

**ÇİFT BORULU PASİF BİR TELESKOBİK  
AMORTİSÖRDE SİLİNDİR KONFOR KANALLARININ  
AMORTİSÖR KARAKTERİSTİĞİNE  
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Harun ANAÇ**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇİFT BORULU PASİF BİR TELESKOBİK AMORTİSÖRDE  
SİLİNDİR KONFOR KANALLARININ AMORTİSÖR KARAKTERİSTİĞİNE  
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Harun ANAÇ**  
Orcid No: 0000-0002-9241-5662

Dr. Öğr. Üyesi Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK  
Orcid No: 0000-0003-3292-8324

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS  
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2021  
**Her Hakkı Saklıdır**

**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.**

**10/03/2021**

**Harun ANAÇ**

*Aileme*

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### ÇİFT BORULU PASİF BİR TELESKOBİK AMORTİSÖRDE SİLİNDİR KONFOR KANALLARININ AMORTİSÖR KARAKTERİSTİĞİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

**Harun ANAÇ**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Dr. Öğr. Üyesi Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK

Taşıt süspansiyon sistemi araç tekerleklerine bağlantılı olup aracın yola tutunmasını, daha güvenli bir şekilde yol almasını, yoldan araca ve sürücüye gelecek etkileri en aza indirgeyerek sürüş konforunu sağlayan en önemli sistemlerden biridir. Süspansiyon sisteminin en önemli elemanlarından biri de amortisördür. Amortisörler titreşim sönmüleyici eleman olarak günümüzde pek çok farklı sektörde yaygın olarak kullanılır. Otomotiv, havacılık, inşaat, mobilya bu sektörlerden bazılarıdır. Amortisörden beklentiler, yol ve kullanım koşullarına göre değişir. Yol zemininin düzgünlüğü, viraj dönme, hızlanma, frenleme, maksimum yük taşıma kapasitesi gibi parametreler önemli etkenlerdir. Yüksek veya düşük sönmüleme kuvveti amortisörün karakteristiği ile ilgilidir ve bahsedilen etkenler bu karakteristiği etkileyen en önemli faktörlerdir.

Valf gruplarının etkisine ek olarak, pistonun hareketi ile konumundaki değişiklik sonucu amortisör sertleşmesi veya yumuşaması geliştirilen konfor kanallı silindirler kullanılarak sağlanabilmektedir. Çalışmada bahsedilen konfor kanallı amortisörlerde, piston valf grubunun konumuna bağlı olarak sert, yumuşak ve geçiş modu olmak üzere üç çeşit kuvvet bölgesi bulunmaktadır.

Bu çalışmada ilk olarak düz silindireli standart, teleskopik amortisör test edilmiş, kuvvet değerleri, kuvvet-yol ve kuvvet-hız gibi amortisör karakteristiğini gösteren grafikler ortaya konulmuştur. Sonrasında aynı amortisörün valf grupları sabit kalmak şartı ile konfor kanalları sayısı, derinliği ve genişliği dolayısı ile toplam konfor kanalı kesit alanı değişen yedi farklı silindir kullanılarak yedi farklı amortisör sönmüleme kuvvet testleri yapılmıştır. Kuvvet değerleri, kuvvet-yol, kuvvet-hız grafikleri ile konfor kanallı amortisörlerin düz silindire sahip amortisör ile farkları ortaya konulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Süspansiyon, amortisör, sönmüleme kuvveti, konfor kanalı, silindir.

2021, ix + 73 sayfa.

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

### **EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF CYLINDER COMFORT GROOVES ON SHOCK ABSORBER CHARACTERISTIC IN A PASSIVE TELESCOPIC SHOCK ABSORBER WITH THIN TUBE**

**Harun ANAÇ**

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

**Supervisor:** Asst. Prof. Dr. Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK

Vehicle suspension system is connected to the wheels and one of the most important systems that provide vehicle to cling on the road, to proceed on the road with more safety and to provide driver driving comfort and pleasure by decreasing the effects from road to the vehicle. One of the most important element of suspension system is shock absorber. Shock absorbers are commonly used as vibration absorber elements in automotive, aviation, civil work, furniture sectors. Expectations from shock absorbers can be changed according to the way and working conditions. The parameters such as smoothness of the way, cornering, acceleration, maximum load carrying capacity are important parameters. High or low damping force is related to the characteristic of shock absorber, and mentioned parameters above effect the characteristic.

In addition to the effect of valve groups, based on piston movement and changing of its position, shock absorber hardness or softness can be performed by using cylinder with comfort channels. In the referred shock absorbers with comfort channels, based on piston valve group position there are 3 different force zones which are hard, soft and transient.

In this study the first shock absorber with straight cylinder was tested and graphics showing the shock absorber characteristics such as force values, force-path and force-speed were presented. Afterwards on the condition that the valve groups of the same shock absorber remain constant, the damping force tests of the seven different shock absorbers were carried out by using seven different cylinders whose total comfort channel cross-sectional area was changed due to the number, depth, and width of the comfort channels. With the help of force values, force-travel, force-velocity graphs, the differences between the shock absorbers with comfort channels and shock absorber with flat cylinder are revealed.

**Keywords:** Suspension, shock absorber, damping force, comfort groove, cylinder.

**2021, ix + 73 pages**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu çalışmada amortisör iç borusu olarak adlandırılan silindir üzerindeki konfor kanallarının amortisör karakteristiği üzerindeki etkisi incelenmiştir. Geleneksel konfor kanalsız düz silindirli amortisör ile farkları deneysel olarak ortaya konulmuştur.

Bu çalışmada bana desteğini veren beni yönlendiren değerli danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmamda test makinası, teçhizat, teknisyen, laboratuvar ve prototip imkanlarını sunan Maysan Mando A.Ş.'ye, teşekkürü bir borç bilirim.

Anneme, babama, kardeşime ve desteğini esirgemeyen sevgili eşime teşekkürlerimi sunarım.

Bu yüksek lisans tezini aileme ithaf ederim.

Harun ANAÇ  
10.03.2021

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL TEMELLER.....	3
2.1. Kaynak Araştırması.....	3
2.2. Kuramsal Temeller.....	5
2.2.1. Araç Süspansiyon Sistemleri.....	5
2.2.2. Sabit (Bağımlı) Süspansiyon.....	6
2.2.3. Serbest (Bağımsız) Süspansiyon.....	7
2.2.4. Amortisör ve Çalışma Prensibi.....	8
2.2.5. Amortisör Çeşitleri.....	11
2.2.6. Teleskopik Amortisörler.....	12
2.2.7. Strat Tip Amortisörler.....	14
2.2.8. Teleskopik Amortisör ve Tasarım Parametreleri.....	15
2.2.9. Tek Borulu (Monotube) Amortisör.....	18
2.2.10. Çift Borulu (Twintube) Amortisör.....	20
2.2.11. Çift Borulu Teleskopik Amortisör Parçaları.....	23
2.2.12. Çift Borulu Teleskopik Amortisör Araç Bağlantı Parçaları.....	24
2.2.13. Amortisör Keçesi.....	24
2.2.14. Kılavuz.....	26
2.2.15. Piston Kolu.....	27
2.2.16. Toz Borusu ve Toz Borusu Kapağı.....	27
2.2.17. Gövde Borusu ve Silindir.....	28
2.2.18. Alt Kapak.....	29
2.2.19. Piston ve Taban Valf Grupları.....	30
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	37
3.1. Amortisörlerde Kullanılan Valf Grupları.....	37
3.2. Konfor Kanallı Amortisör Matematik Modeli.....	38
3.2.1. Kapanma (Sıkıştırma-Compression) Durumunda Yağ Akışları.....	42
3.2.2. Açılma (Zıplama-Rebound) Durumunda Yağ Akışları.....	43
3.2.3. Kapanma (Sıkıştırma) ve Açılma (Zıplama) Haznelerindeki Akış Eşitlikleri.....	45
3.2.4. Rezervuar Haznesindeki Akış Analizi.....	46
3.2.5. Amortisör Sönümlleme Kuvveti.....	46
3.3. Deneysel Çalışmalar.....	47
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	50
4.1. Konfor Kanalsız Çift Borulu Amortisör.....	52
4.2. Konfor Kanallı Çift Borulu Amortisör.....	54
4.3. Konfor Kanalının Etkisi.....	64
5. SONUÇ.....	69
KAYNAKLAR.....	71
ÖZGEÇMİŞ.....	73



## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
$Q$	Debi
$Q_r$	Sıkıştırma durumunda (amortisör kapanırken), kapanma haznesinden, açılma haznesine piston valf grubundan geçen yağ debisi
$Q_{ri}$	Piston valfi ayar pulundan (bleed valve / disc-S) geçen yağ debisi
$Q_{ro}$	Piston valfi geçiş pulundan (intake valve) geçen yağ debisi
$Q_{rd}$	Konfor kanalından geçen yağ debisi
$Q_c$	Sıkıştırma durumunda (amortisör kapanırken), kapanma haznesinden rezervuar haznesine taban valf grubundan geçen yağ debisi
$Q_{ci}$	Taban valf grubu ayar pulundan (bleed valve / disc-S) geçen yağ debisi
$Q_{cf}$	Taban valfi pulundan (blow off valve / disc) geçen yağ debisi
$Q_r^*$	Zıplama durumunda (amortisör açılırken), açılma haznesinden, kapanma haznesine piston valf grubundan geçen yağ debisi
$Q_{rf}$	Piston valfi pulundan (blow off valve / disc) geçen yağ debisi
$Q_c^*$	Zıplama durumunda (amortisör açılırken), rezervuar haznesinden kapanma haznesine taban valf grubundan geçen yağ akışıdır.
$Q_{co}$	Taban valfi geçiş pulundan (suction valve) geçen yağ debisi
$C_d$	Tahliye katsayısı
$A_{ds}$	Konfor kanalı alanı
$w$	Konfor kanalı genişliği
$h$	Konfor kanalı genişliği
$z_1$	Sabit kesitli konfor kanalı boyu
$z_2$	Değişken kesitli konfor kanalı boyu
$x$	Pistonun konfor kanalı merkezinden itibaren konumu
$A_{pb}$	Piston valfindeki ayar pulu (bleed valve / disc-S) sınırlayıcı açıklık (ayar pulu üzerindeki çentikler) toplam alanı
$A_{d1} \& A_{d2}$	Piston valf kısıtlayıcı açıklık (delik) alanları
$P_{d1} \& P_{d2}$	Piston valf kısıtlayıcı açıklık (delik) basınçları
$Q_{im}$	Geçiş pulu (intake valve) max.akış debisi
$P_{im}$	Geçiş pulu (intake valve) basıncı ( $Q_{im}$ max akış miktarı durumunda)
$P_{icr}$	Geçiş pulu (intake valve) kırılma basıncı
$A_{bb}$	Taban valfindeki ayar pulu (bleed valve / disc-S) sınırlayıcı açıklık (ayar pulu üzerindeki çentikler) alanı
$A_{a3}$	Taban valf kısıtlayıcı açıklık alanı
$P_a$	Rezervuar haznesi basıncı
$P_{a3}$	Taban valf kısıtlayıcı açıklık basıncı
$P_{bm}$	Taban valfinde max. akış miktarında puldaki (blow off valve / disc) Basınç
$P_{bcr}$	Taban valfi pulu (blow off valve / disc) kırılma basıncı
$Q_{bm}$	Taban valfi pulundan geçen (blow off valve / disc) max.akış debisi
$P_{d1}$	Piston valfi kısıtlayıcı açıklık basıncı
$Q_{pm}$	Piston valfi pulundan geçen (blow off valve / disc) max.akış debisi

$P_{pm}$	Piston valfinde max. akış miktarında puldaki (blow off valve / disc) basınç,
$P_{pcr}$	Piston valfi pulu (blow off valve / disc) kırılma basıncı
$A_{d4}$	Taban valf kısıtlayıcı açıklık alanı
$P_{d4}$	Taban valf kısıtlayıcı açıklık basıncı
$Q_{sm}$	Taban valfi geçiş pulu (suction valve) max.akış miktarı
$P_{sm}$	Taban valfi geçiş pulu (suction valve) basıncı ( $Q_{sm}$ max durumda)
$P_{scr}$	Taban valfi geçiş pulu (suction valve) kırılma basıncı
$K$	Çalışma yağının elastisite modülü
$V_c$	Kapanma haznesinin hacmi
$P_c$	Kapanma haznesinin basıncı
$A_p$	Piston alanı (kapanma bölgesinde kalan)
$\dot{x}$	Piston hızı
$V_r$	Açılma haznesinin hacmi
$P_r$	Açılma haznesinin basıncı
$A_{rod}$	Piston kolu alanı (açılma bölgesinde kalan)
$P_a$	Rezervuar haznesi gaz basıncı
$V_a$	Rezervuar haznesi gaz hacmi
$m_a$	Rezervuar haznesi gaz kütlesi
$R$	Gaz sabiti
$T$	Rezervuar haznesi gaz sıcaklığı
$V_{a0}$	Rezervuar haznesindeki ilk gaz hacmi
$\omega_n$	Doğal frekans

#### **Kısaltmalar Açıklama**

DSSA	Displacement-sensitive shock absorber
S/ABS	Shock absorber
TVG	Taban valf gövdesi
PVG	Piston valf gövdesi
DF	Damping force
D	Çap
d	Yarıçap

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1. Araç süspansiyon sistemi.....	5
Şekil 2.2. Sabit (bağımlı) süspansiyon sistemi.....	7
Şekil 2.3. Serbest (Bağımsız) süspansiyon sistemi.....	8
Şekil 2.4. Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz araçlar arasındaki fark.....	9
Şekil 2.5. Çeyrek taşıt modeli.....	9
Şekil 2.6. Amortisör çalışma prensibi.....	11
Şekil 2.7. Strat ve teleskopik tip amortisör çeşitleri.....	12
Şekil 2.8. Binek araç teleskopik tip arka amortisör.....	12
Şekil 2.9. Ağır ticari araç teleskopik tip amortisör.....	13
Şekil 2.10. Körüklü ve yaylı (mekanik) kabin amortisörü.....	13
Şekil 2.11. MacPherson strat tip bağlantı braketli amortisör örneği.....	14
Şekil 2.12. Strat tip gövde borusu formlanmış amortisör örneği.....	15
Şekil 2.13. Teleskopik amortisör tasarımı için kullanılan parametreler.....	17
Şekil 2.14. Tuning kit (ayarlı amortisör) örneği.....	18
Şekil 2.15. Tek borulu (monotube) amortisör örneği.....	19
Şekil 2.16. Tek borulu amortisör açılma ve kapanma durumu.....	20
Şekil 2.17. Çift borulu (twintube) amortisör örneği.....	21
Şekil 2.18. Çift borulu amortisör açılma ve kapanma durumu.....	23
Şekil 2.19. Çeşitli teleskopik amortisör araç bağlantı örnekleri.....	24
Şekil 2.20. Keçe örneği.....	26
Şekil 2.21. Kılavuz örnekleri.....	27
Şekil 2.22. Piston kolu, metal ve plastik toz borusu.....	28
Şekil 2.23. Toz borusu kapağı örnekleri.....	28
Şekil 2.24. Silindir çeşitleri ve gövde borusu örneği.....	29
Şekil 2.25. Piston valf grubu örneği ve parçaları.....	30
Şekil 2.26. PVG üst ve kesit görünüşü ve zıplama/sıkıştırma anında yağ geçişi.....	33
Şekil 2.27. Taban valf grubu örneği ve parçaları.....	34
Şekil 2.28. TVG üst ve kesit görünüşü ve zıplama/sıkıştırma anında yağ geçişi.....	35
Şekil 3.1. Amortisör piston valf grubu.....	37
Şekil 3.2. Amortisör taban valf grubu.....	38
Şekil 3.3. Akış sırasında pulların bükülmüş şekilde kesit görüntüsü.....	39
Şekil 3.4. Konfor kanallı amortisör piston geçiş bölgeleri (Kuvvet-Yol).....	40
Şekil 3.5. Konfor kanalının hız-kuvvet eğrisine etkisi.....	40
Şekil 3.6. Konfor kanallı silindirde kapanma (sıkıştırma) ve açılma (zıplama) durumundaki yağ geçişleri.....	41
Şekil 3.7. Konfor kanallı silindirde kapanma (sıkıştırma) durumunda akış şematik gösterimi.....	42
Şekil 3.8. Konfor kanallı silindirde açılma (zıplama) durumunda akış şematik gösterimi.....	44
Şekil 3.9. Piston serbest cisim diyagramı.....	47
Şekil 3.10. Konfor kanalı formunu veren küresel tekerlek parçalar.....	48
Şekil 3.11. 25 kN kapasiteli servo hidrolik test makinası.....	49
Şekil 4.1. Konfor kanalsız pasif 1 nolu test amortisörü kuvvet-yol grafiği.....	53
Şekil 4.2. Konfor kanalsız pasif 1 nolu test amortisörü kuvvet-hız grafiği.....	54
Şekil 4.3. 2 nolu test amortisörü konforlu-düz tüm bölgede kuvvet-yol grafiği.....	54
Şekil 4.4. 2 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği.....	56

Şekil 4.5. 2 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği.....	56
Şekil 4.6. 3 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği .....	58
Şekil 4.7. 3 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği.....	58
Şekil 4.8. 4 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği .....	59
Şekil 4.9. 4 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği.....	59
Şekil 4.10. 5 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği .....	60
Şekil 4.11. 5 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği.....	60
Şekil 4.12. 6 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği .....	61
Şekil 4.13. 6 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği.....	61
Şekil 4.14. 7 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği .....	62
Şekil 4.15. 7 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği.....	62
Şekil 4.16. 8 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği .....	63
Şekil 4.17. 8 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği.....	63
Şekil 4.18. Test edilen amortisörlerin kuvvet-hız (F- $v$ ) grafiğinde karşılaştırılması ....	66
Şekil 4.19. 0.052 m/s ve 0.26 m/s aralığındaki konfor kanalı etkisi detaylı grafiği .....	67
Şekil 4.20. Konfor kesit alanı ve hıza bağlı sönümlenme kuvveti değişim grafiği.....	68

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 4.1. Test edilen çift borulu teleskopik amortisör konfor kanalı özellikleri.....	51
Çizelge 4.2. Konfor kanalsız 1 nolu test amortisörü sönümlene kuvvetleri .....	52
Çizelge 4.3. 2 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlene kuvvetleri.....	56
Çizelge 4.4. 3 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlene kuvvetleri.....	58
Çizelge 4.5. 4 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlene kuvvetleri.....	59
Çizelge 4.6. 5 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlene kuvvetleri.....	60
Çizelge 4.7. 6 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlene kuvvetleri.....	61
Çizelge 4.8. 7 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlene kuvvetleri.....	62
Çizelge 4.9. 8 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlene kuvvetleri.....	63
Çizelge 4.10. Test edilen amortisörlerin sönümlene kuvvetlerinin karşılaştırılması .....	64
Çizelge 4.11. Test edilen amortisörlerin sönümlene kuvvetlerinin oransal karşılaştırılması .....	65

## 1. GİRİŞ

Süspansiyon, taşıtı tekerleklerine bağlayan, arasındaki harekete izin veren bağlantı sistemidir. Süspansiyon sisteminin iki temel görevi bulunur. Birincisi yoldan gelen titreşimleri sönmölemek, şasiye ulaşmasını engellemek böylece araç mekanliğini koruyarak konfor sağlamak, diğeri ise lastik ile yol arasındaki teması devam ettirerek güvenliği sağlamaktır. İyi bir süspansiyon sistemi titreşim kaynaklı şasi gerilimlerini ve tekerlek salınımlarını minimumda tutarken, aracın sürüş emniyetini maksimum düzeyde sağlamalıdır (Gündoğ 2016).

Yaylar, amortisörler, denge çubukları ve bağlantı sistemi süspansiyon sisteminin temel elemanlarından bazılarıdır. En önemli iki elemanı süspansiyon yayları ve amortisörlerdir. Yaylar yoldan gelen darbeleri sönmömler ve şasiye iletilmesini engeller. Amortisörsüz bir araç devamlı olarak salınım halindedir. Amortisör bu salınımı kontrol eder, sönmömler ve konforlu ve güvenli bir yolculuk sağlar (Gündoğ 2016). Amortisör ve yaylar birlikte kullanılmak zorundadır. Sonuç olarak amortisörler, yoldan araca aktarılan hareket enerjisini ısı enerjisine çevirirler.

Süspansiyon sisteminin en önemli elemanlarından biri olan amortisörlerin çok sert veya çok yumuşak olması aracın ömrünü azaltacağı gibi, sürüş güvenliği ile ilgili sorunlara yol açabilir. Bu yüzden taşıtlardaki amortisör seçimi araç dinamiğine uygun olmalıdır.

Amortisörler, makinelerde çalışma sırasında meydana gelen sarsıntı ve titreşimlerin şiddetini ve etkisini azaltmak için kullanılır, hız ile orantılı bir direnç gösterirler. Her türlü darbeli çalışan makinelerde (tekstil makineleri, presler, iş makineleri, kaldırma makineleri, otomobiller) kullanılmalarına rağmen, en yaygın kullanım alanı otomotiv sektörüdür (Akdemir 2014).

Amortisörler genellikle hızın bir fonksiyonu olan sönmömleme kuvvetini ifade eden karakteristik diyagramları üreten, deneysel test doğrultusunda karakterize edilirler (Meissen 2009).

Süspansiyon sistemlerinde kullanılan en yaygın amortisör çeşitleri pasif amortisörlerdir. Pasif amortisörler tasarım ve imalat açısından diğeri amortisör çeşitlerine göre daha

avantajlıdır. En yaygın kullanılan pasif amortisörler tek borulu ve çift borulu amortisörlerdir. (Gündoğ 2016).

Pasif bir amortisör çalışma prensibi, mile bağlı bir pistonun yağ dolu bir silindirin içinde gidip gelmesi şeklindedir. Piston gidip gelerek yağın üst kısmından girip alt kısmından çıkmasını ya da tam tersini sağlarken pistonu taşıyan mil silindire girip çıkar, böylece yağ hacminin yerini değiştirir. Sıkıştırma sırasında taban valfi, yağı ana tüpün dışına doğru püskürtür. Tahliye sırasında ise piston valfi piston kolunun hareketine eşdeğer bir yağ hacmini çeker. Amortisörün içindeki yağ, fren görevi yapan ve amortisöre etkinliğini sağlayan en önemli elemandır. Viskozite indeksi  $-40^{\circ}\text{C}$  ile  $+120^{\circ}\text{C}$  derece arasında etkin olmasını mümkün kılar. Aynı zamanda amortisörün içindeki hareketli parçaların yağlanmasını sağlar (Akdemir 2014).

Bu çalışmada servo-hidrolik test makinasında, “loadcell” vasıtası ile sekiz adet pasif, çift borulu, teleskopik amortisör üzerinde sönümlenme kuvveti ölçümleri yapılmıştır. Test edilen amortisörlerden birincisinin özelliği standart düz silindirli teleskopik amortisör olmasıdır. Diğer yedi adet teleskopik test amortisörünün özelliği ise silindirleri üzerinde farklı sayıda konfor kanallarının bulunması, aynı zamanda konfor kanallarının farklı derinlik ve genişliklere sahip ve her silindir üzerindeki toplam kesit alanlarının farklı olmasıdır . Tüm amortisörlerin tipleri aynı olmak üzere, valf grupları, piston kolları, dış boruları, kılavuz ve keçe gibi parçaları aynıdır, farklı olan tek parça silindirleri diğer bir ifadeyle iç borularıdır. Bu şekilde üretilmiş amortisörlerin aynı hızlarda sönümlenme kuvvetleri ölçülerek silindirlerin üzerindeki farklı konfor kanallarının aynı hızlardaki sönümlenme kuvvetine etkisi incelenmiştir. Düz silindirli amortisör referans alınarak, konfor kanallarının amortisörlerin sönümlenme kuvvetlerine etkisi, yüzde değişimleri ve kuvvet-hız grafiğinde eğrilerin değişimleri tespit edilmiştir. Ayrıca her bir amortisörün yer değiştirme-hız ve kuvvet-hız grafikleri de incelenmiştir.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL TEMELLER

### 2.1. Kaynak Araştırması

Amortisörlerin genel kapsamda temel amaçları otomobillerde ve makinelerde titreşimi ısı enerjisine çevirerek sönümleyici elemanlar olarak kullanılmaları, bunu yaparken de otomobillerde sürücünün araç kontrolünü kolaylaştırmaları ve güvenliği sağlamalarıdır. Literatürde amortisör ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Aktif süspansiyon, pasif süspansiyon, güvenlik-konfor parametreleri, “Displacement-sensitive shock absorber (DSSA)” diğer bir deyimle konfor kanallı amortisör, valf sistemlerinin amortisör karakteristiğine etkisi, amortisör akışkanının amortisör sönümlemesine etkisi gibi konular yapılan çalışmalardan bazılarıdır. Konfor kanalları ile ilgili literatürde çok fazla çalışma yoktur, olanları incelediğimizde ise karşımıza konfor kanallı amortisörlerin matematik modellemesi ve bilgisayar üzerinde yapılan analizler karşımıza çıkmaktadır. Bu analizlerde özellikle kuvvet-yer değiştirme eğrisinin klasik şekli üzerinde durulmuş ve bunun üzerinde yorumlar yapılmıştır.

Pasif süspansiyon sistemleri ile hem iyi bir konfor hem de iyi bir sürüş güvenliği sağlamak mümkün olmayabilir. Sert süspansiyon ayarlarına sahip spor araçlar yüksek hızlarda sürücüsüne çok iyi seviyede bir yol tutuşu performansı sunarken aynı zamanda kötü bir konfor sunmaktadır (Els 2007).

Çetin (2019) tez çalışmasında ağır vasıtaya yönelik valf parametrelerinin amortisör sönümleme karakteristikleri üzerinde etkisini deneysel olarak incelemiştir. Sönümlemeye doğrudan etki eden valf parçalarının tasarım detaylarına vurgu yapmıştır. Sönümleme karakteristiği ile ilgili hız-kuvvet ve yer değiştirme-kuvvet grafiklerini ortaya koymuştur.

Küçük (2014) tez çalışmasında 8x8 ağır ticari taşıt süspansiyon sistemini modellemiş ve taşıt dinamiğine etkileri yönünde optimizasyon çalışması yapmıştır. Bu çalışmada çeyrek ve yarım araç modelleri üzerinde durulmuştur.

Karnopp (1984) yay ve damper karakteristiklerinin değişmesi ile konforda gelişme sağlanabileceğini belirtmiştir.



Güney (2020) amortisörün piston valfinde, taban valfinde ve silindiri üzerindeki konfor kanallarında değişiklik yaparak çalışma esnasında oluşan gürültü seviyelerini incelemiştir.

Meissen (2009) tek borulu ve çift borulu amortisör modellemelerini ve testlerini yaparak karakteristik farklarını ortaya koymuştur. Ayrıca amortisörlerin yaylar ile birlikte çalışarak aracın gövde hareketlerini kontrol edilmesinde kullanıldığını belirtmiştir.

Park, Joo ve Kim (1997) yaptığı çalışmada konfor kanallı amortisörlerin, klasik konvansiyonel amortisörlere göre çift sönümleme karakterine sahip olduğunu sayısal verilerle grafikler üzerinden ortaya koymuştur.

Lee ve Moon (2005) yaptığı çalışmada ‘‘AMESIM’’ programı üzerinde, amortisör piston kolu, silindir iç çapı, dış çapı, konfor kanal boyutları gibi parametreleri belirleyerek simülasyon yapmıştır. Simülasyon sonucunda kuvvet-yol grafiği elde etmiş ve bu grafiği deneysel olarak elde edilen bir kuvvet-yol grafiği ile karşılaştırmıştır. Bu makalede konfor içi ve konfor dışı amortisör sönümleme kuvvetleri ayrı ayrı belirtilmemiştir.

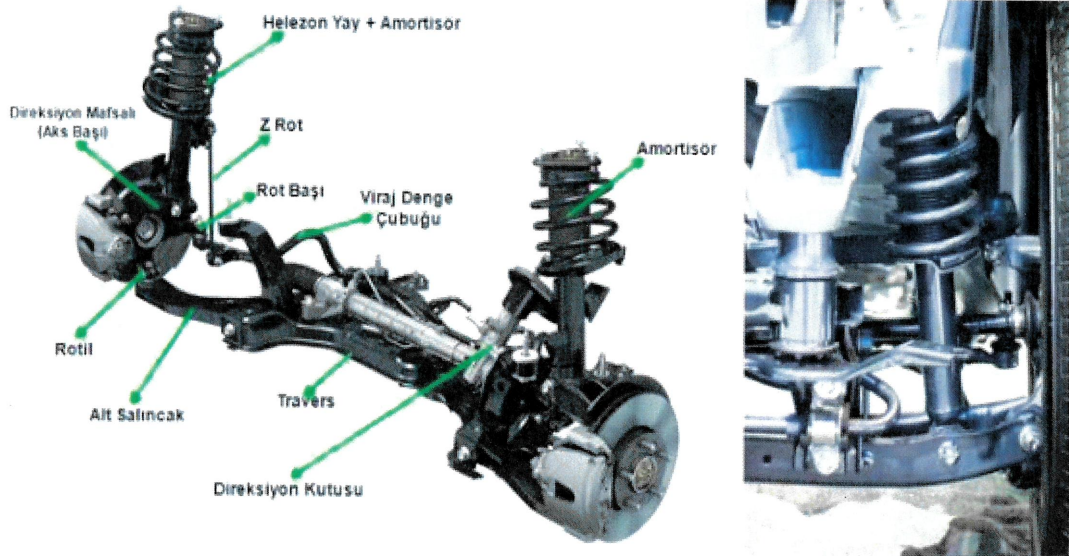
Lee ve Moon (2006) piston milinin yer değiştirmesine bağlı olarak sönümleme karakteristiği değişen amortisörler üzerinde çalışmalar yapmıştır. Çalışma yaptığı amortisörler özellikle hafif ticari araçlarda kullanılmaktadır. Piston milinin konumuna bağlı olarak amortisörün sert veya yumuşak özellikler gösterdiğini belirtmiştir. Bu çalışmayı silindir üzerinde konfor kanalları kullanarak yapmıştır. Çalışma yaptığı amortisörleri ‘‘Displacement-sensitive shock absorber (DSSA)’’ olarak isimlendirmiştir. Ayrıca bu çalışmada yeni bir model olan konfor kanalına sahip amortisörlerde yağ geçişleri ile ilgili yeni bir matematik model ortaya koymuştur. Yapılan bu çalışma, amortisör silindiri üzerinde konfor kanallarının sönümleme kuvvetine etkisi ile ilgili kısıtlı sayıda çalışmalardan biridir. Amortisör üzerine yapılan çalışmalar incelendiğinde bu çalışmaların sönümleme kuvvet deneyleri ve karşılaştırma çalışmaları üzerine olduğu görülmüştür. Bu çalışmalarda da genel olarak klasik düz silindirlerin kullanıldığı belirlenmiştir. Bu çalışmada ise standart çift borulu amortisörlere, silindirleri üzerine konfor kanalları açılmak suretiyle valf gruplarında oluşan yağ geçişlerine ek olarak bu konfor kanallarının etkisi araştırılmıştır.

## 2.2. Kuramsal Temeller

### 2.2.1 Araç Süspansiyon Sistemleri

Süspansiyon, araçlarda asılı olan ve asılı olmayan kütleler arasındaki elemanlar ve birbirine bağlantısını sağlayan kinematik mafsallardan, yay, burç ve dengeleyici çubuklardan oluşan araçtaki önemli sistemlerden biridir (Özcan 2009). Tekerleklerin araca bağlantısını yapan parçaların tümüne birden süspansiyon sistemi veya askı sistemi denir. Ön tekerleklerin araca bağlantısını yapan parçaların tümüne ön askı sistemi veya ön süspansiyon adı verilir. Arka tekerleklerin araca bağlantısını yapan parçaların tümüne de arka askı sistemi veya arka süspansiyon adı verilir.

Araç gövdesi ile tekerlekler arasına yerleştirilen süspansiyon sistemi, yoldan gelen titreşimleri sönmülemek üzere tasarlanmıştır (Anonim 2013). Diğer taraftan süspansiyon sisteminin varlık sebebi lastikler ile yol arasındaki teması sağlamak ve bu temasın kesilmesini engellemektir. Bunun önemi fren yapıldığında hızlı tepki almak, direksiyon çevrildiğinde hemen yön değiştirmek gibi durumlarda hayati önem taşımaktadır. Yolların zamanla aşınması, bozulması zamanla tümsek ve çukurların oluşması bu görevi daha da önemli hale getirmektedir. Şekil 2.1’de taşıtlarda kullanılan standart bir süspansiyon sistemi görülmektedir.



Şekil 2.1. Araç süspansiyon sistemi

Süspansiyon sisteminin görevleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

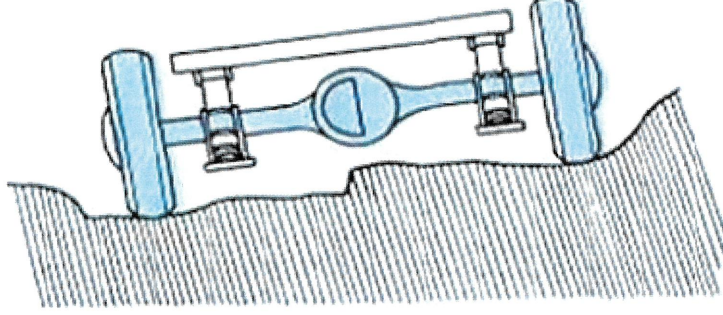
- Sürüş konforunu iyileştirmek amacıyla yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönmüleyerek yumuşatır. Aynı zamanda şasi ve kaportayı da korumuş olur.
- Yol yüzeyi ile tekerlekler arasındaki sürtünmeye bağlı olarak ortaya çıkan sürüş ve fren kuvvetlerini gövdeye aktarır.
- Akslar üzerinde gövdeyi taşır ve gövde ile tekerlekler arasındaki uygun geometrik ilişkiyi sağlar.
- Yol ile tekerlekler arasında teması kaybetmeden güvenli dönüş yapmayı ve yol tutuşunu sağlar.

Süspansiyon sistemi sabit ve bağımsız olmak üzere iki grupta incelenebilir. Süspansiyon sisteminin temel elemanları amortisörler, yaylar, denge çubukları, salıncak kolları ve bağlantı elemanlarıdır (Şekil 2.1).

### **2.2.2. Sabit (Bağımlı) Süspansiyon**

Sabit süspansiyon sistemlerinde temel eleman, tekerlekleri birbirine paralel ve kendisine dik konumda tutan katı akstır. Her iki tekerlek ve aks dikey olarak birlikte hareket ettiği için tekerleklerin hareketleri birbirlerini etkiler. Sağ ve sol tekerlekler, aks ya da aks muhafazası ile bir bütün olarak birbirine bağlıdır. Basit bir yapıya sahiptir, yol tutuşu ve konfor performansları sınırlıdır (Şekil 2.2). Farklı kullanım amaçlarıyla üretilen kara araçlarında çeşitli yapılarda süspansiyonlar kullanılmaktadır. Örneğin ticari araçlarda çok daha sık görülen, az parça içermesiyle kolay ve ucuza mal edilen ve yük taşımaya uygun, bunun yanı sıra düzgün olmayan yollarda titreşimlerin gövdeye aktarılmasına engel olamayan, virajlarda gövdeye eğim oluşturabilen, salınıma olanak sağlayabilen, konfor özelliği düşük, boyut olarak büyük ve ağır olan süspansiyonlardır (Özcan 2009). Bu tip süspansiyonlar hem arka hem de ön süspansiyon için tercih edilebilir. Daha basit bir tasarımla, çok daha ağır araçların kontrolünü sağlar. Bu tip süspansiyonlarda, yaprak yaylar veya yeni modellerde makas yerine yay görevi gören hava körükleri tercih edilir. Bu sistemlerde amortisör her zaman yer alır ve genel kombinasyon makas & amortisör veya hava körüğü & amortisör şeklinde oluşturulur. Sabit süspansiyon sistemi, otobüs, kamyon ve kamyonet gibi ağır hizmet tipi araçlarda ön ve arka dingilleri fark etmeksizin

çok geniş kullanım alanı bulmuştur. Binek grubunda konfor yönünden yetersiz olduğu için tercih edilmek istenmese de son yıllarda maliyet düşürme çalışmaları ve ayrıca bagaj hacminde verimlilik sağlamasından dolayı tercih edilmektedir.



Şekil 2.2. Sabit (bağımlı) süspansiyon sistemi (Anonim 2013)

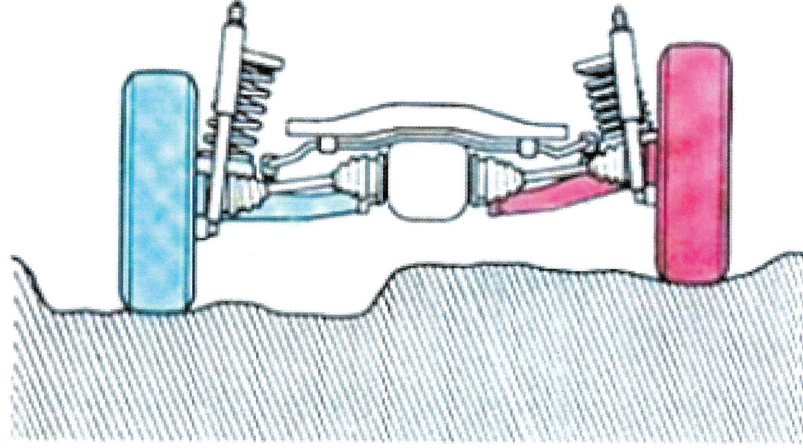
Sabit süspansiyon sisteminin özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Basit yapıları gereği az parçadan oluşurlar.
- Sürüş konforu iyi olduğu söylenemez.
- Sağ ve sol tekerlekler birbirini etkiler, titreşim fazladır.
- Virajlarda araç gövdesinde eğim oluşur.
- Tekerleklerdeki aşınmalar daha azdır çünkü aşağı yukarı daha az hareket eder.
- Dayanıklardır, ağır ticari araçlarda da kullanılırlar (Anonim 2013).

### 2.2.3. Serbest (Bağımsız) Süspansiyon

Serbest süspansiyonda sağ ve sol tekerlekler direkt olarak birbirine bağlı değildir. Birbirinden bağımsız hareket ederler. Serbest süspansiyonda yüksek yönlendirme kabiliyeti bulunur, salıncak tekerleğe daha iyi hareket imkanı sağlamaktadır. Parça sayısı sabit süspansiyona göre fazladır buna bağlı olarak ta maliyet yüksektir. Tekerlekler çok hareketlidir, aşınmalar daha fazladır. Serbest süspansiyon sistemi iyi bir sürüş ve konfor sağladığı için binek ve hafif ticari araçlarda kullanılırlar (Şekil 2.3). Serbest süspansiyon sistemi ön ve arka süspansiyon sistemi olarak kullanılabilirler. Araç lastiğinin tümseğe binmesiyle bu kısım diğer lastikten bağımsız olarak yukarı doğru hareket eder. Bu hareket sonucunda salıncak, yayı sıkıştırır aksla beraber şasiye yaklaşır. Bu sıkışma amortisörün yardımıyla kontrollü olur. Tekerlek normal yola girdiğinde daha önce aldığı enerjiyi

kontrollü bir şekilde geri verir. Aracın çukura girmesi durumunda ise salıncak kolları aşağıya hareketlenir, yay ve amortisör sayesinde araç bu hareketlenmeden az etkilenir. Normal yola girildiğinde yay kapanır, yoldan gelen darbeler hissedilmez. Sürüş konforlu ve güvenlidir (Anonim 2013).



Şekil 2.3. Serbest (bağımsız) süspansiyon sistemi (Anonim 2013)

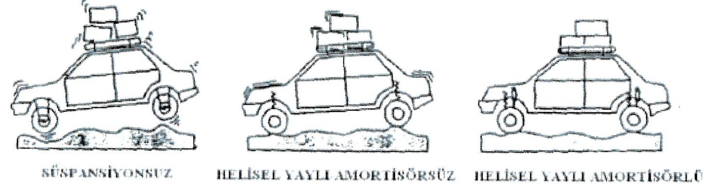
Serbest süspansiyon sisteminin özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Binek araçlarda konfor hedeflendiği için genelde bu tür araçlarda tercih edilir.
- Yoldan araca gelen titreşimler çok daha iyi bir şekilde sönümlenir.
- Tekerleklerin hareketi bağımsız olduğu için araç gövdesi daha az hareket eder.
- Yol tutuş sabit süspansiyona göre çok daha iyidir.
- Sürüş hakimiyeti daha iyi olduğu için güvenlik seviyesi daha fazladır.
- Tekerleklerin birine gelen etki, diğerini sabit süspansiyon sistemlerine göre çok daha az etkiler.

#### 2.2.4. Amortisör ve Çalışma Prensibi

Amortisör kelimesi Fransızca "Amortisseur" kelimesinden türemiş olup, makinelerde çalışma sırasında meydana gelen sarsıntı ve titreşimlerin şiddetini ve etkisini azaltmak için kullanılır. Dünya'da araç damperleri olarak anılan, diğer adıyla amortisör olarak bilinen süspansiyon elemanlarının günümüzde üretim adedi yıllık 400-500 milyon olup, 11-12 milyar dolar gelir oluşturmaktadır (Anonim 2021)

Amortisörler hareket yönüne ters, hız ile orantılı bir direnç gösterirler bunu yaparken de yoldan şasiye gelen hareket enerjisini ısı enerjisine çevirirler. Amortisörlerin günümüzde en fazla kullanıldığı ve en önemli görevleri yerine getirdiği yerler araçlardır. Amortisörler araçlarda yaylar ile birlikte kullanılırlar ve yoldan gelen titreşimi, istenmeyen kuvvetleri bünyesine alarak sönümler.



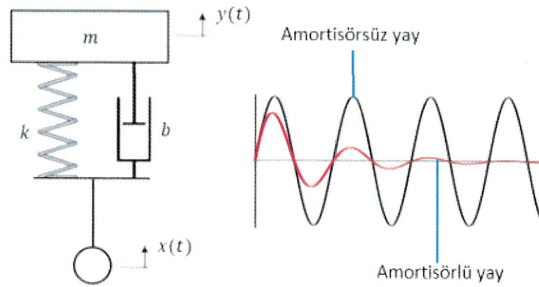
Şekil 2.4. Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz araçlar arasındaki fark (Demircan 2012)

Amortisörlerin en önemli iki ana görevi vardır, bunlardan biri konfor diğeri ise güvenlidir. Yoldan gelen titreşimleri sönümleyerek konfor görevlerini yerine getirirler. Hızlanma, fren, viraj ve seyir halinde iken yol ile lastikler arasındaki teması devam ettirmek adına da güvenlik görevlerini yerine getirirler. Konforlu ve güvenli sürüş için salınım hareketleri sert olmamalı ve uzun sürmemelidir. Süspansiyon sisteminde amortisör olmadığında yani sadece yay olduğunda araç sürekli salınım hareketi yapar ve kontrolü zaman zaman imkansızlaşır (Şekil 2.4). Bu durum Şekil 2.5’ te verilen çeyrek taşıt modelinden de anlaşılabilir. Süspansiyon etkilerini inceleyen çalışmalarda, taşıt dinamiği titreşim analizinde çeyrek taşıt modeli büyük önem taşımaktadır (Jazar, 2008).

Şekil 2.5’ te verilen çeyrek taşıt modelinin doğal frekansı  $\omega_n = \frac{k}{m}$  (rad/s), sönüm oranı

$\xi = \frac{b}{2\sqrt{km}}$  olup amortisör sönümleme katsayısına bağlıdır. Amortisörsüz araçta sönüm

oranı sıfır olacağı için yay hava direnci yardımıyla uzun sürede sönümlenir.



Şekil 2.5. Çeyrek taşıt modeli

Amortisör çalışma prensibi, sıvıların sıkıştırılmama ve yer değiştirme özelliğinden yararlanması ile ilgilidir. Amortisörler bu prensiplere göre dizayn edilir (Şekil 2.6).

Otomobillerde, ağır ticari araçlarda ve hafif ticari araçlarda kullanılan amortisörlerde amortisör yağı denilen özel yağlar kullanılır. Şekil 2.6'da görüldüğü gibi, hazne içerisinde piston hareket ettiğinde, amortisör yağı piston üzerindeki dar bir boşluktan ve pullar arasından çıkış yolu bulur ve bu durumda yüksek bir sürtünmeye mazur kalır, bu sürtünme sayesinde oluşan kuvvet ile titreşim sönümlenir. (Anonim 2013).

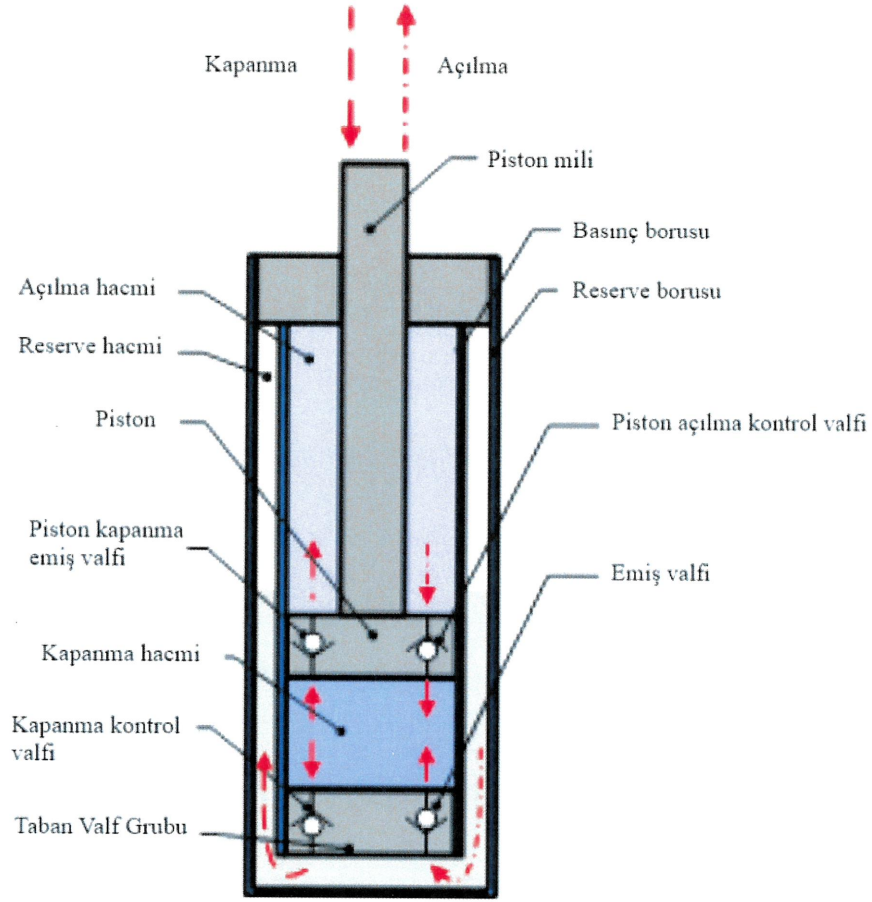
Amortisörler harekete karşı direnç göstererek kinetik enerjiyi sürtünme enerjisine dolayısı ile ısı enerjisine çevirirler. Amortisör içerisindeki akışkan sıkıştırılmaya çalışıldığında, yüksek bir basınç oluşur ve akışkan valf gruplarının da yardımıyla amortisör içerisindeki bölgelerde yer değiştirir ve bu şekilde amortisör sönümleme kuvveti sağlar, bu esnada ısı oluşur.

Akışkanın oluşturduğu sürtünme kuvveti akışkanın viskozitesine ve hareketine bağlı olarak değişir. Viskozite akışkanın yoğunluğu ile birlikte bağlı olsa bile sıcaklık değişimlerine de doğrudan bağlıdır. Amortisörden beklenen sönümleme kuvveti belirlenen bir aralıkta ve toleransta olmalı, hıza ve sıcaklığa göre değişimler göz önünde bulundurulmalıdır (Dixon 2007).

Araç yoldaki bir tümsekten yukarı veya aşağı sıçrıyor olsun, bu hareket amortisör tarafından kontrol altında tutulur. Tasarım, malzeme ve yükleme amortisörde kullanılan sarmal helezon yayın davranış ve performans özellikleri üzerinde etkisi bulunmaktadır (Singh 2018).

Bircan ve Yaşar (2014) Amortisör ve yay modellemesini Catia programında oluşturmuşlardır. Elde edilen modeli Ansys programında sonlu elemanlar analizinde incelemişlerdir.

Bhuyan ve Kumar (2017) çift borulu amortisörler için valf tasarımlarının akış analizini ele almışlardır. Elde edilen modeli Ansys programında sonlu elemanlar analizinde incelemişlerdir. Mevcut bir amortisör parçalanıp aynı valf grubu elde edilmiş ve tersine mühendislik uygulanmıştır. Fluent programında akış analizleri yapılmıştır.



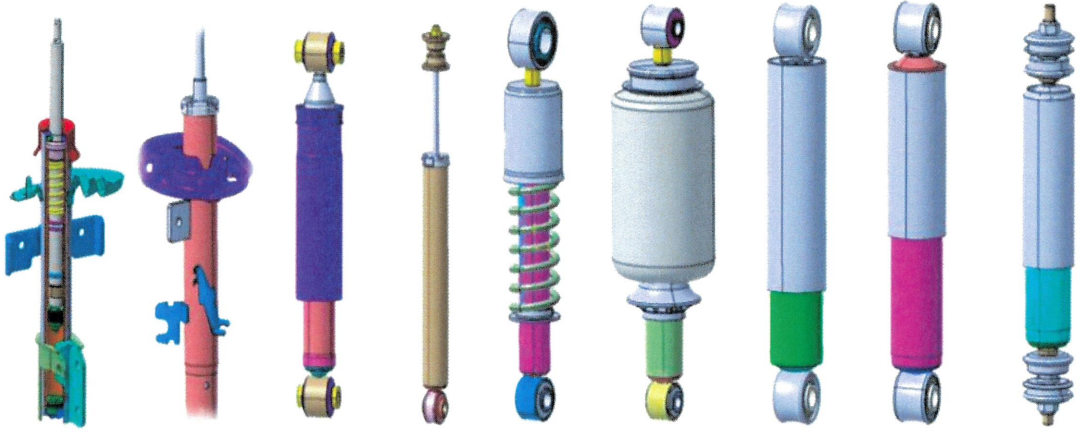
Şekil 2.6. Amortisör çalışma prensibi (Czop ve ark. 2012)

### 2.2.5. Amortisör Çeşitleri

Amortisörlerde çalışma prensibi olarak birbirleri arasında fark olmamasına rağmen kullanılacağı yere göre otomotiv üreticileri tarafından sınıflandırılabilirler. Amortisörler araçların şase, kabin, koltuk gibi ihtiyaca göre çeşitli yerlerinde kullanılabilir. Bazı amortisörlerde sadece yağ bazılarında ise yağ ve gaz birlikte yer almaktadır. Ayrıca amortisörlerde yay, yay çanağı, bağlantı yüzüğü, burçlu lastik denilen araç bağlantı elemanı, hava körüğü, bağlantı saplaması, bağlantı braketleri gibi parçalar ihtiyaca ve amortisör tipine göre kullanılır.

Amortisörleri genel olarak "Teleskopik" ve "Strat" (Taşıyıcı) olarak iki ana bölümde incelenebilir. Şekil 2.7'de araç şasilerinde ve kabinlerinde kullanılan çeşitli teleskopik amortisör çeşitleri gösterilmiştir.





Şekil 2.7. Strat ve teleskopik tip amortisör çeşitleri

### 2.2.6. Teleskopik Amortisörler

Teleskopik tip amortisörler, binek ve hafif ticari araçlarda arka süspansiyonda, ağır ticari araçlarda ön ve arka süspansiyonlarda, kabinlerde, dorselerde, askeri araçlarda ayrıca koltuk süspansiyonlarında da kullanılmaktadır. Genellikle teleskopik şasi amortisörleri üzerinde yay çanağı bulunmaz bundan dolayı amortisör yay ile ayrı yerlerde bulunurlar ve taşıyıcı değildir. Bağlantı şekilleri yüzük-yüzük, saplama-saplama veya yüzük-saplama şeklinde olabilir. Binek ve hafif ticari araçlarda kullanılan teleskopik tip amortisörlerin ağırlıkları genellikle yaklaşık 1.5-2 kg civarındadır. Ağır ticari araçların ön ve arka süspansiyonlarında kullanılan teleskopik amortisörlerin ağırlıkları 4-6 kg arasında değişebilir.



Şekil 2.8. Binek araç teleskopik tip arka amortisör

Şekil 2.8’de binek ve hafif ticari araçların arka süspansiyonlarında kullanılan yüzük-saplama bağlantılı teleskopik tip amortisör, Şekil 2.9’da ise ağır ticari araçlarda ön ve arka süspansiyonlarda kullanılan teleskopik tip amortisör gösterilmiştir. Ağır ticari araçta kullanılan amortisör binek tipte kullanılan teleskopik amortisöre göre daha hacimli ve ağırdır.



Şekil 2.9. Ağır ticari araç teleskopik tip amortisör

Şekil 2.10’da yaylı ve körüklü kabin teleskopik amortisörleri gösterilmiştir. Ağır ticari araçların kabin süspansiyonlarında kullanılan bu amortisörler, teleskopik amortisörlerin üzerine belirlenen özelliklere göre hava körüğü veya helisel yay montajı sonucu elde edilir, kabinlerin ön ve arka kısmında ikişer adet kullanılır.

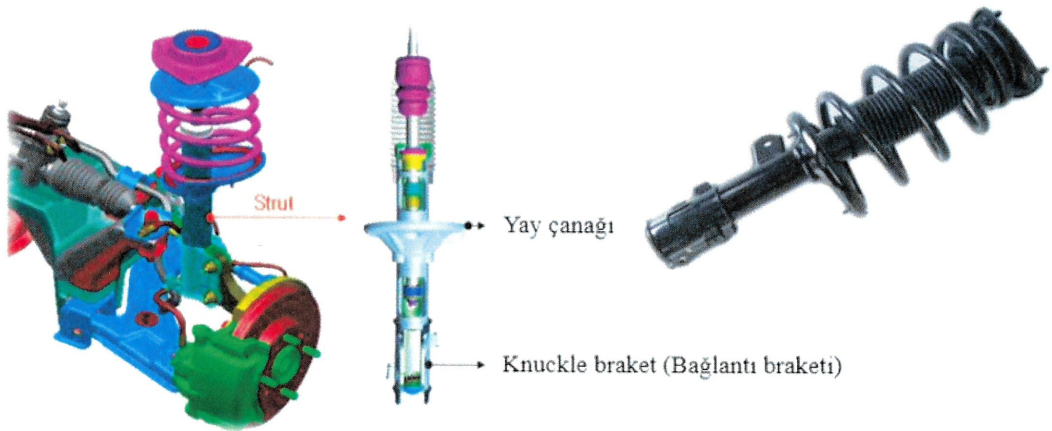


Şekil 2.10. Körüklü ve yaylı (mekanik) kabin amortisörü (Çetin 2019)

### 2.2.7. Strat Tip Amortisörler

Strat tip amortisörler binek ve hafif ticari araçların ön süspansiyonlarında kullanılmaktadır. Ön süspansiyonlara genellikle MacPherson süspansiyon sistemi de denilmektedir. Böylece strat amortisörler MacPherson süspansiyon sistemlerinin bir elemanıdır. Bu yüzden “MacPherson Strut” olarak ta isimlendirilebilirler. Strat tip amortisörlerin teleskopik tiplerden farkı taşıyıcı olmalarıdır. Bu amortisörlerin üzerine gelen yük teleskopik amortisörlere göre daha fazladır, üzerine yayın oturduğu yay çanağını ihtiva ederler. Teleskopik amortisörlerden en önemli farkı güvenlik elemanı olmasıdır.

Şekil 2.11’de gösterildiği gibi strat tip amortisörlerin alt kısmında amortisör gövde borusuna sıkı geçme ve aynı zamanda da kaynaklı olan bağlantı braket parçası mevcuttur ve amortisör üretici firmalarda bu bağlantı braketini “knuckle bracket” olarak da adlandırılır. Üzerinde iki adet araç bağlantı civatasının serbest olarak geçeceği delikler mevcuttur. Bu bağlantı braketini sayesinde araç tekerlekleri yön değiştirdiğinde amortisör de aynı yöne dönmektedir. Strat tip amortisörün teleskopik tipe göre bazı farklılıkları vardır. Strat tiplerin genellikle ön süspansiyon sistemlerinde kullanılması, daha fazla yük taşımaları ve bu yüzden binek araçlarda teleskopik tiplere göre daha hacimli olmaları, helisel yayın strat tiplerde amortisör üzerinde olması ve bundan dolayı üzerlerinde yay çanağı denilen kaynaklı parçanın olması, aynı şekilde üzerlerinde yine kaynaklı bir parça olan, süspansiyondaki “z-rot” denilen parçanın takıldığı stabilize braketini bulundurmaları bu farklılardan bazılarıdır.



Şekil 2.11. MacPherson strat tip bağlantı braketli amortisör örneği

Bazı strat tip amortisörlerde bağlantı braketi yoktur, bu amortisörlerde gövde borusu, “sıvama” denilen bir çeşit kalıplama yöntemiyle formlanmışdır (Şekil 2.12). Buradaki amaç amortisörün araçta bulunan kovan denilen yuvaya girmesi ve bu şekilde montajlanmasıdır.



**Şekil 2.12.** Strat tip gövde borusu formlanmış amortisör örneği

Strat amortisörlerde dikkati çeken diğer bir parça yay çanağıdır. Yay çanağı amortisör gövde borusuna genel olarak kaynaklıdır. Bazen gövde borusu üzerinde özel olarak form verilmiş tırnaklara sıkı geçme şeklinde de tasarlanabilmektedir. Yay çanağı üzerine helisel yay gelmektedir. Böylece amortisör bulunduğu tekerleğe gelen yükü de taşımaktadır. Bu yüzden taşıyıcı özelliği de bulunmaktadır. Yay çanağı ve bağlantı braketi araç üreticilerinin veya amortisör üreticilerinin belirlediği statik testlerle ve dinamik ömür testleriyle doğrulanmaktadır.

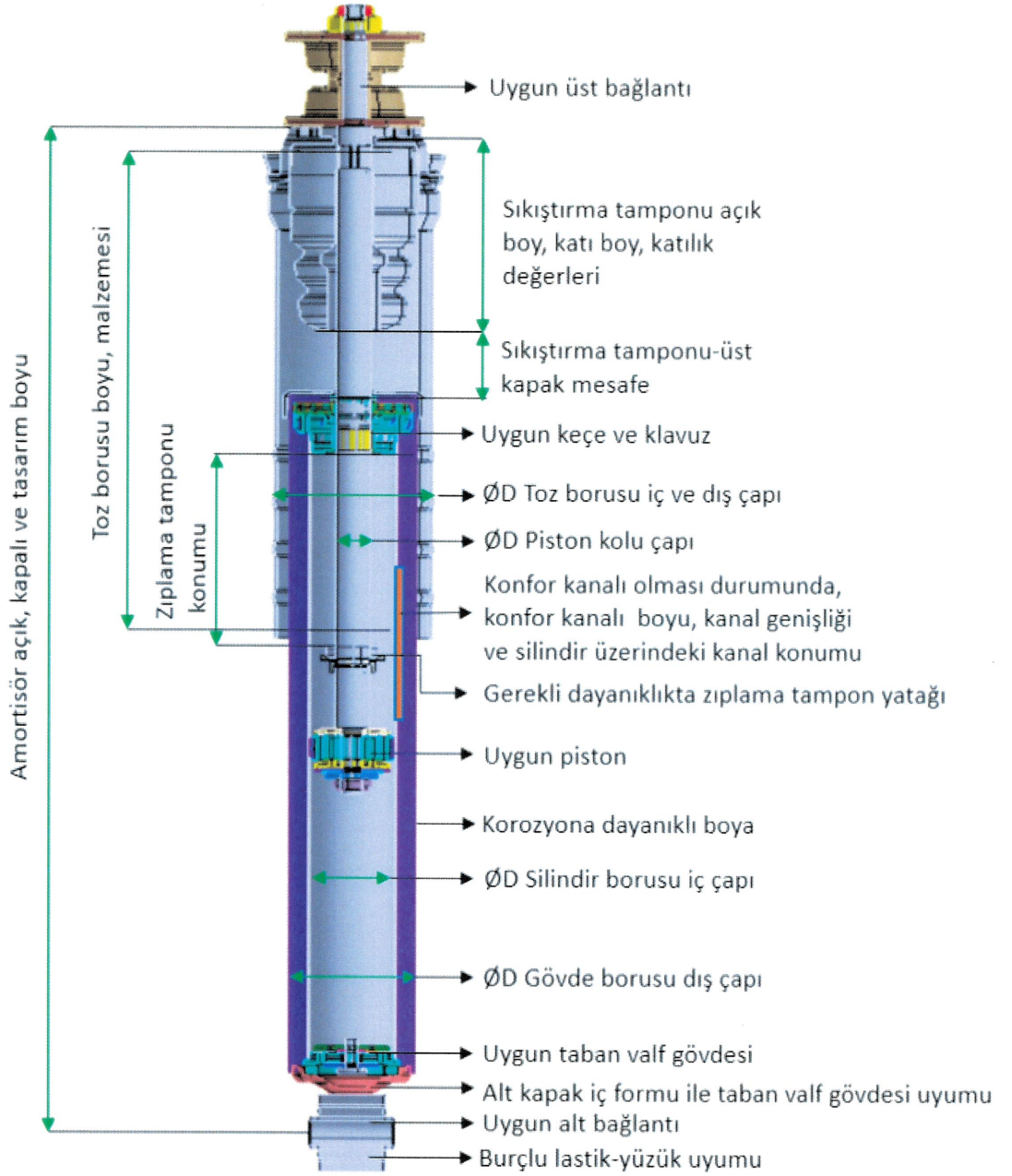
#### **2.2.8. Teleskopik Amortisör ve Tasarım Parametreleri**

Teleskopik amortisörlerin ağır ticari araçlarda kullanımı olmakla birlikte binek ve hafif ticari araçlarda çok daha yaygındır. Yoğun olarak araçlarda arka süspansiyonda kullanılır. Alt bağlantı genellikle yüzük-burçlu lastik bağlantısı şeklinde olup üst bağlantı yüzük-burçlu lastik veya sadece saplama bağlantısı şeklinde olabilmektedir. Binek ve hafif ticari araçlarda kullanılan teleskopik amortisörlerin piston kolları, silindir iç çapları ve gövde borusu çapları genellikle üreticilerde belirli değerler arasındadır. Bu çaplara uygun kılavuz, keçe ve valf gruplarının amortisör tipine göre standart boyutlarda olması ve

dayanım açısından uygun değerler olması nedeniyle bu değerlerin dışına çok fazla çıkılmaz.

Teleskopik amortisörler tasarlanmadan önce araç üreticisinin ne istediği tam anlamıyla anlaşılmalıdır. Araç üreticileri kullanılma amacına göre tasarladığı aracın tip ve boyutuna göre amortisör açık boy, kapalı boy ve kuvvet değerlerini belirler. Bu verilere göre imalatçı tarafından amortisör tasarlanır. Amortisör tasarımı, amortisörün açık ve kapalı boyu, piston kolunun amortisör içerisine maksimum girebileceği ve amortisör içerisinden maksimum çıkabileceği boy göz önünde bulundurularak yapılır. Kuvvet değerleri ise valf grubu parçaları ile en iyi kombinasyon oluşturularak sağlanır. Daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi amortisör çok sert olursa konfor problemi, çok yumuşak olursa da virajlarda yol tutuş problemi yani güvenlik problemi oluşturabilir, bundan dolayı araç üreticileri aracın kullanılma koşullarına göre optimum kuvvet değerlerini belirler.

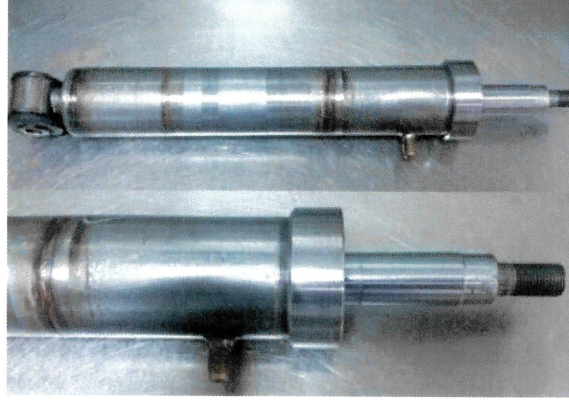
Şekil 2.13'te teleskopik amortisör tasarımı için kullanılan parametreler belirtilmiştir. Bu parametrelere bağlı kalınarak teleskopik amortisör tasarımı yapılabilir.



Şekil 2.13. Teleskopik amortisör tasarımı için kullanılan parametreler (Anonim 2020)

Proje aşamasında gerçek araç üzerinde en iyi valf grubunu belirlemek adına “tuning” denilen yol testleri yapılır. Yol testlerinin yapılmasındaki amaç araç üreticisinin belirlediği yol şartlarında, bizzat araç üzerinde farklı valf grubu kombinasyonlarını hissetmek ve olması gereken valf grubuna karar vermektir. Bu çalışmalarda “tuning kit” denilen sökülebilen, valf grupları değiştirilebilen, “vidalı amortisör” olarak da

adlandırılan ayarlı amortisörler kullanılır (Şekil 2.14). Burada amaç amortisörün belirlenen karakteristik diyagramlarını sağlamasıdır.



Şekil 2.14. Tuning kit (ayarlı amortisör) örneği

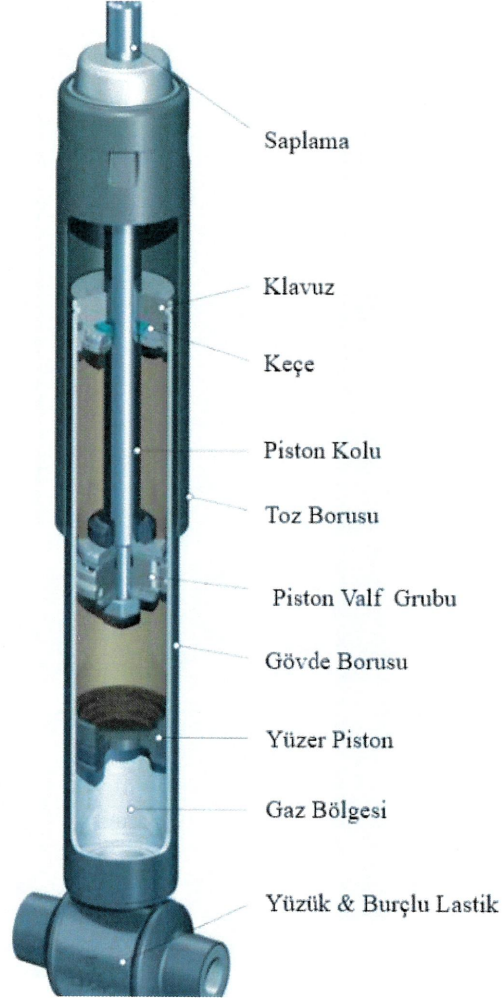
Teleskopik amortisörler “tek borulu (monotube)” ve “çift borulu (twintube)” olmak üzere 2 grupta incelenebilir.

### 2.2.9. Tek Borulu (Monotube) Amortisör

Şekil 2.15’te gösterildiği gibi tek borulu (monotube) amortisörde, amortisör iç komponentleri tek boru içerisinde toplanmıştır. Tek borulu teleskopik amortisörde iç kısımda ayrıca bir basınç borusu yoktur. Bu yüzden amortisör çalışma bölgesi ve rezerv bölgesi aynı boruda toplanmıştır. Valf grubu olarak piston koluna bağlı piston valf grubu vardır. Sönümlenme kuvvetini, her iki tarafında da benzer pul yapılarına sahip piston valf grubu sağlar. Tek borulu amortisörün diğer bir farkı da piston valf grubunun alt kısmında bulunan yüzer bir pistonun olmasıdır. Bu piston sızdırmazlık elemanı sayesinde yağ hacmi ile gaz hacmini birbirinden ayırır. Yüzer pistonun alt kısmında gaz bulunmaktadır. Amortisör kapanma durumunda piston valf grubu yağı sıkıştırır ve yüzer piston aşağı yönlü bir hareket yaparak gazı sıkıştırır, açılmada ise piston valf grubu vakumlama etkisi gösterir ve yüzer piston yukarı yönlü hareket eder, bu şekilde iç basınç dengelenir. Tek borulu amortisörler gaz basınçlı amortisörler olarak da bilinir (Şekil 2.16).

Tek borulu amortisörler seyrek te olsa bazı lüks araçlarda ve yarış araçlarında aracı hafifletmek amacıyla kullanılmaktadır. Tek borulu amortisörler, ağır ticari araçlarda, dorselerde, hafif ticari ve binek araçların ön süspansiyonlarında kullanıldığı

görülmemiştir. Genel olarak tek borulu amortisörler binek ve hafif ticari araçlarda arka süspansiyon sistemlerinde kullanılabilir.



**Şekil 2.15.** Tek borulu (monotube) amortisör örneği (Anonim 2019c)

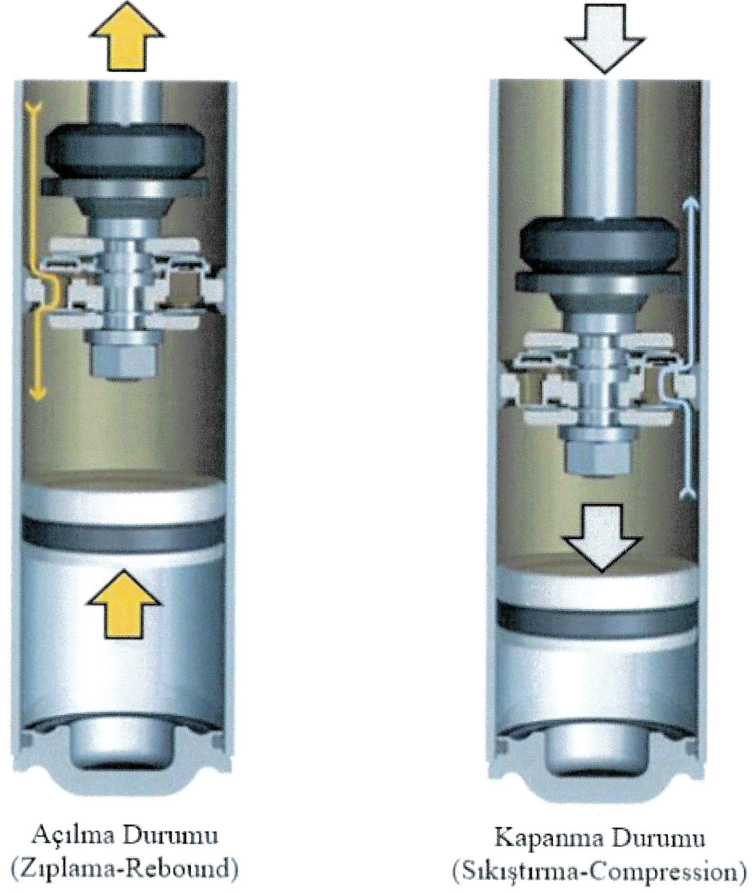
Tek borulu amortisörün avantajları aşağıda verilmiştir:

- Çift borulu amortisöre göre hafiftir, araç montaj açısı farklı olsa bile çalışabilir.
- Borunun bir tarafı yüksek basınçlı gaz ile doludur ve yüzer piston ile yağdan arıtılmıştır. Böylece çalışma esnasında kavitasyon ve köpürme meydana gelmez.
- Yağın ve gazın ayrılmasından dolayı her türlü montaj pozisyon kolaylığı sağlar.
- Gürültüsü daha azdır.
- Düşük ya da yüksek frekanslardaki aks hareketlerinde dahi hassas tepkiler verir.



Tek borulu amortisörün dezavantajları ise aşağıdaki şekildedir:

- Üretimi çift borulu amortisöre göre daha pahalıdır, ayrıca boy olarak uzundur.
- Amortisör dış kısmında deformasyon olduğunda doğrudan iç kısım etkilenir.
- Hareketli parçadan dolayı sürtünme daha fazladır (Anonim 2019b).

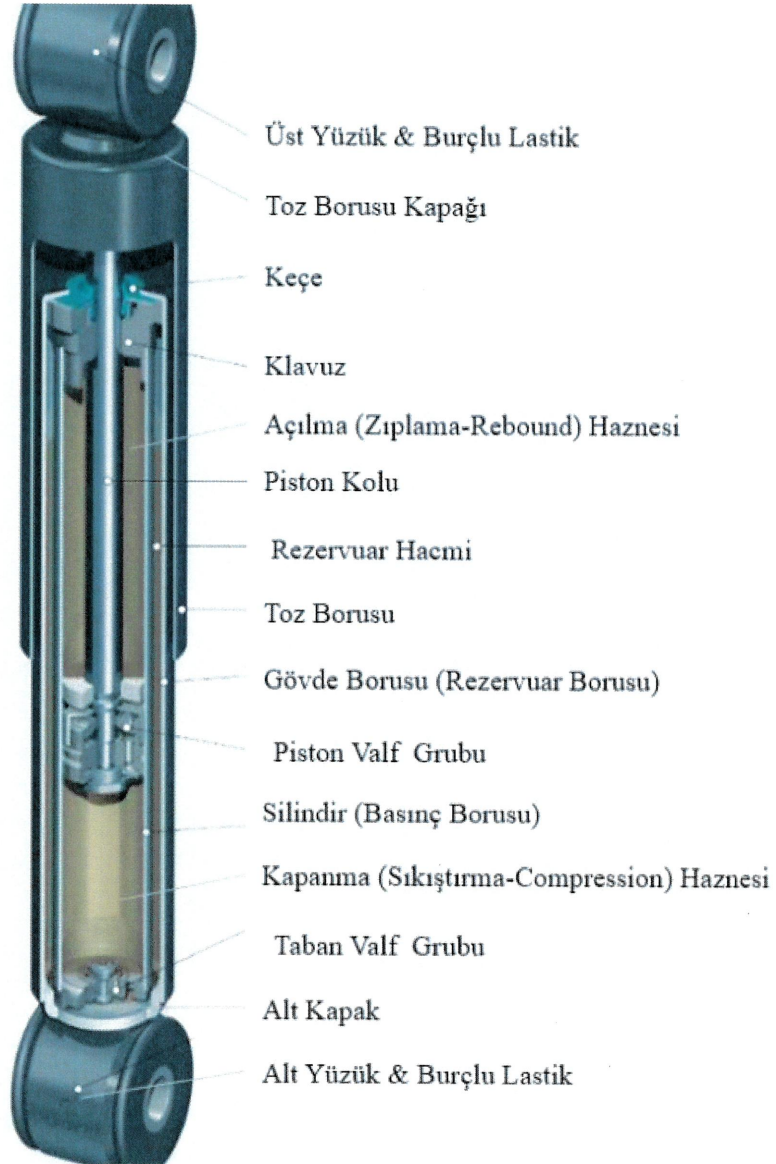


Şekil 2.16. Tek borulu amortisör açılma ve kapanma durumu (Anonim 2019b)

### 2.2.10. Çift Borulu (Twintube) Amortisör

Şekil 2.17’de gösterildiği gibi çift borulu amortisörlerde, dış kısımda gövde borusu (rezervuar borusu) ve iç kısımda silindir (basınç borusu) olmak üzere iki boru bulunmaktadır. Silindir içerisinde piston koluna montaj edilmiş piston valf grubu çalışır. Silindir ile alt kapak arasında hareket etmeyecek şekilde montaj olmuş taban valf grubu bulunur. Dış kısımda bulunan gövde borusu amortisörü çevreler ve dış etmenlere karşı korur. Gövde borusu ile silindir arasında bulunan hacim rezervuar hacmidir. Rezervuar

hacminin bir kısmında yağ, bir kısmında ise gaz bulunur. Piston valf grubunun üst kısmında kalan hacim açılma (zıplama) hacmi piston valf grubu ile taban valf grubu arasında kalan hacim ise kapanma (sıkıştırma) hacmi olarak adlandırılır. Yağ geçişleri, piston ve taban valf grubunda bulunan dar geçitler ve sıkıştırılmış pullar arasından olur. Yağ geçişleri açılma, kapanma ve rezervuar hacimleri arasında gerçekleşir böylece “Damping force” olarak adlandırılan sönümlenme kuvveti oluşur, tüm bunlar olurken amortisör içerisindeki kinetik enerji de ısı enerjisine dönüşür.



Şekil 2.17. Çift borulu (twintube) amortisör örneği (Anonim 2019c)

Amortisörün çalışma esnasında iç kısımda, kavitasyon ve köpürme denilen istenmeyen durumlar yaşanabilir. Kavitasyon yağın amortisör içerisinde hızla yer değiştirmesi sonucu bazı bölgelerde düşük basınç sonucunda hava boşluklarının meydana gelmesidir. Bu hava boşlukları yüksek basınçlı bölgelere gittiklerinde sıkışır, söner ve kuvvet kayıplarına neden olurlar. Sonuç olarak ses, basınç değişimleri ve amortisör içinde hasara neden olabilirler. Amortisör sönümlenme karakteristik eğrilerinden biri olan yer değiştirme-kuvvet eğrisi incelendiğinde kavitasyon oluşumu anlaşılabilir. Köpürme ise amortisör yağının hava ile karışmasıdır, etkileri basınç düşümleri ve ses olabilir. Kavitasyon ve köpürmeyi engellemek için amortisör içine hava yerine düşük basınçlı nitrojen (azot) gazı ilave edilir. Homojen bir performans sağlanır, gaz basıncı yaklaşık 10-15 bar arasındadır. Kavitasyon ve köpürmenin en aza indirilmesi daha düzgün sönümlenme kuvveti, daha iyi direksiyon hâkimiyeti ve sürüş konforu sağlamaktadır (Anonim 2013). Günümüzde çift borulu amortisörler tek borulu amortisörlere göre çok daha sık kullanılır. Çift borulu amortisörler ağır vasıta araçlarda, dorselerde, binek ve hafif ticari araçların ön ve arka süspansiyonlarında ve genel olarak koltuklarda kullanılırlar.

Çift borulu amortisörün avantajları aşağıda verilmiştir:

- Düşük sürtünme vardır.
- İyi bir sürüş konforu sağlar
- Piston ve taban valf grubu birlikte kullanılır.
- Üretim yönünden daha kolay bir prosesi vardır.
- Gövde borusu dışarıdan gelecek darbelere karşı amortisör iç kısmını korur.

Çift borulu amortisörün dezavantajları ise aşağıdaki şekildedir:

- Tek boruluya göre daha ağırdır.
- Araca montaj açısı, pozisyonu amortisörün çalışması açısından önemlidir.
- Gaz ve yağın karışık olması sebebiyle kavitasyon görülebilir.
- Daha fazla iç parça içerir.

Çift borulu bir amortisörün çalışma prensibi tek borulu amortisörden biraz daha farklıdır. Piston kolunun yukarı yönlü hareketi ile genelde “rebound” olarak adlandırılan açılma veya zıplama durumu meydana gelir. Açılma durumunda sönümlenme görevi piston valf grubu tarafından sağlanır. Açılma hacmindeki yağ piston valf grubundan geçerek

kapanma hacmine doğru hareket eder, diğer yandan rezervuar hacmindeki yağ ise vakumlanır ve taban valf grubundan geçerek kapanma hacmine doğru hareket eder. Piston kolunun aşağı yönlü hareketinde ise “compression” olarak adlandırılan kapanma veya sıkıştırma durumu meydana gelir. Kapanma durumunda ise sönümlenme görevi taban valf grubu tarafından sağlanır. Kapanma hacmindeki yağ piston valf grubundan geçerek açılma hacmine doğru hareket eder, diğer bir yandan yine kapanma hacmindeki yağ taban valf grubundan geçerek rezervuar hacmine doğru hareket eder. Şekil 2.18’de çift borulu amortisörün çalışma prensibi gösterilmiştir.



Şekil 2.18. Çift borulu amortisör açılma ve kapanma durumu (Anonim 2019a)

### 2.2.11 Çift Borulu Teleskopik Amortisör Parçaları

Çift borulu amortisörleri oluşturan alt parçalar, strat ve teleskopik olarak iki farklı amortisör çeşidi altında incelenebilir. Strat ve teleskopik amortisörler arasında gerek amortisör kapama gerekse araç montaj şekillerinde önemli yapısal farklılıklar bulunmaktadır. Bu çalışmada teleskopik amortisörler ele alındığından, teleskopik amortisör alt parçaları değerlendirilecektir. Şekil 2.17’de çift borulu teleskopik amortisör alt parçaları gösterilmiştir.

### 2.2.12. Çift Borulu Teleskopik Amortisör Araç Bağlantı Parçaları

Çift borulu teleskopik amortisörlerde araç bağlantı şekline göre yüzük, burçlu lastik, saplama ve saplama lastiği gibi parçalar kullanılabilir. Burçlu lastik, burç ve lastik kombinasyonundan oluşan direkt olarak araç bağlantısında kullanılan bir parçadır. Burçlu lastikler araç bağlantısına göre alt ve/veya üst bağlantı kısmında kullanılabilir. Lastik içindeki burcun, istenen belirli bir aksiyal, radyal rijitlik (katılık) değerleri ve kardanik, torsiyonel rijitlik değerleri vardır.

Teleskopik amortisörlerde kullanılan yüzük burçlu lastiğe yataklık eden elemandır. Yüzükler de burçlu lastikler gibi araç bağlantı şekline bağlı olarak amortisör alt kısmında ve/veya üst kısmında kullanılabilir. Amortisör bağlantısı, araç bağlantı şekline göre yüzük yerine saplamalı bağlantı da olabilir. Saplamalı bağlantılarda burçlu lastik kullanılmaz (Şekil 2.19).

Yüzük - Burçlu Lastik



Saplama – Saplama Lastiği



Şekil 2.19. Çeşitli teleskopik amortisör araç bağlantı örnekleri

### 2.2.13. Amortisör Keçesi

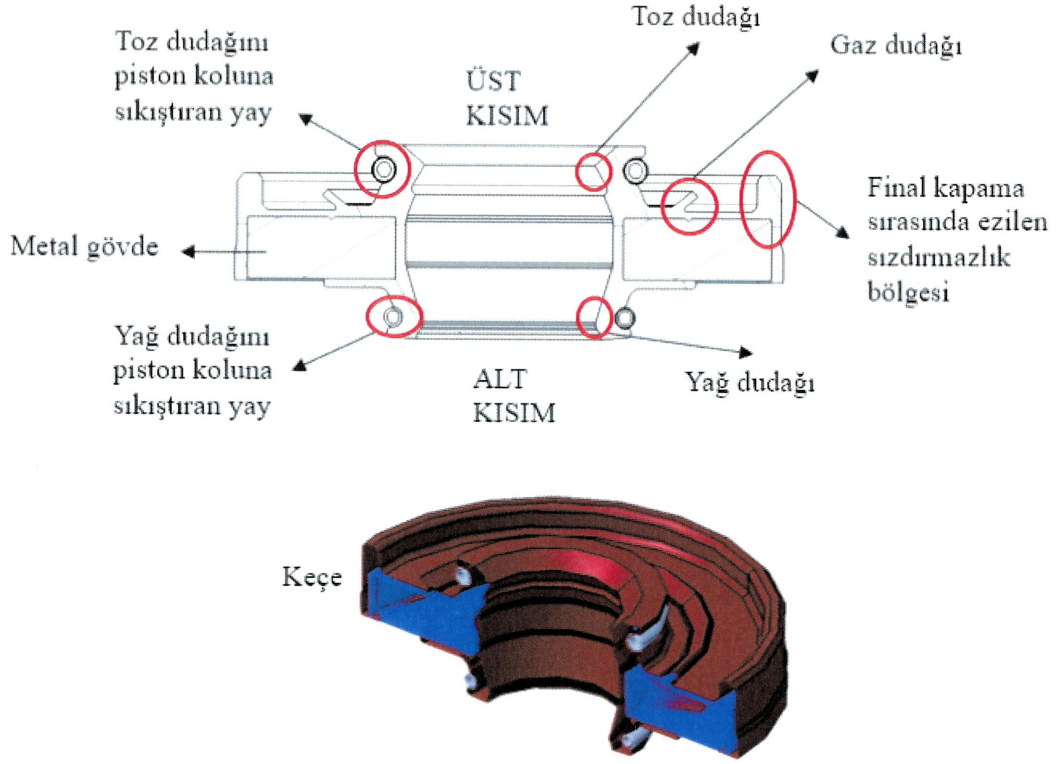
Keçe, amortisör içerisinde kılavuzun üstü ile gövde borusu kapaması arasına sıkıştırılmış dış ortam ile teması olan bir parçadır. İçeriden dışarıya yağ ve gaz sızdırmazlığını sağlayan ve içeride hapseden, dışarıdan içeriye ise toz ve yabancı madde girişini engelleyen, amortisörün direkt olarak çalışma fonksiyonu etkileyen en önemli elemanlarından biridir. Keçe, lastik kısım, metal gövde ve yay olmak üzere üç parçadan oluşur (Şekil 2.20).

Amortisör içi yağ dolu bir sönümleyici elemandır ve sönümleme işinin sağlıklı bir şekilde devam edebilmesi için yağın dışarıya çıkmaması gerekir. Piston kolu amortisör içerisine ve dolayısı ile yağın içerisine girip çıkar. Piston kolunun dışarıya çıkması durumunda üzerindeki yağın sıyrılarak içeride kalması istenir. Keçede bulunan yağ dudağının görevi budur ve piston kolundaki yağı sıyrarak amortisör içerisinde kalmasını sağlar. Yağ dudağının piston kolu üzerinde sıkı bir şekilde kalmasını sağlayan parça ise yaydır.

Amortisör dışına çıkan piston kolu dışarıda tozlu bir ortam ile karşılaşır. Piston kolunun amortisör içerisine girerken üzerine yapışmış olan tozları sıyrarak amortisör içerisine girmesini engelleyen kısım toz dudağıdır. Yağ dudağındaki gibi toz dudağı dış kısmında da yay bulunur ve piston kolu üzerinde sıkı bir şekilde kalmasını sağlar.

Gazlı amortisörlerde gaz dudaklı keçe kullanılır ve gaz kaçağını engeller. Gaz dudaklı keçe kullanılmaması halinde gaz kaçağı meydana gelir bu da araç konforunu olumsuz yönde etkiler.

Keçenin üst kısmında etrafında final kapama sırasında ezilen çıkıntı kısmı bulunmaktadır. Teleskopik amortisörlerde sıkı bir şekilde uygulanan, üreticilerde "roll curling" olarak adlandırılan gövde borusunun 90° bükülmesi operasyonu sırasında keçe üzerinde bulunan bu çıkıntı bölgeye kuvvet uygulanır, keçe iç kısmında bulunan metal gövde sayesinde keçe rijit bir şekilde konumunu korur, böylece üst kısımdaki ezilen bölgeler sızdırmazlığı sağlar. Keçe belli bir iç basınca dayanıklı olmalıdır. Ayrıca bir diğer gereklilik sıcaklıktır. Binek ve hafif ticari araçlarda keçenin dayanması gereken çalışma sıcaklığı -30°C ile 120°C arasındadır. Ağır ticari ve askeri teleskopik tiplerde ise gereklilik -30°C ile 200°C olmaktadır. Keçe amortisöre montajı sırasında keçe yağı ile yağlanır. Keçe üzerinde veya dudaklardaki en ufak bir deformasyon veya boşluk, yağ ve gaz kaçağına sebep olur.



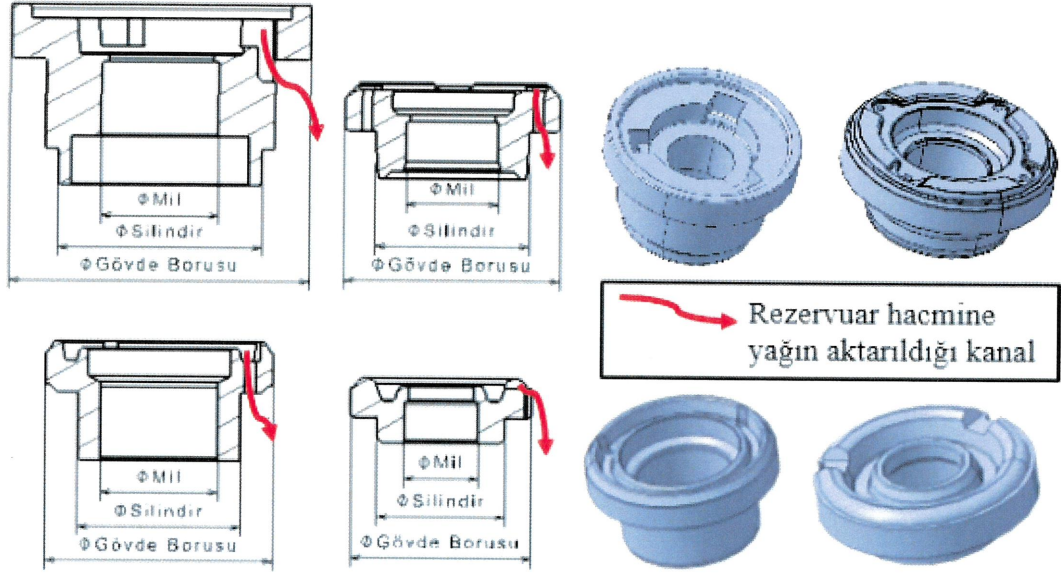
Şekil 2.20. Keçe örneği

#### 2.2.14. Kılavuz

Kılavuz, keçe ile temas halinde ve keçenin alt kısmında olan bir parçadır (Şekil 2.21). Kılavuz aynı zamanda silindir (basınç borusu) ile de temas halindedir ve silindirin üst kısmında bulunur. Kılavuzun görevi piston miline yataklık etmektir. Böylece ana parçalar olan silindir, gövde borusu ve piston mili arasında eş eksensellik sağlanmış olur. Kılavuz sayılan bu görevleri sağlayamadığı takdirde yağ, gaz kaçakları ve kuvvet kayıpları oluşacaktır. Kılavuzun en dış ve en büyük çapı gövde borusunun oturduğu çaptır. Kılavuzun alt kısmındaki küçük dış çap, silindir içine giren çaptır ve sıkı geçme şeklinde dizayn edilir. İç çap ise piston kolunu yataklayan çaptır.

Keçenin yağ dudakları aracılığı ile piston kolundan sıyrılan amortisör yağı kılavuz üzerinde kalır, kılavuz üzerinde yağın kaldığı bu bölgelerde rezervuar hacmine açılan kanallar bulunmaktadır. Bu durumda kılavuz üzerinde kalan yağ, bu kanallar aracılığı ile rezervuar hacmine aktarılır. Böylece yağ kaybı engellenmiş olur. Şekil 2.21'de çeşitli kılavuz tipleri görülmektedir. Kılavuz gövde borusu, silindir ve piston kolu çaplarına göre

değişebilir. Kılavuz toz metalürjisi yöntemi ile üretilir. Bu üretim şeklinde metal tozları sıkıştırılır ve sinterleme denilen ısı işlem uygulanır bu yüzden maliyetli bir parçadır.



Şekil 2.21. Kılavuz örnekleri

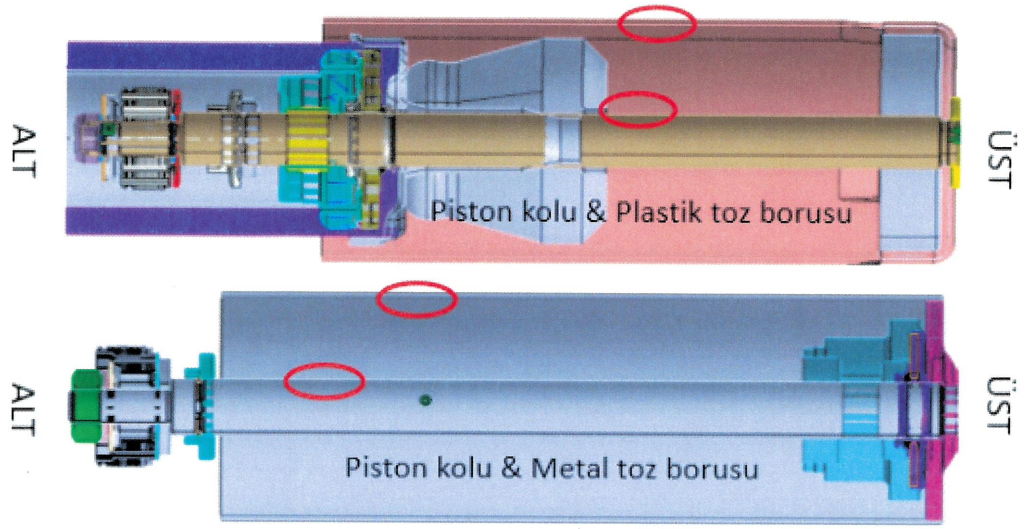
### 2.2.15. Piston Kolu

Piston kolu veya piston mili, amortisör içerisinde hareket halinde olan, üst kısmı araç şasisine bağlı olup alt kısmı amortisör içerisinde serbest olan, amortisörün açılmasını (rebound) sınırlandıracak zıplama tamponu yatağı parçası bulduran ve piston valf grubunun montaj edildiği amortisörün ana elemanlarından biridir. Yüzük veya saplama gibi araç üst bağlantı parçaları piston koluna kaynatılır. Piston kolunun amortisör dışına çıkan bölümünün korozyondan korunması için krom kaplanır. Amortisör tipine göre piston kolu çapı da değişir (Şekil 2.22).

### 2.2.16. Toz Borusu ve Toz Borusu Kapağı

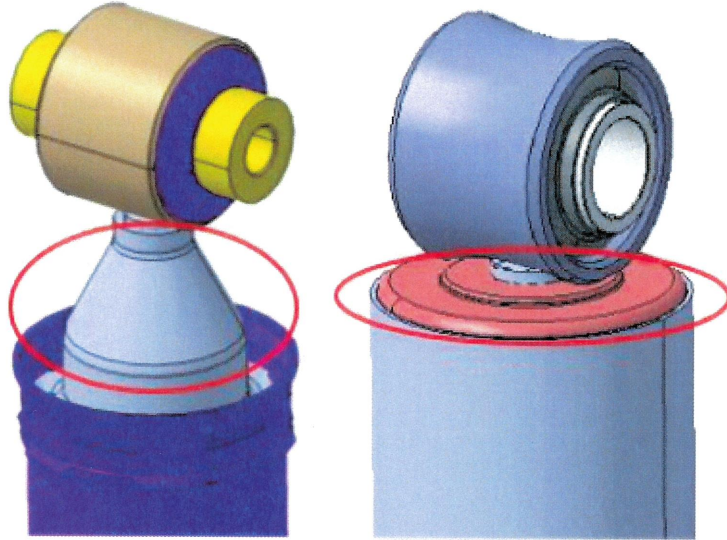
Toz borusu, amortisörün dış ortam ile temas sağlayabileceği piston kolu, keçe gibi alanları kapatan metal veya plastik elemandır. Metal olması durumunda toz borusu kapağına punta kaynak ile kaynatılır, plastik olması durumunda ise üst kapağa geçirme yolu ile montaj edilir (Şekil 2.22).





Şekil 2.22. Piston kolu, metal ve plastik toz borusu

Toz borusu kapağı ise toz borusunun montaj edildiği, piston koluna ve yüzüğe kaynaklı metal elemanlardır (Şekil 2.23).



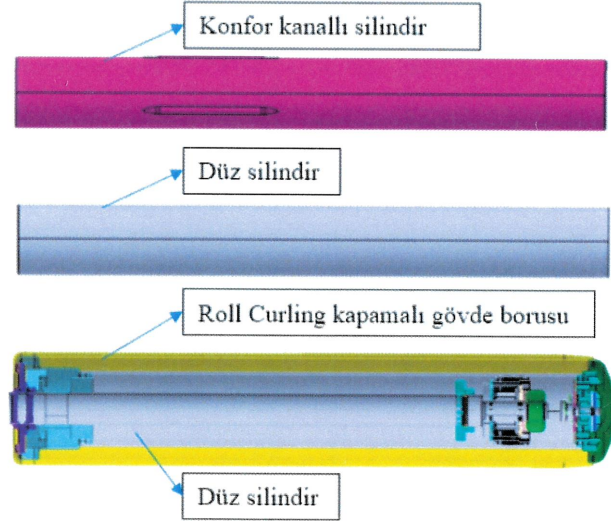
Şekil 2.23. Toz borusu kapağı örnekler

### 2.2.17. Gövde Borusu ve Silindir

Gövde borusu diğer ifadeyle rezervuar borusu amortisör iç kısmını dış etkilerden koruyan, araç alt bağlantısının kaynatıldığı amortisörün ana elemanlarından biridir.

Amortisör tipine göre farklı çaplarda olabilir. Silindir ile arasında kalan hacim rezervuar hacmidir, burada yağ ve gaz karışımını bulunur. Şekil 2.24'te gövde borusu kesit örneği gösterilmiştir.

Silindir borusu yani basınç borusu amortisör içerisinde, kılavuz ile taban valf grubu arasına sıkışmış amortisör ana parçalarından biridir. Silindir borusunun içerisinde piston mili, dolayısıyla piston valf grubu hareket eder. Silindir ile alt kapak arasında silindire sıkı geçmiş taban valf grubu bulunur. Silindir çapı amortisör tipine göre dolayısıyla oluşturulacak sönümlene kuvvetine göre değişkenlik gösterebilir. Amortisörlerde silindir kullanımı, çok büyük bir oranda düz silindir olarak gerçekleşir. Araç üreticisinin talebine göre hafif ticari araçlarda arka süspansiyonda, konfor kanallı silindirler kullanılabilir. Bunun kullanılmasının nedeni araç yüklü iken konfor bölgesinde çalışması ve yumuşak bir süspansiyon özelliği elde edilerek, titreşimlerin şasiye etkisinin azaltılmasının sağlanmasıdır. Şekil 2.24'te silindir çeşitleri verilmiştir.



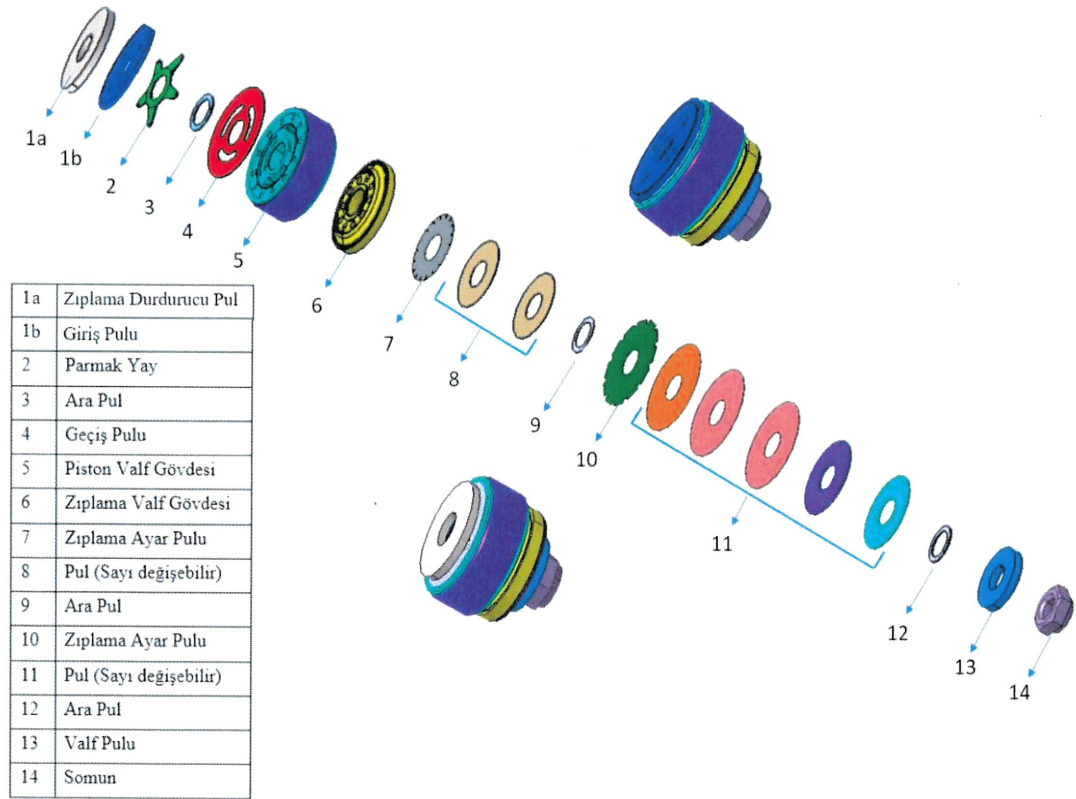
Şekil 2.24. Silindir çeşitleri ve gövde borusu örneği

### 2.2.18. Alt Kapak

Amortisörlerde alt kapak gövde borusuna kaynaklı, taban valf gövdesini üzerinde taşıyan aynı zamanda araç alt bağlantısının kaynatıldığı parçadır (Bkz. Şekil 2.17). Yatay ve dikey amortisör tiplerinde şekil olarak farklılık gösterebilir, yatay amortisörlerde yağ haznesi bulunurken dikey amortisörlerde bulunmaz.

### 2.2.19. Piston ve Taban Valf Grupları

Araçta yoldan gelen titreşimler ilk olarak yaylara gelir, amortisörler ise bu titreşimlerin şasiye geçmesini önler ve araç yolda kontrollü bir şekilde devam eder. Amortisörün en önemli görevleri titreşimleri sonlandırarak konfor elde etmek ve aracın yola tutunmasını gerçekleştirerek güvenliği sağlamaktır. Amortisörün sert veya yumuşak özellikte olması sağladığı “damping force” denilen sönümlenme kuvveti ile ilgilidir. Sönümlenme kuvveti düşük olan yani yumuşak bir amortisörde şasiye yoldan gelen etkiler daha azdır. Bu durumda konforlu bir sürüş gerçekleşir. Buna karşın yol tutuşu zayıf olacaktır, dolayısıyla güvenlik yönünden zaafiyet gösterecektir. Sert bir amortisörde de bu durumların tersi gerçekleşecektir yani konfor yönünden zayıf, güvenlik yönünden güçlü bir etki gösterecektir. Teleskopik bir amortisörde sönümlenmeyi meydana getiren temel elemanlar “piston valf grubu” ve “taban valf grubu” olarak adlandırılan valf gruplarıdır. Şekil 2.25’te örnek bir piston valf grubu, Şekil 2.27’de ise örnek bir taban valf grubu gösterilmiştir.



Şekil 2.25. Piston valf grubu örneği ve parçaları (Anonim 2020)

Piston valf grubu “rebound” olarak adlandırılan açılma (zıplama) durumda etkilidir, taban valf grubu ise “compression” olarak adlandırılan kapanma (sıkıştırma) durumunda etkilidir. Valf gruplarında bulunan küçük geçiş bölgelerinden yağın zorlanarak geçmesi sönümlenme kuvvetini oluşturur. Piston kolu hızının artmasıyla da bu geçiş daha fazla zorlanır, dolayısıyla sönümlenme kuvveti artar. Araç üreticilerinin genellikle tercih ettikleri test hızları 0.052 m/s, 0.13 m/s, 0.26 m/s, 0.39 m/s, 0.52 m/s ve 1.05 m/s’dir, bkz. “3.2.2. Zıplama (Rebound) Durumunda Yağ Akışları” kısmında yağ geçişleri detaylı olarak gösterilmiştir.

Piston valf grubu araç üst bağlantısına bağlı olan piston koluna montaj edilir. Amortisörün açılması ile birlikte piston kolu yukarı yönlü hareket eder aynı zamanda piston valf grubu da açılma yönünde hareket eder, bu durumda yağ piston koluna ters yönde yer değiştirir. Yağın piston valf gövdesi ve pulların kısıtlayıcı bölgelerinden, açılma (zıplama) haznesinden kapanma (sıkıştırma) haznesine doğru geçmesi sonucu amortisörde zıplama (rebound) sönümlenme kuvveti oluşur. Piston valf grubunun ana görevi amortisörün açılması durumunda sönümlenme kuvvetini oluşturmaktır. Piston valf grubu; piston valf gövdesi, ek olarak üst kısmında ve alt kısmında olmak üzere çeşitli pullardan ve destekleyici parçalardan oluşmaktadır (Şekil 2.25). Amortisörün açılması esnasında, piston valf gövdesinin somun yönünde bulunan alt kısımdaki pullar çalışır ve yağ geçişi sınırlanır, böylece zıplama (rebound) sönümlenme kuvveti oluşur. Piston valf gövdesinin araç bağlantı tarafında bulunan üst kısmında kalan parçalar ise amortisör kapanırken piston valf gövdesi üzerindeki deliklerden rahat bir şekilde geçen yağın kapanma bölgesinden açılma bölgesine kontrollü geçişini sağlar. Piston valf gövdesinin delik alanları, altındaki pulların kalınlığı, zıplama ayar pullarının çentikleri ve tüm bunların korelasyonu açılma (zıplama) durumundaki sönümlenme kuvvetini belirler.

Piston valf grubunun üst kısmında, piston kolunun düz kısmına temas eden en kalın pullardan biri olan zıplama durdurucu pul bulunmaktadır. Zıplama durdurucu pul destek amaçlı olup piston valf grubunu koruyucu bir puldur. Görevi amortisör tam açık boya geldiğinde piston valf grubunun kılavuza çarpmasını engellemek, arada bir siper görevi yaparak piston valf grubunu dış etkilerden korumaktır. Zıplama durdurucu pulun sönümlenme kuvvetine etkisi yoktur. Zıplama durdurucu pul genellikle piston kolunu tam açık boyda sınırlayan, daha fazla açılmasını engelleyen, piston koluna kaynaklı veya

ezilme (caulking) şeklinde birleştirilmiş zıplama tampon yatağı (bkz. Şekil 2.13) denilen parçaların kullanılmadığı durumlarda kullanılır. Bazen zıplama tampon yatağının kullanılmamasının nedeni amortisör tasarımına bağlı olarak daha fazla açık boy gerekli olmasıdır. Genellikle zıplama tampon yatağının kullanıldığı durumlar ise açık boyun yeterli olduğu, daha fazla gerekli olmadığı durumlardır. Eğer zıplama tampon yatağı kullanılıyor ise piston valf grubunda giriş pulu kullanılabilir. Giriş pulunun, zıplama durdurucu pul gibi sönümlemeye etkisi yoktur, zıplama durdurucu pula göre maliyeti çok daha düşüktür (Şekil 2.25).

Piston valf grubunda bulunan zıplama ayar pulları üzerinde çentikler bulunduran pullardır. Yağ çentiklerden rahatlıkla geçtiği için zıplama ayar pulları düşük hızlarda etkilidir ve üst üste bulunmazlar. Çentik sayıları pulun tasarımına göre değişir. Çentik alanları toplamı sönümleme kuvvetini değiştirir, çentik alanı daha az olan pullardan yağ daha zor geçer ve sönümleme kuvvetine etkisi çentik alanı fazla olan pullara göre daha fazladır. Zıplama ayar pullarının sönümleme kuvvetine etkisi düşük hızlarda olur. Açılma (zıplama) yönünde piston kolunun düşük hızlarında (0 - 0.13 m/s) sönümleme kuvvetinde değişiklik yapılmak istenirse, zıplama ayar pulunda değişiklik yapılmalıdır (Şekil 2.25).

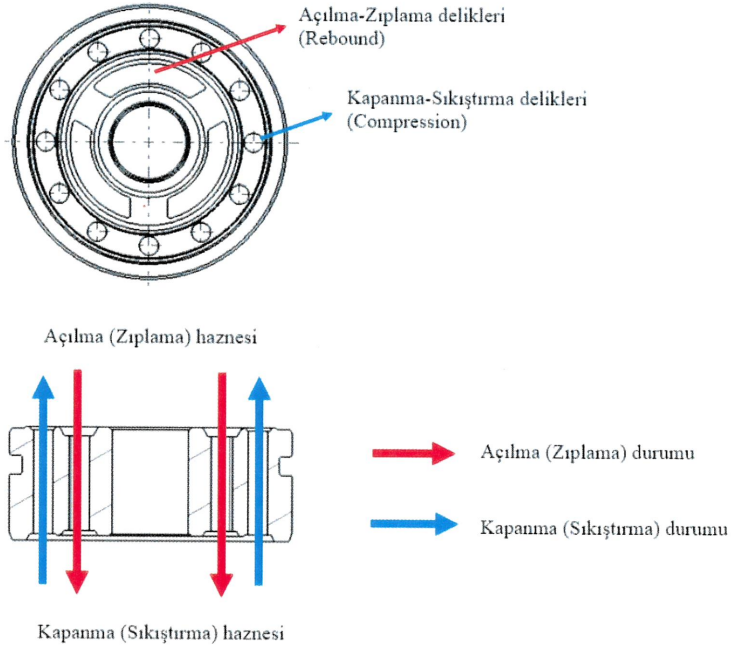
Piston valf grubunda mevcut olan diğer önemli parçalar parmak yay ve geçiş puludur (Şekil 2.25). Bu parçalar piston valf gövdesinin üst kısmındaki dış taraftaki delikleri kapatır, açılma (zıplama) anında yağın iç deliklerden geçmesine yardımcı olur. Normalde açılma (zıplama) anında piston valf gövdesinin iç delikleri çalışır (Şekil 2.26). Bu bilgiler çerçevesinde parmak yay ve geçiş pulunun piston valf gövdesinin dış deliklerini kapattığı ve açılma (zıplama) anında dış deliklerden yağ geçişine izin vermediği için çek valf görevi yaptığı da söylenebilir. Ayrıca piston valf gövdesinin dış deliklerini kapattığı için amortisörün kapanması (sıkıştırma) durumunda, yağın kapanma (sıkıştırma) haznesinden açılma (sıkıştırma) haznesine geçişini zorlaştırır. Kalınlıkları arttıkça bu geçiş zorlaşır, bu yüzden kapanma (sıkıştırma) tarafındaki sönümleme kuvvetini etkiler.

Zıplama valf gövdesi önemli parçalardan biridir (Şekil 2.25). Toplam delik alanları, yüksek hızlardaki (0.52-1.05 m/s) açılma (zıplama) sönümleme kuvvetini etkiler. Delik alanları büyüdükçe sönümleme kuvveti düşer.

Piston valf grubunun en büyük parçası piston valf gövdesidir (Şekil 2.25). Piston valf gövdesi, piston valf grubunun temel parçasıdır. Şekil 2.26'da teleskopik çift borulu bir amortisörde kullanılan piston valf gövdesi kesit ve üst görünüşü verilmiştir. Piston valf gövdesi toz metalürjisi yöntemi ile üretildiğinden maliyetli bir amortisör parçasıdır.

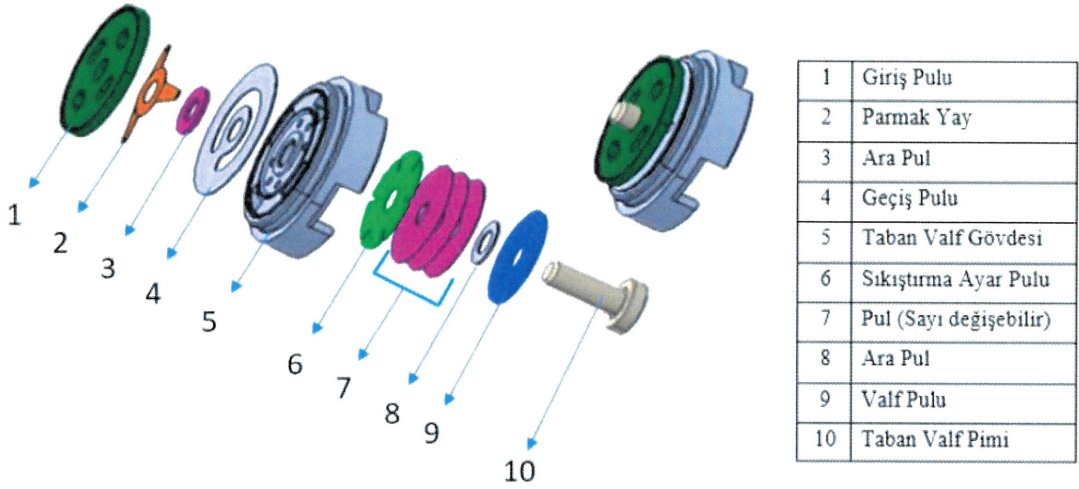
Piston valf grubunda bulunan bir diğer parça çeşidi pullardır. Amortisörün açılması (zıplama) esnasında bükülürler ve yağ geçişini bu şekilde sınırlandırarak sönümlenme kuvveti oluştururlar. Orta ve yüksek hızlarda (0.26 – 0.52 m/s) sönümlenme kuvveti üzerinde etkilidir. Piston valf grubunda bulunan ara pullar ise pulların üzerine gelen kuvvetlerde etkilidir. Ara pulların çap değişimlerine göre pulların bükülmesi zorlaşır veya kolaylaşır. Piston valf grubunun diğer elemanları valf pulu ve somundur. Bu iki eleman sayesinde piston valf grubu piston kolu üzerinde moment oluşturur (Şekil 2.25).

Piston valf gövdesi üzerinde yağ geçiş kısıtlayıcısı delikler bulunmaktadır. İç taraftaki delikler açılma (zıplama) durumunda açılma haznesinden kapanma haznesine doğru yağ geçişini kısıtlar yani açılma (zıplama) durumundaki sönümlenme kuvvetine etki eder. Dış taraftaki delikler ise kapanma (sıkıştırma) durumunda kapanma haznesinden açılma haznesine doğru kolay yağ geçişini sağlar (Şekil 2.26).



**Şekil 2.26.** PVG üst ve kesit görünüşü ve zıplama/sıkıştırma anında yağ geçişleri

Amortisörde bir diğer valf grubu taban valf grubudur (Şekil 2.27). Taban valf grubu taban valf gövdesi, pullar ve diğer destek parçalarından oluşur ve silindir ile alt kapak arasında sıkışmış vaziyette sabit bir şekilde konumlandırılır. Amortisörün kapanması (sıkıştırma) durumunda, yağın kapanma (sıkıştırma) haznesinden rezervuar haznesine, taban valf gövdesi ve pulların kısıtlayıcı bölgelerinden geçmesi sonucu amortisörde sıkıştırma sönümlenme kuvveti oluşur.



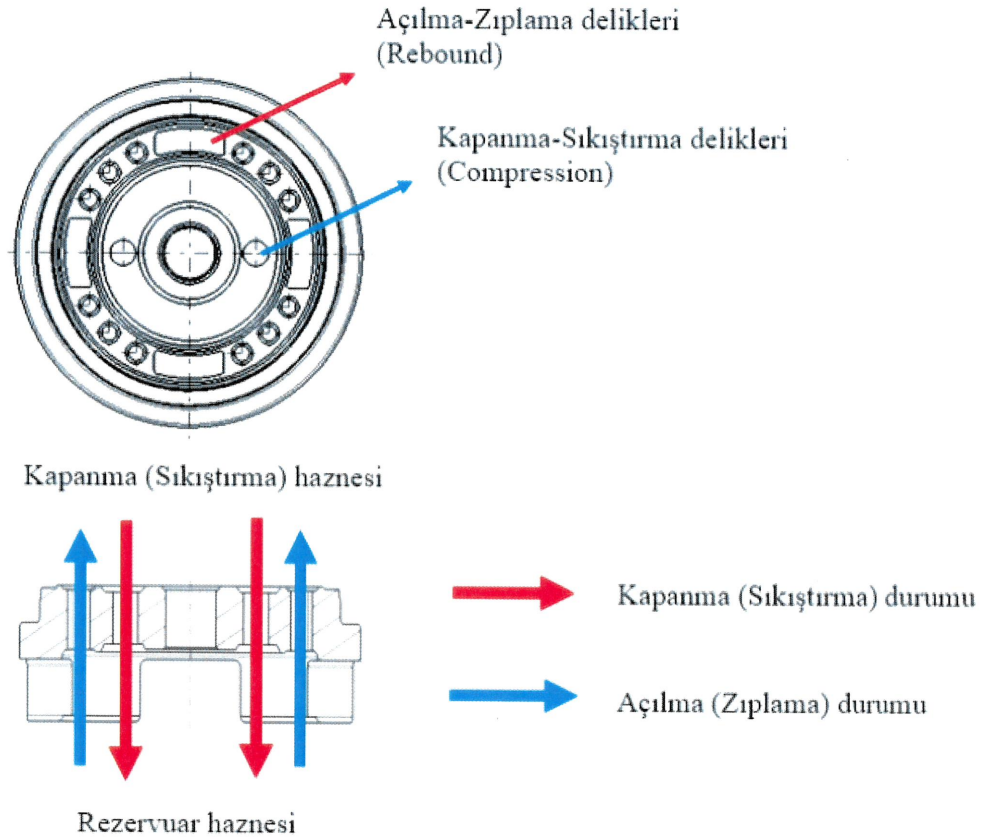
Şekil 2.27. Taban valf grubu örneği ve parçaları (Anonim 2020)

Taban valf grubunun en üst kısmında parmak yaya temas halinde giriş pulu mevcuttur. Taban valf grubu, en alttaki taban valf pimi ile giriş pulu arasında perçinleme yöntemiyle sıkıştırılmıştır. Giriş pulu destek amaçlı olup taban valf grubu parçalarını dış etkilere karşı koruyucu bir puldur. Görevi amortisör tam kapalı boya geldiğinde piston kolunun alt kısma çarpma riskine karşı arada bir siper görevi yaparak taban valf grubunun parçalanmasını önler. Giriş pulunun sönümlenme kuvvetine etkisi yoktur (Şekil 2.27)

Taban valf grubunda mevcut olan diğer önemli parçalar parmak yay ve geçiş puludur. Bu parçalar taban valf gövdesinin üst kısmındaki dış taraftaki delikleri kapatır, kapanma (sıkıştırma) anında yağın iç deliklerden geçmesine yardımcı olur. Normalde kapanma (sıkıştırma) anında taban valf gövdesinin iç delikleri çalışır (Şekil 2.28). Bu bilgiler çerçevesinde parmak yay ve geçiş pulunun taban valf gövdesinin dış deliklerini kapattığı ve kapanma (sıkıştırma) anında dış deliklerden yağ geçişine izin vermediği için çek valf görevi yaptığı da söylenebilir. Ayrıca taban valf gövdesinin dış deliklerini kapattığı için

amortisörün açılması (zıplama) durumunda, yağın rezervuar haznesinden kapanma (sıkıştırma) haznesine geçişini zorlaştırır. Kalınlıkları arttıkça bu geçiş zorlaşır, bu yüzden açılma (zıplama) tarafındaki sönümlenme kuvvetini etkiler (Şekil 2.27).

Taban valf grubunun temel ve en büyük parçası taban valf gövdesidir, “TVG” şeklinde ifade edilebilir. Taban valf gövdesi de piston valfi gibi toz metalürjisi yöntemi ile üretilir. Şekil 2.28’de teleskopik çift borulu bir amortisörde kullanılan taban valf gövdesi üst ve kesit görünüşü verilmiştir. Görüleceği gibi üzerinde yağ geçişini kısıtlayan delikler bulunmaktadır. İç kısımdaki delikler kapanma (sıkıştırma) durumunda kapanma (sıkıştırma) haznesinden rezervuar haznesine doğru yağ geçişini kontrol eder, kapanma (sıkıştırma) durumundaki sönümlenme kuvvetine etki eder. Dış kısımdaki delikler ise açılma (zıplama) durumunda rezervuar haznesinden kapanma (sıkıştırma) haznesine doğru yağ geçişini kontrol eder. Şekil 2.28’de açılma (zıplama) ve kapanma (sıkıştırma) durumlarındaki yağ geçişleri gösterilmiştir.



Şekil 2.28. TVG üst ve kesit görünüşü ve zıplama/sıkıştırma anında yağ geçişi



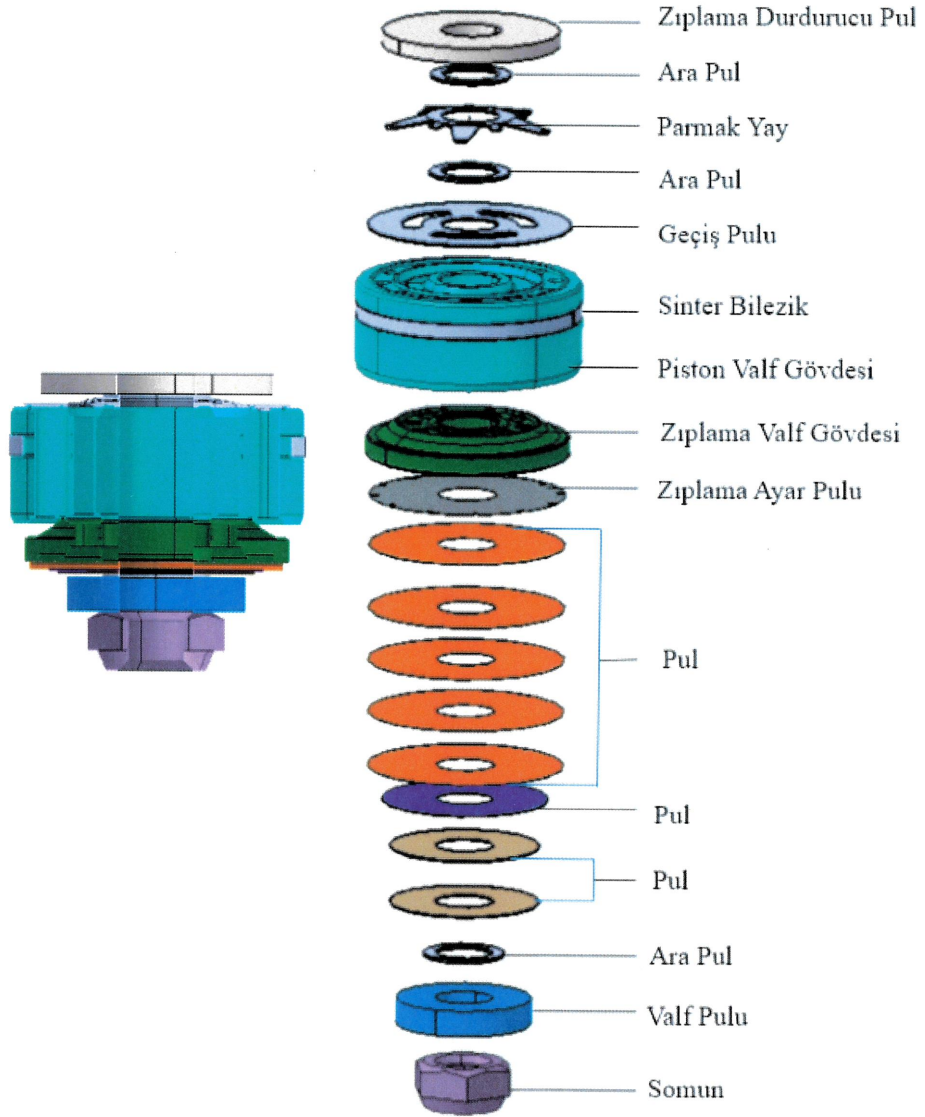
Taban valf grubunda bulunan sıkıştırma ayar pulları, üzerinde çentikler bulunduran pullardır, düşük hızlarda etkilidir ve üst üste bulunmazlar. Çentik sayıları değişebilir, çentik alanları toplamı sönümlleme kuvvetini değiştirir. Sıkıştırma ayar pullarının sönümlleme kuvvetine etkisi düşük hızlarda olur. Kapanma (sıkıştırma) yönünde piston kolunun düşük hızlarında (0 - 0.13 m/s) sönümlleme kuvvetinde değişiklik yapılmak istenirse, zıplama ayar pulunda değişiklik yapılmalıdır (Şekil 2.27).

Taban valf grubunda bulunan bir diğer parça çeşidi pullardır. Amortisörün kapanması (sıkıştırma) esnasında bükülürler ve yağ geçişini bu şekilde sınırlandırarak sönümlleme kuvveti oluştururlar. Orta ve yüksek hızlarda (0.26 – 0.52 m/s) sönümlleme kuvveti üzerinde etkilidir. Taban valf grubunda bulunan ara pullar ise pulların üzerine gelen kuvvetlerde etkilidir. Ara pulların çap değişimlerine göre pulların bükülmesi zorlaşır veya kolaylaşır. Taban valf grubunun diğer elemanları valf pulu ve taban valf pimidir. Bu iki eleman sayesinde taban valf grubu perçinleme metodu ile birleştirilir (Şekil 2.27).

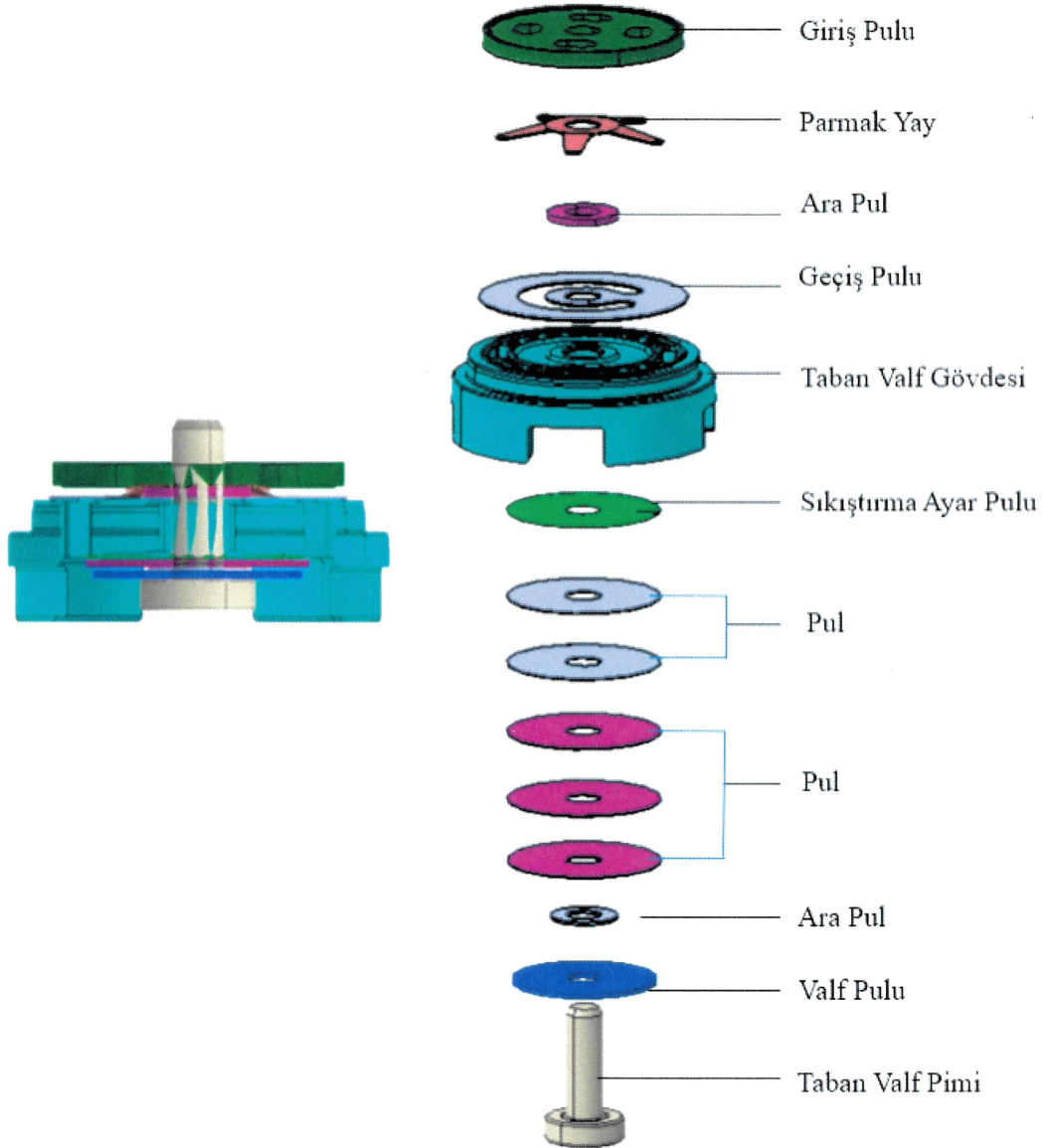
### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Amortisörlerde Kullanılan Valf Grupları

Bu çalışmada çift borulu (twintube) teleskopik amortisörde konfor kanallarının etkisi incelenmiştir. Valf gruplarından bağımsız olarak silindir konfor kanallarının sönümleme kuvvetine etkisinin belirlenmesi için ele alınan tüm test amortisörlerinde aynı tip piston ve taban valf grupları kullanılmıştır. Kullanılan piston valf grubu Şekil 3.1’de ve taban valf grubu Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Amortisör piston valf grubu

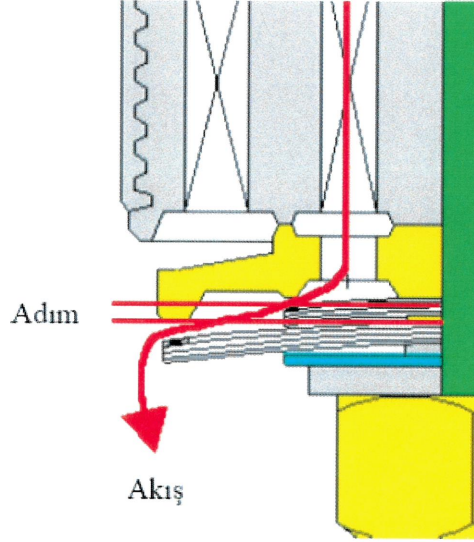


Şekil 3.2. Amortisör taban valf grubu

### 3.2. Konfor Kanallı Amortisör Matematik Modeli

Çift borulu (twintube) düz silindirik geleneksel amortisörde kapanma (sıkıştırma) haznesi ile rezervuar haznesi arasındaki yağ akışı taban valf grubu ile sağlanır. Açılma (zıplama) haznesi ile kapanma (sıkıştırma) haznesi arasında yağ geçişi ise piston valf grubu ile sağlanır (Bkz. Şekil 2.17). Sönümlenme kuvveti oluşturan akışlar piston valf gövdesi, taban valf gövdesi, pul ve ayar pulu üzerinden gerçekleşir (Bkz. Şekil 2.18). Piston valf gövdesi ve taban valf gövdesi parçalarındaki akışlar üzerindeki deliklerden, ayar

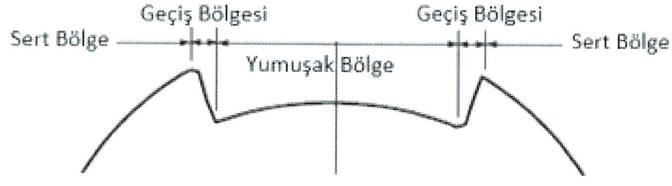
pullarındaki akışlar üzerindeki çentiklerden ve pulların üzerindeki akışlar ise pulların bükülmesi, dolayısıyla mekanik olarak zorlanmaları sonucu gerçekleşir. Şekil 3.3'te amortisörün açılması (zıplama) durumunda piston valf grubundaki pulların durumu verilmiştir.



**Şekil 3.3.** Akış sırasında pulların bükülmüş şekilde kesit görüntüsü

Konfor kanallı amortisörde ise tek fark amortisör içerisinde düz silindir yerine konfor kanallı silindir kullanılması ve konfor kanallarından da yağ geçişlerinin olmasıdır. Piston valf grubu konfor bölgesinde çalışırken yukarıda bahsedilen zıplama haznesi ile sıkıştırma haznesi arasındaki yağ geçişi piston valf grubuna ek olarak konfor kanallarından da sağlanır. Böylece pistonun konfor kanalı bölgesinde çalışması esnasında daha düşük bir sönümlenme kuvvetinin oluşması dolayısıyla sürücü ve yolcuların yumuşak bir süspansiyon hissetmesi sağlanır.

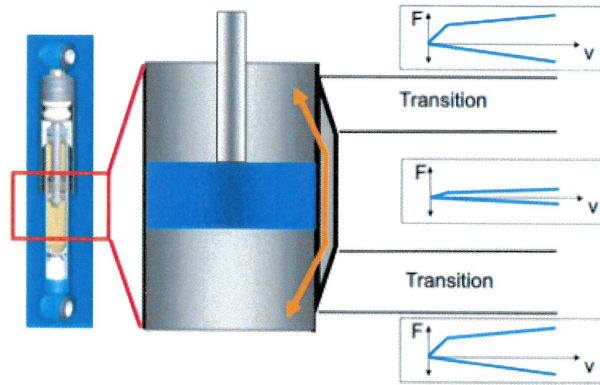
Tipik pasif teleskopik amortisörden farklı olarak, konfor kanallı amortisörde, silindir duvarında akış kanalları vardır. Bu kanallar şekilleri itibarıyla silindiri, yumuşak alan, sert alan ve geçiş alanı olarak üç bölüme ayırır (Şekil 3.4). Konfor kanalının sürekli devam ettiği kısım yumuşak bölge, konfor kanalının silindir düz bölgesine geçiş yaptığı silindir iç çapının daraldığı kısım geçiş bölgesi ve son olarak silindirin konfor kanalı ve geçiş bölgesi harici kalan tüm kısımları ise sert bölge olarak adlandırılır. Kuvvet geçişlerinin düzgün olması için geçiş bölgeleri konikleştirilir.



**Şekil 3.4.** Konfor kanallı amortisör piston geçiş bölgeleri (kuvvet-yol)

Konfor kanallı amortisörlerde silindirin konforlu ve düz olduğu bölgelerde, amortisör sert bölgeden itibaren çalışmaya başlamakta, sonrasında piston ilerlemeye devam etmekte ve konforlu yumuşak bölgeye girmektedir ve konforlu bölgede ilerlemeye devam ettikten sonra tekrar sert bölgeye giriş yapmaktadır. Bu duruma göre kuvvet-yer değiştirme grafiklerine bakarak test yapılan amortisörün silindir konfor bölgesinin yaklaşık boyu bulunabilir. Geçiş bölgeleri arasındaki mesafe yaklaşık konfor kanalı boyudur (Şekil 3.4).

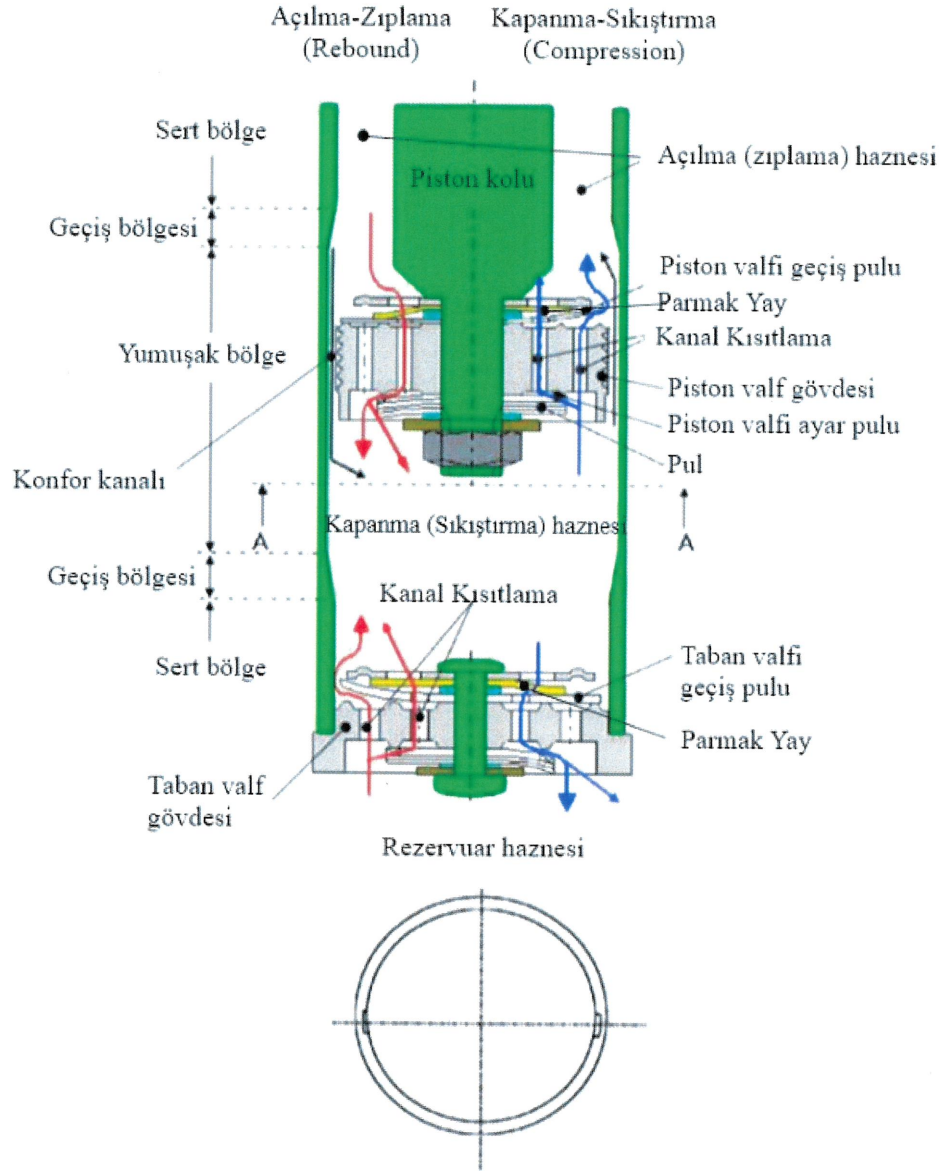
Amortisör deneylerinde elde edilen karakteristiklerden biri de kuvvet-hız grafikleridir. Bu grafiklerin tipik bir şekli vardır ve belirli bir hızda oluşan sönümlenme kuvveti analiz edilebilir. Silindirin konfor kanal bölgesi ve düz bölgesi ölçüldüğünde sönümlenme kuvvet farkı görülebilir. Sert bölgede eğrilerin açıklığı daha fazla iken, yumuşak bölgede bu açıklık daha azdır (Şekil 3.5). Konfor kanalı sayısı veya kesit alanı arttıkça sönümlenme kuvveti düşer.



**Şekil 3.5.** Konfor kanalının hız-kuvvet eğrisine etkisi (Anonim 2019d)

Şekil 3.6’da konfor kanallı bir amortisörde yağ geçişleri gösterilmiştir. Şekil üzerinde, sol kısım “rebound” olarak ta adlandırılan açılma (zıplama) durumu, sağ kısım ise

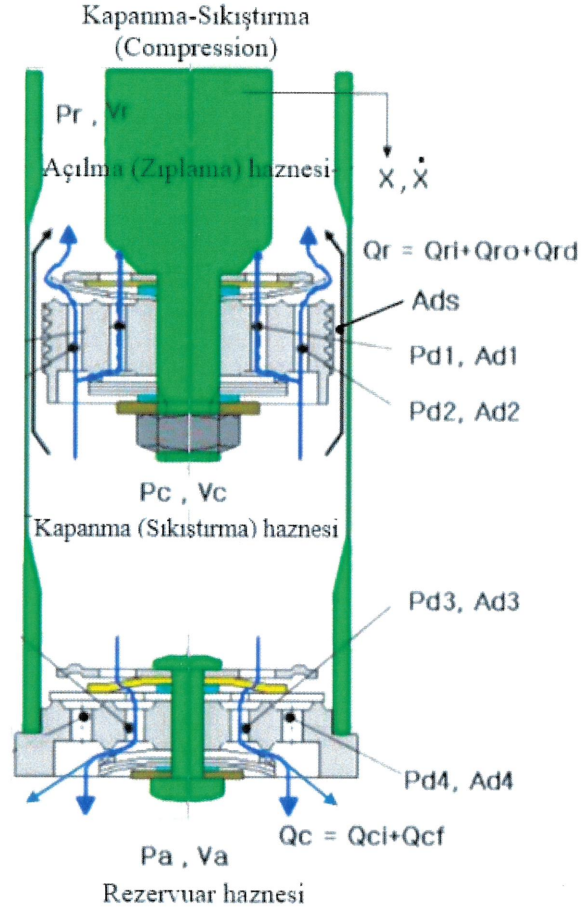
“compression” olarak ta adlandırılan kapanma (sıkıştırma) durumu belirtilmiştir. Kırmızı renkli oklar, açılma (zıplama) durumunda valf gruplarında oluşan yağ geçişlerini, mavi renkli oklar, kapanma (sıkıştırma) durumunda valf gruplarında oluşan yağ geçişlerini ve siyah renkli oklar ise her iki durumda da konfor kanallarında oluşan yağ geçişlerini göstermektedir. Bu akışlar açılma (zıplama) ve kapanma (sıkıştırma) durumu için detaylı olarak Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de verilmiştir.



**Şekil 3.6.** Konfor kanallı silindirde kapanma (sıkıştırma) ve açılma (zıplama) durumundaki yağ geçişleri (Lee ve Moon 2006)

### 3.2.1. Kapanma (Sıkıştırma-Compression) Durumunda Yağ Akışları

Amortisörün kapanma (sıkıştırma) durumunda oluşan yağ akışları  $Q_r$  ve  $Q_c$  olmak üzere ikiye ayrılır (Şekil 3.7).



Şekil 3.7. Konfor kanallı silindirde kapanma (sıkıştırma) durumunda akış şematik gösterimi (Lee ve Moon 2006)

$Q_r$  debisi, amortisör kapanırken kapanma (sıkıştırma) haznesinden, açılma (zıplama) haznesine piston valf grubundan geçen debidir.  $Q_r$  debisi; piston valfi ayar pulundan ( $Q_{ri}$ ), geçiş pulundan ( $Q_{ro}$ ) ve konfor kanalından ( $Q_{rd}$ ), olmak üzere üç alt akıştan meydana gelir (Lee ve Moon 2006).

$$Q_r = Q_{ri} + Q_{ro} + Q_{rd} \quad (3.1)$$

$$Q_{ri} = C_d A_{pb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_{d1})} = C_d A_{d1} \sqrt{(P_{d1} - P_r)} \quad (3.2)$$

$$Q_{ro} = C_d A_{d2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_{d2})} = Q_{im} \frac{(P_{d2} - P_{icr})}{(P_{im} - P_{icr})} \quad (3.3)$$

Burada;  $P_{d2} < P_{icr}$  olduğunda  $Q_{ro} = 0$ 'dır.

$$Q_{rd} = C_d A_{ds}(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_r)} \quad (3.4)$$

$$A_{ds}(x) = \begin{cases} w \left\{ \frac{h}{z_2} (x + z_1) + h \right\} & (z_1 < x \leq (z_1 + z_2)), \\ wh & (-z_1 < x \leq z_1), \\ w \left\{ -\frac{h}{z_2} (x - z_1) + h \right\} & (-(z_1 + z_2) < x \leq -z_1), \end{cases} \quad (3.5)$$

Piston konfor kanalı bölgesinden ayrıldığında  $Q_{rd} = 0$ 'dır.

$Q_c$  debisi, amortisör kapanırken, kapanma (sıkıştırma) haznesinden rezervuar haznesine taban valf grubundan geçen debidir.  $Q_c$  debisi taban valf grubu ayar pulundan geçen ( $Q_{ci}$ ) ve taban valf pulundan geçen ( $Q_{cf}$ ) olmak üzere iki debiye ayrılır:

$$Q_c = C_d A_{a3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_{a3})} = Q_{ci} + Q_{cf} \quad (3.6)$$

$$Q_{ci} = C_d A_{bb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{a3} - P_a)} \quad (3.7)$$

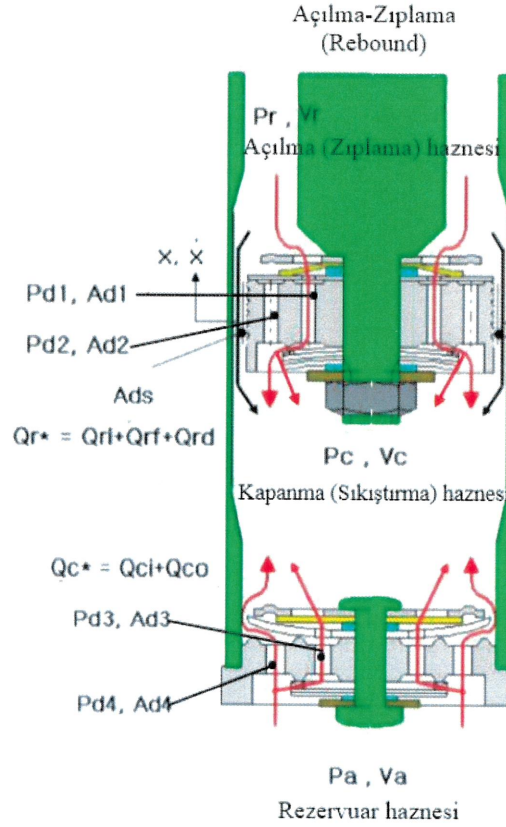
$$Q_{cf} = Q_{bm} \frac{(P_{a3} - P_{bcr})}{(P_{bm} - P_{bcr})} \quad (3.8)$$

Burada;  $P_{a3} < P_{bcr}$  olduğunda  $Q_{cf} = 0$ 'dır.

### 3.2.2. Açılma (Zıplama - Rebound) Durumunda Yağ Akışları

Şekil 3.8'de konfor kanallı silindire sahip bir amortisörde açılma (zıplama) durumunda oluşan akışların şematik gösterimi ve bu akışların detayları belirtilmiştir. Yağ akışları, açılma (zıplama) durumunda,  $Q_r^*$  ve  $Q_c^*$  olmak üzere ikiye ayrılır:





**Şekil 3.8.** Konfor kanallı silindirde açılma (zıplama) durumunda akış şematik gösterimi (Lee ve Moon 2006)

$Q_r^*$  amortisör açılırken, açılma (zıplama) haznesinden, kapanma (sıkıştırma) haznesine piston valf grubundan geçen debidir.  $Q_r^*$  debisi piston valfi ayar pulundan ( $Q_{ri}$ ), piston valfi pulundan ( $Q_{rf}$ ) ve konfor kanalından ( $Q_{rd}$ ) olmak üzere üç alt debiye ayrılır:

$$Q_r^* = Q_{ri} + Q_{rf} + Q_{rd} \quad (3.9)$$

$$Q_{ri} = C_d A_{pb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{d1} - P_c)} \quad (3.10)$$

$$Q_{rf} = Q_{pm} \frac{(P_{d1} - P_{pcr})}{(P_{pm} - P_{pcr})} \quad (3.11)$$

$P_{d1} < P_{pcr}$  olduğunda  $Q_{rf} = 0$ 'dır.

$$Q_{rd} = C_d A_{ds}(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_c)} \quad (3.12)$$

Piston konfor kanalından çıktığında  $Q_{rd} = 0$ 'dır.

$Q_c^*$  amortisör açılırken, rezervuar haznesinden kapanma (sıkıştırma) haznesine taban valf grubundan geçen yağ akışıdır.  $Q_c^*$  debisi taban valf grubu ayar pulu ( $Q_{ci}$ ) ve taban valfi geçiş pulundan ( $Q_{co}$ ) olmak üzere 2 debiye ayrılır:

$$Q_c^* = Q_{ci} + Q_{co} \quad (3.13)$$

$$Q_{ci} = C_d A_{bb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_a - P_{d3})} = C_d A_{d3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{d3} - P_c)} \quad (3.14)$$

$$Q_{co} = C_d A_{d4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_a - P_{d4})} = Q_{sm} \frac{(P_{d4} - P_{scr})}{(P_{sm} - P_{scr})} \quad (3.15)$$

Burada;  $P_{d4} < P_{scr}$  olduğunda  $Q_{cf} = 0$ 'dır.

### 3.2.3. Kapanma (Sıkıştırma) ve Açılma (Zıplama) Haznelerindeki Akış Eşitlikleri

Amortisör kapanırken, kapanma (sıkıştırma) haznesinde oluşan akış eşitlikleri aşağıdaki gibidir (Lee ve Moon 2006):

$$-\frac{V_c}{K} \frac{\partial P_c}{\partial t} = A_p \dot{x} - (Q_r + Q_c) \quad (3.16)$$

Amortisör açılırken, kapanma (sıkıştırma) haznesinde oluşan akış eşitlikleri aşağıdaki gibidir (Lee ve Moon 2006):

$$-\frac{V_c}{K} \frac{\partial P_c}{\partial t} = -A_p \dot{x} + (Q_r^* + Q_c^*) \quad (3.17)$$

Amortisör kapanırken, açılma (zıplama) haznesinde oluşan akış eşitlikleri aşağıdaki gibidir (Lee ve Moon 2006):

$$-\frac{V_r}{K} \frac{\partial P_r}{\partial t} = (A_p - A_{rod}) \dot{x} + Q_r \quad (3.18)$$

Amortisör açılırken, açılma (zıplama) haznesinde oluşan akış eşitlikleri aşağıdaki gibidir (Lee ve Moon 2006):

$$-\frac{V_r}{K} \frac{\partial P_r}{\partial t} = (A_p - A_{rod}) \dot{x} - Q_r^* \quad (3.19)$$

### 3.2.4. Rezervuar Haznesindeki Akış Analizi

Rezervuar haznesindeki gaz basıncı ideal gaz denkleminde;

$$P_a V_a = m_a R T \quad (3.20)$$

ile ifade edilir. Amortisörlerde genellikle  $m_a$  gaz kütlesi sabit kabul edilir, çünkü hazne sızdırmaz ve  $T$  sıcaklığının sabit olduğu kabul edilir. Bu durumda  $P_a V_a$  sabit olur. Gaz hacminin zamana bağlı değişimi aşağıdaki şekilde ifade edilir (Lee ve Moon 2006):

$$V_a(t) = V_{a0} - \int Q_c dt \quad (3.21)$$

Böylece rezervuar haznesindeki gaz basıncı aşağıdaki gibidir

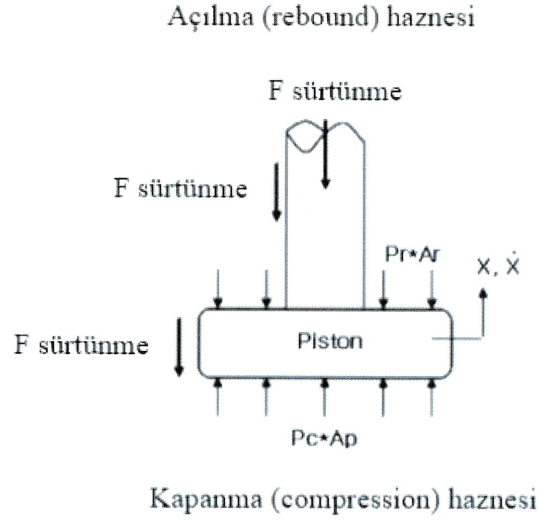
$$P_a = \frac{m_a R T}{V_{a0} - \int Q_c dt} \quad (3.22)$$

### 3.2.5. Amortisör Sönümlene Kuvveti

Amortisör sönümlene kuvveti (damping force), Şekil 3.9'da gösterilen pistonun her iki tarafına ekti eden kuvvetler tarafından belirlenir. Piston üzerindeki kuvvetlere bakarak sönümlene kuvveti aşağıdaki gibi ifade edilir (Lee ve Moon 2006):

$$F_{\text{sönümlene}} = P_r A_r - P_c A_p \pm F_{\text{sürtünme}} \quad (3.23)$$

$$A_r = A_p - A_{\text{rod}} \quad (3.24)$$



Şekil 3.9. Piston serbest cisim diyagramı (Lee ve Moon 2006).

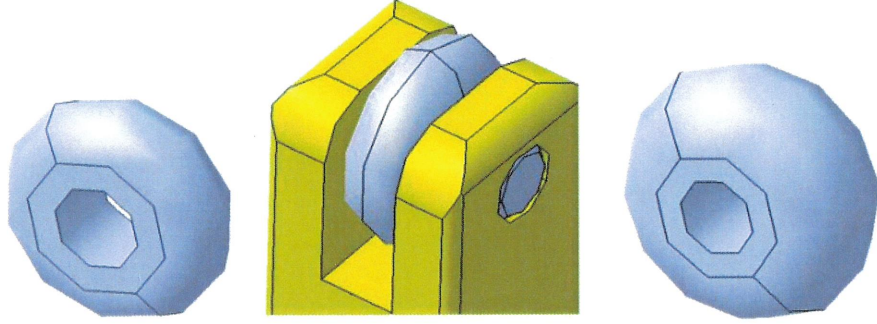
### 3.3. Deneysel Çalışmalar

Bu çalışmada geleneksel çift borulu, düz silindri (konfor kanalsız) bir amortisör ile birlikte bu amortisör yapısında (valf grupları aynı) fakat farklı genişlik, derinlik ve sayıda konfor kanalı içeren silindirlere sahip yedi farklı amortisör için sönümlenme kuvvet testleri yapılmıştır. Test sonucunda ortaya çıkan sönümlenme kuvvet değerleri, kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız grafikleri yorumlanmıştır. Bu şekilde silindir konfor kanallarının amortisör sönümlenmesinde nasıl bir etkiye sahip olduğu ortaya konulmuştur.

Konfor kanalı uzunluğu ve konumunun sönümlenme kuvvetine aritmetik olarak bir etkisi yoktur. Konfor kanalı uzunluğunun etkisi sönümlenmenin ne kadarlık bir strokta olacağıdır ve bu strok boyu kuvvet-yer değiştirme grafiğinden anlaşılmaktadır. Konfor kanalı konumunun etkisi ise sönümlenmenin başlayacağı nokta ile ilgilidir. Bu veriler ışığında piston ve taban valf grupları aynı olan amortisörlerin uzunluk ve konumuna bakılmaksızın silindirleri üzerindeki konfor kanallarının genişlik ve derinliğinin sönümlenmeye etkisi üzerindeki etkilerini araştırmak üzere deneysel çalışmalar yapılmıştır.

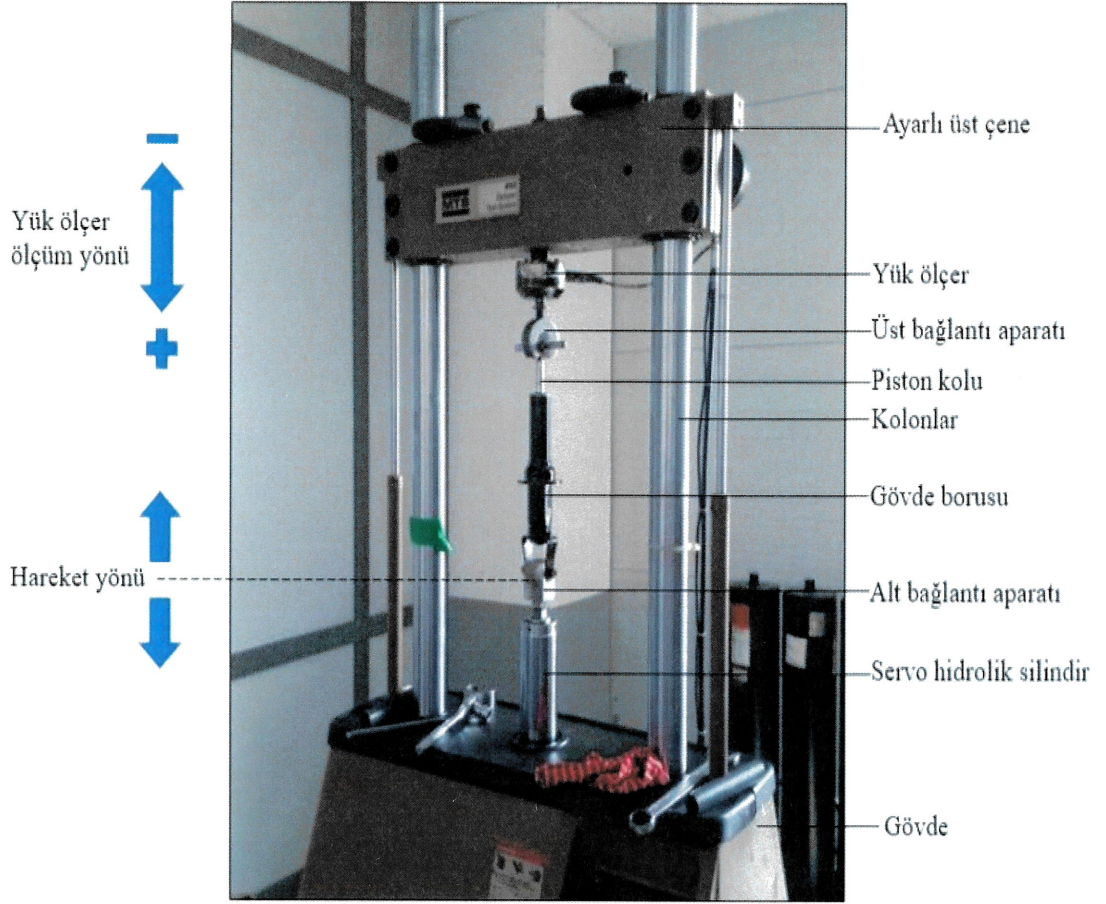
Konfor kanalları özel kalıplar kullanılarak oluşturulmuştur. Silindir iç çapı (tüm test amortisörlerinde ortak), açılacak konfor kanalı sayısı, boyu, derinliği, genişliği ve konfor kanalının konumuna göre kalıp parçaları özelleştirilmiştir. Hafif ticari ve/veya binek

araçların arka süspansiyon sistemi, amortisör tipleri ve boyutları birbirine benzerdir. Bu çalışmada konfor kanallarının etkisi, bu tip araçlarda kullanılan Ø30 mm çaplı amortisör silindirleri için incelenmiştir. Konfor kanalları bu silindirler üzerine, gerekli genişlik ve derinliğe göre özel üretilen, formun oluşmasını sağlayacak kısımları küresel şekle sahip, ısıtılmış çelik tekerlekler vasıtası ile açılmıştır (Şekil 3.10).



**Şekil 3.10.** Konfor kanalı formunu veren küresel tekerlek parçalar

Ele alınan kuvvet testleri servo hidrolik test makinasında yapılmıştır (Şekil 3.11). Amortisör hareket ettiğinde oluşan sönümlenme kuvveti “loadcell” vasıtası ile ölçülmüştür. Kullanılan makinenin yük kapasitesi 25 kN, hız kapasitesi 4 m/s ve sahip olduğu strok boyu  $\pm 125$  mm’dir.

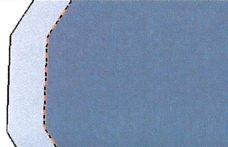



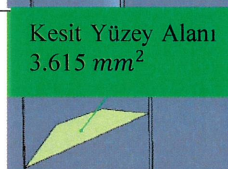

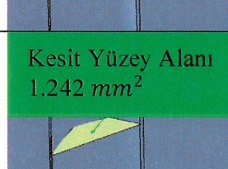
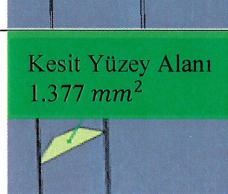


Şekil 3.11. 25 kN kapasiteli servo hidrolik test makinası

#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada konfor kanalsız ve konfor kanalı uzunluğuna bakılmaksızın Çizelge 4.1’de verilen farklı konfor kanalı alanlarına sahip amortisörler incelenmiştir. Konfor kanalı alanlarının etkisinin incelenmesi için piston valf grubu, konfor kanalı boyunca bu bölgede  $\pm 15$  mm olmak üzere toplam 30 mm strokta hareket edecek şekilde deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde 0,052 m/s, 0,13 m/s, 0,26 m/s, 0,39 m/s, 0,52 m/s ve 1.048 m/s hızlarında amortisörlerin sönümlenme kuvvetleri incelenmiştir. Ele alınan tüm amortisörlerin silindirleri dışında her parçası (valf grupları, gövde boruları, piston kolları, kılavuz ve keçeleri vb.) aynıdır. Amortisörlerin silindirlerindeki farklılıklar ise konfor kanallarının olmaması (silindirin iç yüzeyinin düz olması) ya da farklı genişlik, derinlik ve sayılarda konfor kanallarının olmasıdır. Çizelge 4.1’de çeşitli boyutsal özellikleri ve kesit görüntüleri verilen sekiz farklı amortisör, aynı hızlarda test edilmiş ve konfor kanallarının etkisi incelenmiştir.

**Çizelge 4.1.** Test edilen çift borulu teleskopik amortisör konfor kanalı özellikleri  
(Amortisör boyutları: Piston kolu çapı,  $d=12.5$  mm; Gövde borusu çapı,  $D_{dış}=45$  mm;  
Silindir borusu çapı,  $D_{iç}=30$  mm)

Özellikler Amortisör	Tek konfor kesit alanı $A(mm^2)$	Konfor kanalı sayısı (adet)	Toplam konfor kesit alanı $A(mm^2)$	Konfor kanalı kesit görüntüsü
1	0	0	0	
2	1.38	2	2.76	Kesit Yüzey Alanı $1.377 mm^2$ 
3	1.59	2	3.18	Kesit Yüzey Alanı $1.596 mm^2$ 
4	3.42	1	3.42	Kesit Yüzey Alanı $3.423 mm^2$ 
5	3.6	1	3.6	Kesit Yüzey Alanı $3.615 mm^2$ 
6	1.82	2	3.65	Kesit Yüzey Alanı $1.821 mm^2$ 
7	1.24	3	3.72	Kesit Yüzey Alanı $1.242 mm^2$ 
8	1.38	3	4.14	Kesit Yüzey Alanı $1.377 mm^2$ 



#### 4.1. Konfor Kanalsız Çift Borulu Amortisör

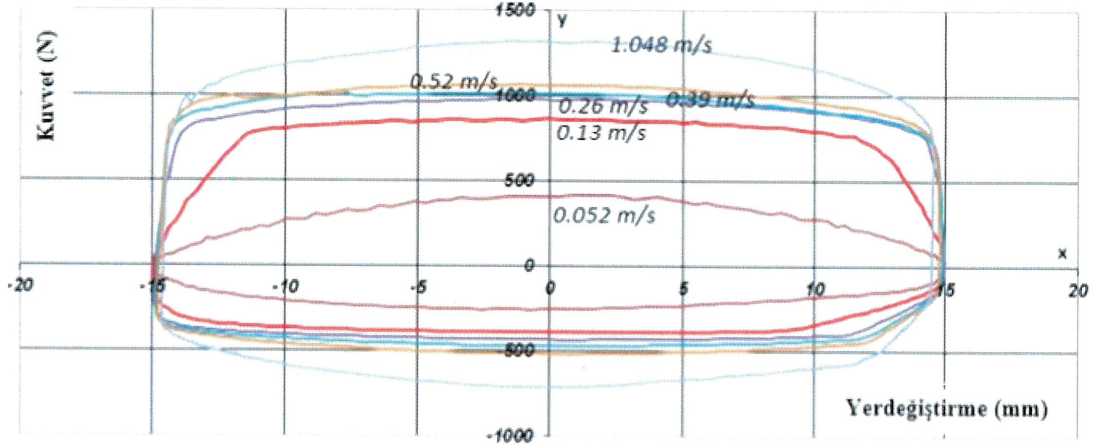
Konfor kanalsız 1 nolu test amortisörüne,  $\pm 15$  mm olmak üzere toplam 30 mm strokta 0,052 m/s, 0,13 m/s, 0,26 m/s, 0,39 m/s, 0,52 m/s ve 1.048 m/s hızlarında sönümleme kuvvet testi uygulanmıştır. Çizelge 4.2’de test sonucunda elde edilen sönümleme kuvvet değerleri verilmiştir.

**Çizelge 4.2.** Konfor kanalsız 1 nolu test amortisörü sönümleme kuvvetleri

Hız (m/s)	Açılma-Zıplama/ Rebound (N)	Kapanma-Sıkıştırma/ Compression (N)
0,052	422	-256
0,13	869	-389
0,26	986	-433
0,39	1025	-469
0,52	1069	-513
1,048	1326	-714

Şekil 4.1’de 30 mm strokta ( $\pm 15$  mm) konfor kanalsız 1 nolu test amortisörünün kuvvet-yer değiştirme grafiği verilmiştir. Şekil 4.1 ve Çizelge 4.2’de görüldüğü gibi hız arttıkça sönümleme kuvveti artmaktadır. Şekil 4.1’de yer değiştirme ekseninin altında kalan kısım amortisörün kapanması sırasında oluşan sıkıştırma (kapanma) sönümleme kuvvetlerini göstermektedir. Yer değiştirme ekseninin üzerindeki kısım ise amortisörün açılması sırasında oluşan zıplama (açılma) sönümleme kuvvetlerini göstermektedir. Dikkat edilirse sönümleme kuvvetlerinin bir kısmı pozitif yönde iken diğerleri negatif yöndedir. Amortisör açılıp kapanırken piston valf grubu tekrar başladığı yere geldiği için eğri kapalı şekildedir. Bu eğriler yumurta şekline benzediği için yumurta eğrisi olarak da adlandırılırlar. Her eğrinin sahip olduğu hızlar vardır. Buralarda hızlar 0,052 m/s, 0,13 m/s, 0,26 m/s, 0,39 m/s, 0,52 m/s ve 1.048 m/s olan test hızlarıdır. Buralarda sıkıştırma (kapanma) ve zıplama (açılma) sönümleme kuvvetleri amortisör sönümleme kuvvet değerleridir. Hızın ve sönümleme kuvvetinin en düşük olduğu yer ise tüm strok boyunun yani +15 mm ve -15 mm’deki yer değiştirme eksenini noktalarıdır. Bu noktalarda sönümleme kuvvetleri sıfırdır, bu çevrim test boyunca devam eder. Şekil 4.1’de en iç kısımdaki kahverengi eğri testin en düşük hızındaki yani 0.052 m/s hızındaki test sonucudur. En dış kısımdaki mavi eğri ise testin en yüksek hızındaki yani 1.048 m/s

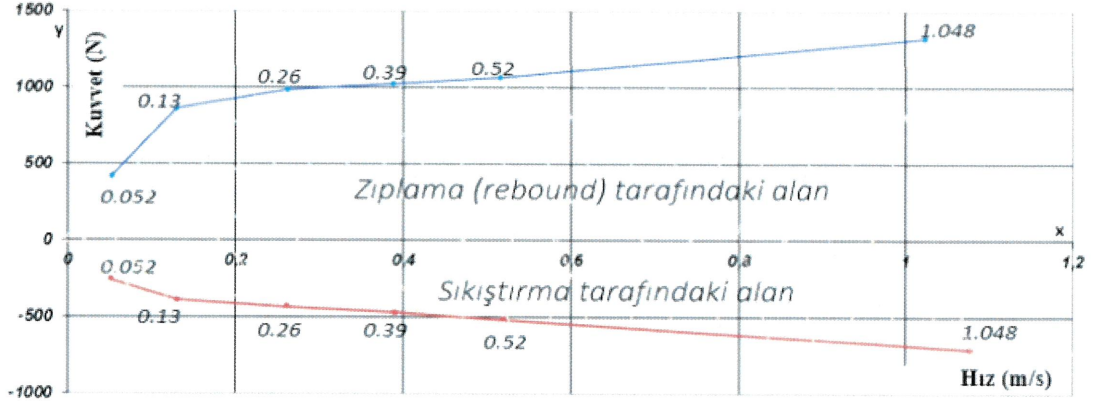
hızındaki test sonucudur. Genel olarak zıplama (açılma) sönümlenme kuvvetleri daha fazla olduğu için, eğriler yer değiştirme ekseninin üst kısmında daha şişkindir, daha fazla alan kaplar.



Şekil 4.1. Konfor kanalsız pasif 1 nolu test amortisörü kuvvet-yol grafiği

Şekil 4.2'de kuvvet-hız grafiği verilmiştir. Koyu mavi renk ile verilen hız ekseninin üzerinde kalan eğri, zıplama (açılma) durumundaki sönümlenme kuvvetlerini, eksenin altında kalan koyu kırmızı renkli eğri ise sıkıştırma (kapanma) durumundaki sönümlenme kuvvetlerini göstermektedir. Grafikten görüldüğü gibi hız arttıkça sönümlenme kuvvetleri artmaktadır. Eğrilerin üzerindeki noktalar, ölçümlerin yapıldığı referans hızlardır. Her valf grubunun karakteristik bir grafiği vardır, hız değişimine göre amortisörün ürettiği sönümlenme kuvvet değerleri amortisörün karakteristiğini gösterir. Şekil 4.2 sadece testte kullanılan valf grubuna ait bir sonuçtur. Bu grafik valf grubunun karakteristiğini gösterir. Farklı bir valf grubu bu değerlerden çok daha düşük veya yüksek sönümlenme kuvvet değerlerine sahip olabilir. Sönümlenme kuvvetleri düşük olduğunda kuvvet-hız eğrileri hız eksenine yaklaşır diğer bir ifadeyle kuvvet ve hız eksenini arasında kalan açık mavi ve açık kırmızı renkli taralı alanlar azalır fakat eğrinin şekli benzerdir. Sönümlenme kuvvetleri daha yüksek olduğunda ise kuvvet-hız eğrileri hız ekseninden uzaklaşır. Kuvvet ve hız eksenini arasında kalan açık mavi ve açık kırmızı renkli taralı alanlar artar. Şekil 4.2'de görüleceği gibi 0.052 m/s hızı ile 0.13 m/s hızları arasında kuvvet-hız eğrilerinin eğimleri diğer hız bölgelerindeki eğimlere göre çok daha fazladır. Bunun nedeni düşük hız bölgesinden orta hız bölgesine doğru kuvvet artış oranının daha fazla olmasıdır. Çünkü 0.052 m/s düşük hızında zıplama ve sıkıştırma ayar pulu denilen pullar çalışmaktadır

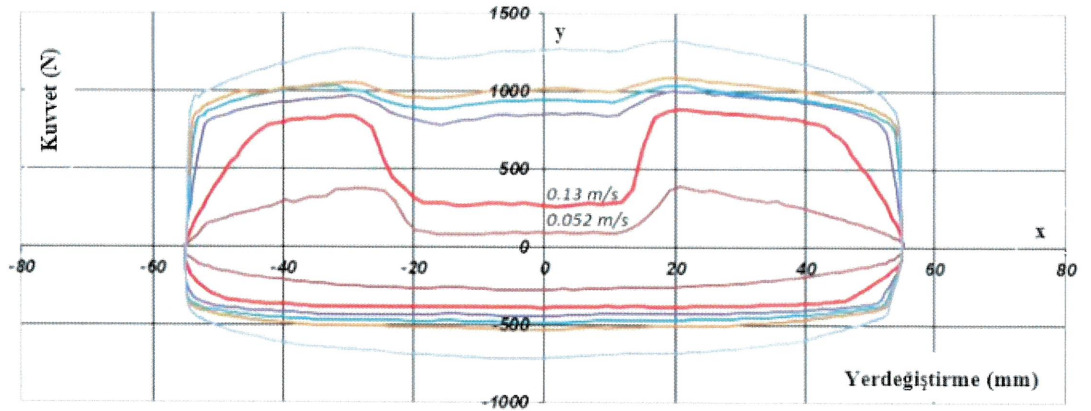
(Bkz. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2) ve burada yağ geçişleri akma şeklinde olup kolay geçişlerdir. Orta hızlara gidildikçe pullar çalışmaya başlar ve akış zorlaşır.



Şekil 4.2. Konfor kanalsız 1 nolu test amortisörü kuvvet-hız grafiği

#### 4.2. Konfor Kanallı Çift Borulu Amortisör

Konfor kanalının amortisör karakteristik özelliklerine etkisi bkz. “3.2. Konfor Kanallı Amortisör Matematik Modeli” bölümünde açıklanmıştır. Konfor kanalı etkisi Şekil 3.4 ve Şekil 3.5 ile verilmiştir. Konfor kanalının amortisör sönümlenme karakteristiğine etkisini görebilmek için 2 nolu test amortisöründe piston valf grubu, yumuşak bölgeye ek olarak sert ve geçiş bölgesi olarak tanımlanan konfor kanalı dış kısmında da hareket ettirilmiştir. Doğru veri alabilmek için amortisör strok boyu mümkün olduğunca geniş tutularak ( $\pm 55$  mm), konfor kanalı dış kısımlarında da sönümlenme kuvvet analizleri yapılmıştır.



Şekil 4.3. 2 nolu test amortisörü konforlu - düz tüm bölgede kuvvet-yol grafiği

Şekil 4.3'te orjin noktasının alt ve üst bölgelerinde oluşan kuvvet-yer değiştirme çizgileri sırası ile 0.052 m/s, 0.13 m/s, 0.26 m/s, 0.39 m/s, 0.52 m/s ve 1.048 m/s hızlarında ölçülerek ortaya çıkmıştır. Bu şekilden görüldüğü gibi konfor kanalının etkisi sönümleme kuvvetleri incelendiğinde 0.052 m/s, 0.13 m/s hızlarında belirgin olup sönümleme kuvvetini düşürmektedir. Kuvvet-yol grafiğindeki tepelikler silindir içerisindeki düz bölgeyi (sert bölge), yatay ve iç kısma doğru girinti şeklini almış eğriler ise konfor içini (yumuşak bölge) göstermektedir. Düşük hızlar haricinde konfor kanalının sönümleme kuvvetine etkisi yok denecek kadar azdır. Şekil 4.1 ve Şekil 4.3 veya Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3 karşılaştırılarak bu durum gözlemlenebilir.

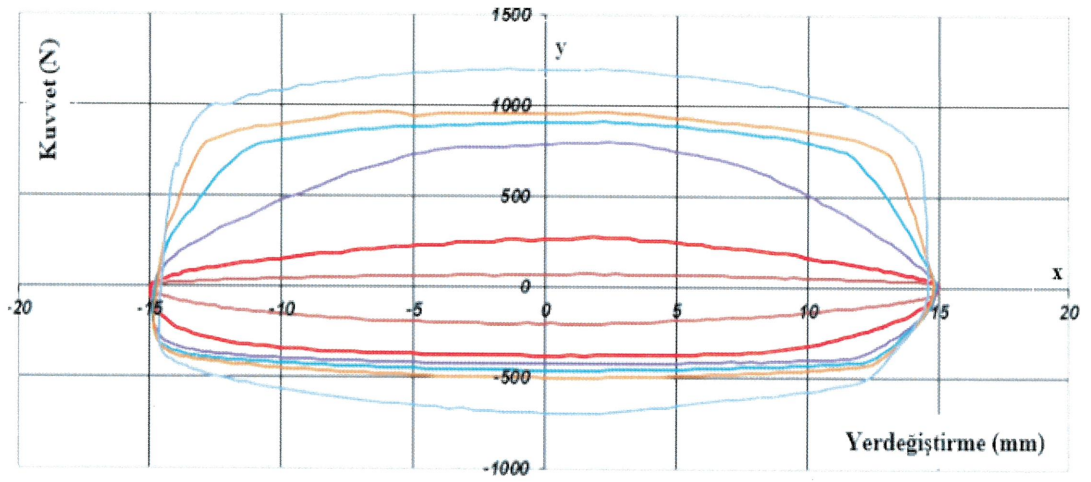
Şekil 4.3'te grafiğe bakarak konfor kanalının boyunun da yaklaşık tahmini yapılabilir. Burada konfor kanalının boyu geçiş bölgeleri arasındaki mesafe kadardır. Amortisör sönümleme kuvvetleri hızla düşmeye başlamıştır. Burada konfor kanalı boyu 47 mm'dir.

Bu çalışmada Çizelge 4.1'de verilen farklı konfor kanalı alanlarına sahip amortisörlerin konfor kanalı içinde yani yumuşak bölge olarak tanımlanan bölgede (toplam 30 mm strok,  $\pm 15$  mm çalışma aralığı için) sönümleme kuvvetleri değerlendirilmiştir. Ölçümlerin tamamı tüm amortisörler için 0.052 m/s, 0.13 m/s, 0.26 m/s, 0.39 m/s, 0.52 m/s ve 1.048 m/s hızlarında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar aynı valf grubuna sahip konfor kanalsız 1 nolu amortisör ölçüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

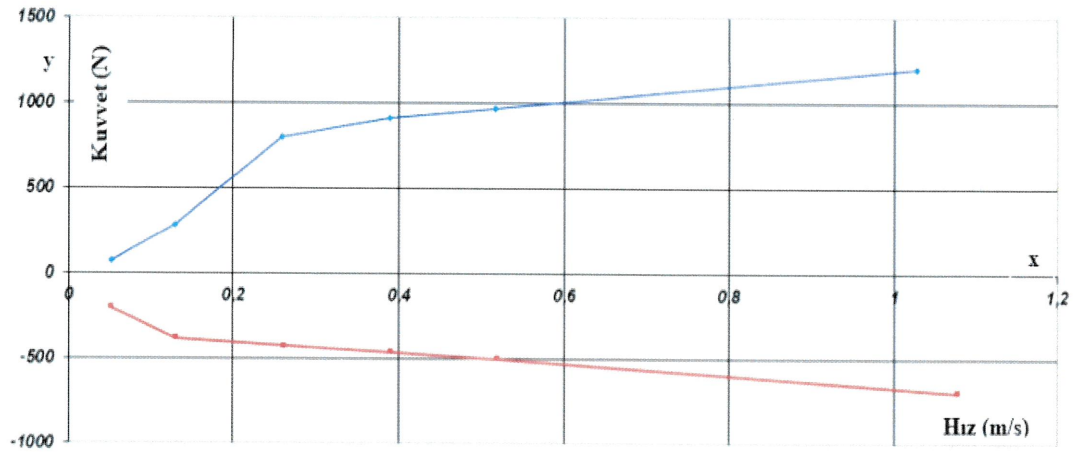
Çizelge 4.1'de verilen toplam konfor kesit alanı  $2,76 \text{ mm}^2$  olan çift konfor kanalına sahip 2 nolu amortisör için, konfor bölgesinde elde edilen test sonuçları Çizelge 4.3'te, kuvvet-yer değiştirme eğrileri Şekil 4.4'te ve kuvvet-hız eğrileri Şekil 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. 2 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlenme kuvvetleri

Hız (m/s)	Açılma-Zıplama/ Rebound (N)	Kapanma-Sıkıştırma/ Compression (N)
0,052	79	-200
0,13	283	-378
0,26	803	-423
0,39	918	-458
0,52	970	-498
1,048	1206	-692



Şekil 4.4. 2 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği



Şekil 4.5. 2 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği

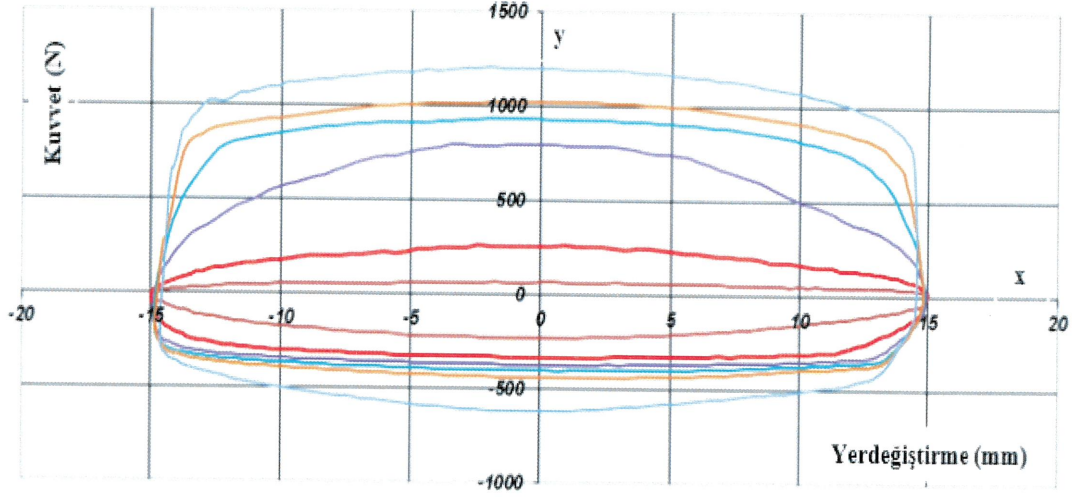
Çizelge 4.1’de verilen toplam konfor alanları sırası ile  $3.18 \text{ mm}^2$ ,  $3.42 \text{ mm}^2$ ,  $3.6 \text{ mm}^2$ ,  $3.65 \text{ mm}^2$ ,  $3.72 \text{ mm}^2$  ve  $4.14 \text{ mm}^2$  olan diğer konfor kanallı amortisörlerin (3-4-5-6-7-8 nolu amortisörler) sönümlenme kuvvet test sonuçları sırası ile Çizelge 4.4, 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 ve 4.9’da; kuvvet-yer değiştirme eğrileri sırası ile Şekil 4.6, 4.8, 4.10, 4.12, 4.14 ve 4.16’da; kuvvet-hız grafikleri sırası ile Şekil 4.7, 4.9, 4.11, 4.13, 4.15 ve 4.17’de verilmiştir. Yapılan tüm testlerden elde edilen sonuçlarda konfor kanalının etkisi düşük hız denilen ilk iki hızda belirgindir. Çünkü hız düşük olduğunda amortisör içerisindeki yağın büyük bölümü konfor kanallarından geçer böylece sönümlenme kuvveti büyük oranda düşer. Hız yüksek olduğunda ise yağ piston valf grubundaki zıplama ayar pulu, piston valf pulu ve piston valfi kısıtlayıcı alanlarından da geçer bu durumda sönümlenme kuvveti düşse de bu kuvvet düşüşü küçük oranlarda olur. Tüm test sonuçlarında piston valf grubu hızı arttıkça sönümlenme kuvveti artmakta ve konfor kanalının etkisi azalmaktadır.

Belirtilen konfor kanallı amortisörlerde yukarıda verilen sırada (3-4-5-6-7-8 nolu amortisörler) ilk hız olan  $0.052 \text{ m/s}$  hızında sönümlenme kuvvetleri sırası ile  $69 \text{ N}$ ,  $75 \text{ N}$ ,  $72 \text{ N}$ ,  $68 \text{ N}$ ,  $64 \text{ N}$ , ve  $54 \text{ N}$  olarak, ikinci hız olan  $0.13 \text{ m/s}$  hızında sönümlenme kuvvetleri sırası ile  $265 \text{ N}$ ,  $228 \text{ N}$ ,  $185 \text{ N}$ ,  $180 \text{ N}$ ,  $158 \text{ N}$ , ve  $153 \text{ N}$  olarak ölçülmüştür. Konfor kanalsız 1 nolu amortisörde ise sönümlenme kuvvet değerleri  $0.052 \text{ m/s}$  hızında  $422 \text{ N}$  ve  $0.13 \text{ m/s}$  hızında  $869 \text{ N}$  olarak ölçülmüştür. Buradan da görüldüğü gibi sönümlenme kuvvetleri konfor kanalı etkisiyle büyük bir oranda düşmektedir.

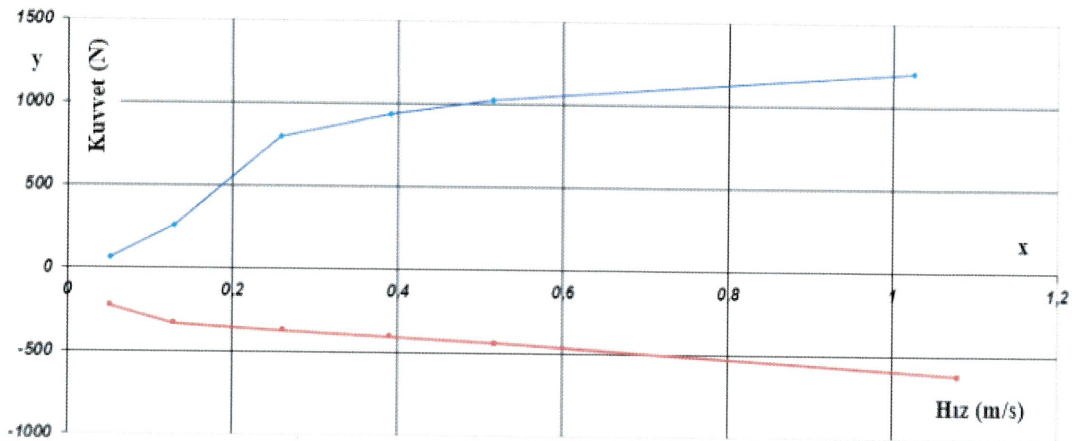
Konfor kanalları piston valf grubunun çalışma bölgesinde olduğundan dolayı açılma (zıplama) yönünde oluşan sönümlenme kuvvetlerini etkilemektedir. Kapanma (sıkıştırma) yönünde oluşan sönümlenme kuvvetlerini etkilememektedir. Bu durum elde edilen grafik ve çizelgelerden anlaşılmaktadır.

**Çizelge 4.4.** 3 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlenme kuvvetleri

Hız (m/s)	Açılma-Zıplama/ Rebound (N)	Kapanma-Sıkıştırma/ Compression (N)
0,052	69	-226
0,13	265	-329
0,26	802	-369
0,39	936	-400
0,52	1025	-437
1,048	1208	-616



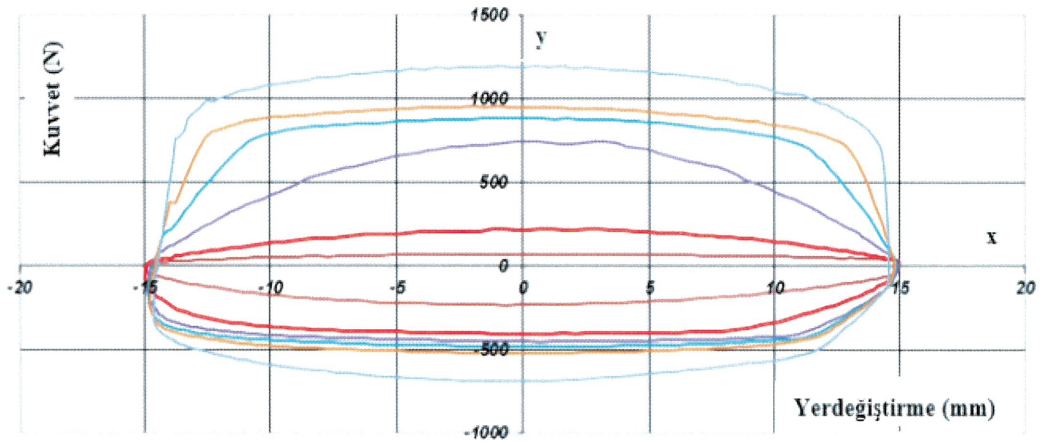
**Şekil 4.6.** 3 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği



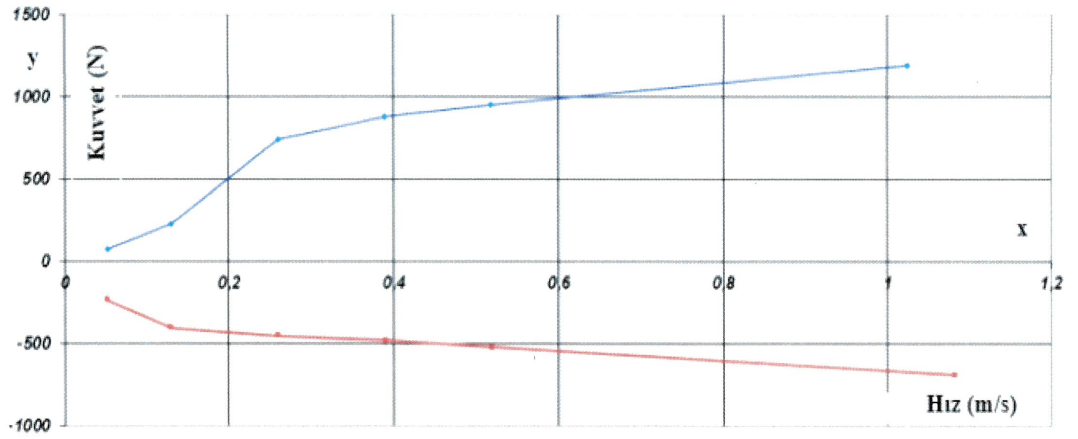
**Şekil 4.7.** 3 nolu test amortisörü konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği

**Çizelge 4.5.** 4 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlenme kuvvetleri

Hız (m/s)	Açılma-Zıplama/ Rebound (N)	Kapanma-Sıkıştırma/ Compression (N)
0,052	75	-232
0,13	228	-402
0,26	749	-448
0,39	885	-479
0,52	957	-517
1,048	1200	-690



**Şekil 4.8.** 4 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği

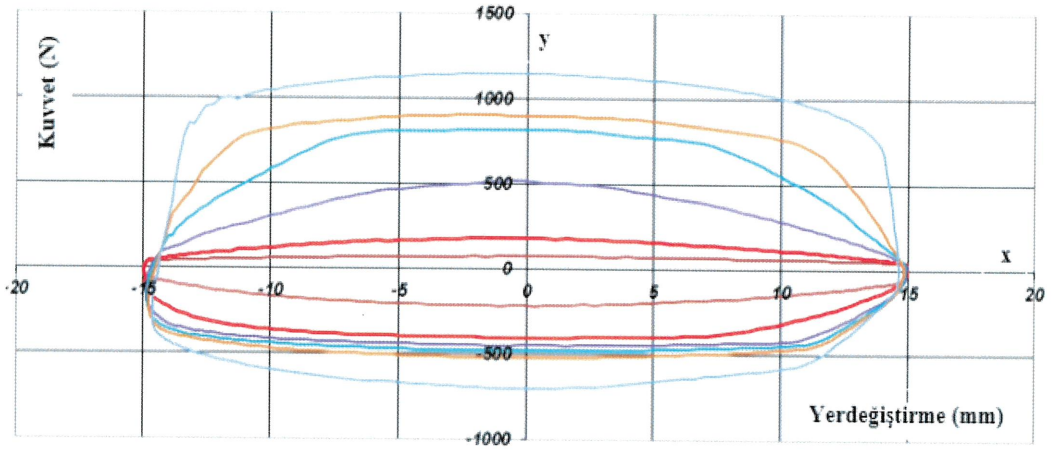


**Şekil 4.9.** 4 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği

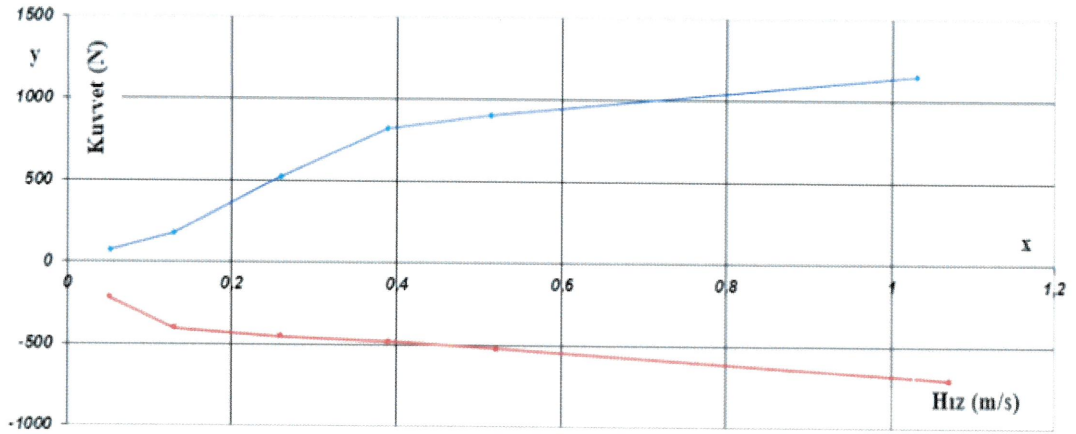


Çizelge 4.6. 5 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümleme kuvvetleri

Hız (m/s)	Açılma-Zıplama/ Rebound (N)	Kapanma-Sıkıştırma/ Compression (N)
0,052	72	-216
0,13	185	-402
0,26	528	-450
0,39	825	-480
0,52	909	-518
1,048	1157	-703



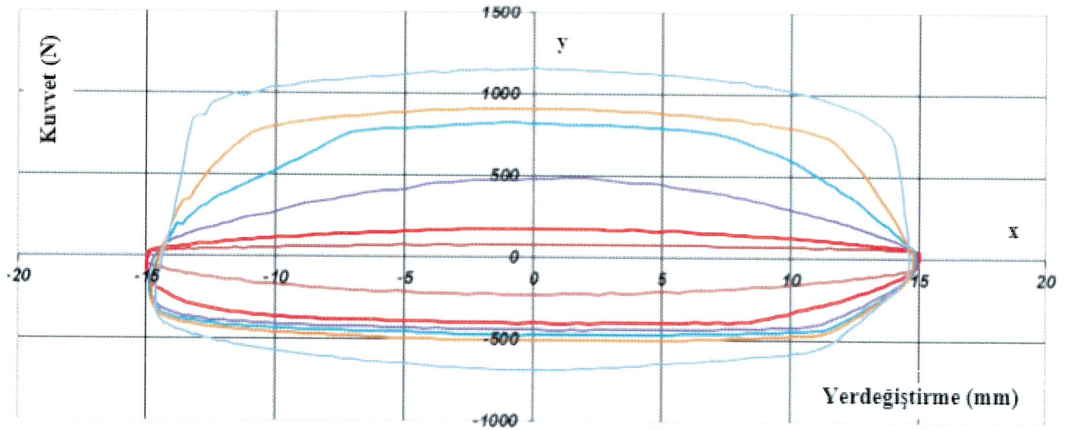
Şekil 4.10. 5 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği



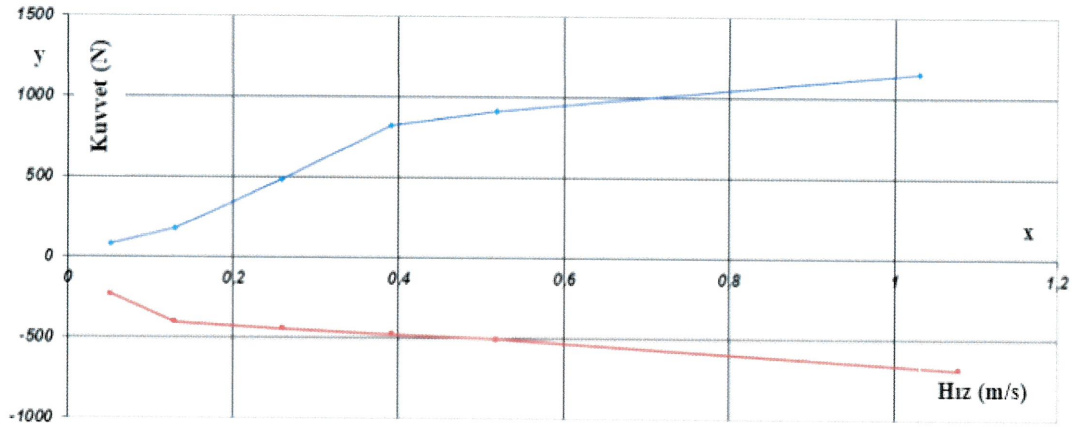
Şekil 4.11. 5 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği

Çizelge 4.7. 6 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümleme kuvvetleri

Hız (m/s)	Açılma-Zıplama/ Rebound (N)	Kapanma-Sıkıştırma/ Compression (N)
0,052	68	-227
0,13	180	-402
0,26	490	-441
0,39	827	-473
0,52	913	-504
1,048	1159	-686



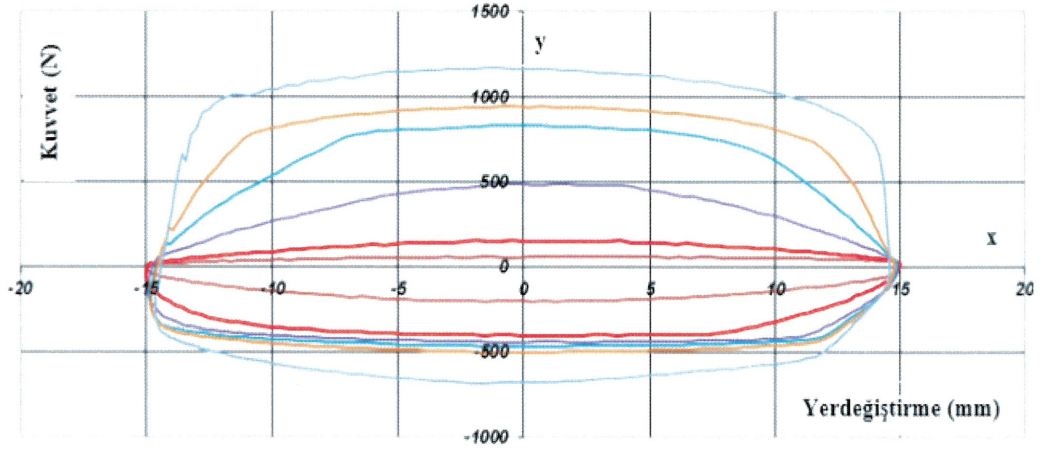
Şekil 4.12. 6 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği



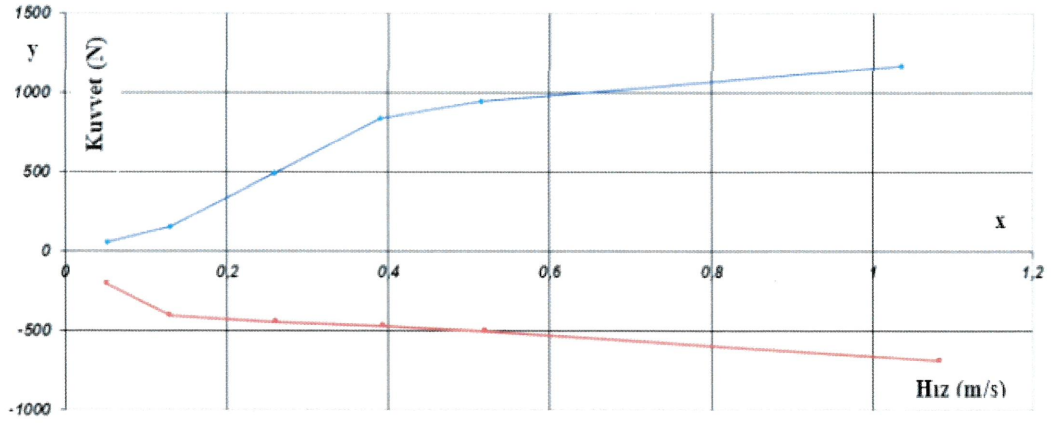
Şekil 4.13. 6 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği

**Çizelge 4.8.** 7 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlleme kuvvetleri

Hız (m/s)	Açılma-Zıplama/ Rebound (N)	Kapanma-Sıkıştırma/ Compression (N)
0,052	64	-200
0,13	158	-403
0,26	480	-441
0,39	820	-467
0,52	900	-499
1,048	1125	-683



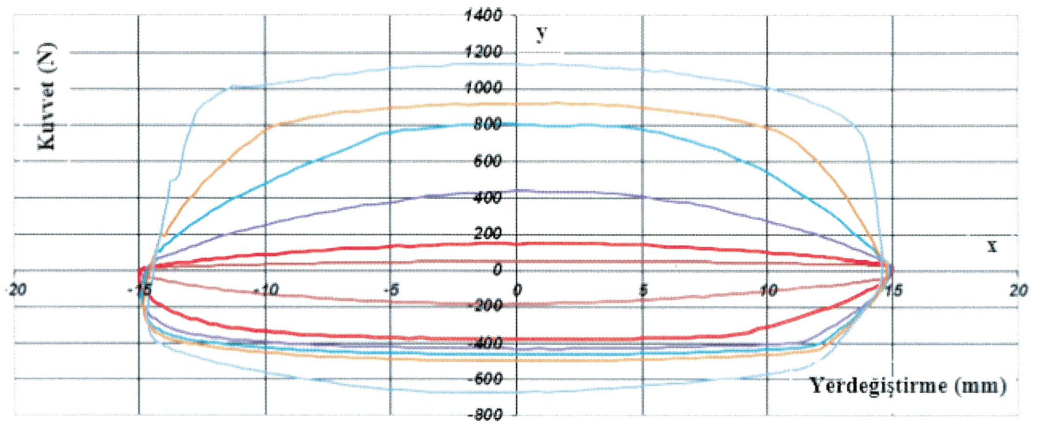
**Şekil 4.14.** 7 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği



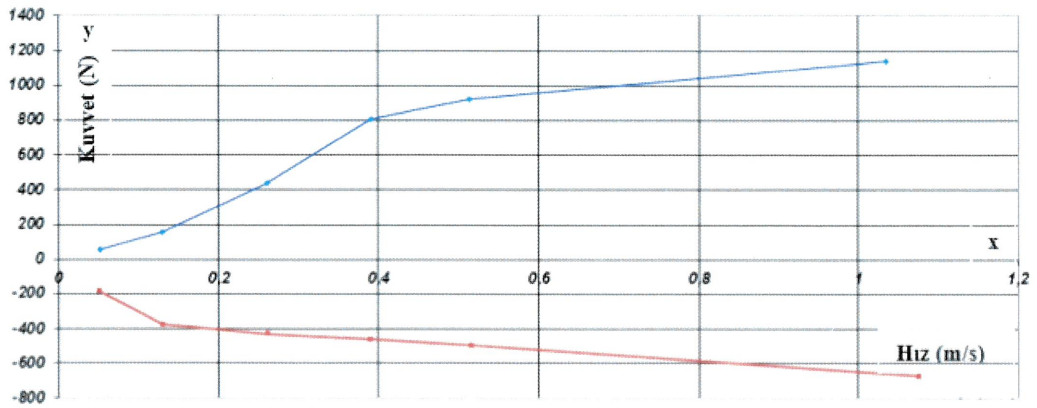
**Şekil 4.15.** 7 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği

Çizelge 4.9. 8 nolu test amortisörü konfor bölgesi sönümlleme kuvvetleri

Hız (m/s)	Zıplama/Rebound (N)	Sıkıştırma Compression (N)
0,052	54	-187
0,13	153	-378
0,26	439	-429
0,39	808	-463
0,52	921	-498
1,048	1139	-676



Şekil 4.16. 8 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-yol grafiği



Şekil 4.17. 8 nolu test amortisör konfor bölgesi kuvvet-hız grafiği

### 4.3. Konfor Kanalı Etkisi

Test edilen sekiz adet amortisör için referans hız değerleri için açılma (zıplama) ve kapanma (sıkıştırma) sönümlenme kuvvet değerlerinin karşılaştırılması Çizelge 4.10 ve 4.11’de görülmektedir. Yapılan testlerden elde edilen sonuçlara göre, hız referans alındığında konfor kanalsız amortisör (1 nolu amortisör) ve diğer konfor kanallı amortisörlerin (2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 nolu amortisörler) değişen açılma (zıplama) ve kapanma (sıkıştırma) sönümlenme kuvvet değerleri elde edilmiştir. Özellikle konfor kanalsız ve konfor kanallı amortisör sönümlenme kuvveti farkı, düşük hızlarda (0,052 m/s ve 0,13 m/s) belirgindir, çünkü yüksek hızlarda akışkan debisi arttığı için pullar zorlanmakta ve akışkan geçecek başka yerler de aramakta ve sonuç olarak sönümlenme kuvveti artmaktadır. Dolayısıyla konfor kanalı etkisi yüksek hız durumlarında azalmaktadır.

**Çizelge 4.10.** Test edilen amortisörlerin sönümlenme kuvvetlerinin karşılaştırılması

Hız	Amortisör 1		Amortisör 2		Amortisör 3		Amortisör 4	
	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma
0,052	422	-256	79	-200	69	-226	75	-232
0,13	869	-389	283	-378	265	-329	228	-402
0,26	986	-433	803	-423	802	-369	749	-448
0,39	1025	-469	918	-458	936	-400	885	-479
0,52	1069	-513	970	-498	1025	-437	957	-517
1,048	1326	-714	1206	-692	1208	-616	1200	-690

Hız	Amortisör 5		Amortisör 6		Amortisör 7		Amortisör 8	
	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma
0,052	72	-216	68	-227	64	-200	54	-187
0,13	185	-402	180	-402	158	-403	153	-378
0,26	528	-450	490	-441	480	-441	439	-429
0,39	825	-480	827	-473	820	-467	808	-463
0,52	909	-518	913	-504	900	-499	921	-498
1,048	1157	-703	1159	-686	1125	-683	1139	-676

Çizelge 4.10’da verilen değerlerin yüzdesel olarak karşılaştırılması, Çizelge 4.11’de verilmiştir. Amortisör çalışma hızına göre, 0,052 m/s hızında ortalama %85 ve 0,13 m/s hızında ise ortalama %70 oranında sönümlenme kuvveti düşüşü görülmektedir.

**Çizelge 4.11.** Test edilen amortisörlerin sönümleme kuvvetleri oransal karşılaştırması

Hız	Amortisör 1		Amortisör 2		Amortisör 3		Amortisör 4	
	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma
0,052	422	-256	-81%	-22%	-84%	-12%	-82%	-10%
0,13	869	-389	-67%	-3%	-69%	-15%	-74%	3%
0,26	986	-433	-19%	-2%	-19%	-15%	-24%	3%
0,39	1025	-469	-10%	-2%	-9%	-15%	-14%	2%
0,52	1069	-513	-9%	-3%	-4%	-15%	-10%	1%
1,048	1326	-714	-9%	-3%	-9%	-14%	-9%	-3%

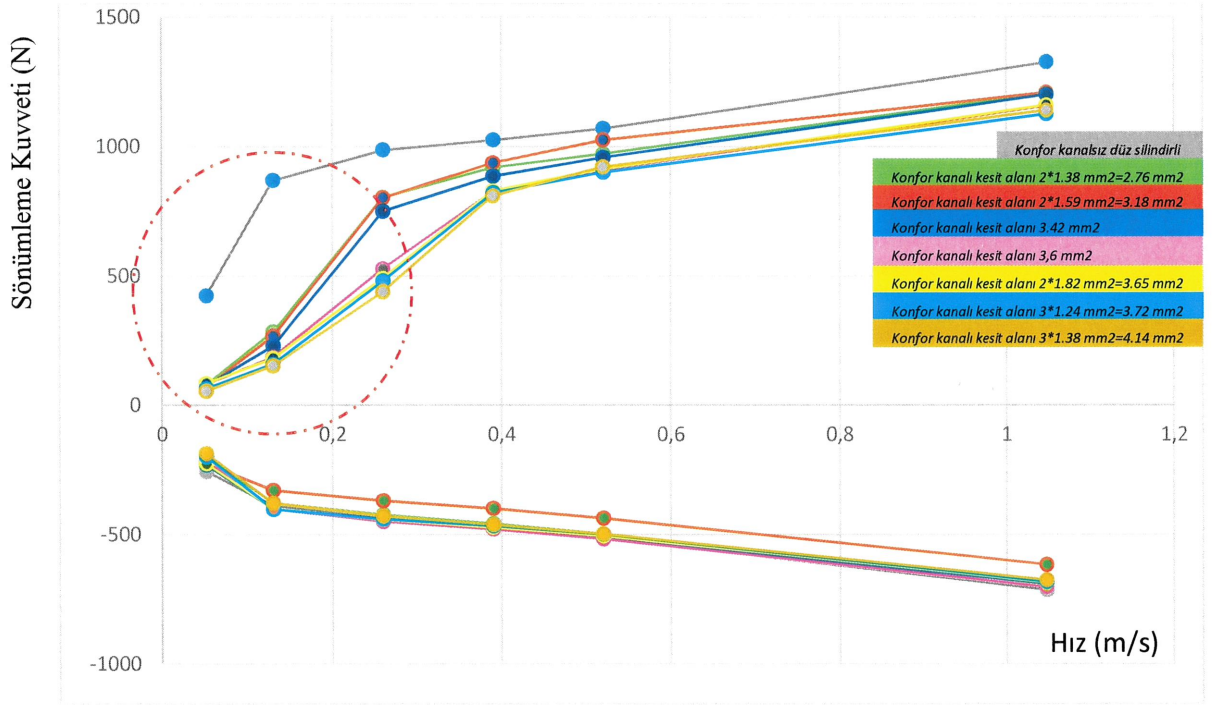
Hız	Amortisör 5		Amortisör 6		Amortisör 7		Amortisör 8	
	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma
0,052	-83%	-16%	-84%	-12%	-85%	-22%	-87%	-27%
0,13	-79%	3%	-79%	3%	-82%	3%	-82%	-3%
0,26	-46%	4%	-50%	2%	-51%	2%	-55%	-1%
0,39	-19%	2%	-19%	1%	-20%	0%	-21%	-1%
0,52	-15%	1%	-15%	-2%	-16%	-3%	-14%	-3%
1,048	-13%	-1%	-13%	-4%	-15%	-4%	-14%	-5%

Çizelge 4.1’de verilen konfor kanalsız ve farklı konfor kanallarına sahip amortisörler için kuvvet-hız grafiklerinin tamamı, tek hız-kuvvet grafiği üzerinde olacak şekilde Şekil 4.18’de verilmiştir. Bu grafikler amortisörlerin test edildiği 0.052 m/s, 0.13 m/s, 0.26 m/s, 0.39 m/s, 0.52 m/s ve 1.048 m/s hızlarında ölçülen sönümleme kuvvet değerleri kullanılarak oluşturulmuştur.

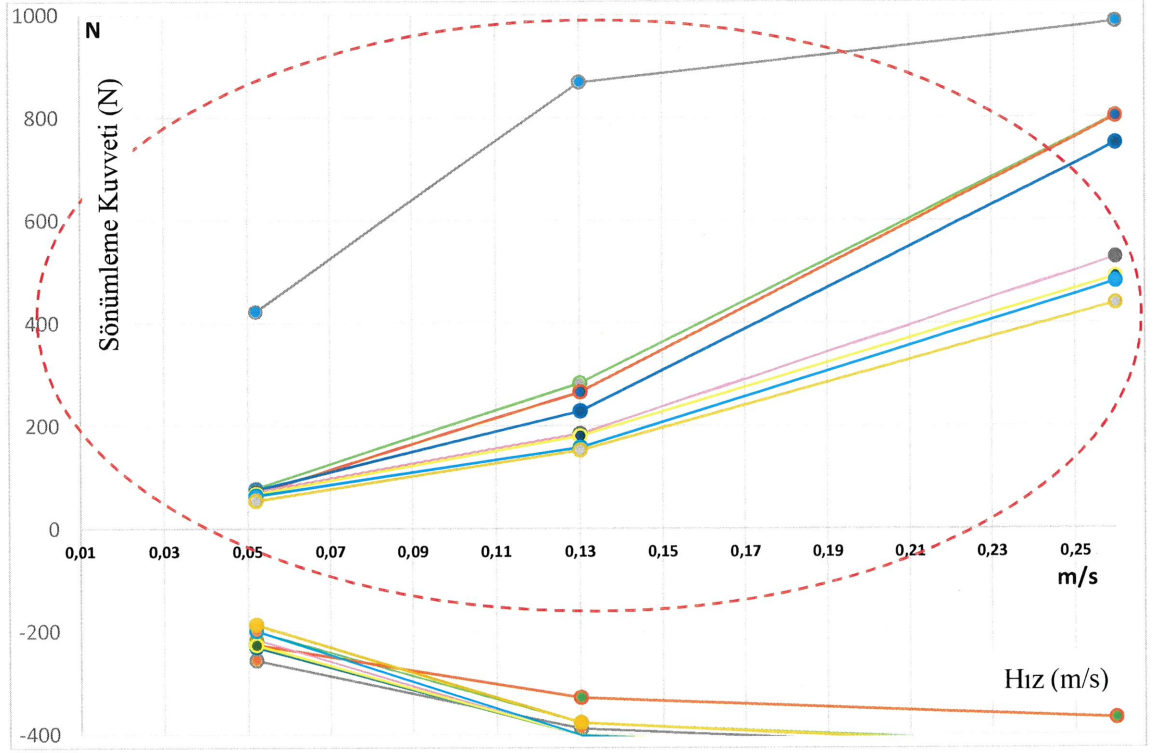
Şekil 4.17’den görüldüğü gibi düşük hız (0,052 m/s ve 0,13 m/s) bölgesinde, özellikle açılma (zıplama) durumunda, konfor kanalları belirgin sönümleme kuvveti değişimini meydana getirmiştir. Hızlara göre oluşan sönümleme kuvvet değerleri incelendiğinde, konfor kanallarının sönümleme kuvvet değerleri üzerinde oluşturduğu etki kırmızı kesik çember içerisinde kalan hız bölgesinde belirgindir (Şekil 4.18). Yaklaşık 0.26 m/s hızına kadar olan bölgede konfor kanallı amortisörlerin konfor kanallarındaki sönümleme kuvvetlerinin, düz silindirik amortisör sönümleme kuvvetlerine göre farkları ortaya konulmuştur.

Konfor kanallarının kullanılmasının nedeni, genellikle hafif ticari araçlarda belirli yüklerde aracın yumuşak ve konforlu bir şekilde yol almasının istenmesindedir. Amortisör içerisindeki piston valf grubunun belirlenen yüklerde konfor kanalı bölgesinde kalması ve bu bölgede çalışması için araç üreticisinin belirlediği amortisör boylarına göre

tasarım yapılır. Konfor kanallarının etkili olduğu durumların piston valf grubunun çalışacağı düşük hızlar olduğunu ve buna ek olarak konfor kanalı boylarının sınırlı olduğu düşünülürse, konfor kanallarının, amortisörlerin düşük hızda ve düşük strokta çalışacağı yol durumlarında etkili olduğu söylenebilir. Bu yol şartlarına örnek verecek olursak aracın yavaş bir şekilde yol aldığı arnavut kaldırımı tarzı yollar veya büyük çukur ve tümsek haricindeki hafif engebeli yollar verilebilir. Ayrıca düzgün, amortisörün şok görmeyeceği kaliteli yollarda piston valf grubu düşük hızlarda hareket edeceği için bu yollar da örnek olarak verilebilir. Burada her yol durumunda da amortisör piston valf grubu konfor kanalı sınırlarında olmalıdır.



Şekil 4.18. Test edilen amortisörlerin kuvvet-hız (F- v) grafiğinde karşılaştırılması



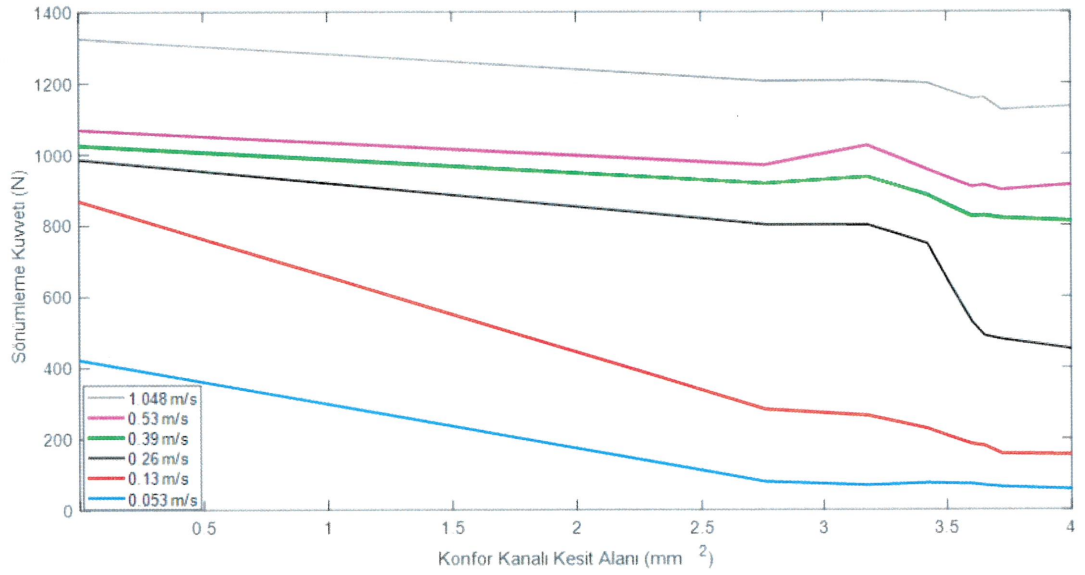
**Şekil 4.19.** 0.052 m/s ve 0.26 m/s aralığındaki konfor kanalı etkisi detaylı grafiği

Şekil 4.19'da, özellikleri "Çizelge 4.1" ile verilen, sekiz farklı amortisör için elde edilen kuvvet-hız grafiği düşük hız bölgesi için detaylı olarak verilmiştir. Şekil üzerinde hız ekseninde 0.05 m/s - 0.26 m/s arasındaki hızlar görülmektedir. Zıplama (rebound) tarafı sönümlenme kuvvetleri hız ekseninin üst kısmı, sıkıştırma (compression) tarafı sönümlenme kuvvetleri ise hız ekseninin alt tarafında kalan bölümdür. Konfor kanallarının grafiklerden ve çizelgelerden anlaşılacağı gibi sıkıştırma tarafında etkisi yoktur. Zıplama tarafında ise konfor kanalsız amortisörde 0.05 m/s hızında sönümlenme kuvveti 422 N olarak ölçülen değer, aynı hızda konfor kanallı amortisörde konfor kanalı kesit alanına bağlı olarak 54 N ile 79 N değerleri arasında ölçülmüştür. Aynı şekilde zıplama tarafında 0.13 m/s hız değerinde ise sönümlenme kuvveti 869 N olarak ölçülen değer, aynı hızda konfor kanallı amortisörde konfor kanalı kesit alanına bağlı olarak 153 N ile 283 N değerleri arasında ölçülmüştür. Bu büyük farklar oransal değişimlerden daha iyi anlaşılmalıdır (Çizelge 4.11). Düşük hızlar olarak adlandırılan ilk iki hızdan sonraki hızlara bakıldığında ( $>0.13$  m/s) sönümlenme kuvveti farkları oransal olarak düşmektedir. Zıplama sönümlenme kuvvetleri farkları için belirtilen oranlar düşük hızlarda %85



seviyelerine kadar çıkarken, yüksek hızlarda bu oransal fark %10 seviyelerine kadar inmektedir. Sonuç olarak konfor kanalları düşük hızlarda belirli stroklar için daha konforlu bir sürüş sağladığı söylenebilir.

Şekil 4.20’de yapılan testlerden elde edilen verilere göre, açılma (zıplama) durumunda farklı amortisör hızları için, konfor kanalı kesit alanına karşılık sönümleme kuvveti değişimleri verilmiştir. Bu şekilden konfor kanalı kesit alanı arttıkça sönümleme kuvvetinin düştüğü ve düşük hızlarda (0,052 m/s ve 0,13 m/s) düşüş oranının daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 4.20. Konfor kesit alanı ve hıza bağlı sönümleme kuvveti değişim grafiği

## 5. SONUÇ

Bazı hafif ticari ve binek araçlarda arka teleskopik amortisörlerde piston ve taban valf grubunun sağlayacağı sönümlenme haricinde ekstra bir sönümlenme elde edebilmek için konfor kanallı silindirler tasarlanmaktadır. Buradaki amaç araç yüklü konumda iken daha yumuşak bir süspansiyon elde edilmek istenmesidir.

Silindir üzerinde konfor kanalları oluşturmak, amortisörün sahip olduğu valf grubunun karakteristiğine ek olarak, farklı bir sönümlenme karakteristiği oluşturmaktır. Konfor kanallı bir amortisörde, silindirin düz olduğu yani konfor kanalı dışında kalan bölgede yağ akışları standart şekilde taban valf grubu ve piston valf grubu açıklıklarından, zıplama ayar pulu ve sıkıştırma ayar pulu çentiklerinden ve pulların zorlanması sonucu kıvrılması sonrasındaki açılan bölgelerden sağlanmaktadır. Amortisörün çalışması ile birlikte piston, konfor kanalı bölgesine geldiği durumda, ek olarak yağın geçeceği bir boşluk daha oluşmuştur. Piston valf grubu ve taban valf grubu haricinde yağ konfor kanallarından da geçer, böylece sönümlenme kuvvet değerleri düşer. Düşük hızlarda sönümlenme kuvvet düşüş oranı fazladır, hız arttıkça bu düşüş oransal olarak azalır.

Yağın konfor kanallarından kolay veya zor geçmesi sönümlenme kuvvetinin düşük veya yüksek olmasını sağlar. Konfor kanalı kesit alanı arttığında sönümlenme kuvveti düşer, kesit alanı azaldığında sönümlenme kuvveti artar nitekim düz silindirde sönümlenme kuvveti maksimumdur. Konfor kanallarının boyu veya konumu sönümlenme kuvvetini aritmetik olarak değiştirmez sadece ekstra sönümlenme kuvvetinin hangi konumda olacağını ve ne kadar strokta olacağını etkiler. Amortisör piston valf grubunun belli bir yükte konfor kanalında pozisyon alması için, konfor kanalı boyu ve pozisyonu tasarlanır. Böylece araç belirli yükte konforlu bir şekilde yol alır. Konfor kanallarının etkili olduğu yollar genellikle amortisörün düşük strok yapacağı, piston valf grubunun yumuşak bölgede kalacağı yollardır. Buna örnek olarak da arnavut kaldırım kaldırımına sahip yollar veya hafif engebeli yollar örnek verilebilir.

Bu çalışmada konfor kanallarının amortisör sönümlenme kuvveti üzerindeki etkileri tüm amortisörler için deneysel olarak incelenmiştir. İlk olarak düz silindirli geleneksel bir amortisör ölçümü yapılmıştır. Sonrasında farklı konfor kanallı silindirlerden ve konfor

kanalsız amortisör ile aynı valf gruplarından oluşan amortisörler test edilmiştir. Ölçümler konfor kanalı bölgelerinde  $\pm 15$  mm olmak üzere toplamda 30 mm strokta yapılmıştır.

İlk olarak konfor kanallı silindir üzerinde sert, geçiş ve konfor kanalı bölgesinin sönümlenme kuvvetlerini aynı grafikte görebilmek için 2 nolu amortisör  $\pm 55$  mm olmak üzere toplamda 110 mm strokta test edilmiştir. Ortaya çıkan grafikte konfor kanal boyu ve sert bölge-yumuşak bölge sönümlenme kuvvet uygunlukları gözlemlenmiştir.

Deneysel çalışmalarda konfor kanalının olmadığı ve olduğu amortisörler için farklı hızlardaki sönümlenme kuvvetleri elde edilmiş, sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlardan konfor kanallarının düşük amortisör hızlarında sönümlenme kuvvetini büyük oranda düşürdüğü tespit edilmiştir.

Konfor kanallarının düşük hızlarda etkinliğinin fazla olmasının nedeni, düşük hızlarda akışın açılma (zıplama) hacminden, kapanma (sıkıştırma) hacmine zorlanmadan olması, zorlanmadığı için de yağın büyük bölümünün bulunduğu en kolay yerden yani konfor kanalından geçmesidir. Yüksek amortisör hızlarında konfor kanallarının sönümlenme kuvveti üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Bu durumun nedeni yüksek hızlarda açılma (zıplama) hacminden, kapanma (sıkıştırma) hacmine geçen yağın debisinin daha da artması ve akış zorlandığı için yağın sadece konfor kanalından değil piston valf grubundan da geçmesidir.

Düz silindri ve konfor kanallı amortisörlerin laboratuvarında fiziksel olarak ölçülmesi ve karşılaştırılması daha önce yapılmamıştır. Yapılan bu çalışmayı literatürdeki diğer çalışmalardan ayıran en büyük fark budur. Sonraki çalışmalarda konfor kanalı modellenerek, deneysel çalışmalarla model sonuçlarının doğrulanması yapılabilir.

## KAYNAKLAR

- Anonim, 2008.** MTS Series 793 Controller Overview. *MTS, USA, 108 pp.*
- Anonim, 2009.** [www.slideplayer.com/slide/3558294/](http://www.slideplayer.com/slide/3558294/) ZF Sachs Services
- Anonim, 2013.** Motorlu Araç Teknolojisi Süspansiyon sistemleri. *Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara, 2013*
- Anonim, 2014.** TS 3034 (Karayolu taşıtları – süspansiyon sistemleri – amortisörler). *TSE, Ankara, 18 s.*
- Anonim, 2019a.** [https://www.zf.com/products/en/cars/products\\_29319.html](https://www.zf.com/products/en/cars/products_29319.html) (Erişim tarihi: 18.11.2019)
- Anonim, 2019b.** [https://www.zf.com/products/en/cars/products\\_29324.html](https://www.zf.com/products/en/cars/products_29324.html) (Erişim tarihi: 18.11.2019)
- Anonim, 2019c.** <https://aftermarket.zf.com/go/en/sachs/products/cars-and-vans/shock-absorbers-and-dampers/> (Erişim tarihi: 18.11.2019)
- Anonim, 2019d.** [www.slideplayer.com/slide/3558294/](http://www.slideplayer.com/slide/3558294/) ZF Sachs Services (Erişim tarihi: 18.11.2019)
- Anonim, 2020.** Maysan Mando Teknik Dökümanları
- Anonim, 2021.** <https://www.marketwatch.com/press-release/automotive-shock-absorber-market-size-2025-industry-sales-revenue-price-and-gross-margin-import-and-export-status-2021-02-09> (Erişim tarihi: 05.01.2021)
- Akdemir, E., 2014.** Araçlardaki Amortisörlerin Sönüm Etkisinin İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, AKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Afyon.
- Bhuyan D., Kumar K., 2017.** Computational Fluid Flow Analysis of Base Valve for Twin Tube Shock Absorbers. *Materials Today: Proceedings 4 (2017) 2308–2313*
- Bircan, D.A., 2014** Design, analysis and optimization of a shock absorber. *Tarım makinaları bilimi dergisi (Journal of Agricultural Machinery Science 2014, 10, (4) 293–299.*
- Çetin, H., 2019.** Bir Ağır Vasıta İçin Kullanılan Amortisör Valf Parametrelerinin Sönümleme Kuvvetine Olan Etkilerinin İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Çotur, A.E., 2010** Araçlarda kullanılan amortisörlerin bilgisayar destekli valf tasarımı, uygulaması ve performans testleri. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Demircan, K., 2012.** Süspansiyon Tasarımında Amortisör Bağlantılı Takozlarının Optimizasyonu ve İyileştirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, BÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Balıkesir.
- Dixon, J.C., 2007** The Shock Absorber Handbook (Second Edition). *John Wiley & Sons Ltd., England. ISBN: 978-0-470-51020-9*
- Guan D., Jing X., Shen H., Jing L., Gong J., 2019.** Test and Simulation the Failure Characteristics of Twin Tube Shock Absorbers. *Mechanical Systems and Signal Processing 122 (2019): 707-719*
- Gündoğ, M., 2016.** Binek Araçlarda Kullanılan Çift Borulu Amortisörlerin Teknik Açından İncelenmesi, Matematik Modelin Oluşturulması ve Uygulanması. *Yüksek Lisans Tezi*, NKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Tekirdağ.
- Güney, S., 2020.** Çift borulu amortisörlerin gürültü seviyesine etki eden parametrelerin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

- Jazar, R.N., 2008** Vehicle dynamics theory and application. *Springer Science+Business Media, New York - USA*, 595-677
- Küçük, K., 2014.** 8x8 Ağır ticari taşıtın süspansiyon sisteminin modellenmesi ve taşıt dinamiğine etkilerinin optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, SÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konya.
- Lee, C.T., Moon, B.Y., 2005.** Study on the Damping Performance Characteristics Analysis of Shock Absorber of Vehicle by Considering Fluid Force. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol 19, no 2, pp 520-528, 2005.
- Lee, C.T., Moon, B.Y., 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
- Meissen, C.R., 2009.** Development and Validation of a Physical Model For a Modern Twin Tube Damper. *Master of Science Thesis* Faculty of Mechanical Engineering, Colorado State University, Colorado, USA.
- Özcan, D., 2009.** Süspansiyon Parametreleri Optimizasyonu ve Yarı Aktif Eleman ile İstenen Pasif Damper Karakteristiklerinin Elde Edilmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Park, J.W., Joo, D.W., Kim, Y.H., 1997.** A study on the Stroke-Sensitive Shock Absorber *Journal of the Korean Society of Precision Engineering* Vol.14 No.11 November 1997.
- Singh, W.S., Srilatha, N., 2018.** Design and analysis of shock absorber: A Review. *Materials Today: Proceedings* 5 (2018) 4832–4837

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Harun ANAÇ  
Doğum Yeri ve Tarihi : BURSA / 1985  
Yabancı Dil : İngilizce (Akıcı)  
Eğitim Durumu  
Lise : Bursa Şükrü Şankaya Anadolu Lisesi  
Lisans : Eskişehir Osmangazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği  
Yüksek Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,  
Otomotiv Mühendisliği A.B.D.

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Teknik Malzeme A.Ş  
Maysan Mando A.Ş

İletişim (e-posta) : harunanac@gmail.com