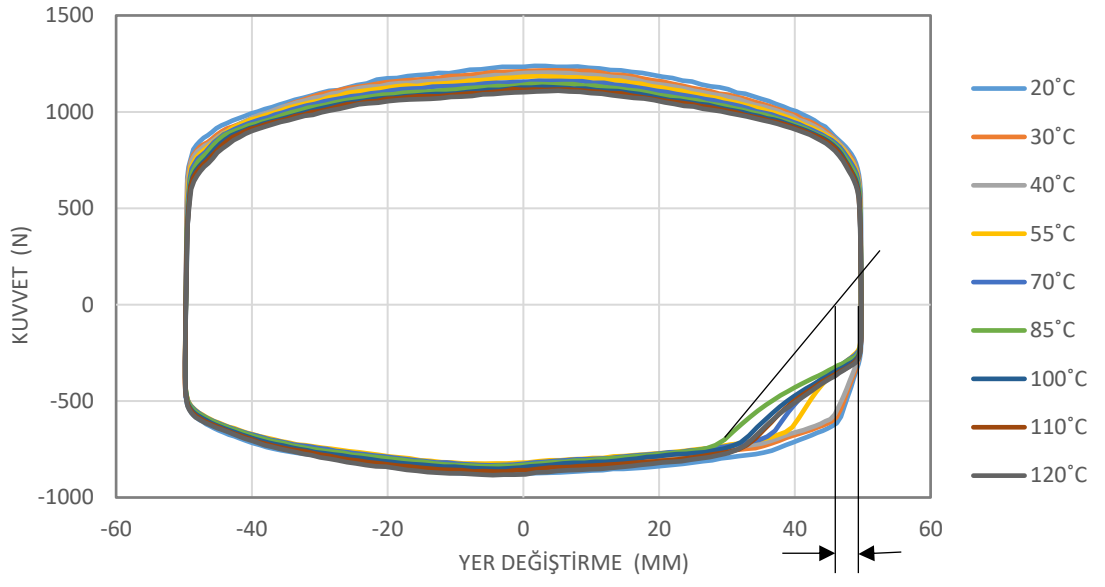
3.2.5. Hidrolik gecikmesi testi

Amortisörlerde sıcaklığa bağlı olarak yağın davranışının değişmesi sebebiyle açılma hareketinin kapanma hareketine döndüğü anda bir hidrolik gecikmesi yaşanabilmektedir. Bu gecikme amortisörde performans kaybı anlamına gelmekte olup istenmeyen bir durumdur. Bir önceki bölümde bahsedilen kuvvet yer değiştirme eğrisi üzerinde açıkça görülebilen bu gecikme belirli bir kabul kriterine bağlı kalınarak değerlendirilmektedir. Amortisörün araç üzerindeki performansı açısından kritik öneme sahip olan bu gecikme aşağıdaki belirtildiği şekilde MTS test makinesinde test edilmektedir:

- Amortisörler testten önce en az 3 saat boyunca 20 ± 2 ° C'de bekletilmelidir
- Amortisör üzerinde sağlam tutabilecek bir kelepçe ile sıcaklık sensörü bağlanmalıdır
- ± 25 mm strok olmak üzere toplam 50 mm genlikte ve 0,64 Hz frekansda 5 tam çevrim yaptırılmalıdır
- Sürtünme kuvveti ölçümü not edilmelidir
- 140 mm toplam strok ve 1,1 m/s hızında test başlatılmalı ve yaklaşık her 10 °C'de maksimum kuvvet ve kuvvet-yer değiştirme değerleri kaydedilmelidir.

Test sonrası makineye bağlı bilgisayar yardımıyla elde edilen Şekil 3.18'de gösterilen grafik üzerinde aşağıdaki değerlendirme kriterlerine göre kabul değerlendirmesi yapılmaktadır. Buna göre hidrolik gecikme olmadığının tespiti için:

- Kuvvet-yer değiştirme grafiği üzerinde yumuşak geçişler olmalı, boşluk olmamalı ve kapalı bir eğri şeklinde olmalıdır.
- Örnek grafik üzerinde görülen hidrolik gecikme mesafesi maksimum 10 mm olmalıdır.
- Maksimum kuvvet amortisör için tanımlı olan kuvvet değerinin %20'sinden fazla olmamalıdır.



Max. 10 mm Hidrolik gecikme mesafesi

Şekil 3.18. Hidrolik gecikmesi testi değerlendirme grafiği


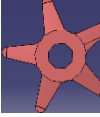



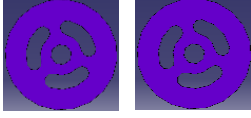
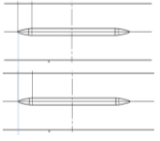
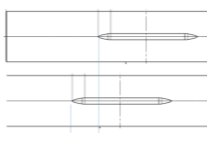
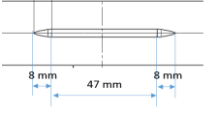
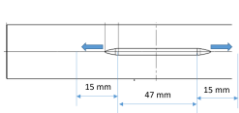

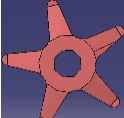

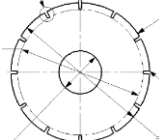
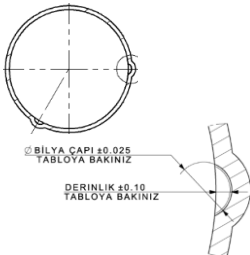
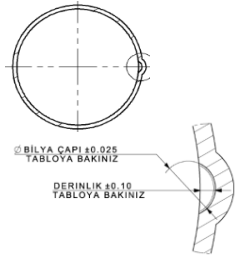
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bir hafif ticari araçta subjektif değerlendirmeler sonucunda tespit edilen gürültü sonrasında problemin hızlı bir şekilde çözülebilmesi tecrübelerine dayalı olarak potansiyel çözüm olabilecek tasarım değişiklikleri uygulanmıştır. Bu gürültü “lıkırtı” olarak tanımlanabilecek bir gürültüdür. Tespit edilen “lıkırtı” gürültüsü ne tam olarak katı-katı etkileşimli bir gürültüdür ne de sadece akışkan kaynaklı bir gürültüdür. Bu noktada yararlanılan tecrübeler farklı marka araçlarda firma bünyesinde daha önce yaşanan problemlerden, çözümlerden yola çıkılarak belirlenmiştir.

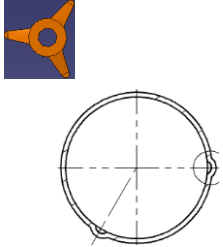
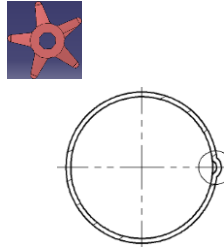
Araç üzerinde tespit edilen gürültü üzerindeki hidrolik etkileri değiştirecek farklı çözümler uygulanmıştır. Bu uygulanan çözüm önerileri araç üstü subjektif değerlendirmeye tabi tutulmuş ve sonuçları Çizelge 4.1’de belirtilmiştir. Uygulanan çözümlerden “araç üstü subjektif değerlendirme” testi sonucunda olumlu değerlendirilenler “gürültü testi”, “sönümlene kuvvet ölçümü testi” ve “hidrolik gecikmesi testi” sonuçları ile istenilen performans kriterleri açısından incelenmiştir.

Çizelge 4.1’de araç üstü subjektif değerlendirme testi sonuçları belirtilen denemelerden olumlu etkiye sahip olanlar incelenmiştir. Olumlu etkiye sahip olanlar yay katsayısı daha yüksek olan parmak yay, yay katsayısı daha yüksek olan geçiş pulu, basınç tüpü üzerinde yer alan konfor kanalının ikiden teke düşürülmesi uygulamalarıdır. Bu uygulamaların her biri tek başına yeterli görülmediğinden parmak yay ve konfor uygulamasındaki geliştirmeler birlikte uygulanmıştır. Bu dört adet denemenin uygulandığı prototipler üzerinde diğer testler yapılmış ve sonuçlar incelenmiştir. İlerleyen bölümlerde bu denemeler ve test sonuçlarıyla ilgili detaylı bilgiler verilmiş olup, sonuçlar değerlendirilmiştir.

Çizelge 4.1. Gürültü üzerindeki hidrolik etkileri değiştirecek çözüm önerileri ve sonuçları

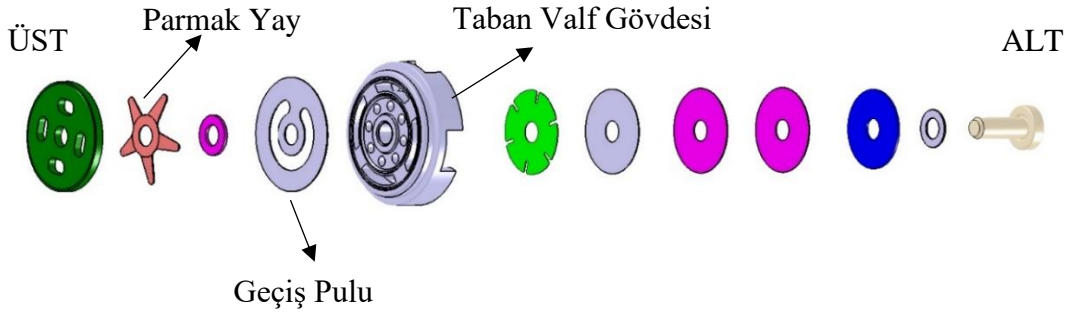
<u>Çözüm Önerisi</u>	<u>Açıklama</u>	<u>Öncesi</u>	<u>Sonrası</u>	<u>Araç Üstü Değerlendirme</u>
I	Daha Yüksek Yay Katsayısına Sahip Yay Kullanılması			Olumlu Etki Yeterli Değil
II	Daha Yüksek Yay Katsayısına Sahip Geçiş Pulu Kullanılması			Olumlu Etki Yeterli Değil
III	Yüksek Yay Katsayısına Sahip Puldan İki Adet Kullanılması			Olumsuz Etki
IV	Konfor Kanalı Konumlarının Birbirine Göre Başlangıç Noktalarının Farklılaştırılması			Etkin Değil
V	Konfor Kanalı Başlangıç Bölgelerinin Uzatılması			Etkin Değil
VI	I. Çözüm ile birlikte Amortisör İçindeki Yağ Miktarının Arttırılması	 +240 cc	 +260 cc	Olumlu Etki Yeterli Değil
VII	Piston Tarafında Çentikli Diskin Çentik Genişliği (B) ve Çentik Sayısının (N) Değiştirilmesi	 B=0,35mm N=12	 B=0,35mm N=18	Etkin Değil
VIII	İki Adet Yerine Bir Adet Konfor Kanalı Tasarımı (Toplam Kesit Alanı Sabit Kalmak Koşulu İle)			Olumlu Etki Yeterli Değil

Çizelge 4.1. Gürültü üzerindeki hidrolik etkileri değiştirecek çözüm önerileri ve sonuçları (devam)

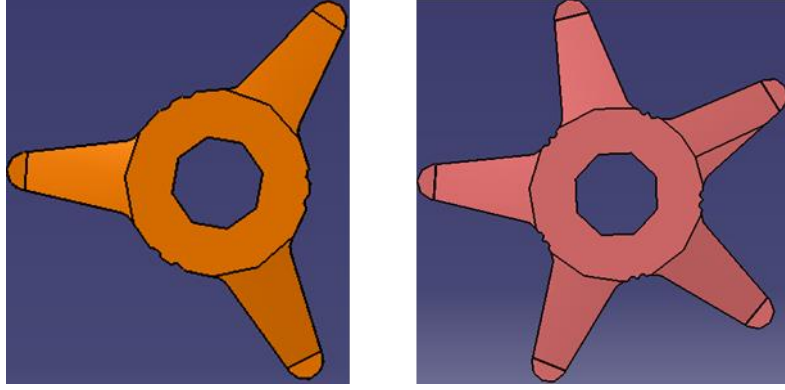
IX	I. ve VII. Önerilerin Birlikte Uygulanması			Olumlu Etki Yeterli
----	--	---	--	---------------------

4.1. Parmak yayın yaylılık katsayısının arttırılmasının etkisi

Amortisörün Şekil 4.1’de görülen taban valf grubunun üst bölgesinde bulunan ve açılma-kapanma valfinda görev yapan en önemli parçalardan biri parmak yaydır. Parmak yay Şekil 4.1’de görüldüğü gibi bacakları altındaki geçiş pulu üstüne baskı yapacak şekilde konumlandırılmış ve bir ön gerilmeyle montajlanmıştır. Bu bacakların oluşturduğu kuvvet geçiş pulunun akışkana olan direncine önemli bir katkı yapmakta ve akışkan geçişini kontrol altında tutmaktadır.



Şekil 4.1. Taban valf grubu parçaları



Şekil 4.2. Üç ve beş bacaklı parmak yaylar

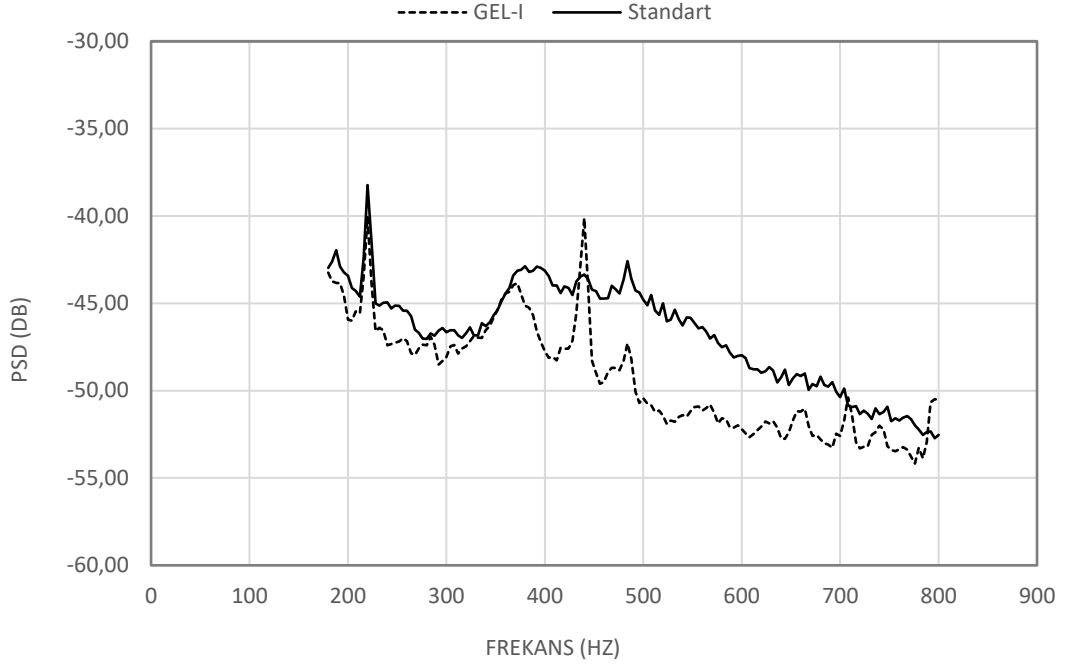
Şekil 4.2'deki üç bacaklı parmak yay yerine beş bacaklı parmak yay kullanılarak artırılmış ve gürültünün azaltılması hedeflenmiştir. Bu yöntemle açılma kapanma valfinin akışa olan direncinin artması sağlanmış olmaktadır. Üç bacaklı olan parmak yayın yaylılık katsayısı 5 N/mm, beş bacaklı olan parmak yayın 25 N/mm'dir.

4.1.1. Araç üstü subjektif değerlendirme

Hidrolik gecikmesi testi olumsuz sonuçlanmasına karşın; çözümün ses açısından araç üzerindeki performansı denenmiştir. Bu tasarım değişikliği sonrasında yapılan araç üstü subjektif gürültü değerlendirmeleri sonunda ilk ortaya çıkan gürültünün azalmasına karşın farklı bir hidrolik gürültüsünün ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Bu çözümün uygulanabilirliği hem araç üstü denemelerde ses seviyesinin azalmasına karşın hem farklı seslerin ortaya çıkması hem de hidrolik gecikmesi testinin olumsuz sonuçlanması sebebiyle farklı bir çözüm önerisiyle devam edilmiştir.

4.1.2. Gürültü testi

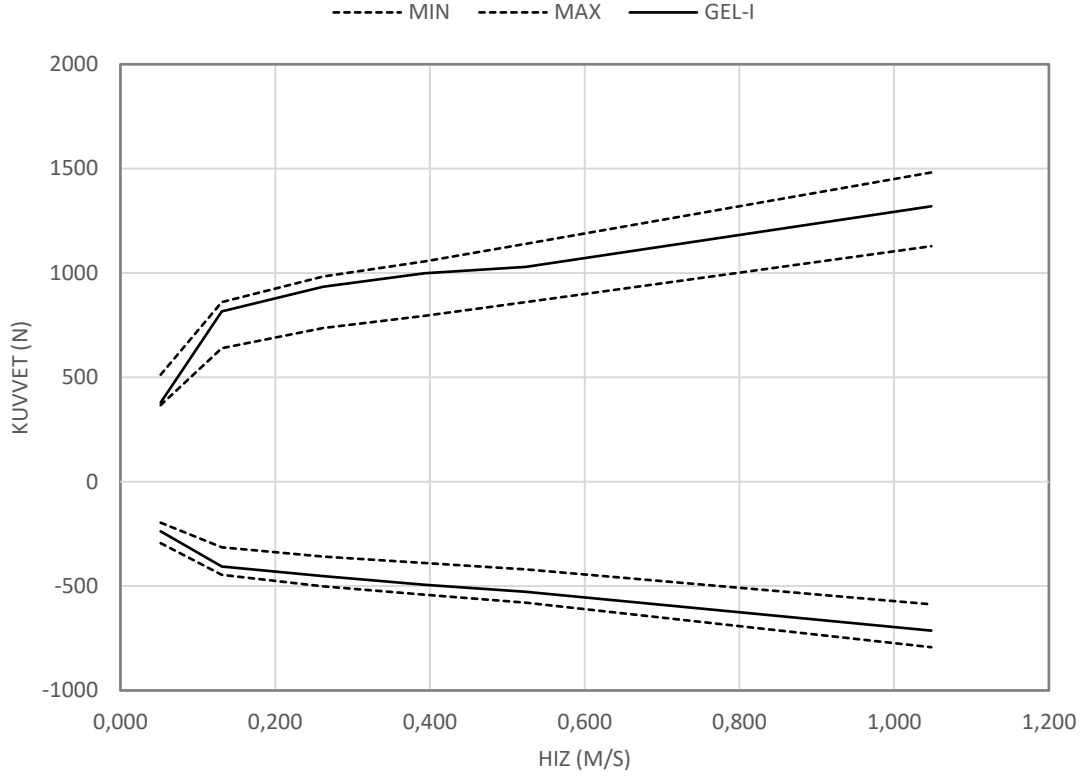
Yay katsayısı daha yüksek olan parmak yay kullanımının öncelikle gürültü seviyesindeki değişim açısından etkileri araştırıldı. Bu kapsamda araç üstü testler öncesinde gürültü testi yapılmış olup Şekil 4.3'te gösterilen grafikten mevcut valf performansına göre iyileşme olduğu tespit edilmiştir. Grafikte 350-500 Hz frekansları arası incelendiğinde gürültü seviyesinde ciddi seviyede bir azalma olduğu görülmektedir.



Şekil 4.3. Geliştirme yapılmış ve yapılmamış amortisör gürültü performansları karşılaştırılması

4.1.3. Sönümleme testi

Uygulanan bir çözümün olumsuz etkilerinin olmaması gereken en önemli nokta sönümleme kuvveti performansdır. Bu sebeple uygulanan bu çözümün gürültü seviyesinde iyileşme sağladığının tespiti sonrası yapılması gereken ilk kontrol sönümleme kuvveti değerleridir. Şekil 4.4'teki grafikte noktalı çizgilerle belirtilen değerler amortisörün sönümleme kuvvetinin olması gereken aralığı göstermektedir. Çözüm önerisinin uygulanması sonrasında yapılan ölçüm değerleri grafiğe döküldüğünde sönümleme kuvvetinin istenilen aralıkta olduğu görülmektedir.

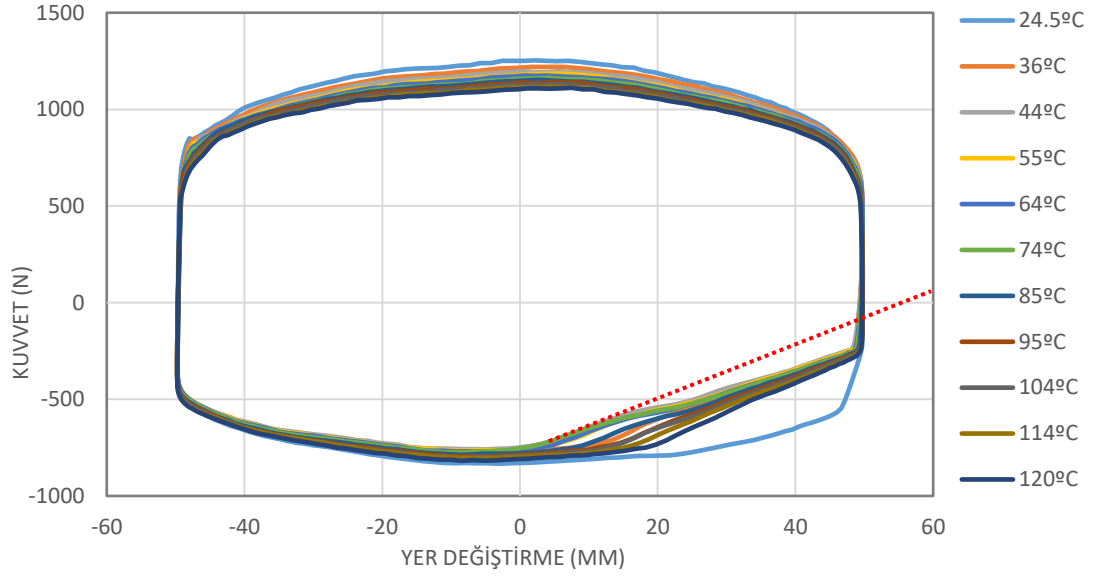


Şekil 4.4. Sönümlenme kuvvetinin tolerans aralığında gösterimi

4.1.4. Hidrolik gecikme testi

Uygulanan çözüm önerisinin geçerliliğini koruyabilmesi için geçerli olan bir diğer test ise hidrolik gecikmesi testidir. Her seferinde aynı hız için olmak üzere farklı sıcaklıklarda alınan sönümlenme kuvveti değerlerinin kuvvet-yer değiştirme grafiğinde incelenmesi ile etkileri araştırılabilmektedir. Şekil 4.5'teki grafikte uygulanan çözüm önerisi sonrası amortisörün hidrolik gecikme durumu incelenmiştir. Genel olarak grafiğin simetrikliğinde bir bozulma görülmemesine karşın; amortisörün açılma hareketinde maksimum noktaya ulaşıktan sonra kapanma hareketine geçerken içindeki hidrolik akışkanın bu harekete cevap verememesi durumu açıkça görülmektedir. Birçok amortisörde sıcaklık arttıkça görülebilen bu etki taban valfindeki parmak yayın güçlendirilmesiyle artmakta ve kabul edilebilir sınırı geçmektedir. Grafiğin sağ alt köşesinde bulunan kesikli çizgi kaybın artması sebebiyle grafiğin dışına taşmakta ve kabul edilebilir olan 10 mm sınırını aşmaktadır. Buradan hareketle bu çözümün

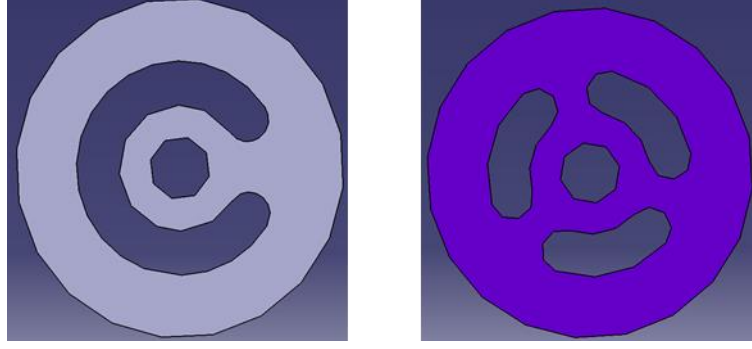
uygulanmasının riskli olduğu ve amortisörün araç üzerinde çalışması süresince bazı geçiş durumlarında görevini tam olarak yapamayacağı açıkça görülmüştür.



Şekil 4.5. Hidrolik gecikme testi değerlendirme grafiği

4.2. Mukavemeti arttırılmış geçiş pulu kullanılmasının etkisi

Gürültünün azaltılmasında taban valf grubundaki akışkan geçişine izin veren geçiş pulunun üstündeki baskının arttırılması yöntemi denenmiş ve sonuçları olumlu değerlendirilmemişti. Araç üstü deneme sonuçlarında gürültüde azalma eğilimi tespit edilmesinden dolayı farklı bir parça ile aynı bölgede akışkan geçişini engellemeye yönelik çözüm önerisi test edilmek istenmiştir. Parmak yayın geometrisi belirli bir noktaya kadar baskıyı arttırmaya müsaade etmektedir. Aynı bölgede aynı görevi yerine getiren bir diğer parça olan geçiş puludur. Bu baskıyla birlikte geçiş pulunun geometrisinden kaynaklı harici bir yay kuvveti sağlamasından dolayı ikinci seçenek olarak daha yüksek yay katsayısına sahip geçiş pulu ile valf tasarımı revize edilmiş ve denemeler yapılmıştır. Şekil 4.6'da görüleceği gibi merkezine tek bir şerit yerine üç şerit ile bağlanması kaynaklı daha mukavim geçiş pulu ile gürültünün azaltılması hedeflenmiştir.



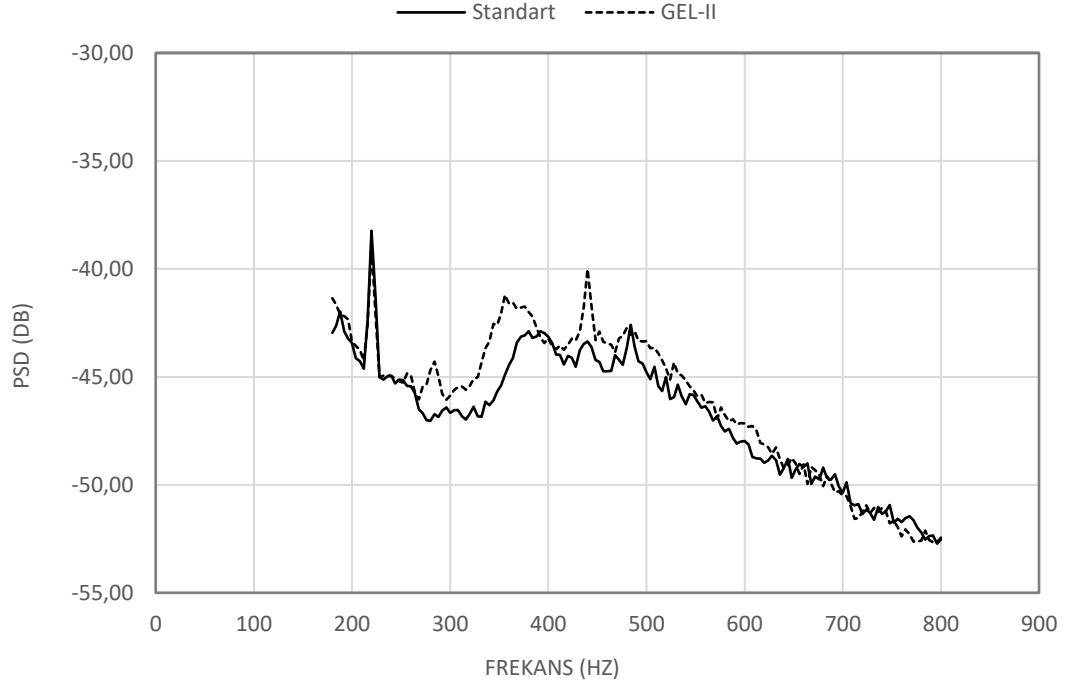
Şekil 4.6. Tek ve üç bağlantılı geçiş pulu

4.2.1. Araç üstü subjektif değerlendirme

Bu deneme çalışmasıyla ilk ortaya çıkan gürültünün azalmadığı araç üstü subjektif gürültü değerlendirme testlerinde açıkça görüldüğünden ikincil olarak ortaya çıkan hidrolik gürültüsünü azaltmak amacıyla tasarımda farklı noktalara odaklanılmıştır.

4.2.2. Gürültü testi

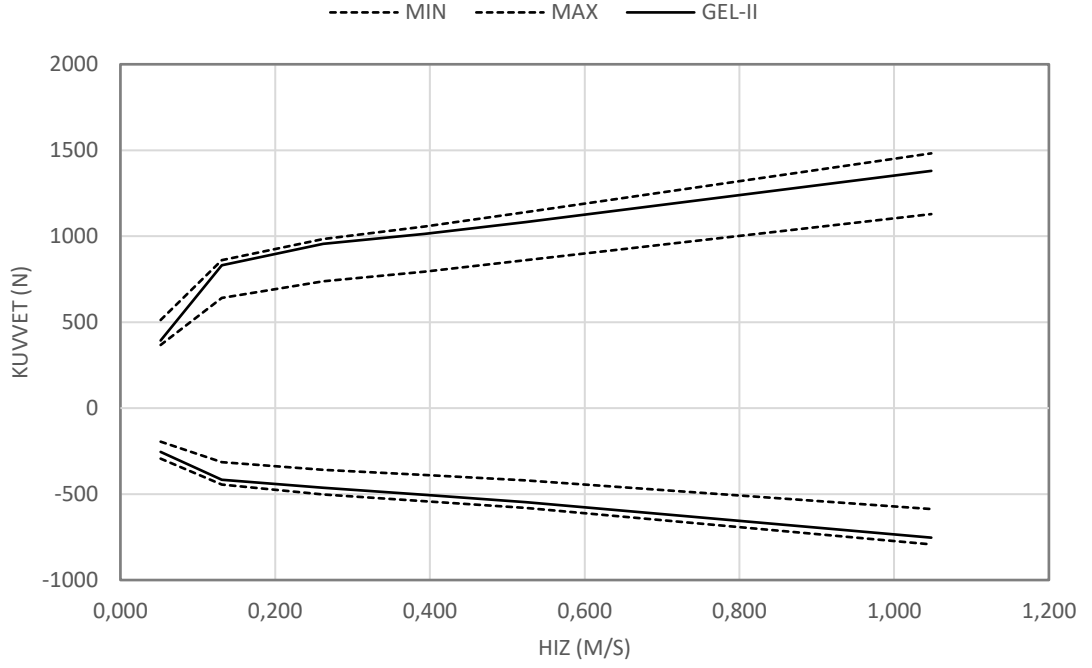
Geçiş pulu değişikliği ile hazırlanan amortisör prototiplerine uygulanan gürültü testi sonuçları Şekil 4.7'deki grafikte verilmektedir. Grafikten anlaşılacağı gibi mevcut valf performansına göre iyileşme söz konusudur. Bununla birlikte grafiğin incelendiği 350-500 Hz aralığında bir çok noktada grafiklerin kesişmesi çözümün etkin sonuçlara ulaşması konusundaki görüşlere gölge düşürmüştür. Özellikle ilk çözüm ile karşılaştırıldığında etkinliğinin daha düşük seviyede olduğu açıkça görülebilmektedir.



Şekil 4.7. Geliştirme yapılmış ve yapılmamış amortisör gürültü performansları karşılaştırılması

4.2.3. Sönümlenme testi

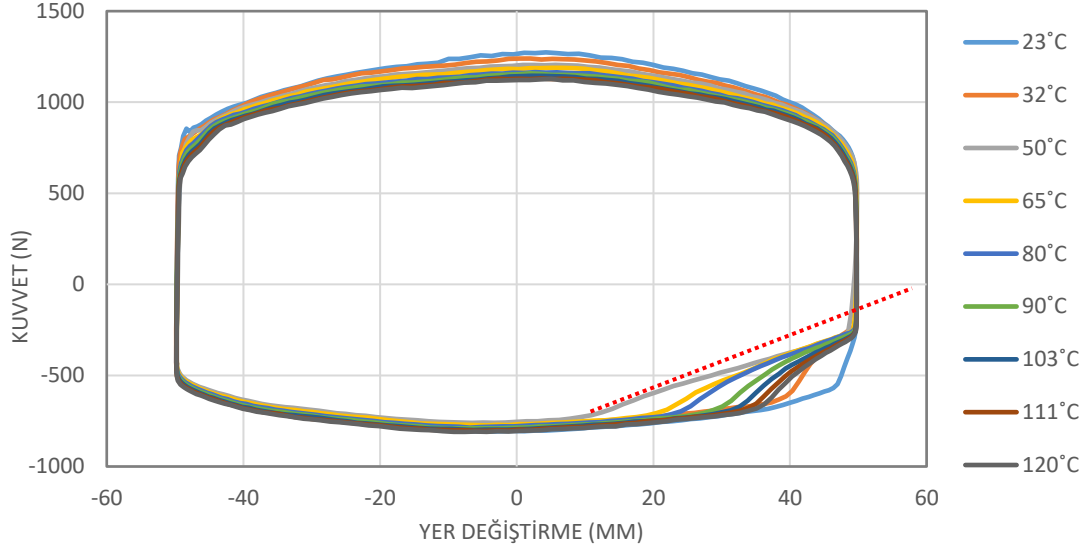
Gürültü testi sonrası uygulanan amortisör sönümlenme kuvveti ölçümleri sonucunda elde edilen değerlerin istenilen değer aralığında olduğu tespit edilmiş olup Şekil 4.8'deki grafikte gösterilmektedir.



Şekil 4.8. Sönümlenme kuvvetinin tolerans aralığında gösterimi

4.2.4. Hidrolik gecikme testi

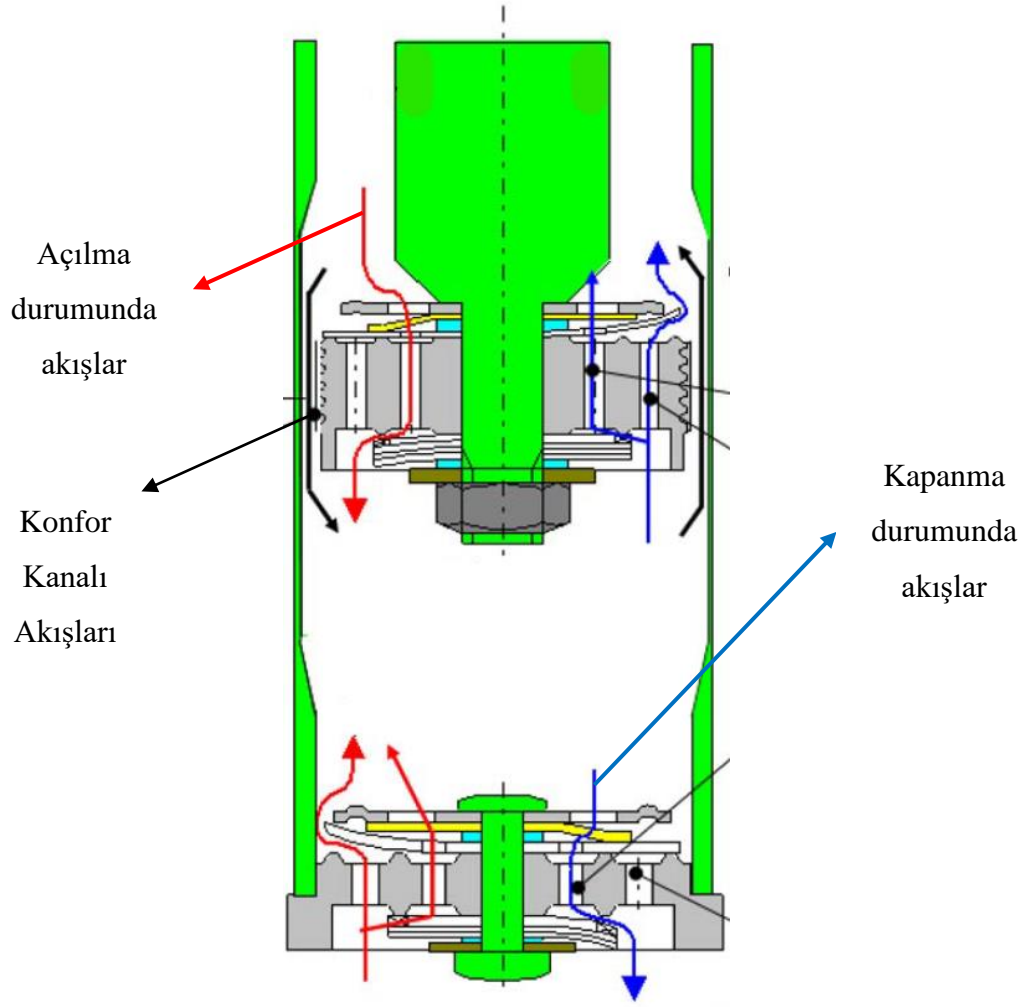
Hidrolik gecikmesi testi bir önceki çözüm önerisi ile aynı amaca hizmet eden geçiş pulu değişikliğinde beklenildiği gibi gerçekleşmiştir. Taban valfinin açılma-kapanma valfi olarak görev yapan üst tarafındaki geçişin zorlaştırılmasının amortisör performansı üzerindeki olumsuz etkisi açıkça görülmektedir. Buradan açıkça görülmektedir ki açılma ve kapanma arasındaki geçişi zorlaştıracak bir tasarım değişikliği hidrolik gecikmeye ve dolayısıyla performans kaybına sebep olmaktadır. Karşılaştırmadan tekil olarak test sonucu değerlendirildiğinde ise Şekil 4.9'daki grafiğin sağ alt tarafında görülen ve en içteki eğriye teğet olan doğrunun yatay eksenini kestiği nokta grafik dışına taşıdığından testin sonucu olumsuz olarak raporlanmıştır.



Şekil 4.9. Hidrolik gecikme testi değerlendirme grafiği

4.3. Tek geniş kanallı silindir değişikliğinin etkisi

Amortisör basınç tüpü üzerinde bulunan ve yer değiştirmeye ve stroka bağlı olarak çalışan konfor kanalı uygulaması bulunmaktadır. Gürültünün akışkan geçişlerini etkileyen tasarım değişiklikleri ile değiştiği Bölüm 4.1 ve Bölüm 4.2’de tespit edilmiştir. Amortisör içindeki akışı değiştirebilecek diğer bir parametre olarak konfor kanalı üstünde durulmuştur. Bilindiği gibi akışkanlar sabit debi ile daralan kanallardan geçerken hızları ve ortaya çıkan ses artmaktadır. Şekil 4.10’da görüleceği gibi basınç borusu üstünde bulunan ve akışkanın piston valfi dışından geçişine izin vererek daha düşük sönümlenme kuvveti ortaya çıkmasına olanak veren iki adet kanalın sayısı bire düşürülmüş ancak toplam kesit alanı korunmuştur. Bu sayede akışkan iki adet dar kanal yerine bir adet geniş bir kanaldan geçmesi sağlanarak gürültünün azaltılması hedeflenmiştir.



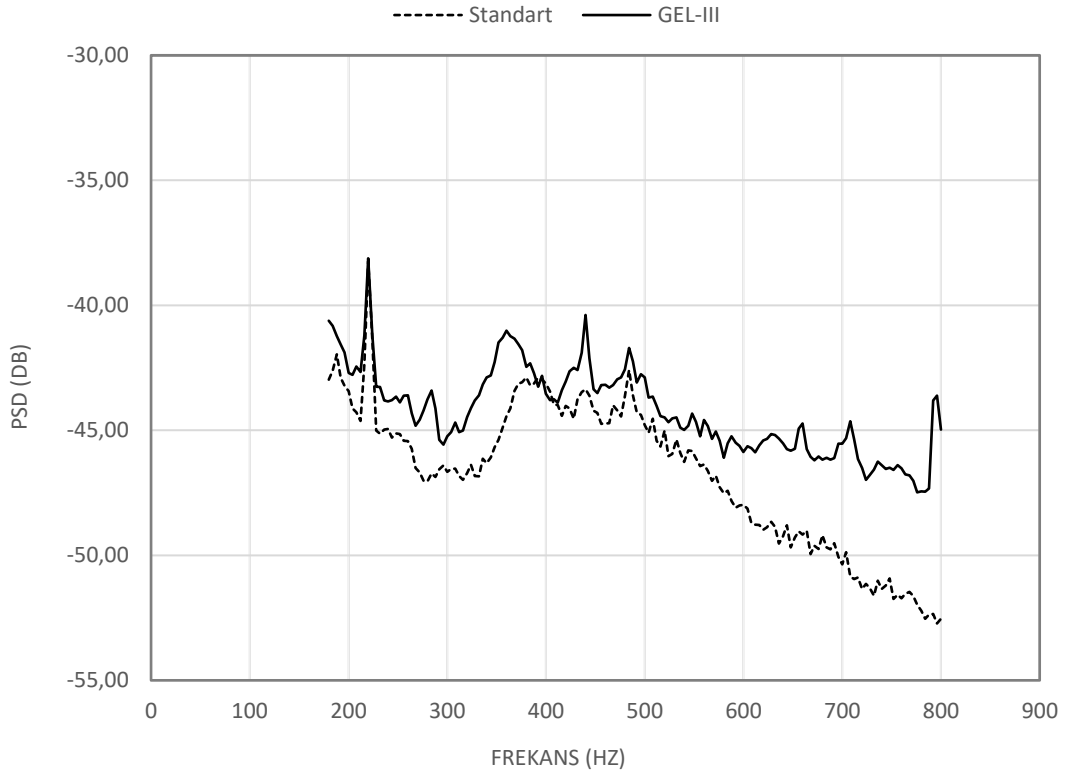
Şekil 4.10. Konfor kanalları ve akışların gösterimi (Lee ve Moon 2004)

4.3.1. Araç üstü subjektif değerlendirme

Tek geniş kesitli konfor kanalı uygulamasının uygulandığı durumda hidrolik gürültüsü açısından iyileşme olmasına karşın ilk ortaya çıkan gürültü probleminin devam ettiği tespit edilmiştir. Kısım 4.1'deki denemelerden araç üstü testlerde olumlu sonuç veren parmak yay değişikliği de benzer şekilde gürültüyü azaltmış ancak beraberinde farklı hidrolik seslerin ortaya çıkmasına sebep olmuştur.

4.3.2. Gürültü testi

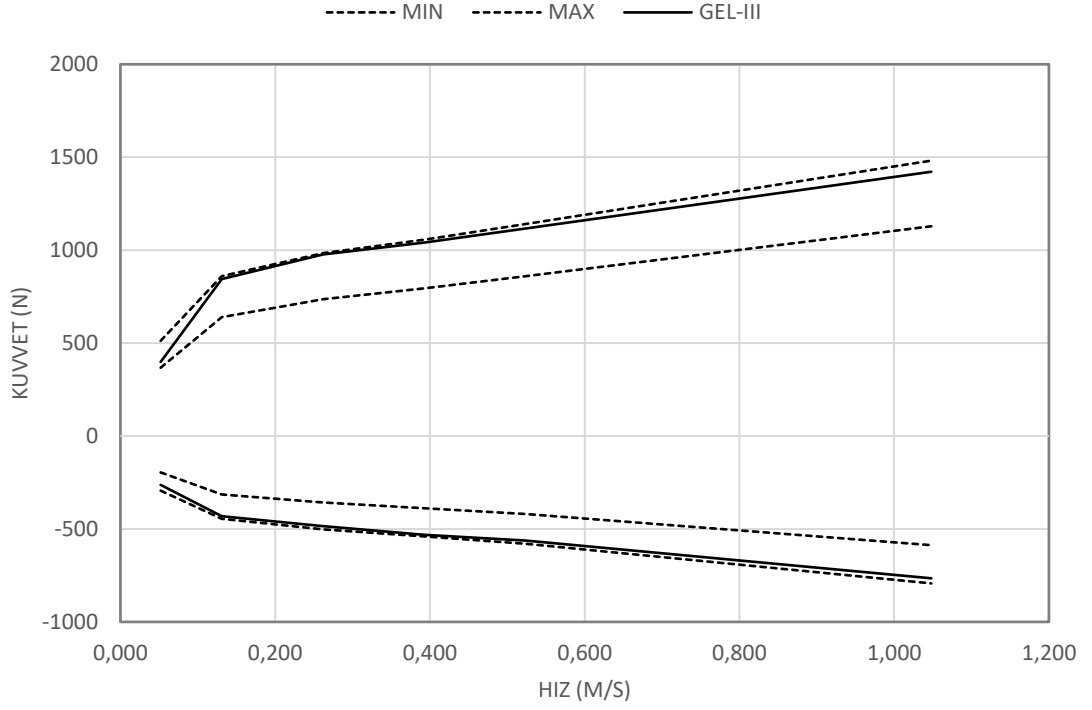
Basınç tüpü içerisindeki akışı etkileyecek bir değişiklik olan konfor kanalı değişikliğinin etkisinin görülebilmesi için gürültü testi yapılmıştır. Bu test sonucunda ortaya çıkan Şekil 4.11'deki grafik incelendiğinde ses seviyesinde bir miktar iyileşme olduğu tespit edilmekle birlikte 350 – 500 Hz arasındaki iyileşmenin düşük seviyelerde olması araç üstü subjektif değerlendirme ile net sonuçlara ulaşılabileceğine karar verilmiştir.



Şekil 4.11. Geliştirme yapılmış ve yapılmamış amortisör gürültü performansları karşılaştırılması

4.3.3. Sönümlenme testi

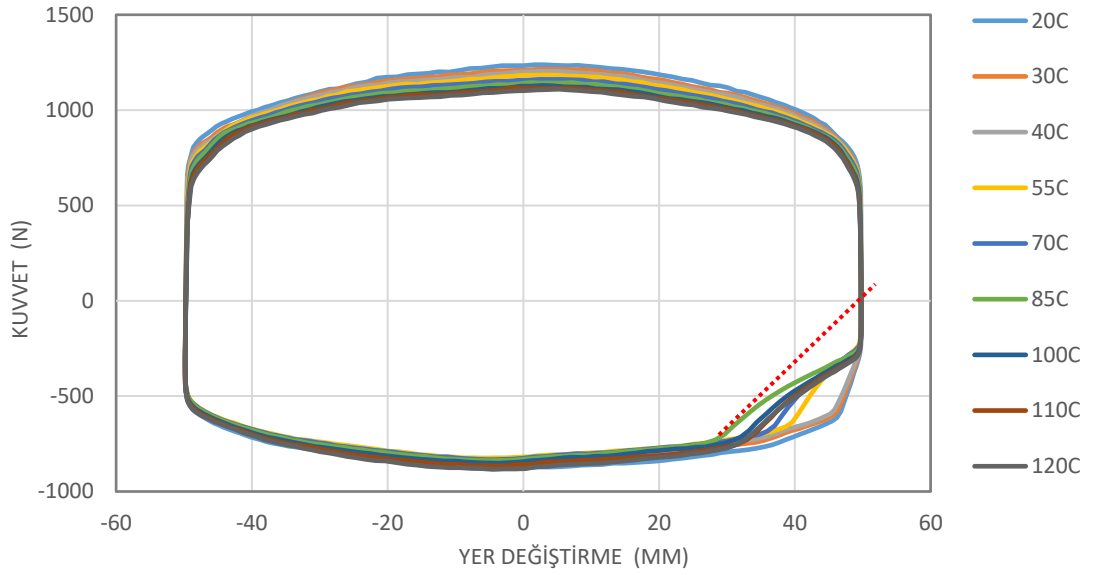
Araç testi öncesinde farklı konfor uygulamasına sahip prototip amortisörün sönümlenme kuvveti ölçüm değerleri incelenmiştir. Şekil 4.12'deki grafik incelendiğinde amortisörün açılma ve kapanma hareketinde değerlerin toleranslar içinde olmasına karşın maksimum seviyelere çok yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 4.12. Sönümlenme kuvvetinin tolerans aralığında gösterimi

4.3.4. Hidrolik gecikme testi

Maksimum kuvvet değerlerinin kontrolü sonrasında hidrolik gecikme testi sonuçları incelenmiş olup test sonuçları olumlu olarak değerlendirilmiştir. Şekil 4.13'teki grafiğin sağ alt köşesinde bulunan ve en içteki eğriye teğet olan doğrunun yatay eksenini kestiği nokta ile grafik eğrilerinin kestiği nokta arasında 10 mm'den daha az mesafe olduğundan kabul kriterleri yerine getirilmiş olmaktadır.



Şekil 4.13. Hidrolik gecikme testi değerlendirme grafiği

4.4. Yay katsayısı daha yüksek parmak yay ve tek geniş kanallı silindir değişikliğinin birlikte uygulanması

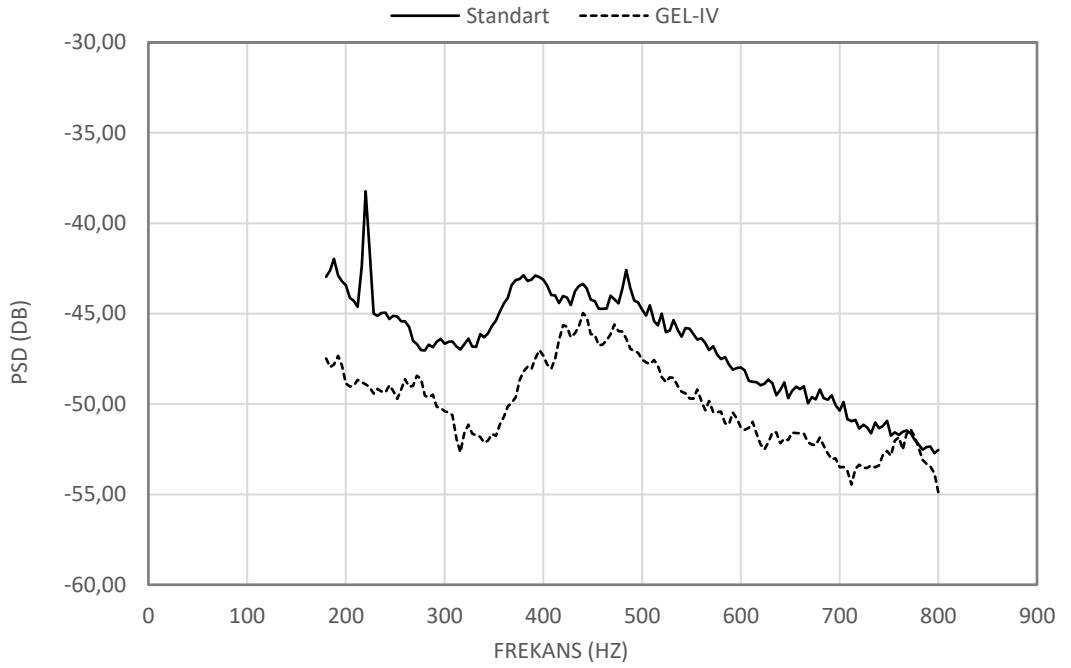
Beş bacaklı parmak yay ve tek geniş kanallı konfor uygulamasının ayrı ayrı problemin çözümüne etkileri olduğu test sonuçları ile tespit edilmiştir. Uygulanabilecek optimum çözümün iki farklı problemi aynı anda çözebilecek iki farklı çözüm önerisi olması sebebiyle bu çözüm önerileri birlikte uygulanmıştır. Yeni üretilen bir prototipte basınç borusu üstünde bulunan konfor kanalı geometrisi iki adetten teke düşürülerek kesit alanı toplam ile aynı olacak şekilde korunurken, taban valf grubunda bulunan parmak yay üç bacaklı yerine beş bacaklı olacak şekilde revize edilmiştir.

4.4.1. Araç üstü subjektif değerlendirme

İki farklı çözümün uygulandığı prototipler araç üzerinde değerlendirilmiş ve sonuçlar olumlu olarak raporlanmıştır. İlk çözümün tek başına uygulandığı durumda artan hidrolik sesleri konfor uygulamasıyla birlikte çözülmüştür. Aynı şekilde hidrolik sesleri açısından olumlu etkileri bulunmasına karşın ilk olarak tespit edilen gürültü için olumlu sonuçlara ulaşamayan konfor uygulaması parmak yay çözümüyle birlikte uygulandığında gürültünün giderilmesine önemli katkılar sağlamıştır.

4.4.2. Gürültü testi

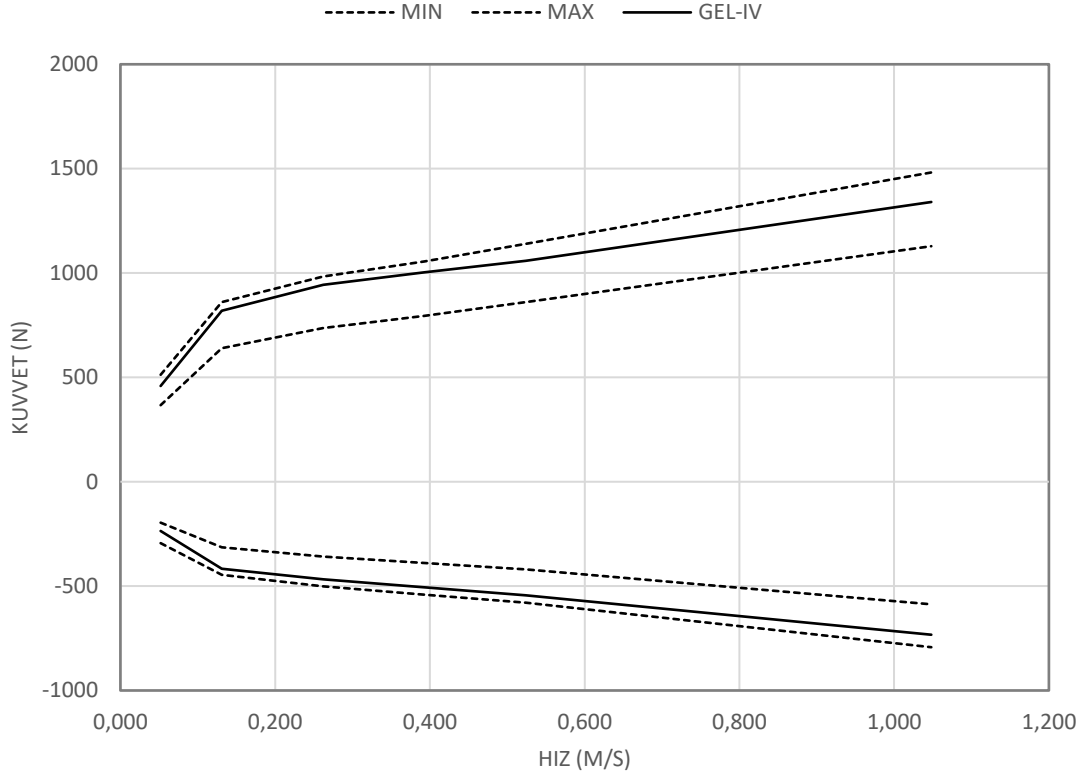
Gürültü testi sonuçları incelendiğinde beklenildiği gibi olumlu etkilerin olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.14'teki grafikten de görülebileceği gibi iyileşme seviyesinde önemli bir artış olmuş ve özellikle 350 – 500 Hz arasındaki bölgede iki eğride kesişme olmamıştır. Bu sonuç iki çözüm önerisini birlikte uygulamanın gürültü seviyesinde istenilen iyileştirmeyi sağlayabileceği görüşünü ortaya çıkarmıştır.



Şekil 4.14. Geliştirme yapılmış ve yapılmamış amortisör gürültü performansları karşılaştırılması

4.4.3. Sönümleme testi

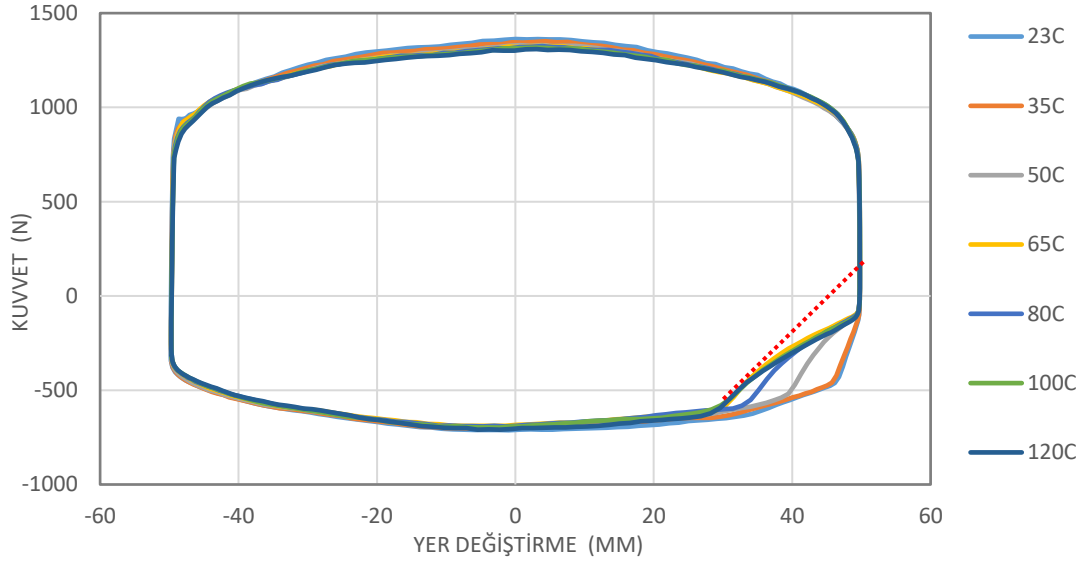
İki farklı çözüm önerisini içeren amortisör prototipi sönümleme kuvveti ölçüm değerleri Şekil 4.15'teki grafik üzerinden incelenmiştir. Kuvvet değerlerinin istenilen aralıkta olduğunun tespit edilmesi ile testlere devam edilmiştir.



Şekil 4.15. Sönümlenme kuvvetinin tolerans aralığında gösterimi

4.4.4. Hidrolik gecikme testi

Maksimum kuvvet değerlerinin kontrolü sonrasında hidrolik gecikme testi sonuçları incelenmiş olup test sonuçları olumlu olarak değerlendirilmiştir. Şekil 4.16'daki grafiğin sağ alt köşesinde bulunan ve en içteki eğriye teğet olan doğrunun yatay eksenini kestiği nokta ile grafik eğrilerinin kestiği nokta arasında 10 mm'den daha az mesafe olduğundan kabul kriterleri yerine getirilmiş olmaktadır. Bu sonuç parmak yay değişikliğinin olumsuz çıkan test sonucuna göre bir iyileşme olduğunu göstermekle birlikte konfor uygulamasının tek başına uygulandığı duruma göre iyileşmenin tersi yönünde bir etki olduğunu göstermektedir. Bu değerlendirmeden hareketle iki farklı çözümün birbirini dengelediği sonucuna ulaşılabilir.



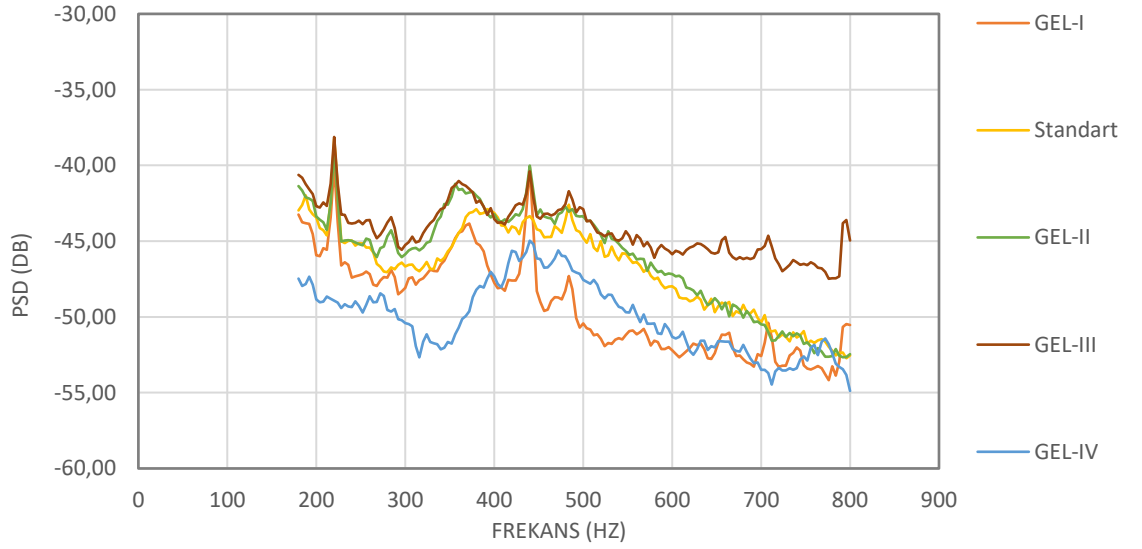
Şekil 4.16. Hidrolik gecikme testi değerlendirme grafiği

4.5. Gürültü testi ve subjektif değerlendirme testi sonuçlarının karşılaştırılması

Piston valfi ve taban valfi parçaları başta olmak üzere toplam 9 adet çözüm önerisi denenmiştir. Sonucusu iki çözümün birlikte uygulanması olan toplamda dört adet çözüm önerisi üzerinde durulmuştur. Bu çözüm önerilerinin her biri prototip seviyesinde üretilmiş olup hem test bankolarında hem de araç üstünde test edilmiştir. Çözüm önerileriyle ilgili nihai kararın verileceği test araç üstü subjektif değerlendirme testleri olmasına karşın gürültü performansları test bankosunda tespit edilmeye çalışılmış ve bulunan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Test bankosunda gürültü testlerinin gerçekleştirilmesinin önemi zaman ve maliyet kazancını hedeflenmekte yatmaktadır. Genel olarak bir gürültü probleminin çözümü için yapılan geliştirmelerin araç üstü testleri kalabalık bir ekibi meşgul etmekte ve uzun süreler gerektirmektedir. Aynı zamanda araçların yıpranması ve zaman zaman zarar görme risklerinin de olması sebebiyle bu araç üstü testler öncesinde bazı kontrollerin yapılması zaman ve maliyet verimliliği açısından önem taşımaktadır.

Bu tez çalışmasında ortaya atılan çözüm önerileri için yapılan gürültü testlerinin karşılaştırmalı grafiği Şekil 4.17’de verilmiştir. Grafik incelendiğinde araç üstü değerlendirmelerde uygulanmasına karar verilen 4 no’lu çözümün değerlendirme yapılan 350 – 500 Hz aralığındaki bazı bölümlerde 1 no’lu çözümden daha kötü gürültü performansına sahip olduğu söylenebilir. Bu karşılaştırmalı değerlendirme göstermektedir ki bu tip bir gürültü probleminin tespitinde ya da seviyesinin belirlenmesinde bu gürültü testini uygulamak kendi başına yeterli gelmemektedir ve sonuçlar uzman test mühendislerinin kararlarıyla paralellik göstermeyebilmektedir.



Şekil 4.17. Gürültü testlerinin karşılaştırmalı grafiği

5. SONUÇ

Süspansiyon sistemlerinin taşıtların ortaya çıkmasıyla kullanılmaya başlaması ve her geçen gün beklentilerin artması süspansiyon sistemleri üzerinde geliştirme çalışmalarının çoğalmasına yol açmıştır. Aynı zamanda beklentileri karşılamak için süspansiyon sistemleri içindeki çeşitlilikler artmıştır. Buna bağlı olarak bu sistemlerin alt parçalarında zaman içinde önemli değişiklikler olmuştur.

Amortisörlerin süspansiyon sistemleri için en önemli görevi olan sönümlleme etkisi yıllar içinde farklı karakteristikler elde edilebilecek şekilde evrimleşmiş ve sönümlleme dışındaki ek beklentileri de karşılar hale gelmiştir. Tekerlekler ve araç gövdesi arasında bağlantıyı kurması, korozyon dayanımının yüksek olması, çalışırken gürültü oluşturmaması vb. gibi yan gereklilikler örnekler arasında verilebilir.

Konvansiyonel süspansiyon sistemlerinde kullanılan pasif amortisörlerin kapalı bir sistem olarak dışarıdan bir müdahale olmaksızın çalışmaları ve bakım gerekliliklerinin olmaması avantajlı bir durum olmaktadır. Bu sebeple tasarım aşamasında belirlenen detaylar prototip üretimi sırasında ürüne dahil edilmeli ve etkileri izlenmelidir. Ürün çalışırken ya da arada ürün tasarımında değişiklik yapmanın mümkün olmaması aynı zamanda bir dezavantaj da olabilmektedir.

Günümüzde araç çeşitliliğinin ve satışların giderek artması ile müşterilerin araçlardan beklentilerinin de değiştiği görülmektedir. Yüksek sürüş güvenliği ve konfor bu beklentilerin süspansiyon ve amortisörle ilgili olanların başında gelmektedir. Özellikle konfor beklentileri birçok müşteri için ortak beklenti olmakla birlikte araç satışlarını ve satış sonrası memnuniyeti önemli ölçüde etkilemektedir.

Düşük gürültü seviyesi araçlardan beklenen konfor gereklilikleri içinde yüksek öneme sahip diğer bir ölçüt ve son yıllarda bu konuda yapılan çalışmalar da artmaktadır. Amortisör kaynaklı gürültü problemleri amortisörün karmaşık yapısından dolayı farklı alt parçalardan kaynaklanabilmektedir.

Bir hafif ticari araç amortisörünün gürültü şikayeti sebebiyle yapılan incelemesinde bu tez çalışmasında olduğu gibi ürün ile ilgili bir arıza olmamasına rağmen duyulabilen bir gürültü müşteri memnuniyetsizliği yaratan bir durum olabilmektedir. Gürültü tespiti sonrasında amortisör tasarımı incelenerek çeşitli potansiyel çözüm önerileri uygulanmış, test edilmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

Uygulanan birinci çözüm önerisinde taban valfinde açılma-kapanma valfi olarak görev yapan elemanların arasında olan parmak yay parçası daha sert yaylılık davranışı gösteren farklı bir parmak yay ile değiştirilmiş ve etkileri incelenmiştir. Araç üstü subjektif değerlendirmelerde gürültüyü kesmesine karşın farklı hidrolik gürültülerini ortaya çıkarması bu uygulamadan uzaklaşılmasına sebep olmuştur.

Parmak yay ile aynı etkiyi daha güçlü yaratacak bir parça olan ve valf grubunda parmak yayın altında bulunan geçiş pulu yaylılık seviyesi daha yüksek olanıyla değiştirilmiştir. Bu değişiklik sonrasında yapılan testlerde gürültü performansında iyileşme olmadığı ve hidrolik gecikmesi testinin sonuçlarının uygunsuz olduğu tespit edilmiştir.

Parmak yay değişikliğinde araç üstünden farklı bir hidrolik gürültüsünün gelmesi sebebiyle amortisör tasarımında yer alan konfor uygulaması ele alınmış iki adet dar kesit yerine tek geniş bir kesit kullanılmıştır. Bu değişikliğin testlerle değerlendirilmesi sonrasında uygunsuzluk tespit edilmemesine ve araç üstü değerlendirmelerde hidrolik gürültülerini önlemesine karşın ilk gürültüyü önlemediği tespit edilmiştir.

Üç farklı çözüm önerisinin uygulanması ve test sonuçlarının değerlendirilmesi sonrasında açıkça görülmektedir ki bu üç çözüm tek tek uygulandığında yetersiz kalmakta ya da farklı olumsuzluklar doğurmaktadır. Bu noktadan sonra ilk gürültü problemini çözen parmak yay değişikliği ile hidrolik gürültülere çözüm olan farklı konfor uygulanmasıyla devam edilmiş ve prototipler üzerinde testler yapılmıştır. Yapılan araç üstü subjektif değerlendirme test sonuçları olumlu ve yeterli olarak raporlanmıştır. Banko testleri sonucunda farklı bir olumsuz etki görülmediğinden bu çözüm önerisiyle devam edilmiştir.

Literatür tarandığında amortisör kaynaklı gürültü problemlerinin tamamı için yeterli seviyede test metodu olmadığı görülmüş ve bu çalışma ile aynı zamanda bir test metodu sınanmıştır. İnsan hissiyatının ön planda olduğu subjektif gürültü değerlendirme kriterleri ile laboratuvar ortamındaki testlerin yapılan çalışmada bire bir eşleşmediği gözlenmiştir. Ancak laboratuvar testleriyle elde edilen sonuçların amortisörün hangi elemanında nasıl bir gürültü ve performans etkisi yaratabileceğinin tanımlanabilmesi için faydalı olduğu görülmüştür. Subjektif değerlendirme sonuçları araç üzerinde ve doğrudan yol üzerinde yapılan çalışmalara dayalı olarak elde edilen sonuçları vermektedir. Laboratuvar testlerinde ise ilgili amortisör test cihazına bağlanarak yol verisine tabi tutulmaktadır. Dolayısıyla araç gövde ve bileşenlerine dair bir eleman cihaz üzerinde bulunmamaktadır. Test cihazının bu yönde özellikler sağlayacak şekilde geliştirilmesiyle gürültü probleminin çözümü için daha verimli ve hızlı sonuçlar alınabileceği öngörülmüştür.

Çalışmada amortisörün bazı alt parçalarının “lıkırtı” gürültüsünün oluşumuna etkileri incelenmiş ve bu gürültünün giderilmesine yönelik olarak uygulamaya geçilmiştir. Bu çalışma ile ulusal literatürde geniş bilgi bulunmayan amortisörlerdeki gürültü probleminin incelenmesine yönelik subjektif değerlendirme ve deney çalışma ağırlıklı bir çalışma yapılmış olup sonraki çalışmalar için de kaynak sağlanmış olmaktadır.

Ayrıca valf sisteminin matematiksel denklemlerinden de görüldüğü üzere sistem boyutları ve yapısal özellikleri sistem dinamik davranışını etkilemektedir. Sistemin detaylı bir matematiksel modeli elde edilerek gürültü davranışının incelenmesi de hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2016.** Subjective Rating Scale for Vehicle Ride and Handling. SAE, J1441_201609, USA.
- Andrzejewski, R., Awrejcewicz, J., 2005.** Nonlinear dynamics of a wheeled vehicle. Springer Science+Business Media, Inc., USA, 328 pp.
- Benaziz, M., Nacivet, S., Deak, J. and Thouverez, F., 2013.** Double Tube Shock Absorber Model for Noise and Vibration Analysis. SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(2):2013.
- Bogema D., Goodes P., Apelian C., Csakan M., 2009.** Noise Path Analysis Process Evaluation of Automotive Shock Absorber Transient Noise, *SAE International*, 2009-01-2091.
- Colombo, D., Gobbi, M., Mastinu, G., Pennati, M., 2009.** Analysis of an unusual mcpherson suspension failure, *Engineering Failure Analysis*, 16 (2009): 1000–1010.
- Çetin, H., 2019.** Bir ağır vasıta için kullanılan amortisör valf parametrelerinin sönümlenme kuvvetine olan etkilerinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Çetin, H., Kurtuluş, O., Ulu, E., 2016.** Binek bir araç için geliştirilmiş arka aks amortisörünün sönümlenme kuvvet performansının deneysel olarak incelenmesi. 1. Uluslararası Akdeniz Bilim ve Mühendislik Kongresi, 26-28 Ekim 2016, Çukurova Üniversitesi, Adana.
- Dixon, J.C., 2007.** The shock absorber handbook (Second edition). John Wiley & Sons Ltd, England, 427 pp.
- Emekli, M., E., 2008.** Hafif ticari bir araç için yarı aktif süspansiyon sistemi tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, İÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Eskandari A., Mirzadeh, O., Azadi S., 2006.** Optimization of a Mcpherson suspension system using the design of experiments method. SAE Automotive Dynamics, Stability and Controls Conference and Exhibition Novi, 14-16 Şubat 2006, Michigan.
- Güney, S., Tüfekçi, M., 2016.** Hafif ticari araç amortisörünün çalışma koşulları altındaki yapısal analizi, testleri ve sonuçların korelasyonu. 1. Uluslararası Akdeniz Bilim ve Mühendislik Kongresi, 26-28 Ekim 2016, Çukurova Üniversitesi, Adana.
- Gündoğ, M., 2016.** Binek araçlarda kullanılan çift borulu amortisörlerin teknik açıdan incelenmesi, matematik modelin oluşturulması ve uygulanması. *Yüksek Lisans Tezi*, NKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Tekirdağ.
- Gündüz, S., 2010.** Taşıtlarda aktif süspansiyon sistemi kontrolü. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Habibi, H., Shirazi, K., H., Shishesaz, M., 2008.** Roll steer minimization of mcpherson-strut suspension system using genetic algorithm method. *Mechanism and Machine Theory*, 43 (2008): 57-67.
- Heißing, B., 2011.** Chassis components: chassis handbook, Editörler: Schmitt, E., Lange, E., Vieweg+Teubner Verlag, Germany, pp: 149-381.
- Hou, Y., Li, L., He, P., Zhang, Y., Chen, L., 2011.** Shock Absorber Modeling and Simulation Based on Modelica. 8th Modelica Conference, 20-22 March 2011, Dresden, Germany.
- Huang H. B., Huang X. R., Wu J. H., Yang M. L., Ding W. P., 2015.** Sound quality evaluation of vehicle suspension shock absorber rattling noise based on the Wigner–Ville distribution, *Applied Acoustics*, 100 (2015) 18–25.

- Huang H. B., Huang X. R., Wu J. H., Yang M. L., Ding W. P., 2019.** Novel method for identifying and diagnosing electric vehicle shock absorber squeak noise based on a DNN. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 124 (2019) 439–458.
- Kim, B., S., Bae, I., K., Chang, S., Ryu, J., S., Cho, K., 2012.** Optimal rear suspension design for the improvement of ride comfort and suspension noise. *SAE International*, 2012-01-0975.
- Lee, C., Moon, B. 2006.** Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modelling. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20 (2006):373–388.
- Özğüven, H., N., 2008.** Gürültü Kontrolü (Genişletilmiş İkinci Baskı). Türk Akustik Derneği, Ankara, 271 pp.
- Putgül, Y., Altıparmak, D., 2015.** Taşıt süspansiyon sistemi çeşitleri ve ön düzen geometrisine etkileri. *Politeknik Dergisi*, 19 (2):195-202.
- Zhang, Z., Yu, J., 2008.** Design process of a double wish-bone suspension. SAE International Powertrains. *Fuels and Lubricants Congress*, 23-25 Haziran 2008, Shanghai.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Serdar Güney
Doğum Yeri ve Tarihi : Aksaray – 13/02/1986
Yabancı Dil : İngilizce (Akıcı)

Eğitim Durumu

Lise : Nilüfer Milli Piyango Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği ABD, Makine Teorisi ve Dinamiği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Maysan Mando (2016 – Halen)
B Plas A.Ş. (2014 – 2016)
Karsan Otomotiv A.Ş. (2012 – 2013)

İletişim (e-posta) : serdar.guney@icloud.com

Yayımları

:

Güney, S., Topçu, E., E., Öztürk, A., 2018. Hafif Ticari Araç Amortisörünün Çalışma Koşulları Altındaki Yorulma Analizi, Testleri ve Sonuçların Karşılaştırılması. 3. Uluslararası Enerji ve Mühendislik Kongresi, 18-19 Ekim 2019, Gaziantep Üniversitesi, Gaziantep.

Güney, S., 2018. Hafif Ticari Araç Ön Amortisörünün Gövde Kapağı Tasarımında Katmanlı Üretim Metodunun Kullanılması. 3. Uluslararası Enerji ve Mühendislik Kongresi, 18-19 Ekim 2019, Gaziantep Üniversitesi, Gaziantep.

Güney, S., Tüfekçi, M., 2016. Hafif Ticari Araç Amortisörünün Çalışma Koşulları Altındaki Yapısal Analizi, Testleri ve Sonuçların Korelasyonu. 1. Uluslararası Akdeniz Bilim ve Mühendislik Kongresi, 26-28 Ekim 2016, Çukurova Üniversitesi, Adana.