

**TİCARİ ARAÇLAR İÇİN İKİ BORULU
AMORTİSÖRLERİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ
TASARIMI VE SÖNÜMLEME PERFORMANSININ
İNCELENMESİ**

Yasin KARAGÖZ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TİCARİ ARAÇLAR İÇİN İKİ BORULU AMORTİSÖRLERİN BİLGİSAYAR
DESTEKLİ TASARIM VE SÖNÜMLEME PERFORMANSININ
İNCELENMESİ**

Yasin KARAGÖZ
<https://orcid.org/0000-0002-9863-1307>

Dr. Öğretim Üyesi Zeliha Kamış KOCABIÇAK
(Danışman)
<https://orcid.org/0000-0003-3292-8324>

YÜKSEK LİSANS
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa – 2019
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Yasin KARAGÖZ tarafından hazırlanan “Ticari araçlar için iki borulu amortisörlerin bilgisayar destekli tasarım ve sönümlenme performansının incelenmesi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK



Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi, Taşıt Tasarımı Anabilim Dalı

İmza 

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erdem UZUNSOY
Bursa Teknik Üni., Müh. ve Doğa Bilimleri
Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı

İmza 

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

Enstitü Müdürü

06./08/2019 (Tarih)

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.

02.08.2013

Yasin KARAGÖZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TİCARİ ARAÇLAR İÇİN İKİ BORULU AMORTİSÖRLERİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM VE SÖNÜMLEME PERFORMANSININ İNCELENMESİ

Yasin KARAGÖZ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğretim Üyesi Zeliha Kamış Kocabıçak

Gelişen teknoloji ve artan rekabet ile ürün geliştirme süreçlerinin daha kısa ve sonuçların daha kesin olması gerekmektedir. Bu nedenle otomotiv üreticileri ar-ge faaliyetlerine büyük önem vermektedir.

Bu tez çalışmasında araç süspansiyon sisteminde sönümlenme görevi yapan amortisör ürününün belirlenen sönümlenme hedefi doğrultusunda modellenmesi, tasarımı ve fiziksel olarak prototipinin üretimi ile modelleme ve fiziksel sonuçların karşılaştırılması konuları üzerinde durulmuştur.

Çalışmada Matlab Simulink programı ile çeyrek taşıt modeli simülasyonları ve DR programı ile amortisör valf modellemesi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Amortisör valf modellemesi, Sönümlenme eğrisi, Çeyrek taşıt modeli

2019, ix + 62 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

COMPUTER AIDED DESIGN OF TWIN TUBE SHOCK ABSORBERS FOR COMMERCIAL VEHICLES AND INVESTIGATION OF DAMPING PERFORMANCE

Yasin KARAGÖZ

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

Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK

With developing technology and increasing competition, product development processes should be shorter and results more precise. For this reason, automotive manufacturers attach great importance to R&D activities.

In this thesis, the modeling, design and production of the prototype as a physical and the comparison of the physical results of the shock absorber product which works in the damping system of the vehicle suspension system are determined.

In this study, quarter vehicle model simulations with Matlab simulink programme and shock absorber valve modelling with DR programme were performed.

Key words: Shock absorber valf modelling, Damping curve, Quarter car model
2019, ix + 62 pages.

TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme ve tez çalışması esnasında her türlü desteği sağlayarak yardımcı olan değerli hocalarıma teşekkürlerimi sunarım

DR programı kullanımı ve valf modellemesindeki desteklerinden ötürü ZF Sachs firmasına ve Sn. Kadir Koç'a teşekkürlerimi sunarım.

Yasin KARAGÖZ
02/08/2019


İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ.....	1
1.1. İki Tüblü (Çift Borulu) Amortisörler	3
1.2. Ticari Araçlarda Kullanılan Amortisörler	6
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	9
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	14
3.1. Giriş.....	14
3.2. Amortisör Valflerindeki Akışlar.....	16
3.2.1. Taban valfi.....	16
3.2.2. Piston Valfi.....	17
3.3. Amortisörün Matematik Modeli	19
3.4. Çeyrek Taşıt Modeli.....	21
3.4.1. Matlab simulinkte çeyrek taşıt modeli kurulması.....	23
3.4.2. Amortisör sönümlenme eğrisinin elde edilmesi	25
3.5. DR (Damper) Programı.....	27
3.5.1. Valf gruplarının alt bileşenleri.....	27
3.5.2. DR (damper) programı özellikleri.....	29
3.5.3. Amortisör genel bilgilerinin tanımlanması.....	31
3.5.4. Sönümlenme eğrisi tanımlanması	31
3.5.5. Bypass (sızıntı akış) tanımlanması.....	32
3.5.6. Kapanma sönümlenmesi taban valfi modellemesi.....	33
3.5.7. Kapanma sönümlenmesi piston valfi modellemesi.....	35
3.5.8. Açılma sönümlenmesi piston valfi modellemesi	36
3.5.9. Valflerin alt bileşenleri ve ilişkili oldukları matematik model akış alanları	37
3.5.10. DR programında grafikleri inceleme.....	38
3.5.11. DR programında valf modelleme yöntemi	39
3.5.12. Amortisör boyutlarının belirlenmesi	41
3.6. Fiziksel Test Cihazı.....	43
4. BULGULAR	47
4.1. DR Programı Valf Modelleme Sonuçları.....	47
4.1.1. DR programı kapama yönü valf modelleme sonuçları.....	47
4.1.2. DR programı açılma yönü valf modelleme sonuçları.....	49
4.2. Fiziksel Amortisör Test Cihazı Sonuçları	51
4.3. DR Sönümlenme Eğrisi ve Çeyrek Taşıt Modeli Eğrisi Karşılaştırması.....	54
4.4. Fiziksel Test Cihazı Ölçümü ve Çeyrek Taşıt Modeli Eğrisi Karşılaştırması.....	56
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	58
KAYNAKLAR.....	60
ÖZGEÇMİŞ.....	62

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Açıklamalar

P_1	1 Numaralı bölüm basıncı
V_1	1 Numaralı bölüm gaz hacmi
P_2	2 Numaralı bölüm basıncı
V_2	2 Numaralı bölüm gaz hacmi
Q_{RBB}	Açılma alt supap grubu kılcal akış miktarı
Q_{RB}	Açılma alt supap grubu üzerinden geçen toplam akış
Q_{RBV}	Açılma alt supap grubu valf akış miktarı
P_R	Açılma bölümü akışkan basıncı
q_A	Açılma kapanma kuvvet oranı
F_R	Açılma sönümlenme kuvveti
Q_{RPL}	Açılma üst supap grubu kaçak akış miktarı
Q_{RPB}	Açılma üst supap grubu kılcal akış miktarı
Q_{RP}	Açılma üst supap grubu üzerinden geçen toplam akış
Q_{RPV}	Açılma üst supap grubu valf akış miktarı
C_d	Akışkanın dinamik yer değiştirme katsayısı
A	Alan
i_x	Amortisör hareketi ile tekerlek hareketi arasındaki oran
V_D	Amortisör hızı
C	Amortisör sönüm katsayısı
m_2	Araç gövdesinin ağırlığı
f	Araç sönümlenme katsayısı
μ	Dinamik viskozite değeri
m_a	Her bir lastik başına düşen ağırlık
\dot{x}	Hız
\ddot{x}	İvme
A_{CBVD}	Kapanma alt supap grubu disk akış alanı
A_{CBVP}	Kapanma alt supap grubu disklere etki eden akış alanı
A_{CBB}	Kapanma alt supap grubu kılcal akış alanı
Q_{CBB}	Kapanma alt supap grubu kılcal akış miktarı
Q_{CB}	Kapanma alt supap grubu üzerinden geçen toplam akış
A_{CBV}	Kapanma alt supap grubu valf akış alanı
Q_{CBV}	Kapanma alt supap grubu valf akış miktarı
P_{CBV}	Kapanma alt supap grubu valf basıncı
P_C	Kapanma bölümü akışkan basıncı
F_C	Kapanma sönümlenme kuvveti
Q_C	Kapanma toplam akış miktarı
A_{CPVD}	Kapanma üst supap grubu disk akış alanı
A_{CPVP}	Kapanma üst supap grubu disklere etki eden akış alanı
Q_{CPL}	Kapanma üst supap grubu kaçak akış miktarı
A_{CPB}	Kapanma üst supap grubu kılcal akış alanı
Q_{CPB}	Kapanma üst supap grubu kılcal akış miktarı
Q_{CP}	Kapanma üst supap grubu üzerinden geçen toplam akış
A_{CPV}	Kapanma üst supap grubu valf akış alanı

Q_{CPV}	Kapanma üst supap grubu valf akış miktarı
P_{CPV}	Kapanma üst supap grubu valf basıncı
x	Konum
c_L	Lastik sönümleme sabiti
F_D	Ortalama sönümleme kuvveti
A_{PISTON}	Piston alanı
b	Piston ile basınç borusu arasındaki boşluk
$A_{MİL}$	Piston mili alanı
m_{PISTON}	Piston mili ve pistonun toplam ağırlığı
D_{PISTON}	Piston valfi pistonunun dış çapı
l	Pistonun basınç borusu ile temas uzunluğu
P_A	Rezerve bölümü akışkan basıncı
b	Silindir ile piston arası boşluk
F_{NET}	Sönümleme kuvveti
x_2	Sönümlü kütle hareketi
m_1	Sönümsüz kütle
x_1	Sönümsüz kütle hareketi
K_t	Sönümsüz kütlenin sönüm katsayısı
K	Yay katsayısı
ρ	Yoğunluk
q	Yoldan gelen etki sonucu konum değişimi

Kısaltmalar

Açıklamalar

DR	Damper Programme
TSE	Türk Standartları Enstitüsü

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Sönümlenme çeşitlerine göre amortisör eğrileri.....	2
Şekil 1.2. Boru sayısına göre amortisör çeşitleri	3
Şekil 1.3. İki borulu amortisör temel bölümleri	4
Şekil 1.4. Valf Tipleri.....	4
Şekil 1.5. Taban Valfi Yapısı.....	5
Şekil 1.6. Piston Valfi Yapısı	6
Şekil 1.7. Örnek binek ve ticari araç arka amortisörleri.....	7
Şekil 1.8. Binek ve ticari araç arka amortisör örnek sönümlenme kuvveti karşılaştırması .	7
Şekil 3.1. Amortisör kısılma açılma durumlarında hidrolik akışları	14
Şekil 3.2. İki borulu amortisör ve bölümlerinin gösterimi	15
Şekil 3.3. Amortisörün kapanma durumu.....	15
Şekil 3.4. Taban Valfi Akışları	16
Şekil 3.5. Taban valfi kılcal akışları ve çentik görünümü	17
Şekil 3.6. Taban valfi orifis akışları	17
Şekil 3.7. Piston valfi akışları.....	18
Şekil 3.8. Piston valfi kılcal akışları ve çentik görünümü.....	18
Şekil 3.9. Piston valfi orifis akışları.....	19
Şekil 3.10. Piston valfi sızıntı akışları.....	19
Şekil 3.11. Sönümlenme kuvveti (F_{NET}) ve etkileyen iç kuvvetler.....	21
Şekil 3.12. Çeyrek taşıt modeli.....	22
Şekil 3.13. Simulink’te çeyrek taşıt modeli.....	23
Şekil 3.14. “Lookup table” komutu ile amortisör sönüm katsayısı girilmesi.....	24
Şekil 3.15. “Sine wave” komutu yol girdisi tanımlanması.....	24
Şekil 3.16. Yol girdisi (road displacement) ve araç gövdesinin hareketi (body movement).....	25
Şekil 3.17. Hedef sönümlenme eğrisi.....	27
Şekil 3.18. Taban valfi alt bileşenleri.....	28
Şekil 3.19. Piston valfi alt bileşenleri.....	28
Şekil 3.20. Valf fonksiyonu.....	29
Şekil 3.21. Valf parçalarının tayini	30
Şekil 3.22. Amortisör genel tanımlamalarının girilmesi	31
Şekil 3.23. Hedef sönümlenme değerleri tanımlanması ve grafiğin çizimi	32
Şekil 3.24. Bypass geçişlerinin etkisinin görüntülenmesi.....	33
Şekil 3.25. Taban valf yayı, kısılma diski, ayarlama pulu.....	34
Şekil 3.26. Kapanma sönümlenmesi taban valf bileşenlerinin belirlenmesi.....	34
Şekil 3.27. Kapanma sönümlenmesi piston valf bileşenlerini belirlenmesi	35
Şekil 3.28. Piston kapanma yayı, piston kapanma kısma diski... ..	35
Şekil 3.29. Piston yayı, kısılma diski, ayarlama pulu (çentik).....	36
Şekil 3.30. Açılma sönümlenmesi piston valf bileşenlerini belirlenmesi	36
Şekil 3.31. Açılma sönümlenmesi piston valf bileşenlerini belirlenmesi	38
Şekil 3.32. Ayarlama pulu seçimi.....	39
Şekil 3.33. Piston ayarlama pulu seçimi.....	40
Şekil 3.34. Hedef ve yapılan valf alt parça seçimleri sonucu oluşan eğriler	41
Şekil 3.35. Amortisör sönümlenme ölçüm test cihazı.....	43
Şekil 3.36. Test cihazında amortisör ve hız ölçümü.....	44

Şekil 3.37. Amortisöre ait kuvvet-konum grafiği.....	45
Şekil 3.38. Amortisöre kuvvet-hız grafiği	46
Şekil 4.1. DR programı kapama valf modellemesi sonucu kuvvet-hız grafiği.....	48
Şekil 4.2. DR programı açılma valf modellemesi sonucu kuvvet-hız grafiği	50
Şekil 4.3. Fiziksel test cihazında amortisör hız-kuvvet ölçüm sonucu	52
Şekil 4.4. Fiziksel test cihazında amortisör kuvvet-konum ölçüm sonucu	53
Şekil 4.5. DR programı sönümlleme eğrisi sonucu	54
Şekil 4.6. DR programı-çeyrek taşıt modeli sönümlleme eğrisi	55
Şekil 4.7. Fiziksel Test Cihazı-Çeyrek taşıt modeli sönümlleme eğrisi	57

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Akış kesit alanları debi ve basınç farklılıkları.....	20
Çizelge 3.2. Debi formülleri.....	20
Çizelge 3.3. Amortisör sönüm faktöründen amortisör sönüm kuvvetlerinin eldesi.....	26
Çizelge 3.4. Valf alt bileşenleri ve etkiledikleri akış alanları	38
Çizelge 3.5. Seçilen valf alt bileşenlerinin değerleri	40
Çizelge 4.1. İterasyonlar sonucu kapanma eğrisine etkileyen valf grubu bileşenleri.....	48
Çizelge 4.2. DR programı kapama valf modellemesi sonucu kuvvett-hız değerleri.....	49
Çizelge 4.3. İterasyonlar sonucu açılma eğrisine etkileyen valf grubu bileşenleri.....	50
Çizelge 4.4. DR programı açılma valf modellemesi sonucu kuvvett-hız değerleri.....	51
Çizelge 4.5. DR programı kapama valf modellemesi sonucu kuvvett-hız değerleri.....	52

1. GİRİŞ

Hızla gelişen otomotiv sektöründe her geçen gün müşteri istekleri ve sektör gereksinimleri değişmekte olup, bu istek ve gereksinimlere cevap verebilmek adına ürün geliştirme süreçlerinin de kısılması sözkonusu olmaktadır. Bu amaçla en doğru ve en hızlı ürün geliştirmeyi sağlamak amacından hareketle çeşitli modeller oluşturulmuş, bu modeller en kısa sürede ihtiyaca yönelik ve hızlı bir şekilde istenilen ürünün özelliklerinin tayin edilmesinde ve doğrulanmasında doğrudan katkı sağlar duruma gelmiştir.

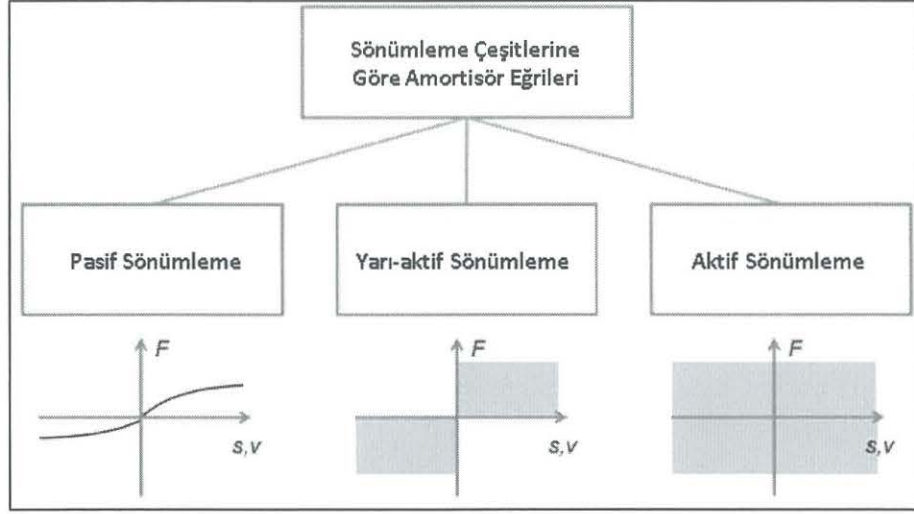
Araçlarda kullanılan süspansiyon sistemleri aracın hem yol tutuşu hem de konforu üzerinde etkilidir. Bozuk yollarda konforu ve gövde hareketinin kontrolünü, viraj dönerken savrulmayı engellemeyi sağlayan süspansiyon sistemi, lastik aşınması ve fren mesafesi konularında da doğrudan etkilidir.

Süspansiyon sistemleri bir çok alt bileşenden oluşsa da en önemli iki bileşeni yay ve amortisördür. Bu iki alt bileşen araca gelen herhangi bir darbe durumunda direkt olarak işlev görmektedirler. Yay yoldan gelen darbeyi kendi üzerine alarak, yaylanma hareketi yapmaktadır. Amortisör ise yayın hareketinden doğan enerjiyi ısı enerjisine çevirerek atmaktadır.

Yaylarla birlikte konfor ve yol tutuşa etkileyen en önemli bileşen olan amortisörler için amortisörlerin davranışını belirleyen matematiksel modeller bulunmakta olup, bu modeller %100 kesinliğe yakın olması ile yapılan fiziksel testlere yol göstermektedir. Model ile fiziksel testlerin tutarlılığı ürün geliştirme süresinin ciddi anlamda azalmasına sebep olmakta, ürün geliştirme sürecine olumlu katkı sağlamaktadır.

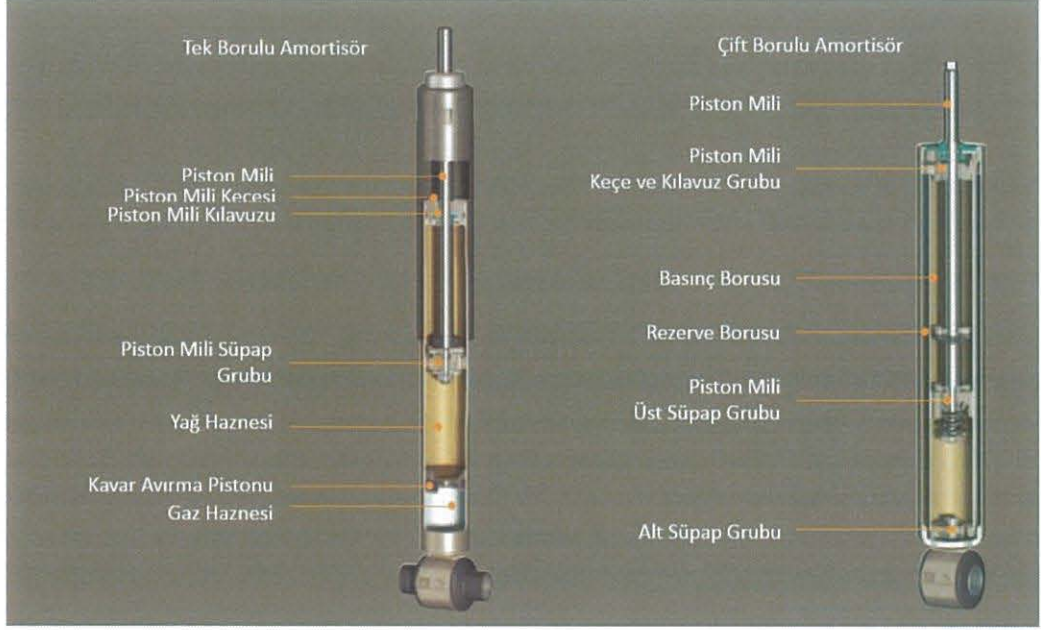
Amortisörler sönümlenme çeşitlerine göre pasif, yarı aktif ve aktif sistemler olarak sınıflandırılabilirler. Pasif sistemlerde amortisör hızına karşılık tek bir sönümlenme kuvvet değeri yani tek bir hız-kuvvet eğrisi mevcutken aktif ve yarı aktif sistemlerde frekans girdilerine göre aynı amortisör hızına karşılık değişken sönüm kuvvetleri üretilebilmekte, bu da aracın sönümlenme karakterisliğinin farklı yol koşullarına uyarlanmasına ve yol tutuş ve konfora katkı sağlanmasına sebep olmaktadır. Aktif ve yarı aktif sistemlerin mantığı temelde değişken yol koşullarına göre farklı sönüm kuvveti üretmek olsa da aralarındaki temel fark aktif sistemlerin gerekli durumlarda konfor ya da yol tutuşu

arttırabilmek için yay hareketini sönümlenmek yerine yaylanmaya destek verici şekilde davranış sergileyebilmeleri yani süspansiyon sisteminin hareket etmesini sağlamalarıdır. Şekil 1.1’de bu üç sönümleme hız-kuvvet grafikleri ile görülmektedir.



Şekil 1.1. Sönümleme çeşitlerine göre amortisör eğrileri (Jautze 2018)

Amortisörler sönüm eğrilerinin yanında yapısal olarak da çift ve tek borulu olarak ikiye ayrılmaktadır. Tek borulu amortisörlerde sönümleme kuvveti tek bir basınç borusu içinde hareket eden tek bir valf grubu üzerinden üretilir. Amortisör milinin yukarı aşağı hareketi ile valf grubu içerisinden geçen hidrolik vasıtası ile sönüm kuvveti elde edilmiş olur. Çift borulu amortisörlerde iç ve dış olmak üzere 2 adet boru bulunmaktadır. İç borunun içinde ve iç boru ile dış boru arasında 2 adet valf grubu yer almakta olup, bu iki valf grubundan geçen hidrolik sayesinde sönüm kuvveti oluşmaktadır. Bu çalışmada kullanılan amortisör tipi çift borulu olduğundan tez boyunca çift borulu amortisörler üzerinde durulmuştur.



Şekil 1.2. Boru sayısına göre amortisör çeşitleri (Anonim 2018)

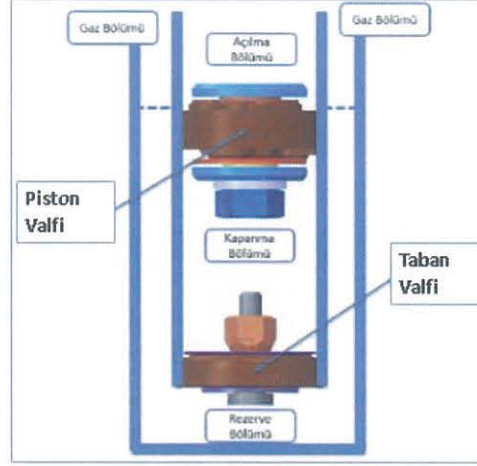
Şekil 1.2’de sönümlenme çeşitlerine göre amortisörler çift borulu ve tek borulu olmak üzere yer almaktadır. Çift borulu amortisörde iki adet valf olduğu görülmektedir.

1.1. İki Tüblü (Çift Borulu) Amortisörler

İki tüblü amortisörler adını içerdiği 2 borudan almaktadır. İç ve dış boru olarak isimlendirilen bu yapılar, amortisör içindeki hidroliğin içinde hareket ettiği yapılarıdır. Amortisör milinin aşağı ve yukarı hareketi ile birlikte hidrolik dış borudan iç boruya ya da iç borudan dış boruya doğru hareket eder.

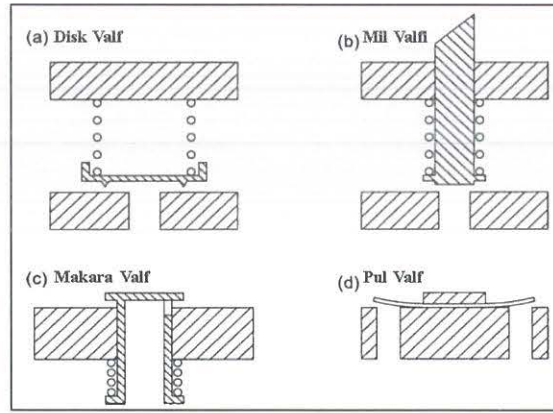
Amortisörler, yayların ürettiği kuvvete karşı yönde bir kuvvet üretirler. Amortisör bu kuvveti üretirken, amortisör hidroliği, valf denilen ve pul ve yay gibi yapılardan oluşan çeşitli bileşenlerin arasından geçerek sönümlenme kuvveti oluşturur. Amortisörlerde bulunan valfler sönümlenme kuvvetini oluşturan temel yapılarıdır. Valfler içerisinde yer alan değişken kesit alanine sahip pullar vasıtası ile amortisör hareketi sırasında yer değiştiren hidroliğin debisinde değiştirmek sureti ile amortisör sönüm kuvvetini tayin eder. Valfler içerdikleri birden fazla alt bileşen ile sönümlenme eğrisinin farklı bölgelerine etki ederek amortisör farklı hızlarda çalıştığında farklı sönüm kuvvetleri ortaya çıkarmasını sağlar ve bu sayede farklı durumlarda yol tutus ve konforun sağlanmasına

doğrudan etki eder. Şekil 1.3'te çift borulu amortisörlerin bölümleri ile taban ve piston valfleri gösterilmiştir.



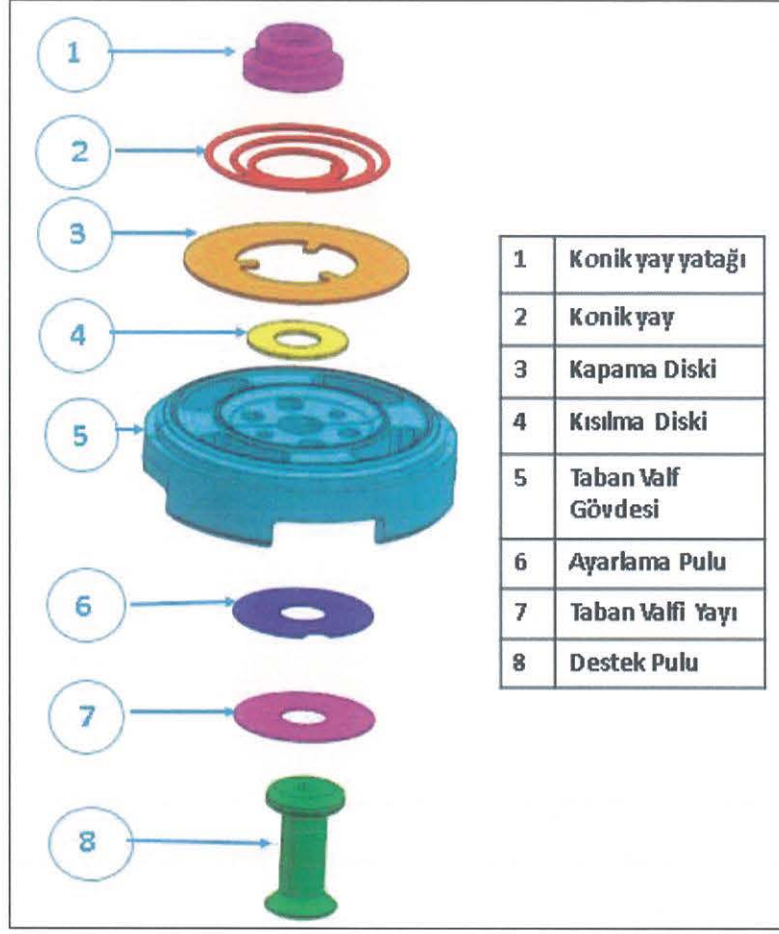
Şekil 1.3. İki borulu amortisör temel bölümleri (Gündoğ 2016)

Tüm valf çeşitlerinin temel çalışma prensibi valfin alt ve üstü arasındaki basınç farklılığıdır. Ancak üretiklileri kuvvet ve kuvvet süreleri birbirinden farklıdır. Valf çeşitleri Şekil 1.4'te verilmiştir.



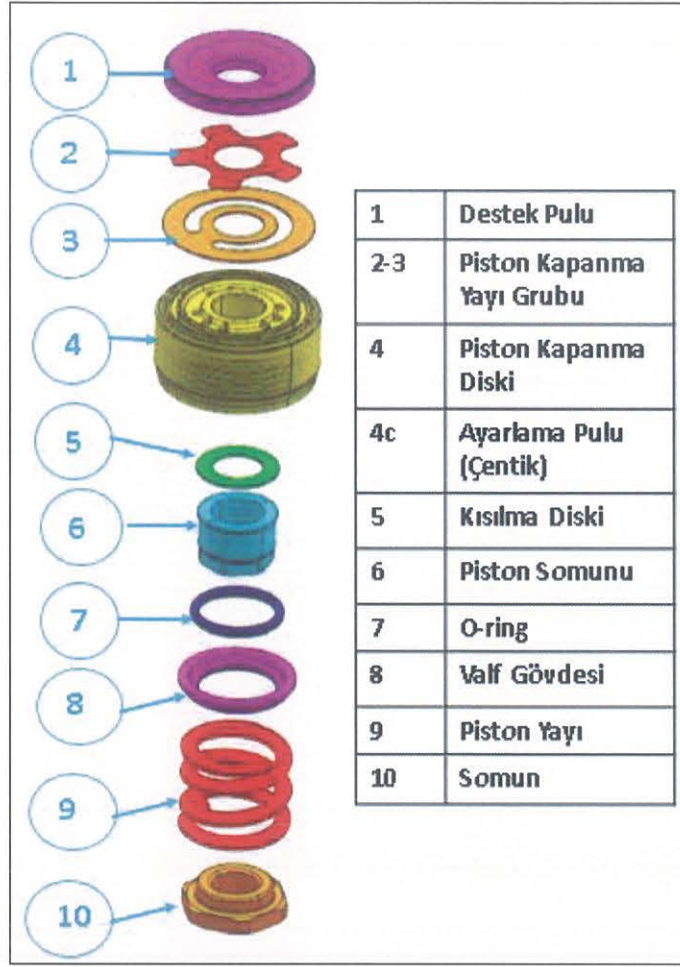
Şekil 1.4. Valf Tipleri (Dixon 2007)

Yapılan çalışmada makara ve pullu valfler kullanılmıştır. Valfi oluşturan pullar yüksek dayanımlı yay çeliğinden imal edilmiş olup yüksek basınç altında uzun süre dayanımlı olarak çalışacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 1.5. Taban Valfi Yapısı

Taban valfi Şekil 1.5’te alt bileşenleri görüleceği üzere silindir ile rezerv kısmı arasında hidrolik geçişini sağlayan bölümdür.



Şekil 1.6. Piston Valfi Yapısı

Piston valfi Şekil 1.6’da görüleceği üzere silindirin içinde açma ve kapama bölgelerinde hareket ederek hidrolik akışını sağlar. Amortisörlerin en önemli problemlerinden kavitasyon oluşmaması için taban valfindeki basınç farklılığı piston valfindeki basınç farklılığından daha az olmalıdır. Valfler in içinde direnç pulları yer almaktadır. Bu pulların görevi akışkana karşı daha yüksek bir direnç oluşturmaktır.

1.2. Ticari Araçlarda Kullanılan Amortisörler

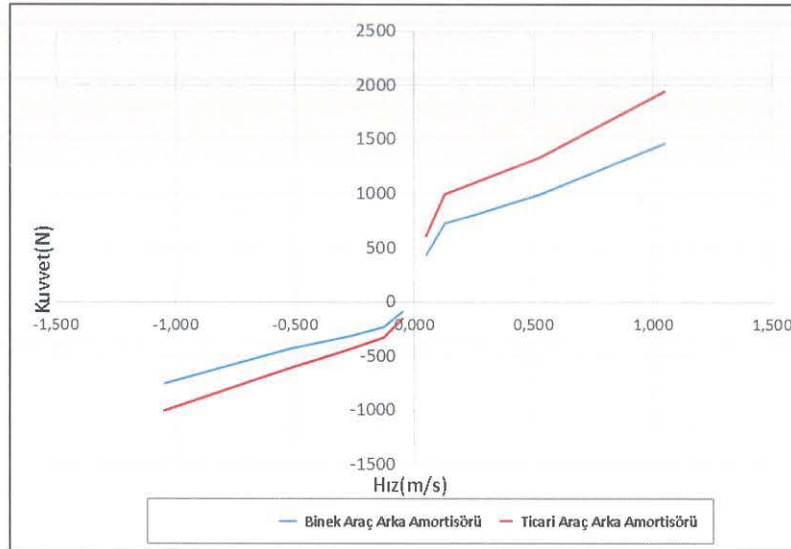
Amortisörler kullandıkları taşıtlara ve bölgelere göre farklılıklar göstermektedirler. Ticari ve binek araçların arka amortisörleri arasındaki temel fark ise sönümlenme kuvvetleridir. Ticari araçlar daha fazla yük taşıma kapasitesine sahip olduğundan her bir aksa düşen ağırlık daha fazla olacak ve daha fazla sönümlenme kuvveti gerekmektedir. Şekil 1.7’de örnek olarak ticari ve binek araç amortisörleri verilmiş olup sönümlenme

eğrileri ile ilgili durum Şekil 1.8’de görülmektedir. Bu çalışmada incelenmiş olan arka amortisörlere bakıldığında binek araçlar için aşağıda görüleceği üzere alttan burç bağlantılı, üstten saplama bağlantılı amortisörler tercih sebebi iken ticari araçlarda genellikle hem alttan hem üstten burç bağlantılı tasarımlara yük doldurma hacminin artabilmesi için başvurulmaktadır.



Şekil 1.7. Örnek binek ve ticari araç arka amortisörleri (Anonim 2019)

Ayrıca binek araç amortisörlerinde olmayan ve ticari araç amortisörlerinde olan bir diğer özellik de yük durumuna göre çift sönümleme eğrisine sahip olabilmeleridir. Bu eğriye sahip olma durumu araç yüklü halde iken yüksek sönümleme ile body kontrolünü sağlarken binek olarak kullanıldığında düşük sönümleme ile konforlu bir sürüş sağlar.



Şekil 1.8. Binek ve ticari araç arka amortisör örnek sönümleme kuvveti karşılaştırması

Amortisörlerin oluşturduğu sönümleme kuvvetleri amortisör hızına bağlı olarak değişir. Amortisör hızları genel olarak 3 grupta ele alınır. 0,13m/s ve daha altı düşük, 0,13-1m/s aralığı orta, 1m/s'nin üzeri hızlar da yüksek hız olarak adlandırılır (Çotur 2010).

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Amortisörler araçlarda darbe ve titreşimlerden ötürü oluşan hareketi sönümleyen parçalardır. Yay ile senkronize şekilde hareket eden amortisör yoldan gelen darbelerle yaylanmaya başlayan yayda oluşan enerjiyi sönümleyerek araç gövdesinin ve süspansiyon sisteminin stabil hale gelmesini sağlarlar.

Chavan ve ark. (2013) amortisör geliştirme süreçlerinde amortisörlere hedef olarak verilen sönümleme eğrilerinin ortaya konma yöntemleri araştırmışlardır. Bu amaçla araçlarda sönümlü ve sönümsüz kütlelerin her ikisini kapsayan matematik modelleri incelenmiş, bu matematik modellerde bu tezin konusu olan amortisörün rolü irdelenmiş, farklı sönüm katsayıları ile yapılp sönüm katsayısının etkisine değinen çalışmaların araç süspansiyon modellemesindeki önemi görülmüştür. Daha önce yapılan çalışmalarda sadece sönümlü ve sönümsüz kütlelerin değil, aynı zamanda yol girdilerinin de bu sisteme verildiği görülmüş, bu yol girdilerinin sönümlenmesi için amortisör sönüm eğrilerinin oluşturularak amortisör valf tasarımının taşıt modellerinde belirlenen yol girdilerini sönümleyecek amortisör eğrisini oluşturmada oynadığı rol incelenmiştir.

Lang (1977) iki tüblü amortisörler ve sönümleme eğrilerinin modellendiği ilk çalışmayı yapan bilim insanıdır. Lang bu çalışmada öncelikli olarak çift borulu bir amortisörün barındırdığı 4 ana bölümü ayrı ayrı incelemiş, bölümler arasındaki basınç değişim eğilimleri üzerinde özellikle durmuştur. Bunun yanında ortaya çıkan basın. Değişimleri esnasında valflerde ve valflerin alt bileşenlerinde oluşan etkileri inceleyerek amortisörün sönümleme eğrisini belirlemeye yarayan modeli ortaya koymayı başarmıştır. Lang bu çalışmalarında temel akışkanlar mekaniği prensiplerinden faydalanarak özellikle de orifis denklemlerini kullanarak modelleme yapmayı başarmıştır. Lang bu çalışmayı yaparken valf kuvvetleri ve yer değiştirme katsayısını yaptığı deneyler sonucunda bulabilmiş olup çalışmayı yaptığı bilgisayarın yetersizliğinden dolayı yer değiştirme katsayısını sabit bir değer olarak hesaba katmıştır. Lang'ın bu çalışmada modelleme yanında önemli bir çıktısı da amortisör içindeki gaz hakkında olmuştur. Lang, amortisörde vuruntunun başlıca sebebi olan kavitasyon oluşumunu önlemek için gazın amortisörün rezerv bölümünde tutulması çıktısı ile çalışmada modelleme yanında kavitasyon oluşumunu önlemek için de bilgi vermiştir.

Kim (1993) sadece amortisörün iç yapısını değil amortisör sönümlenme kuvvetlerinin aracın yol tutuş ve konfor gibi geneline etkileyen konularda da çalışmıştır. Amortisörün sönüm katsayısı üzerinde de duran Kim, bu katsayıyı deneysel sonuçlarla belirlemiştir. Kim, çalışmasında öncelikle amortisörü farklı bölümlerden oluşan bir parça olarak ele almış, amortisörün hareket etmesi ile bu farklı bölümler arasındaki hidrolik geçişlerini incelemiş, hidroliğin amortisör valf alt bileşenleri arasından geçerken sıkışma durumu üzerinde de durmuştur.

Duym ve ark. (1977) ise amortisörün içinde bulunan hidroliğin içindeki gaz konusu ile ilgilenmiş, amortisörün bölümlerinden rezerv bölümün bulunan gazın yüksek basınca maruz kaldığında çözünme olayının normal basınçtaki hali ile karşılaştırıldığında daha iyi seviyede olduğunu saptamıştır. Duym, bunun yanında amortisörün içindeki gaz kabarcıklarına da dikkat çekmiş, amortisör modellemelerinde amortisör içindeki gazın da modellemeye dahil edilmesinin daha uygun olacağını, yapılan çalışmada iyileştirme saptanılacağını belirtmiştir.

Liu ve Zhang (2001) ise amortisör sönümlenme eğrileri konusunda yaptıkları çalışmada farklı sönümlenme eğrisine sahip birden fazla numune amortisörü bir araçta deneme çalışması yapmışlardır. Yapılan bu çalışmada farklı amortisörlerin takıldığı araçtan ilgili veriler toplanmış, bu şekilde sönümlenme eğrileri farklı olan amortisörlerin araç üzerinde yaptığı etkiler karşılaştırılma imkanı bulunmuştur.

Lee ve Moon (2004) yaptıkları çalışmanın ise diğer çalışmalardan ayrılan yanı özellikle ticari araçlarda kullanılan, ürettiği sönümlenme kuvveti piston valfinin konumuna bağlı olan ve konuma bağlı amortisör olarak da bilinen amortisör çeşidi ile uğraşmaları olmuştur. Bu amortisörler aynı zamanda çift sönüm kuvvetine sahip amortisörler olarak da bilinmekte olup, Lee ve Moon'un çalışmasında bu iki durumun ticari araçlar yüklü konumda iken yol tutuşa önem verilmesi, binek olarak kullanırken konforu daha ön plana çıkarılmak istemesinden geldiğini belirtmişlerdir.

Yüksel (2006) yaptığı çalışmada non-lineer bir sönümlenme eğrisine sahip olan amortisörlerin matematik modeli üstünde durmuş, sinusoidal bir hareket yapan amortisörün yaptığı harekete bağlı olarak hazırlanan matematik model ile prototipi üretilen amortisörün matematik model sonucu ve fiziksel olarak üretimi gerçekleştirilmiş

amortisörün test sonucunu karşılaştırarak birbirlerine oldukça benzer olduğu sonucuna ulaşmış ve uyguladığı yöntemin doğruluğunu bu şekilde test etmiştir.

Çotur (2010) hazırladığı tez çalışmasında süspansiyon amortisörlerinin valf tasarımını bilgisayar destekli olarak yapılması üzerinde durmuştur. Hazırladığı tez çalışmasında öncelikli olarak amortisörler hakkında geniş bilgi vermiş, tipleri, kullanılan alt parçalar ve seçim kriterleri üzerinde durmuştur. Ardından sedan bir araçta arka amortisörü üzerinde çalışmıştır. Yaptığı çalışmada otomotiv ana sanayi şirketi tarafından talep edilen amortisör sönümlene eğrisi performansına cevap verebilecek amortisörün iç silindir, piston kolu ve dış boru gibi temel ölçülerini tayin edebilmek için çeşitli denklemlerden yararlanılmış ve ardından çalışmada destek veren otomotiv yan sanayi amortisör üreticisi kuruluşun kataloğundan bu şartları gerçekleştirecek amortisörü seçmiştir. Yaptığı çalışmada öncelikli olarak amortisör valf grubu modellemeye yarayan ve bir otomotiv yan sanayi şirketinin programı olan yazılımdan faydalanmış, valf alt bileşenlerini değiştirerek ana sanayi firmasının verdiği hedef sönümlene eğrisine çok yakın bir eğriye ulaşmayı başarmıştır. Ardından valf modellemesini ilgili yazılımda tamamladığı amortisörü fiziksel olarak üretilen bu amortisörün sönümlene eğrisi sonuçlarına ulaşarak bilgisayar programı ile yaptığı valf modellemesi sonucu oluşan sönümlene eğrisi ile prototip olarak üretilen amortisörün sönümlene eğrisini karşılaştırmış ve sonucunda her iki sönümlene eğrisinin birbirine benzerliğini tespit etmiştir.

Gündoğ (2016) yaptığı çalışmada amortisörlerin teknik açıdan çncelenmesi ve matematik modelinin oluşturulması gibi konular üzerinde durmuştur. Yapılan çalışmada öncelikli olarak amortisörü oluşturan temel bölümler gösterilmiş, bu bölümleri birbirinden ayıran yapılar hakkında bilgi verilmiştir. Ardından valf bileşenlerini ve amortisörün hareketi sonucu içindeki hidroliğin akışını incelemiş, valf bileşenleri arasından gerçekleşen akışları sınıflandırmıştır. Bu sınıflandırmaya göre valf bileşenleri arasından geçen akışlar sızıntı akış, kılcal akış ve orifis akışlarıdır. Her bir akışa ait matematik model çıkarılmış ve tüm bu matematik modellerin birleşimi olarak da amortisör sönümlene kuvvetini oluşturan denklem ortaya çıkmıştır. Bu çalışmada ortaya çıkarılan sönümlene kuvveti denklemleri, akışların bir matematik modeli olması bakımından önemlidir. Gündoğ çalışmasında ayrıca valf alt bileşenleri üzerine gelen kuvvetleri de incelemiş, çalıştığı farklı tip amortisör ve valf gruplarında yüksek kuvvete maruz kalarak çalışan valf

komponentlerindeki deformasyonu çalışmasının ilk bölümünde tanımladığı akışlar ile bağlantısını kurarak ortaya koymuştur.

Kate ve Jadhav (2013) yaptıkları çalışmada amortisörlerin matematik modellenmesi üzerinde durmuşlardır. Yaptıkları çalışmada çift borulu amortisör kullanmış olup piston ve taban valflerini incelemiş, bu valflerden hidrolik geçişlerini detaylandırmaya çalışmışlardır. Amortisörde hidrolik akışını inceledikten sonra amortisörün temel karakteristik özelliği olan sönümleme kuvvetinin eldesi üzerinde durmuşlar, çalışmalarının ilk bölümünde bahsettikleri amortisör akışları üzerinden sönümleme kuvvetinin denkleminde ulaşılmıştır. Ardından yaptıkları çalışmada teorik olarak elde ettikleri sönümleme kuvveti değerleri ile fiziksel olarak prototipini ürettikleri amortisörün sönümleme kuvvet değerlerini karşılaştırarak çalışmadaki başarı oranını sergilemişlerdir.

Jagtap ve Dolas (2015) yaptıkları çalışmada Matlab programında çeyrek taşıt modeli üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışmada iki serbestlik dereceli bir çeyrek taşıt modelinin öncelikle denklemlerini çıkarıp ardından Matlab Simulink programına bu çıkarılan denklemleri model olarak yansıtılmışlardır. Kurdukları bu modelde araç tekerleği bir etkiye maruz kaldığında araç sürücü koltuğunda bu etkinin nasıl hissedildiğini gözlemlemişlerdir. Kurdukları süspansiyon modellerinde yaptıkları iyileştirmeler ve optimizasyon çalışması sonucunda çalışmalarında kullandıkları belirli bir yol sinyaline karşılık araç sürücü koltuğunda yaptıkları ilk incelemeye göre ciddi anlamda iyileşme yaşandığını Matlab Simulink programında gözlemlemiş olup süspansiyon sisteminde konfor üzerinde yay katsayısı, amortisör sönüm kuvveti, lastik katsayısı gibi parametrelerin konfor açısından önemine ve etkisine atıf yapılmıştır.

Tortoç (2013) yaptığı çalışmada farklı tip süspansiyon sistemleri ve bu sistemlerin Matlab Simulink ile modellenmesi üzerinde durmuştur. Öncelikli olarak yaptığı çalışmada üzerinde durulacak süspansiyon sistemlerinin matematik modellerini oluşturmuş, ardından bilgisayar destekli modelleme safhasına geçmiştir. Model oluşturma safhasında çeyrek taşıt modeli ve yarım taşıt modelleri üzerinde durmuştur. Daha sonra oluşturduğu modelleri Matlab Simulink programını kullanarak bilgisayar destekli modellerini hazırlamıştır. Çalışmasında araç tipi olarak otobüs kullanmıştır.

Hassaan (2014) yaptığı çalışmada taşıt çeyrek taşıt modeli, sönümlü ve sönümsüz kütle gibi kavramları incelemiştir. Bir taşıt çeyrek modelindeki sönümlü ve sönümsüz kütle alt bileşenleri üzerinde durmuş, Matlab Simulink programı yardımıyla çeyrek taşıt modeli oluşturmuştur. Oluşturduğu çeyrek taşıt modelinde farklı sönüm katsayılarına sahip amortisörler kullanmış, yol datası girdisi olarak yollarda rastlanılan tümseklerin üç çeşit farklı geometrili olanlarını (yuvarlak, parabolic ve üstü düz) seçmiştir. Bu çalışması ile farklı sönüm katsayısına sahip amortisörlerin üç farklı yol tipinde sönümleme performansını karşılaştırmış ayrıca araç gövdesindeki ivmelenme sonucunu da oluşturduğu modelden elde ederek karşılaştırma sonucunu yaptığı çalışmada paylaşmıştır.

Bhuyan ve Kumar (2016) yaptıkları çalışmada çift borulu amortisörlerde taban valfi üzerine yoğunlaşmışlardır. Çalıştıkları amortisörde taban valfi alt bileşenlerini incelemişler, amortisör sönüm kuvveti üretirken taban valf bileşenlerinde meydana gelen basıncı analiz programları yardımıyla bularak taban valfi alt bileşenlerinin amortisör sönüm kuvveti üretirken maruz kaldıkları basınca dayanımını sorgulamışlardır.

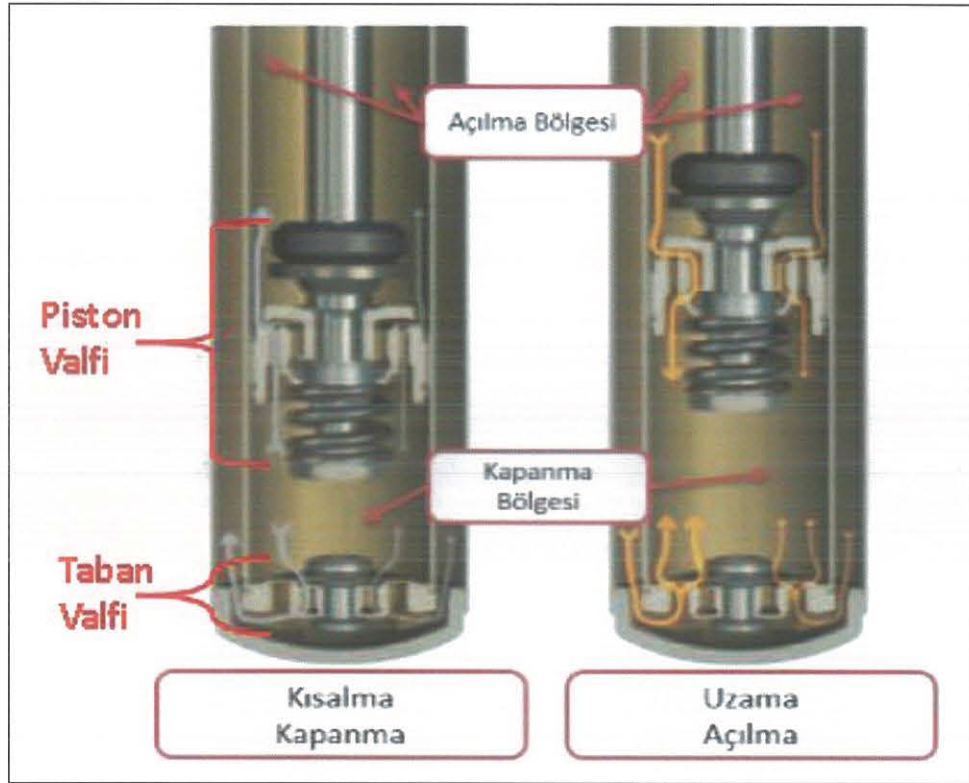
Ferdek (2018) yaptığı çalışmada tek borulu ve çalışma frekansına göre sönüm kuvveti üreten amortisörleri incelemiş, çalışma frekansının artması ile frekansa dayalı sönüm kuvveti üreten amortisörün farklı bir sönümleme eğrisi geliştirdiğini gözlemlemiştir. Aynı amortisörün düşük frekansta çalışmasıyla ise yüksek frekans sönüm eğrisi yerini daha sert olan düşük frekans sönüm eğrisine terk etmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde öncelikli olarak piston ve taban valfi akışlarına yer verilecek, ardından Matlab Simulink programında yol datası girdisine karşılık beklenen amortisör sönümlenme eğrisi elde edilecek ve ardından valf tasarım programı vasıtasıyla valf alt parçaları belirlenip fiziksel prototip üretiminden ve ölçümünden bahsedilecektir.

3.1. Giriş

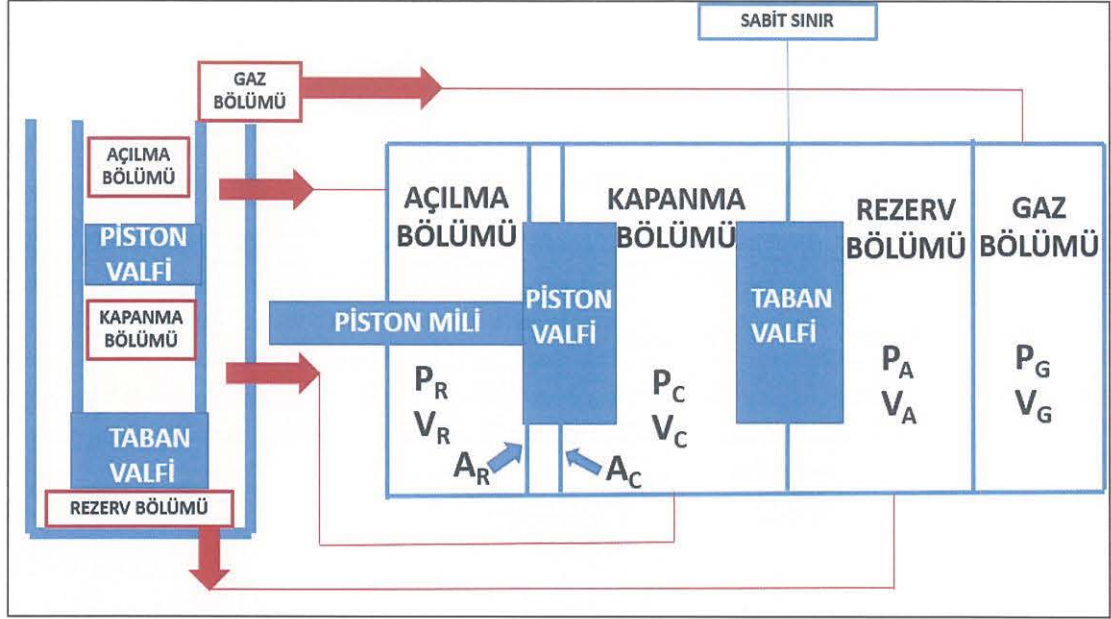
İki borulu amortisörlerde temel olarak piston ve taban valflerindeki orifislerden geçen akışkanların oluşturduğu direnç sönümlenme kuvvetini oluşturur. Şekil 3.1.'de amortisörün açılma ve kapanması esnasında bu valflerden geçen akışlar gösterilmektedir.



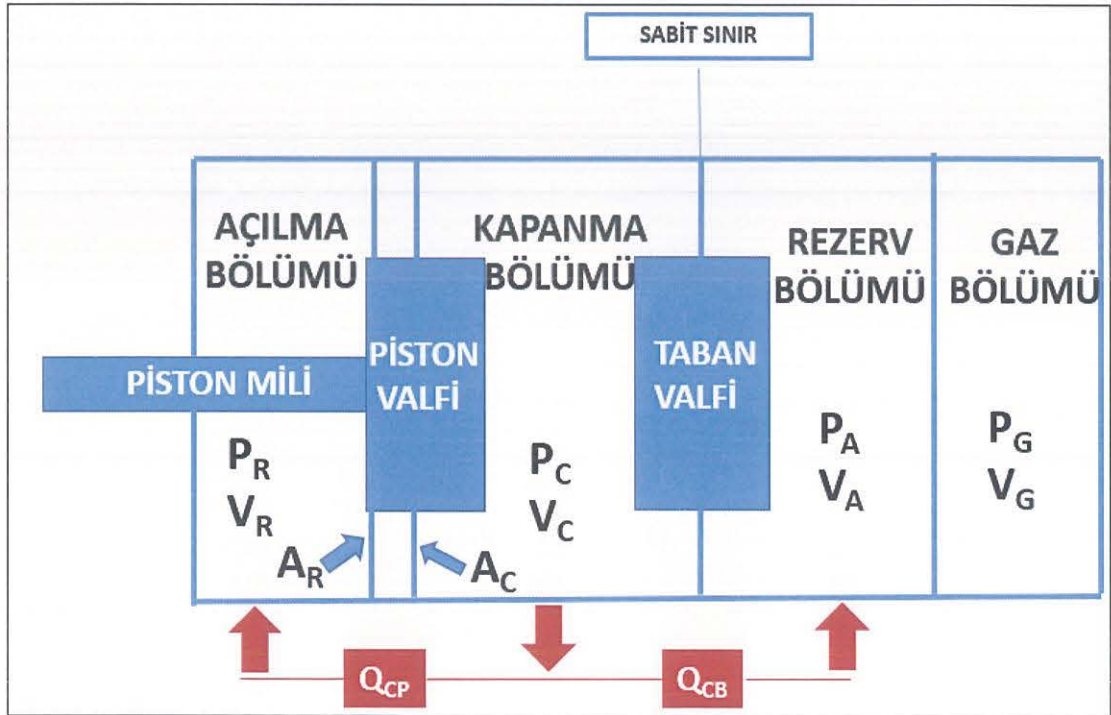
Şekil 3.1. Amortisör kısalma açılma durumlarında hidrolik akışları (Anonim 2018)

Şekil 3.2'de iki borulu amortisörler şematik olarak gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi amortisör açılma, kapanma, rezerv ve gaz bölümlerinden oluşmaktadır. Açılma-kapanma arasında piston valfi, kapanma ve rezerv bölümlerinde taban valfi bulunmaktadır. Valflerdeki akış kapanma, açılma, gaz ve rezerv bölümlerindeki basınç farklılığından

doğmaktadır. Şekil 3.2 amortisörün kapanma durumu için verilmekte ve model bu durum için oluşturulmakta olup açılma durumu aynı modelin tam tersidir.



Şekil 3.2. İki borulu amortisör ve bölümlerinin gösterimi



Şekil 3.3. Amortisörün kapanma durumu

Şekil 3.3'te amortisörün kapanma durumu için valflerdeki akışlar gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi kapanma bölümünden açma bölümüne piston valfine Q_P , kapanma bölümünden rezerv bölümüne Q_B akışı gerçekleşir. Amortisördeki toplam akış Q_C aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır.

$$Q_C(t) = Q_P(t) + Q_B(t) \quad (3.1)$$

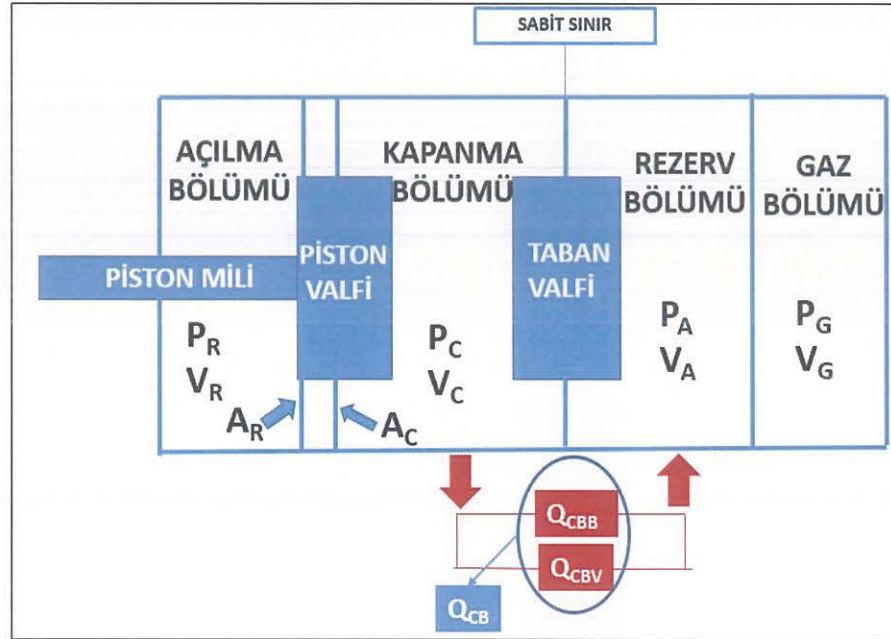
3.2. Amortisör Valflerindeki Akışlar

Amortisör valflerindeki akışlar piston ve taban valfindeki akışlar olmak üzere iki ana başlıkta bu bölümde incelenecektir.

3.2.1. Taban valfi

Taban valfi akışları valf orifisinden geçen akış Q_{BV} ve kılcal akışlar Q_{BB} olmak üzere iki gruba ayrılır.

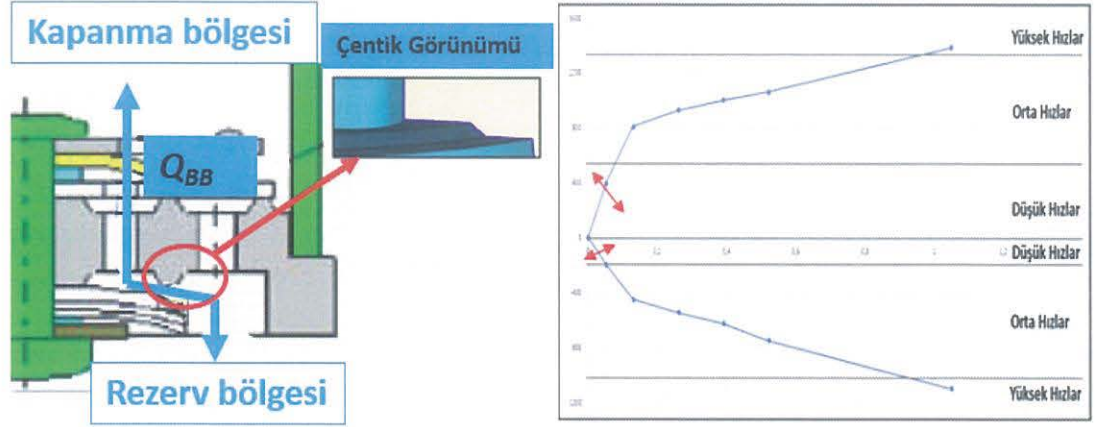
$$Q_B(t) = Q_{BV}(t) + Q_{BB}(t) \quad (3.2)$$



Şekil 3.4. Taban valfi akışları

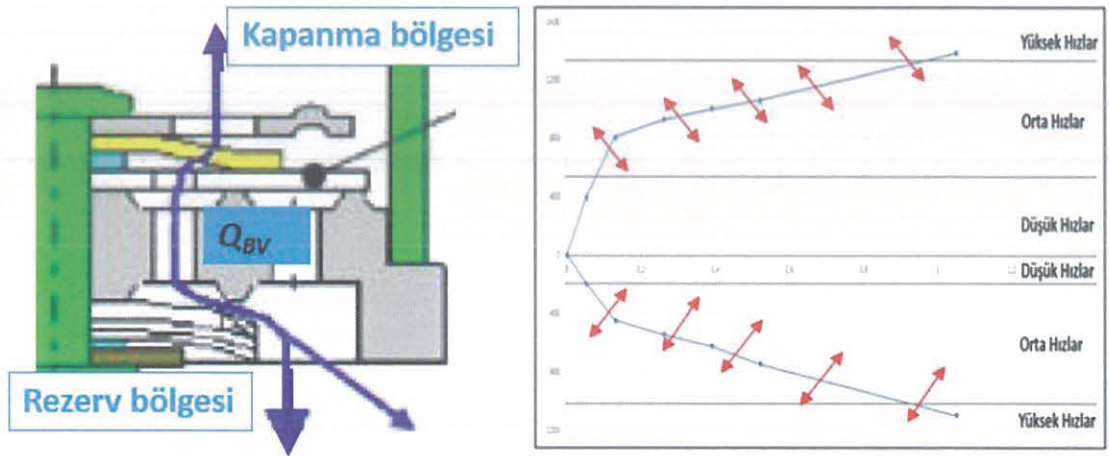
Şekil 3.4'te taban valfinde oluşan akışlar yer almaktadır. Bu akışların toplamı Q_{CB} olarak isimlendirilmiştir. Taban valfi kılcal akışları Şekil 3.5'te de görüleceği üzere piston çentikleri arasından geçen akışlardır. Kılcal akışlar açılma yönünde Q_{RBB} ve kapanma

yönünde Q_{CBB} sönümlenme eğrisinin düşük hız bölgelerinde etkilidir. Çentik ebatları değiştirilerek amortisör eğrisinde değişiklik yapılabilir.



Şekil 3.5. Taban valfi kılcal akışları ve çentik görünümü (Lee ve Moon 2004)

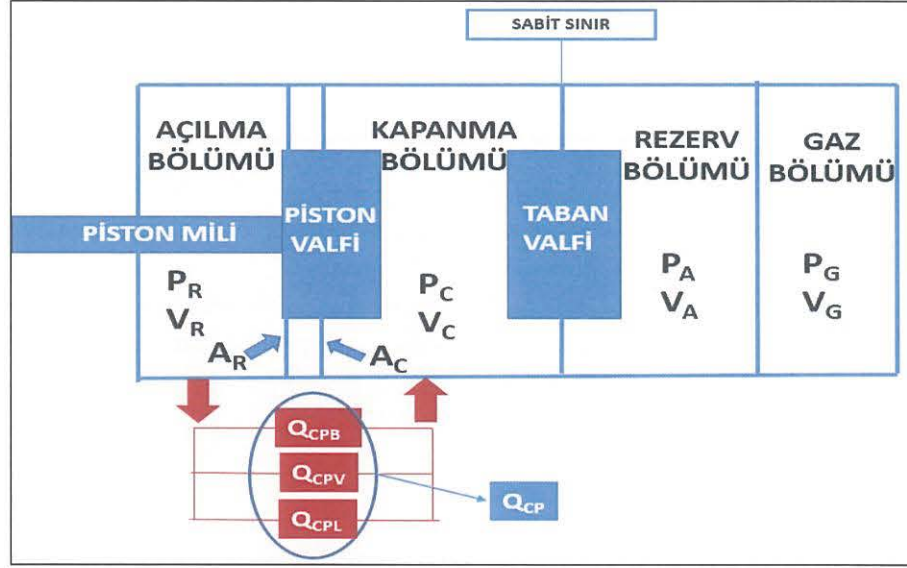
Taban valfi orifisinden geçen akışlar Q_{BV} Şekil 3.6'da görüleceği üzere valfteki temel akıştır. Bu akışlar açılma Q_{RBV} ve kapanma Q_{CBV} yönünde orta ve yüksek hız bölgelerinde etkilidir.



Şekil 3.6. Taban valfi orifis akışları (Lee ve Moon 2004)

3.2.2. Piston valfi

Piston valfi akışları Şekil 3.7’de görüleceği üzere kılcal akış Q_{PB} , valf orifis akışı Q_{PV} ve silindir piston arasındaki sızıntı akışlar Q_{PL} olmak üzere üç grupta toplanır.

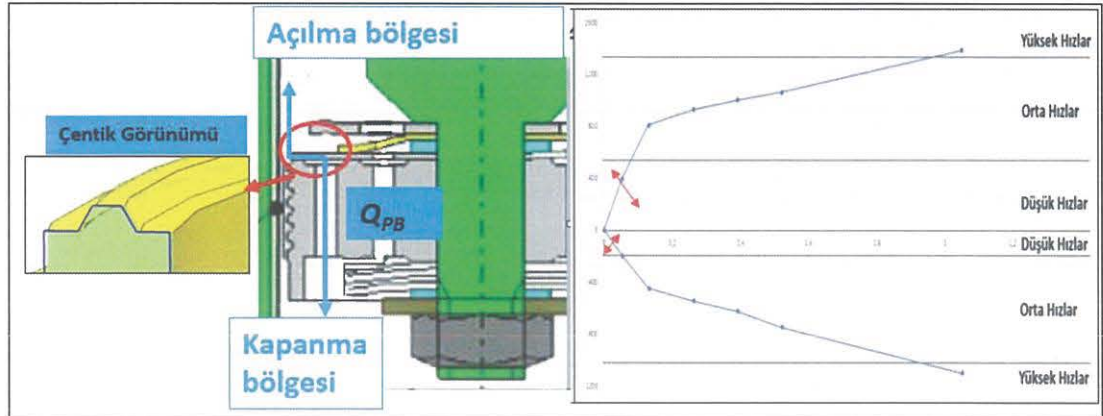


Şekil 3.7. Piston valfi akışları

Piston valfi akışları denklemi üç akışın toplamı olarak ifade edilebilmektedir.

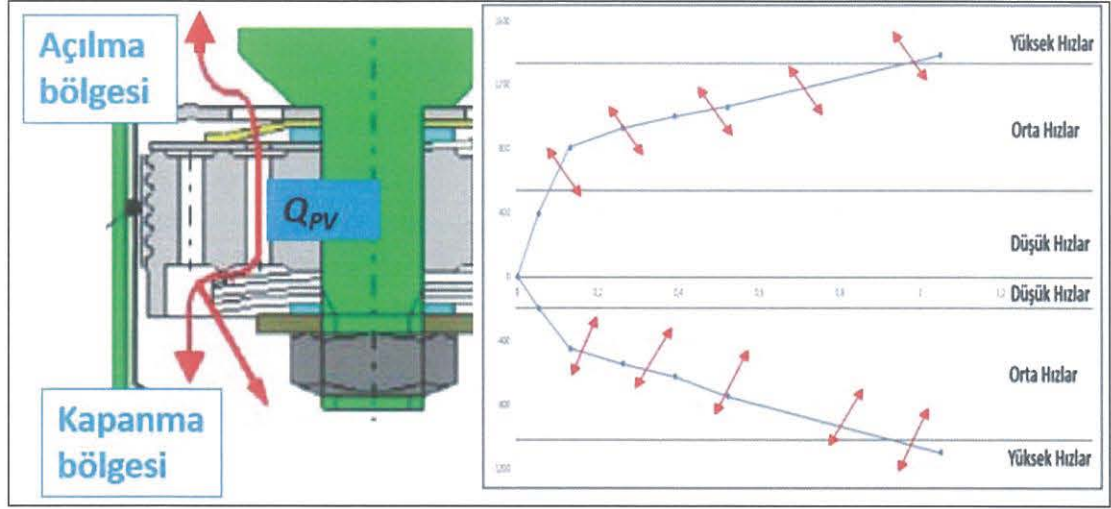
$$Q_P(t) = Q_{PB}(t) + Q_{PV}(t) + Q_{PL}(t) \quad (3.3)$$

Piston valfindeki kılcal akışlar Q_{PB} Şekil 3.8’de görüleceği üzere taban valfinde olduğu gibi çentikler vasıtası ile oluşur ve özellikle düşük hızlarda etkilidir.



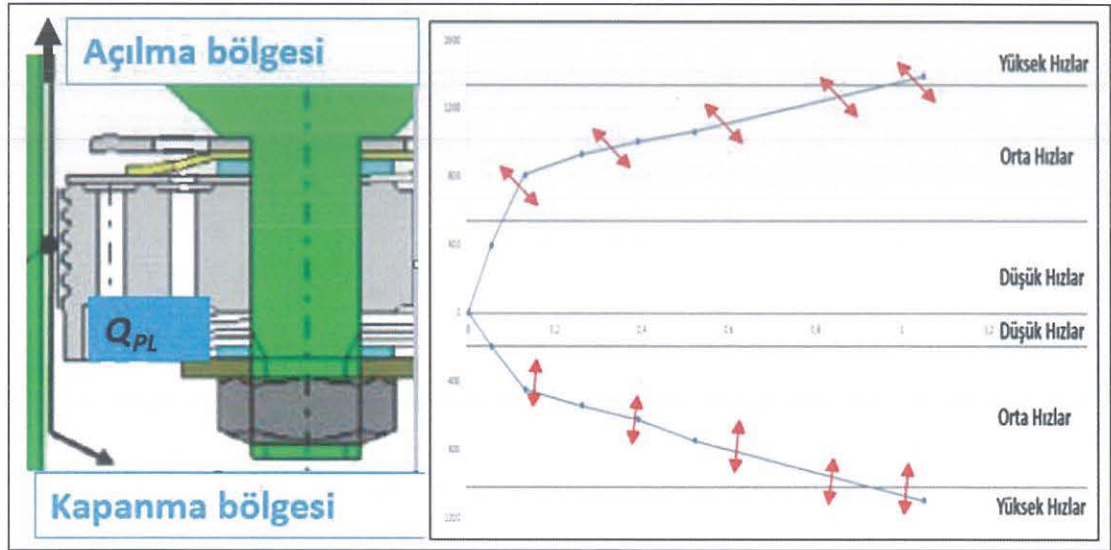
Şekil 3.8. Piston valfi kılcal akışları ve çentik görünümü (Lee ve Moon 2004)

Piston valfi orifis akışları Q_{PV} Şekil 3.9'da görüleceği üzere valf üzerinden geçen temel akış olup orta ve yüksek hız bölgelerinde etkilidir.



Şekil 3.9. Piston valfi orifis akışları (Lee ve Moon 2004)

Silindir ile piston arasındaki sızıntı akışları Q_{PL} Şekil 3.10'daki gibi piston segmanı ile silindir iç yüzeyi arasında oluşan akışlardır. Tüm hızlara az da olsa etkisi vardır.



Şekil 3.10. Piston valfi sızıntı akışları (Lee ve Moon 2004)

3.3. Amortisörün Matematik Modeli

Herhangi bir valf orifisinden geçen akışkan debisi aşağıdaki denklem ile verilebilir (Lang 1977).

$$Q(t) = A.Cd. \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3.4)$$

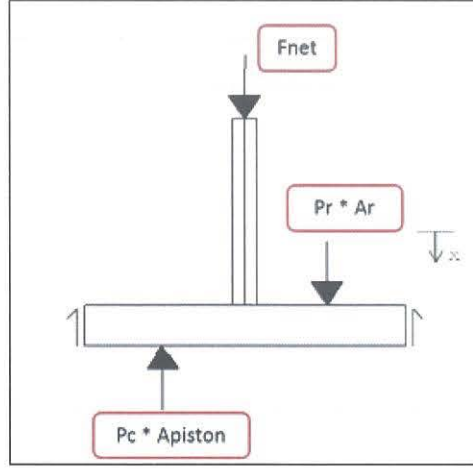
Bu denklemde A : akışkanın geçtiği kesit alanı, Cd : boşaltım katsayısı (deneysel çalışmalarda C_d katsayısı 0,35-0,85 aralığında belirlenmiştir. (Lang 1997)), ΔP akışı oluşturan basınç farkı ve ρ akışkanın yoğunluğudur. Bölüm 3.2 'de tanımlanan akışlar için kesit alanı, debi ve basınç farklılıkları parametreleri ile debi formülleri Çizelge 3.1. ve Çizelge 3.2'de verilmektedir.

Çizelge 3.1. Akış kesit alanları debi ve basınç farklılıkları

Valf		Q (Akışkan debisi))		A (Akış kesit alanı)		ΔP (Basınç Farkı)	
		Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma
Taban Valfi (Q_B)	Kılcal Akış	Q_{RBB}	Q_{CBB}	A_{RBB}	A_{CBB}	$P_A - P_C$	$P_C - P_A$
	Orifis Akışı	Q_{RBV}	Q_{CBV}	A_{RBV}	A_{CBV}	$P_A - P_{CBV}$	$P_{CBV} - P_A$
Piston Valfi (Q_P)	Kılcal Akış	Q_{RPB}	Q_{CPB}	A_{RPB}	A_{CPB}	$P_R - P_C$	$P_C - P_R$
	Orifis Akışı	Q_{RPV}	Q_{CPV}	A_{RPV}	A_{CPV}	$P_R - P_{CPV}$	$P_{CPV} - P_R$
	Sızıntı Akış	Q_{RPL}	Q_{CPL}	A_{RPL}	A_{CPL}	$P_R - P_C$	$P_C - P_R$

Çizelge 3.2. Debi formülleri

Valf		Q (Akışkan debisi)	
		Açılma	Kapanma
Taban Valfi (Q_B)	Kılcal Akış	Q_{RBB}	$Q_{CBB} = A_{CBB} \cdot C_D \cdot ((P_C - P_A) \cdot (2/\rho))^{-2}$
	Orifis Akışı	Q_{RBV}	$Q_{CBV} = A_{CBVD} \cdot C_D \cdot ((P_{CBV} - P_A) \cdot (2/\rho))^{-2}$
Piston Valfi (Q_P)	Kılcal Akış	Q_{RPB}	$Q_{CPB} = A_{CPB} \cdot C_D \cdot ((P_C - P_R) \cdot (2/\rho))^{-2}$
	Orifis Akışı	Q_{RPV}	$Q_{CPV} = A_{CPVD} \cdot C_D \cdot ((P_{CPV} - P_R) \cdot (2/\rho))^{-2}$
	Sızıntı Akış	Q_{RPL}	$Q_{CPL} = ((P_C - P_R) \cdot b^3 / (\mu \cdot 12 \cdot l) + \dot{x} \cdot (b/2)) \cdot \pi \cdot D_{PISTON}$



Şekil 3.11. Sönümlenme kuvveti (F_{NET}) ve etkileyen iç kuvvetler (Gündoğ 2016)

Dört ana bölümden oluşan ve bu bölümler valflerle ayrılan amortisörün her bir bölümündeki basınçlar elde edildikten sonra amortisör sönümlenme kuvvet hesaplanabilir. Şekil 3.11 'de X yönünde amortisöre etki eden tüm kuvvetler toplanarak sönümlenme kuvvetine (F_{NET}) ulaşılır.

$$F_{NET} = P_C \cdot A_{PISTON} - P_R \cdot (A_{PISTON} - A_{MIL}) - F_F - m_{PISTON} \cdot \ddot{x} \quad (3.6)$$

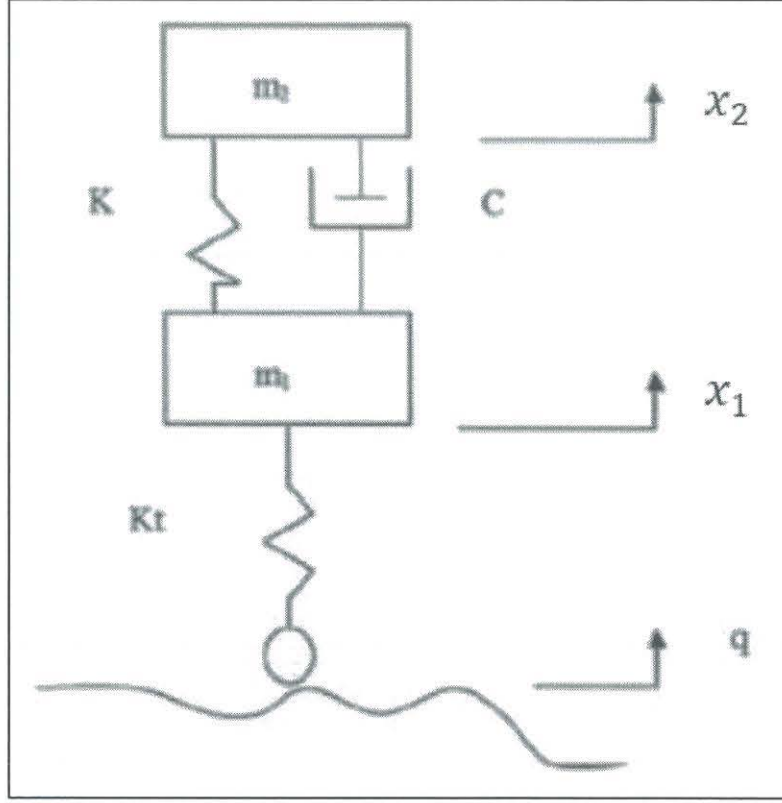
Sönüm kuvveti denkleminde F_{NET} : amortisörün ürettiği net sönümlenme kuvveti olup, F_F : sürtünme kuvvetlerini, m_{PISTON} : milin ve pistonun ağırlığını ve \ddot{x} : milin ivmelenmesini temsil etmektedir.

3.4. Çeyrek Taşıt Modeli

Taşıt süspansiyon sistemleri modellerinin geliştirilmesi araç süspansiyonunun farklı durumlarda vereceği cevapların önceden bilinmesine ve buna göre tasarımın iyileştirilmesine katkı sağlamaktadır. Bu amaçla kullanılan sistemlerden bir tanesi de çeyrek taşıt modelidir. Bu model sayesinde herhangi bir yol modeli girisine süspansiyonun vereceği cevap ve araç gövdesinde hissedilecek etki model üzerinden görülebilmektedir.

Bu tezde amaç, oluşturulacak çeyrek taşıt modeline ± 50 mm'lik genlikte sinüzoidal bir yol girisi araç gövdesine ± 20 mm'lik genlikte hareket olarak ileten (aradaki farkı sönümleyen) amortisörü DR programında tasarlayıp prototipini üretmek, DR

programında elde edilen eğri ile gerçek amortisör eğrisini karşılaştırarak modelin doğruluğunu sorgulamaktır.



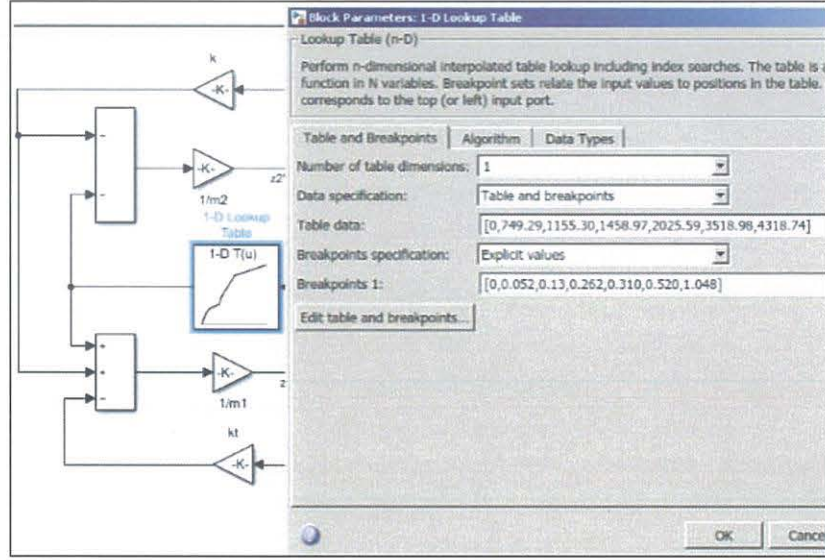
Şekil 3.12. Çeyrek taşıt modeli (Jagtap 2015)

Şekil 3.12 'de bir çeyrek taşıt modeli görülmektedir (Jagtap 2015) . Bu modelde m_1 : sönümsüz kütle (tekerlek, jant fren vb.), m_2 : araç gövdesinin ağırlığı, K_t : sönümsüz kütlelerin sönüm katsayısı, K : yay katsayısı, C : amortisör sönüm katsayısı, q : yoldan gelen etki, x_1 : sönümsüz kütle hareketi, x_2 : sönümlü kütle hareketini temsil etmektedir.

$$m_2 \ddot{x}_2 + c (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + K (x_2 - x_1) = 0 \quad (3.7)$$

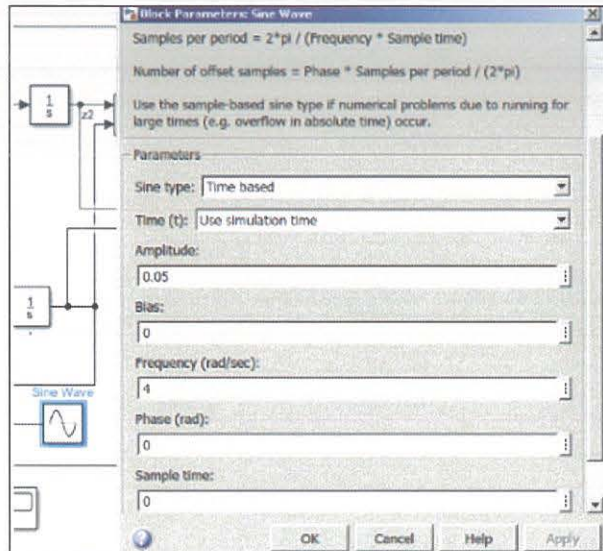
$$m_2 \ddot{x}_2 + C (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K (x_1 - x_2) + K_t (x_1 - q) = 0 \quad (3.8)$$

Denklem 3.13 ve 3.14'e ait çeyrek taşıt modeli Matlab Simulink yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur.



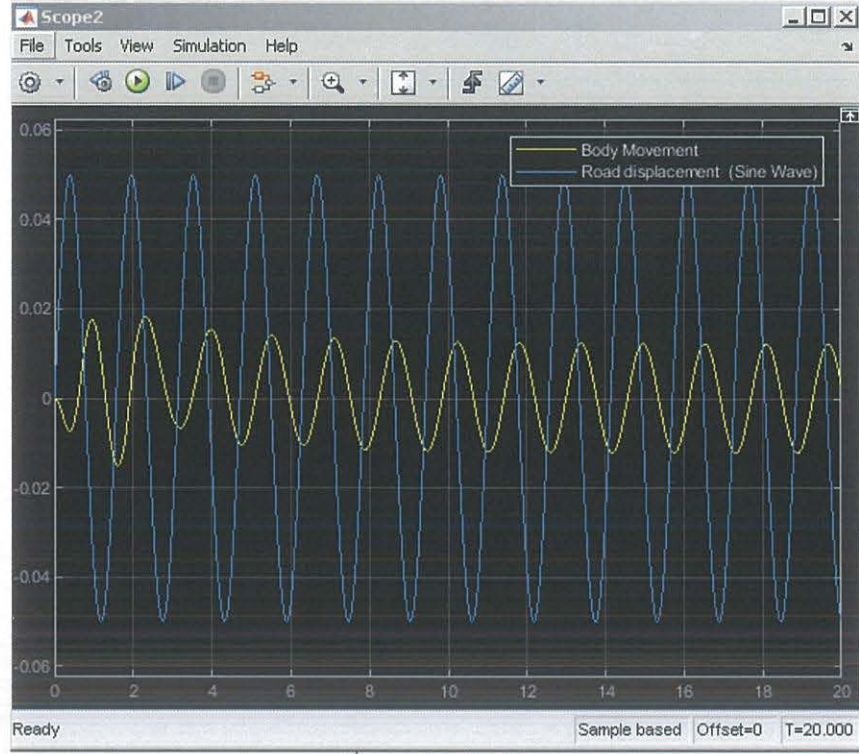
Şekil 3.14. Lookup table komutu ile amortisör sönüm katsayısı girilmesi

Şekil 3.14'te çeyrek taşıt modeline C (Amortisör Sönüm katsayısı) katsayısının Lookup table komutu ile TSE standartlarını kapsayacak şekilde tanımlı her bir amortisör hızına karşılık farklı sönüm faktörleri (Ns/m) olacak şekilde girdisinin yapıldığı görülmektedir. Sisteme yol sinyali ± 50 mm'lik genlikte sinüzoidal biçimde Sine Wave komutu ile Şekil 3.15'te olduğu gibi girilmiştir.



Şekil 3.15. Sine wave komutu yol girdisi tanımlanması

İlgili yol datası girildikten sonra simülasyon çalıştırılmış ve Simulink'te oluşturulan çeyrek taşıt modelinde ± 50 mm'lik genlikte sinüzoidal biçimde yol girdisine (Road displacement) karşılık araç gövdesinin hareketi (Body Movement) Şekil 3.16'da yer almaktadır. Şekil 3.16'ya göre araç gövdesi ± 20 mm'nin altında bir hareketle yola devam etmekte olduğundan sönümlenme yeterlidir.



Şekil 3.16. Yol girdisi (road displacement) ve araç gövdesinin hareketi (body movement)

Araç sönümlemesini istenilen seviyeye getiren amortisör sönüm faktörleri tezde bahsi geçen ulaşılmak istenen amortisör sönümlenme eğrisini oluşturacaktır. Böylece Simulink simülasyonu ile amortisör sönüm faktörleri de elde edilmiş olmaktadır.

3.4.2. Amortisör sönümlenme eğrisinin elde edilmesi

Simulink'te ve akademik kaynaklarda amortisör sönümlemesi amortisör sönüm katsayısı ile tarif edilirken, endüstride ve bu tezde valf tasarımı yapılacak DR programında amortisör hızlarına karşılık sönüm kuvvetleri şeklinde ifade edilmektedir. Sönüm faktöründen sönüm kuvveti elde edilmesini sağlayan ifadeler Denklem 3.15. ve 3.16.'da

verilmiştir. (Kurulay 2007). Denklem 3.15 ve 3.16.da V_D : amortisörün hızı (m/s), i_x : amortisör hareketi ile tekerlek hareketi arasındaki oran (bu çalışmadaki süspansiyon için 1,15'tir), F_D : ortalama sönüm kuvveti, F_C : kapanma sönümleme kuvveti, F_R : açılma sönümleme kuvveti, k : amortisörün sönüm faktörüdür ((Ns/m). Burada bahsi geçen F_C kapanma durumunda, F_R ise açılma durumunda Denklem 3.12'de geçen F_{NET} sönümleme kuvvetine eşittir.

$$k = \frac{F_D}{i_x^2 \cdot V_D} \quad (3.9)$$

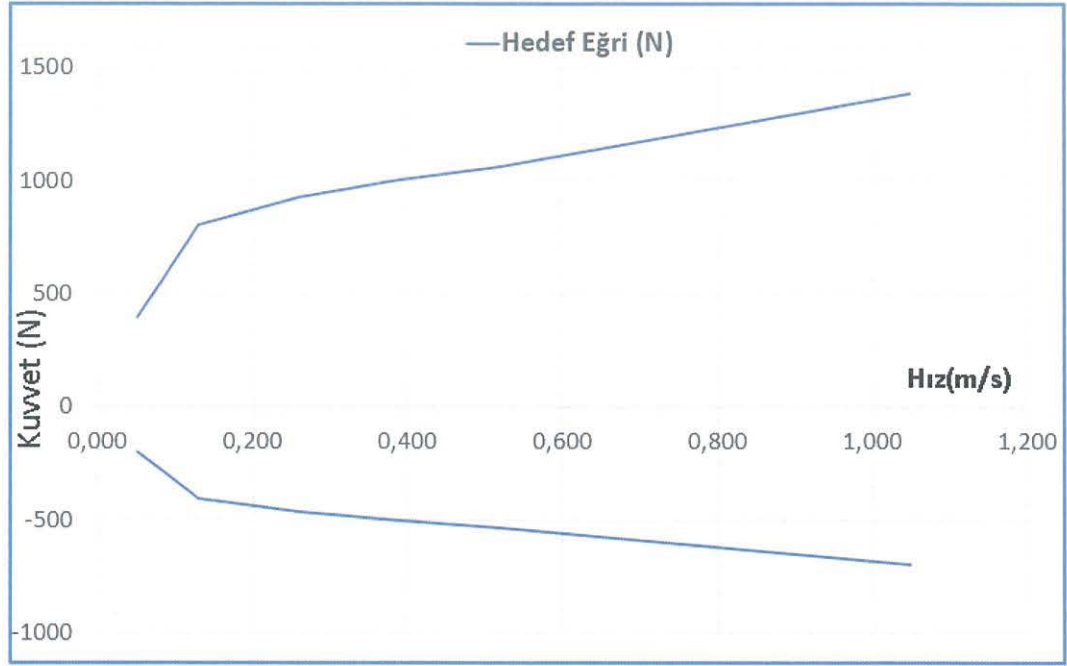
$$F_D = \frac{F_C + F_R}{2} \quad (3.10)$$

Simulinkte istenilen şartlarda sönümlemeyi sağlayan amortisör sönüm faktörleri amortisör hızlarına göre Çizelge 3.3'te verilmiştir. Aynı çizelgede ortalama sönüm faktörü Denklem 3.16. kullanılarak bulunmuş olup, çeki ve bası durumundaki sönümleme kuvvetleri (F_C ve F_R) F_R , F_C 'nin yaklaşık 2 katı kadar olacak şekilde hesaplama yapılmıştır.

Çizelge 3.3. Amortisör sönüm faktöründen amortisör sönüm kuvvetlerinin eldesi

Amortisör Hızı	Amortisör Sönüm Faktörü	Fd	Açılma amortisör sönüm kuvveti (F_R)	Kapanma amortisör sönüm kuvveti (F_C)
(m/s)	(Ns/m)	(N)	(N)	(N)
0,052	4318,7	297	396	198
0,13	3519	605	807	403
0,26	2025,6	697	929	465
0,39	1459	753	1004	502
0,52	1155,3	795	1060	530
1,048	749,29	1039	1385	693

Çizelge 3.3'te verilen sönüm kuvvetleri ile oluşturulan amortisöre ait sönümleme eğrisi Şekil 3.17'de verilmiştir. Bu eğri tez boyunca bahsi geçen hedef sönümleme eğrisidir.



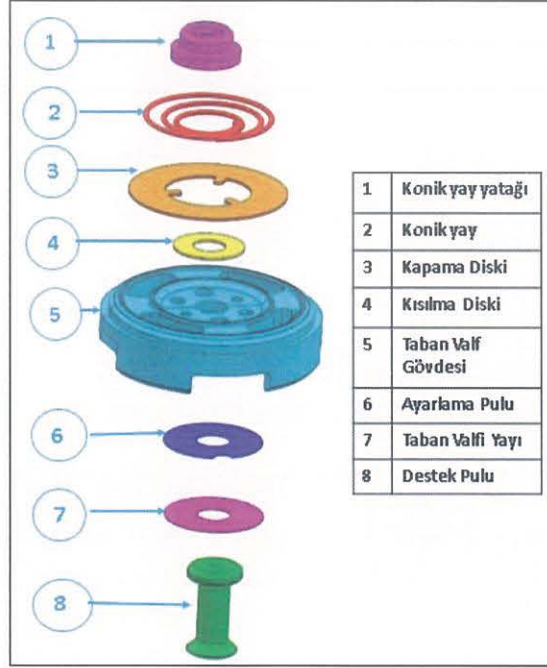
Şekil 3.17. Hedef sönümlenme eğrisi

3.5. DR Programı

Valf tasarım ve sönümlenme eğrisi analiz programı olarak kullanılan DR programı, ZF Sachs firması tarafından geliştirilmiş olup sadece şirketin kendi bünyesinde kullanılmaktadır. Programda, her bir valfe ait alt parçaların seçilmesini ve seçilen alt parçaların özelliklerine göre amortisör sönümlenme eğrisinin oluşturması sağlanmaktadır. Dr programı içinde istenilen amortisör ölçülerinde ve bu ölçülere uygun valf komplelerinin çalışmak mümkün olup, valflerin her bir alt bileşenlerini değiştirme, farklı tasarımı olan alt bileşenler kullanma ve bu bileşenlerin sönümlenme eğrisine ve özellikle sönümlenme bölgesindeki etki ettiği hız ve bölgeleri görmek mümkündür. Ayrıca, DR programı vasıtası ile sadece sönümlenme eğrisine genel bakış değil, kapanma ve açılma özelinde görüntüleme de mümkündür.

3.5.1. Valf gruplarının alt bileşenleri

DR programı ve tanıtımına geçmeden önce bu programın doğrudan çalışma alanı olan valfler ve alt bileşenleri üzerinde durulacaktır.



Şekil 3.18. Taban valfi alt bileşenleri

Şekil 3.18’de taban valfi alt bileşenleri, Şekil 3.19’da ise piston valfi alt bileşenleri görülmektedir. İstenen sönümlenme eğrisine ulaşmak için hangi parçanın ne görevi olduğu ileriki bölümlerde incelenecektir.



Şekil 3.19. Piston valfi alt bileşenleri

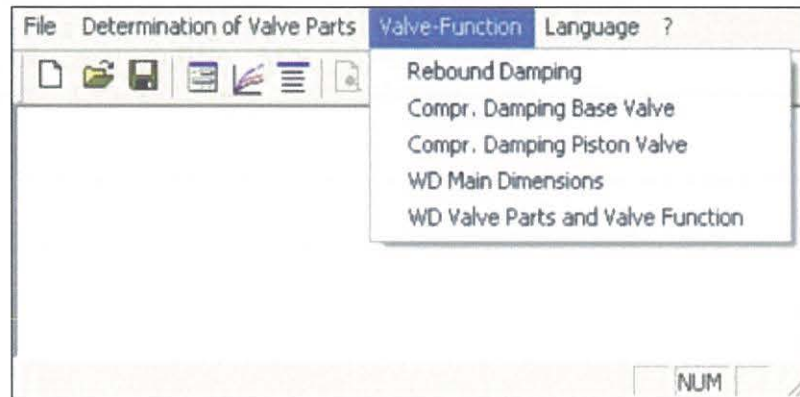
3.5.2. DR programı özellikleri

Valf tasarım ve sönümlenme eğrisi analiz programı olarak kullanılan DR programı, ZF Sachs firması tarafından geliştirilmiş olup sadece şirketin kendi bünyesinde kullanılmaktadır. Programda, her bir valfe ait alt parçaların seçilmesini ve seçilen alt parçaların özelliklerine göre amortisör sönümlenme eğrisinin oluşturması sağlanmaktadır. DR programı içinde istenilen amortisör ölçülerinde ve bu ölçülere uygun valf komplelerinin çalışmak mümkün olup, valflerin her bir alt bileşenlerini değiştirme, farklı tasarımı olan alt bileşenler kullanma ve bu bileşenlerin sönümlenme eğrisine ve özellikle sönümlenme bölgesindeki etki ettiği hız ve bölgeleri görmek mümkündür. Ayrıca, Dr programı vasıtasıyla sadece sönümlenme eğrisine genel bakış değil, kapanma ve açılma özelinde görüntüleme de mümkündür.

DR programında valf alt parçalarının değerlendirilmesi, ortaya çıkan sonucun görüntülenmesi (grafik ve çizelge olarak) ve Almanca ve İngilizce olarak dil seçim menüsü yer almaktadır.

DR programı ilk açıldığında menü çubuğunda farklı seçeneklerin olduğu bir pencere gözükmemektedir. Bu seçenekler File, Determination of valve parts, Valve-function ve Language seçenekleridir. Bu sekmeler aşağıda tanıtılacaktır.

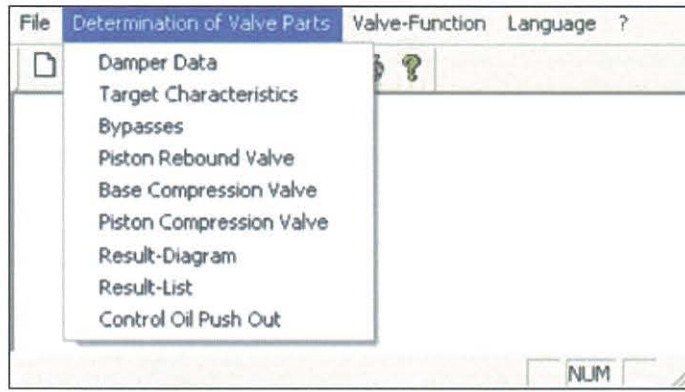
Şekil 3.20’de Valve-Function sekmesi altında, programın farklı özelliklerini görüntülemeyi sağlayan araçları yer almaktadır. Bu sayede üzerinde durulması istenen bölümlere detaylı bakış yapılabilir.



Şekil 3.20. Valf fonksiyonu (Çotur 2010)

Valve-function sekmesinde, piston valfi açılma, piston valfi kapanma, taban valfi kapanma gibi gruplarla ilgili özelliklere ulaşılabilir.

Hedef sönümlenme eğrisine ulaşabilmek için valfi oluşturan alt parçalar konusunda DR programı herhangi bir önerisi olmaz fakat Determination of valve parts menüsü altında yer alan özellikler vasıtası ile kullanıcının seçtiği alt parçalara uygun olarak oluşacak sönümlenme eğrisinin oluşturulmasını sağlar.



Şekil 3.21. Valf parçalarının tayini (Çotur 2010)

Şekil 3.21’de görülen Determination of valve parts menüsü altındaki bölümlerin işlevleri başlıklar halinde aşağıdaki gibidir:

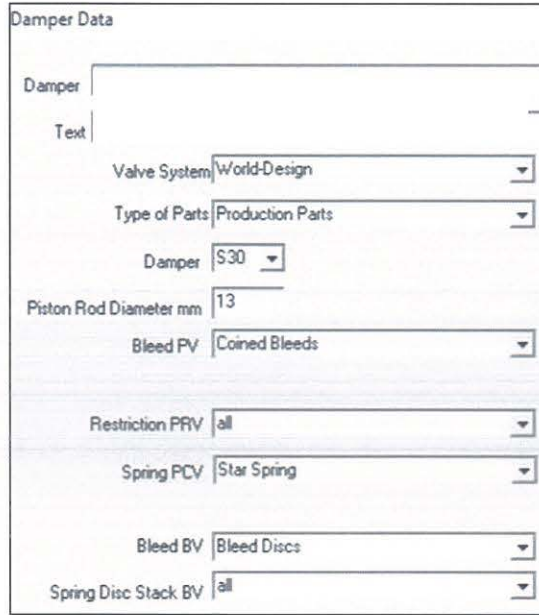
- Amortisörün genel boyutları Damper data sekmesinde tanımlanır.
- Hedeflenen eğri Target characteristic sekmesinde ilgili hızlara karşılık gelen kuvvet değerleri ile tanımlanır.
- Valf dışı hidrolik geçişler Bypasses sekmesinde tanımlanır
- Açılma kuvvet sönümlenmesi hedefine ulaşmak için parça seçimleri Piston rebound valve sekmesinden yapılır.
- Kapanma hedef sönümlenmesi için taban ve piston valf gruplarında ayrı ayrı seçim yapılır. Burada önemli olan konu piston valf kompleksi basınç değişiminin taban valfi kompleksi basınç değişiminden fazla olmasıdır. Ters olduğu taban valf kompleksindeki basınç piston kolu klavuzunun altında toplanır ve amortisör açılma durumunda vuruntu sesi meydana gelir. Komplekler arasındaki bu basınç değişimine

bütün hızlarda dikkat edilmelidir. Control oil push out sekmesinden bu kontrol gerçekleştirilmektedir.

- Result-diagram ve Results-list sekmelerinde sonuçların görüntülenmesi sağlanmaktadır.

3.5.3. Amortisör genel bilgilerinin tanımlanması

Şekil 3.22'deki Damper data penceresi, amortisör genel bilgilerinin girildiği kısım olup Valve system kısmında tezde çift borulu ve pasif amortisör kullanılacağından çift borulu amortisör-pasif valf seçimi yapılırken ekstra bir talep yoksa Type of parts kısmında üretimde hali hazırda kullanılan valf bileşenleri seçilmiştir. Damper sekmesi altında silindir çapı girilir.



The image shows a software interface titled "Damper Data". It contains several input fields and dropdown menus for configuring a damper. The fields are as follows:

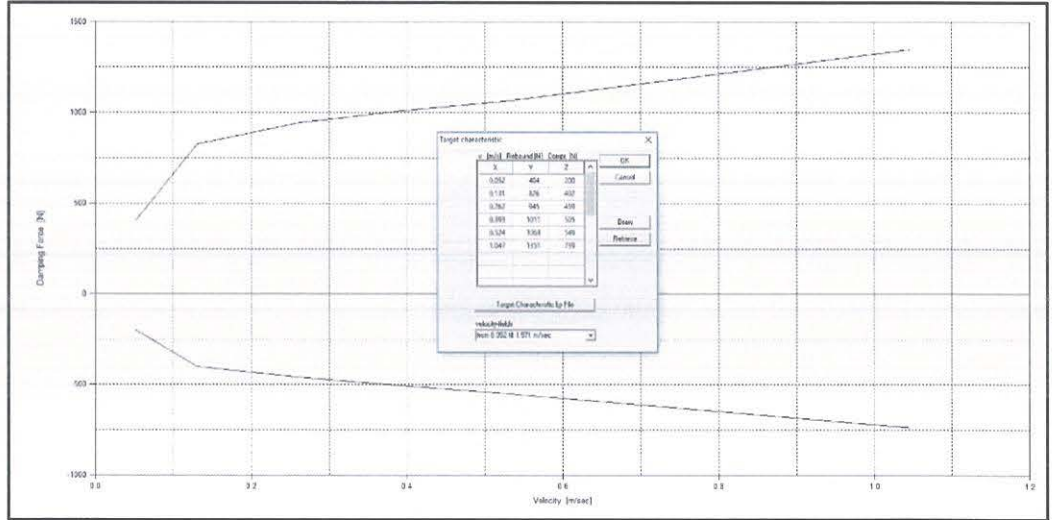
Field Name	Value
Damper	Text
Valve System	World-Design
Type of Parts	Production Parts
Damper	S30
Piston Rod Diameter mm	13
Bleed PV	Coined Bleeds
Restriction PRV	all
Spring PCV	Star Spring
Bleed BV	Bleed Discs
Spring Disc Stack BV	all

Şekil 3.22. Amortisör genel tanımlamalarının girilmesi

Piston mili seçimi Piston rod diameter kısmından yapılır. Piston mili çapı ve silindir çapı direkt olarak sönümlenme kuvvetleri üzerinde etkili olduğundan yapılacak bu bilgi girişleri elde edilecek olan sönümlenme kuvvetleri üzerinde en belirleyici parametrelerdir. Piston kapanma valfi ve disk grubu (Spring pcv ve Disc stack) seçenekleri All olarak işaretlenir. Bunun sebebi hedef eğriye ulaşmaya çalışılırken piston ve taban valflerinde sadece bazı valf alt komponentlerinin değil, kullanılabilir tüm bileşenlerin kullanılmasına olanak vermesidir.

3.5.4. Sönümlenme eğrisi tanımlanması

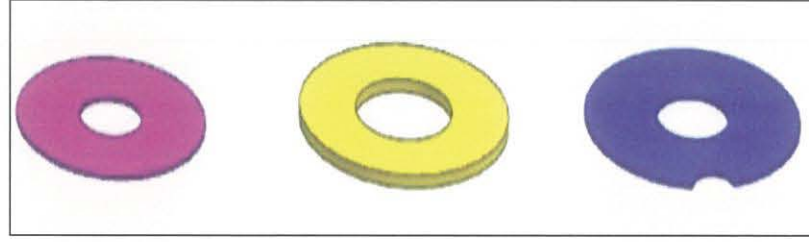
Amortisörün iç boru iç çapı, mil çapı, dış boru çapı gibi temel uzunlukları girildikten sonra Target Characteristic menüsüne girilir ve amortisörü en temel işlevi olan sönümlenme eğrisini oluşturacak hızlara karşılık gelen sönümlenme kuvvet hedef değerleri girişi yapılır. Girişler yapılırken öncelikli olarak hangi hızlarda kuvvet değerleri tanımlanmak isteniyorsa o hızların seçimleri yapılır. Ardından her bir hıza karşılık gelecek şekilde açılma ve kapanma yönlerinde kuvvet değerleri programda ilgili penceredeki boşluklara yazılır. Şekil 3.23'te ölçümü istenilen hız değerlerine karşılık kuvvet değerlerinin girişinin yapılmış olduğu Target Characteristic penceresi görülmektedir. Eğriyi oluşturacak hız ve kuvvet değerleri girişi yapıldıktan sonra Target Characteristic penceresinde bulunan draw komutu tıklandığında Şeki 3.23.'te görüleceği üzere hedef eğri program tarafından otomatik olarak çizilir. Bu eğri tezde geçen çeyrek taşıt modelinden elde edilen eğri olarak girilecektir.



Şekil 3.23. Hedef sönümlenme değerleri tanımlanması ve grafiğin çizimi

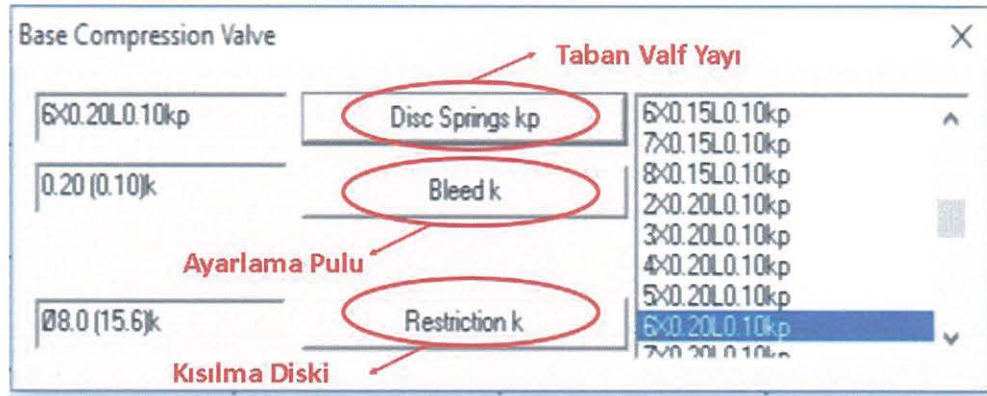
3.5.5. Bypass (sızıntı akış) tanımlanması

Bypass olarak adlandırılan hidrolik geçişleri, piston ve taban valfleri dışında kalan geçişleri ifade eder. Bu geçişlerden sönümlenme kuvveti üzerindeki etkili olanı piston segmanı ile iç silindir arasındaki akış olup Bypass akışının matematik modeli Bölüm 3.2.'de SIZINTI AKIŞ KISIMINDA (A_{RPL} alanından oluşan akış) yer almaktadır. A_{RPL} alanındaki artış sönümlenme kuvvetinde düşüşe sebep olmaktadır. Bypass akışlarının



Şekil 3.25. Taban valf yayı, kısılma diskisi, ayarlama pulu

Şekil 3.25'te gösterilen valf alt parça seçimlerinin yapılışı Şekil 3.26'da görülmektedir.



Şekil 3.26. Kapanma sönümlenmesi taban valf bileşenlerinin belirlenmesi

Ayarlama pulu kapama eğrisi düşük hızlarda etkilidir. Disk kalınlığı arttıkça sönümlenme kuvveti artarken yağ geçiş alanının artması ile sönümlenme kuvvetinde düşüş meydana gelir. Ayarlama pulunun matematik modeli Bölüm 3.2.'de A_{CBB} alanına ait akışın olduğu kısımda yer almaktadır. A_{CBB} alanındaki artış ayarlama puluna bağlı olduğundan kapanma düşük hızlarda düşüşe sebep olur. Ayarlama pulu "0.30(0.10)k" şeklinde bir tanıma sahiptir. Bu tanımda 0.30 değeri: yağ geçiş alanını, (0.10)k: ayarlama pulu kalınlığını temsil etmektedir.

Kısılma diskisi, ayar pulunun tam tersi olarak kapanma tarafı yüksek hızlarında oluşan sönümlenme kuvvetlerine etkilidir. Kısılma disklerinin matematik modeli için Bölüm 3.2.'deki A_{CBV} kesit alanı ile ilgili denklemlere bakılabilir. A_{CBV} kesit alanındaki artış kapanma yüksek hızlarındaki sönümlenmeyi düşürmektedir. Kısılma diskini tanımlayan "8.0(15.6)k" ifadesinde 8.0 değeri : disk iç çapını ve (15.6)k:seçilen disk iç çapına karşılık gelen akış alanını temsil etmektedir.

3.5.7. Kapanma sönümlenmesi piston valfi modellemesi

Piston kapanma valfi kısmına girildikten sonra karşımıza Şekil 3.33'te olduğu gibi bir pencere çıkar. Bu pencereden de görüleceği üzere 2 adet değişken mevcuttur. Bunlar piston kapanma yayı ve piston kapanma kısma delikleridir. Şekil 3.27 ve Şekil 3.28'de kapanma sönümlenmesinde etkili piston valf bileşenlerinin DR programında seçilme yöntemi ve ilgili bileşenler görülmektedir.



Şekil 3.27. Kapanma sönümlenmesi piston valf bileşenlerini belirlenmesi



Şekil 3.28. Piston kapanma yayı, piston kapanma kısma diski

Piston kapanma yayı (Piston kapanma yayı ve ayarlama pulu) Şekil 3.28'de görüleceği üzere biri yıldız, diğeri dairesel olmak üzere 2 adet puldan oluşur. Piston kapanma yayının matematik modeli Bölüm 3.2.'de A_{CPV} alanı ile ilgili denklemlerle açıklanmıştır. Piston kapanma yayı kapanma eğrisinde orta ve yüksek hızlara etki eder. A_{CPV} alanı arttıkça kapanma eğrisindeki orta ve yüksek hızlarda düşüş gözlemlenir. Piston kapanma yayının gösterimi "FS0.25 AS0.25" şeklindedir. FS0.25 ve AS0.25 değerleri yıldız ve dairesel pulun kalınlıklarını ifade eder. Kalınlık arttıkça sönümlenme kuvvetinde artış gözlemlenir.

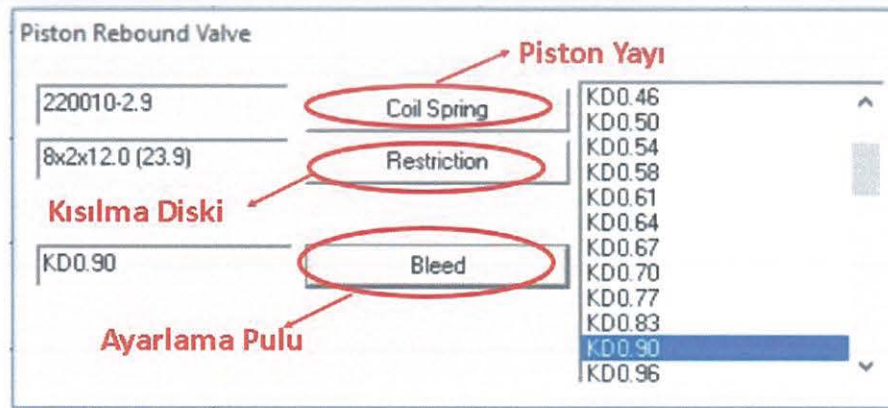
Piston kapanma kısma delikleri matematik modeli Bölüm 3.2.'de A_{CPV} alanı ile verilmiş kısımda olan, kapanma eğrisinin orta ve yüksek hızlarında etkili bileşendir. A_{CPV} alanı arttıkça kapanma eğrisindeki orta ve yüksek hızlarda düşüş gözlemlenir. “4gF(45.0)” şeklindeki gösterimde 4g:piston valf gövdesindeki delik sayısını, F(45.0) ise toplam akış alanını ifade eder. Delik sayısındaki azalma sönümlenmeyi artırır.

3.5.8. Açılma sönümlenmesi piston valfi modellemesi

Açılma sönümlenme eğrisi üzerindeki etkili kısım piston valfidir. Bu yüzden bu bölümde piston valfinin açılma eğrisi üzerinde temel etkili alt bileşenleri olan piston yayı, kısılma diski, ayarlama pulu (çentik) ve etkileri üzerinde durulacaktır. Bu parçalar Şekil 3.29’da görülmektedir.



Şekil 3.29. Piston yayı, kısılma diski, ayarlama pulu (çentik)



Şekil 3.30. Açılma sönümlenmesi piston valf bileşenlerini belirlenmesi

Şekil 3.30’da açılma sönümlenmesinde en etkili valf bileşenlerinin DR programında seçilme yöntemi görülmektedir.

Piston yayı açılma eğrisinde orta hızlara karşılık gelen sönümlenme kuvvetlerine etki eden yapıdır. Yayın ön yükü, tel çapı ve katılığı arttıkça sönümlenme kuvveti artmaktadır. Yayın sönümlenme kuvveti matematik modeline etkisi Bölüm 3.2.'de A_{RPB} alan denklemleri ile görülebilir. Yayın ön yükü, tel çapı ve katılığı arttıkça A_{RPB} alanında daralma meydana geleceğinden sönümlenme kuvvetinde artış gözlemlenir. Yay gösterimi “ $D=2,90$ - $kvalue=90$ - $fpreload=160$ ” şeklindedir. Bu gösterimde $D=2,90$: yay tel çapı, $kvalue=90$: yay katılığı(stiffness) ve $fpreload=160$ yay ön yükünü temsil etmektedir.

Açılma eğrisinin yüksek hızlarındaki sönümlenme kuvvetlerine etki eden bileşen ise kısılma diskidir. Matematik modeline ait denklemler Bölüm 3.2.'de A_{RPV} alanını içeren denklemler olup disk çapı arttıkça A_{RPV} alanı azaldığından hidrolik geçişi zorlaşır ve sönümlenme kuvveti artar. Kısılma diskinin “ $8x2x12.0$ (23.9)” şeklindeki tanımında 2mm çaplı 8 delikli piston için 12 mm çapında ve yağ geçiş alanı $23,9 \text{ mm}^2$ olan kısılma diski seçildiği anlaşılmaktadır.

Açılma eğrisinin düşük hızlarındaki sönümlenme kuvvetlerine etki eden bileşen ise ayarlama puludur. Ayarlama pulu ismindeki parça aslında piston valf gövdesi üzerinde açılan çentikleridir. Matematik model denklemleri Bölüm 3.2'de A_{RPB} akışına ait denklemler olan bu çentik sayesinde, A_{RPB} akış alanının artması ile sönümlenme kuvvetinde düşüş yaşanırken, A_{RPB} akış alanının azalması ile sönümlenme kuvvetinde artış gözlemlenir. Çentiğin “ $KD0.90$ ($2x1.6x0.28=0.90$)” şeklinde tanımında $KD0.90$: toplam çentik alanı, ($2x1.6x0.28=0.90$): 2 adet 1,6 mm uzunluğunda 0,28 mm kalınlığında, $0,90 \text{ mm}^2$ toplam çentik alanına sahip ayarlaam pulu kullanıldığı anlaşılmaktadır.

3.5.9. Valflerin alt bileşenleri ve ilişkili oldukları matematik model akış alanları

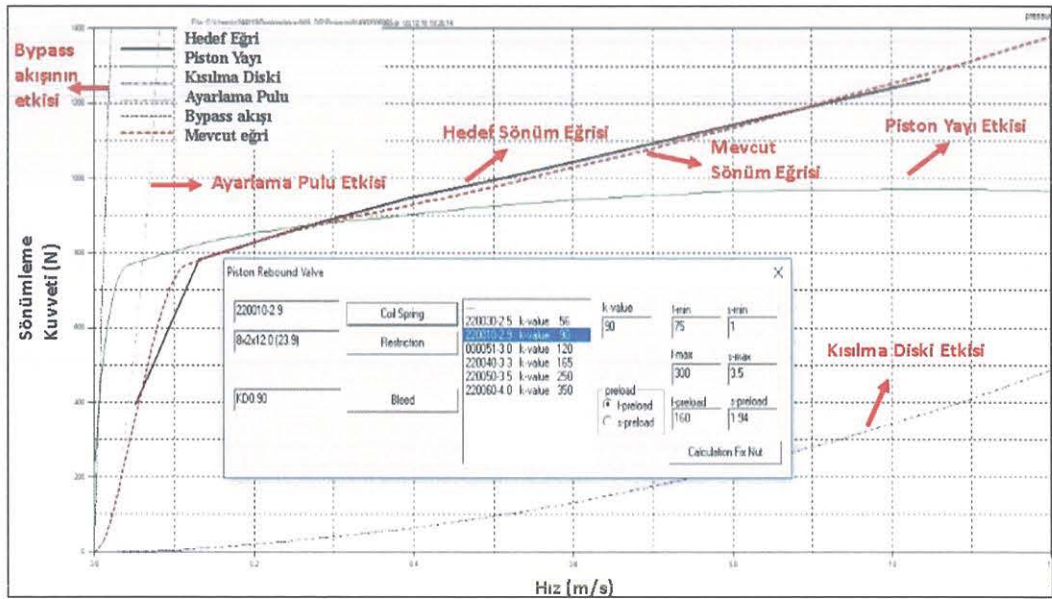
Valflerin alt bileşenlerinin etkili oldukları akış alanları Çizelge 3.4'te görülmektedir. Çizelge 3.4'teki akış alanlarının ilgili oldukları Bölüm 3.2'deki matematik modeller incelendiğinde valf alt bileşenlerinin sönümlenme eğrisi üzerindeki etkisini gösteren denklemlere ulaşılabilir.

Çizelge 3.4. Valf alt bileşenleri ve etkiledikleri akış alanları

	Valf Alt Bileşeni	Akış alanı
Piston Valfi Açılma Kısmı	Ayarlama Pulu	A_{RPB}
	Kısılma Diski	A_{RPV}
	Piston Yayı	A_{RPB}
Taban Valfi Kapanma Kısmı	Taban Valf Yayı	A_{CBV}
	Ayarlama pulu	A_{CBB}
	Kısılma diskisi	A_{CBV}
Piston Valfi Kapanma Kısmı	Piston Kapanma Yayı	A_{CPV}
	Piston Kapanma Kısılma Diski	A_{CPV}

3.5.10. DR programında grafikleri inceleme

DR programında seçilen valf alt bileşenlerinin sönümlenme eğrisine etkisi, hedef olarak girilen sönümlenme eğrisi ve mevcutta seçilen valf alt bileşenleri ile elde edilen sönümlenme eğrisi aynı grafik üzerinde görüntülenebilir. Şekil 3.31’de valf alt bileşenlerinin tekil etkileri ile örnek olarak verilen hedef ve mevcut sönümlenme eğrileri görülmektedir.

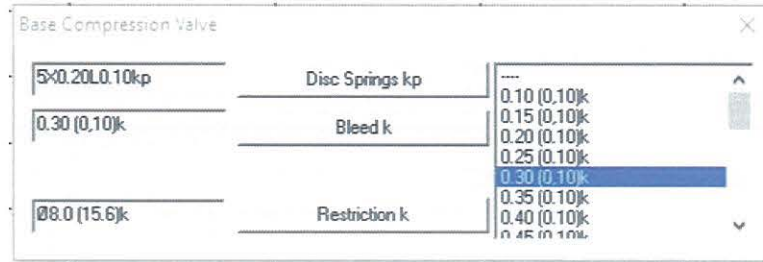


Şekil 3.31. Açılma sönümlenmesi piston valf bileşenlerini belirlenmesi

3.5.11. DR programında valf modelleme yöntemi

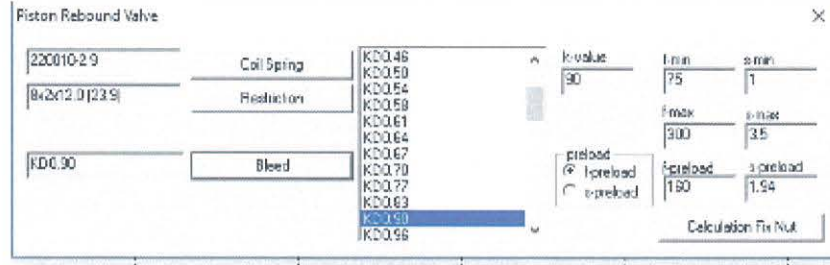
Bu bölümde DR programında örnek bir valf alt parça seçimi yapılacak ve bu seçimler sonucunda sönümlenme eğrisinin elde edilmesinden bahsedilecektir. DR programında valf modellemesi yapılırken öncelikle programa bir hedef sönümlenme eğrisi girilir. Ardından kapanma ve açılma kısımları için ayrı ayrı valf alt bileşenleri seçilerek bu valf bileşenlerinin oluşturduğu sönümlenme eğrisi gözlemlenir. Sönümlenme eğrisi ile hedef eğri arasındaki farklılıklar gözlemlenerek valf alt bileşenlerinde değişiklikler yapılır ve hedef eğriye en yakın eğri elde edilene kadar iterasyonlar yapılır. Aşağıda çeyrek taşıt modelindeki eğriye ulaşmak için yapılan iterasyonlardan biri modelleme örneği olarak anlatılmaktadır. Bu iterasyonlar çeyrek taşıt modelindeki eğriye en yakın eğri elde edilinceye kadar devam etmiş olup sonuç olarak ortaya çıkan valf tasarımı ve sönümlenme eğrisi Bulgular kısmında verilecektir. Ayrıca bu bölümde ve tezin gemelinde seçimi yapılan valf alt bileşenleri amortisör tedarikçisinin standart parçaları olup, tez boyunca standart parçalar kullanılmıştır.

Hedef eğri seçimi yapıldıktan sonra aşağıda belirtilen ebatlarda taban valfi alt bileşenleri seçilir. Aşağıda sırasıyla alt bileşen seçimlerine ait görseller yer almaktadır. Bu seçim rastgele yapılıyor olmakla birlikte seçim sonucunda oluşan eğrinin hedef eğriye yakın bir haline gelmesi için farklı valf alt bileşenlerini kullanarak iterasyonlar yapmak gerekecektir. Taban valfi için 0,20 mm kalınlığında, valf gövde offseti (çıkıntısı) 0,10 mm olan 5 adet taban valf yayı tanımlanmıştır. Şekil 3.32 'de taban valfi için 0,30 mm² yağ geçiş alanına sahip 0,10 mm kalınlığında ayarlama pulu tanımlanmıştır.



Şekil 3.32. Ayarlama pulu seçimi

Taban valfi için 15,6 mm² akış alanına sahip 8 mm çapında kısılma diski tanımlanmıştır. Piston valfi için 0,25mm lik kalınlığa sahip piston kapanma yayı ve ayarlama pulu seçimi yapılmıştır. Piston valfi için 4 delikli 45 mm² lik akış alanına sahip kapanma kısılma diski seçilmiştir. Piston valfi açılma yayı 2,90 mm tel kalınlığında, 90 N/mm katılığında ve 160 N ön yük ile seçilmiştir. Piston valfi kısılma diski 2 mm çapında 8 delikli ve 12 mm çaplı olarak seçilmiştir. Piston valfi ayarlama pulu 1,6 mm uzunluğunda 0,28 mm derinliğinde 0,90 mm² çentik alanına sahip olan standart alt bileşenden seçilmiştir.



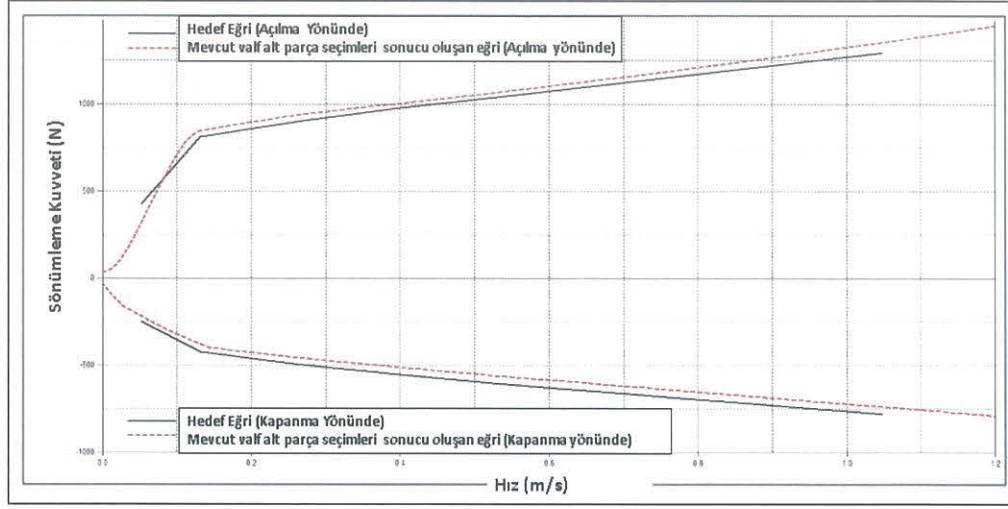
Şekil 3.33. Piston ayarlama pulu seçimi

Şekil 3.33'te piston valfi ayarlama pulu 1,6 mm uzunluğunda 0,28 mm derinliğinde 0,90 mm² çentik alanına sahip olan standart alt bileşenden seçilmiştir.

Çizelge 3.5'te seçimi yapılan valf alt bileşenleri geometrileri ile ilgili özellikleri ile birlikte verilmiştir.

Çizelge 3.5. Seçilen valf alt bileşenlerinin değerleri

		Örnek İterasyon Değerleri
Taban Valfi Kapanma Grubu	Taban Valf Yayı	5x0.20L0.10kp
	Ayar pulu	0.30(0.10)k
	Kısılma diski	8.0(15.6)k
Piston Valfi Kapanma Grubu	Piston Kapanma Yayı	FS0.25AS0.25
	Piston Kapanma Kısılma Diski	4gF(45.0)
Piston Valfi Açılma Grubu	Piston Yayı	D=2,90 - kvalue=90 - fpreload=160
	Kısılma Diski	8x2x12.0 (23.9)
	Ayarlama Pulu	KD0.90 (2x1.6x0.28=0.90)



Şekil 3.34. Hedef ve yapılan valf alt parça seçimleri sonucu oluşan eğriler

Alt parça seçimleri yapıldıktan sonra ortaya çıkacak sönümlenme eğrisi Şekil 3.34'teki gibi görüntülenir. Kırmızı çizgili olan eğri yapılan valf alt parça seçimleri sonucu oluşan eğri olup siyah eğri başlangıçta programa tanıtılan hedef eğridir.

3.5.12. Amortisör Boyutlarının Belirlenmesi

Amortisör ebatlarının tayin edilmesinde amortisörün en önemli fonksiyonel özelliği olan sönümlenme kuvvetlerinin yeterliliği göz önünde bulundurulmalıdır. Amortisörün en önemli parametreleri dış boru çapı, iç boru çapı ve piston milinin çapıdır. Bu parametreler özellikle amortisör içindeki hidroliğin debisi üzerinde direkt etkili olduğundan en önemli dikkat edilmesi gereken noktalar. Bu amaçla amortisör sönümlenme kuvvetlerinin ilk yüksek hızı olan 0, 52 m/s ile amortisörün üretebileceği en yüksek sönümlenme kuvveti hesaplanır.

Amortisörün ürettiği sönümlenme kuvveti üzerinde en etkili parametreler iç boru çapı, piston mili çapı ve daha sonra da dış borudur. Bu değerlerin temelinde sönümlenme kuvvetinin genel olarak tanımı yer değiştirme ve amortisör hızı ile bu hıza karşılık gelen sönüm ifadesi ile belirlenebilmektedir. F_{NET} : Sönümlenme kuvveti (N), F_D : Ortalama sönümlenme kuvveti(N), F_R : Açılma sönümlenme kuvveti(N), F_C : Kapanma sönümlenme kuvveti(N), V_D : Piston kolu hızı(m/s), C : Amortisör sönüm katsayısı (Ns/m), f : araç sönümlenme katsayısı, c_L : Lastik sönümlenme sabiti, m_A : her bir lastik başına düşen ağırlık (hesaplamalarda %80'i alınmıştır.(Çotur 2010), i_x : Lastikle amortisör hareketi arasındaki

katsayı, q_A : Açılma kapanma kuvvet oranı (Yolcu araçlarında 3-5, hafif ticari araçlarda 10-15 (Çotur 2010) olmak üzere araç sönümleme katsayısını ve F_D kuvvetini veren denklemler Denklem 3.11 ve Denklem 3.12 olarak verilmiştir.

$$f = \frac{c}{2 \times \sqrt{c_L \times m_A}} \quad (3.11)$$

$$F_D = C \times V_D \quad (3.12)$$

Amortisör sadece dik değil, açılı olarak çalıştığından açılma ve kapanma sönümleme kuvvetlerini gösteren ifade aşağıdaki hale dönüşür:

$$F_D = V_D \times 2 \times f \times i_x^2 \times \sqrt{c_L \times m_A} \quad (3.13)$$

Sönümleme kuvveti ifadesinden hareketle açılma ve kapanma durumları için ayrı ayrı ifadeler aşağıdaki gibi çıkarılabilir Kapanma tarafında F_C ve açılma tarafında F_R ;

$$F_C = F_D \times \frac{2}{1+q_A} \quad (3.14)$$

$$F_R = F_D \times \frac{2 \times q_A}{1+q_A} \quad (3.15)$$

İnceleme konusu olan ticari aracı aks ağırlığı $m= 1000$ kg olduğundan tekerlek başına düşen değer %80'i yani $m=400$ kg, Lastik sönümleme parametresi $c= 20.000$ N/m, Araç sönümleme katsayısı $f=0,25$, Lastikle amortisör hareket oranı $i= 1,15$, açılma kuvvetinin kapanma kuvvetine oranı $q=10$ olarak alınırsa;

$$F_D = 0,52 \times 2 \times 0,25 \times 1,15^2 \times \sqrt{20000 \times 400}$$

$$F_D = 972 \text{ [N]}$$

olarak hesaplanır. Buradan kapanma kuvveti :

$$F_C = 972 \times \frac{2}{1+2}$$

$$F_C = 648 \text{ [N]}$$

Buradan açılma kuvveti :

$$F_R = 972 \times \frac{2 \times 2}{1+2} = 1296 \text{ [N]}$$

olarak bulunur. Amortisör tedarikçisinin amortisör ebatları içerisinde burdan elde edilen sönümlenme kuvvetini sağlayabilecek minimum çapta iç silindir çapı 30mm olup 30mm iç silindir çapına karşılık tedarikçinin kullandığı piston kolu çapı 12,5 mm ve dış boru çapı da 44 mm olduğundan amortisör temel ebatları 30 x 12,5 x 44 mm olarak belirlenmiştir.

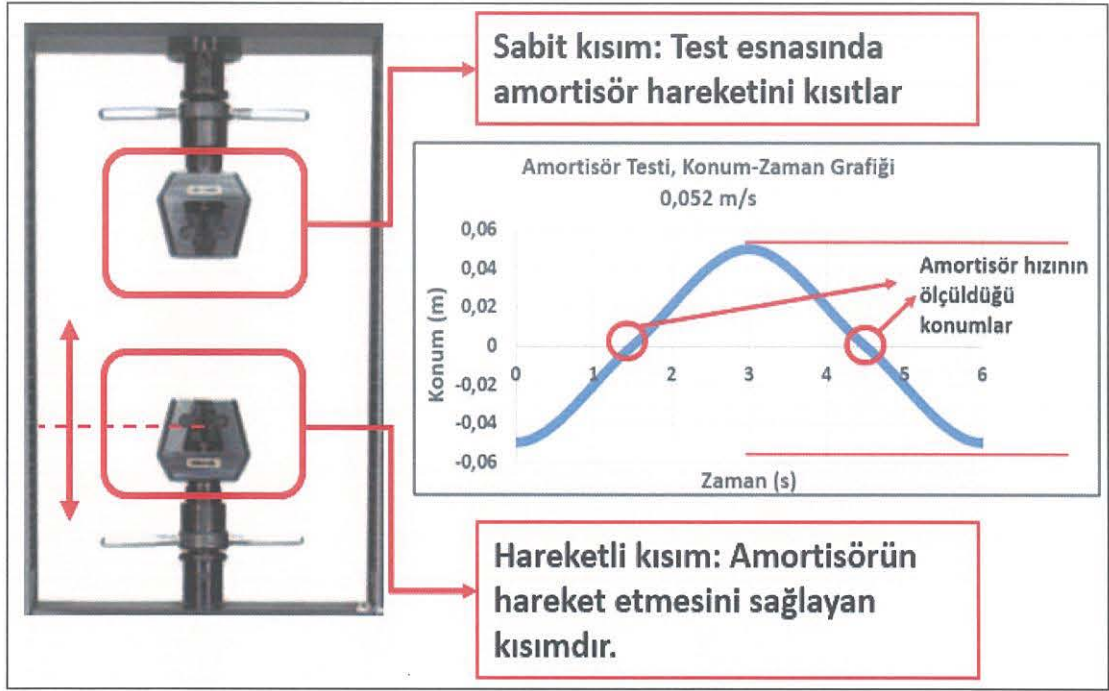
3.6. Fiziksel Test Cihazı

DR programında hazırlanacak valf grubu ile üretilecek amortisörler ilgili ekipmanla belirtilen yöntemlerle fiziksel olarak test edilerek sonuçlar karşılaştırılacaktır.



Şekil 3.35. Amortisör sönümlenme ölçüm test cihazı (Anonim 2016)

Şekil 3.35'te amortisör test cihazı gösterilmektedir. Tez çalışmasında kullanılan cihaz 50 kN kapasiteye sahip servohidrolik çalışan bir cihazdır. Cihazın eyleyicisi 80 mm çapında olup 250 mm stroğu vardır.



Şekil 3.36. Test cihazında amortisör ve hız ölçümü (Anonim 2016)

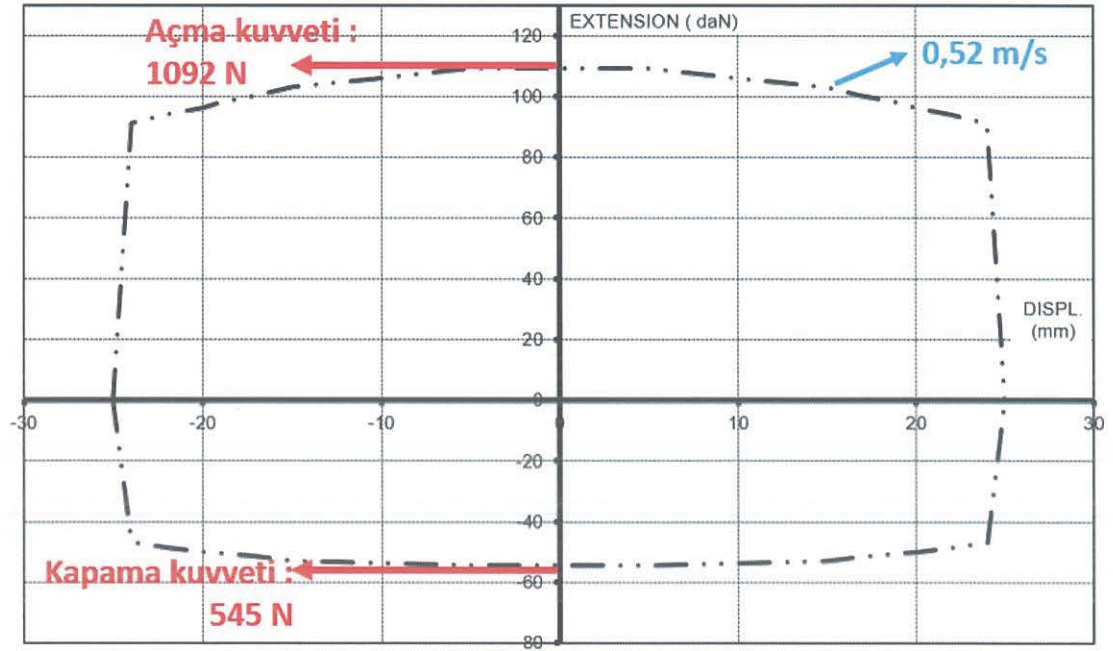
Cihaz Şekil 3.36’da görüleceği üzere x ekseninde hareket eder. Bu hareketi bir sönüm dalgası şeklindedir. Sinüs dalgasının X eksenini kestiği noktada hız maksimum değerinde olup amortisör sönüm eğrisinde X eksenini oluşturan hız değerleri buradan gelmektedir. İlgili hız değerinde okunan sönüm kuvveti ise amortisörün o hızdaki sönüm kuvvetini oluşturmaktadır.

Sönümlenme kuvvetinin bulunması yani amortisörün performans testleri, Türk Standartlarına göre 0,052m/s, 0,131m/s, 0,263m/s, 0,393m/s, 0,524m/s, ve 1,048 m/s hız değerlerinde gerçekleştirilir. İlgili hızlar için, belli deplasmanda oluşacak frekans değerleri tespit edilir. Hesaplanan frekans değerlerine göre “Konum – Zaman”, “Hız – Zaman” ve “İvme – Zaman” grafiklerine ulaşılır.

Amortisörün sönümlenme eğrisi ölçümü 20°C’de gerçekleştirilir. Her bir teste başlamadan sıcaklık kontrol edilmelidir. Gaz basıncı kaviteye engel olabilmek adına yükseltilmiş olup belli düşük bir hız ile yapılan ilk çevrimde gaz kuvveti ölçülür.

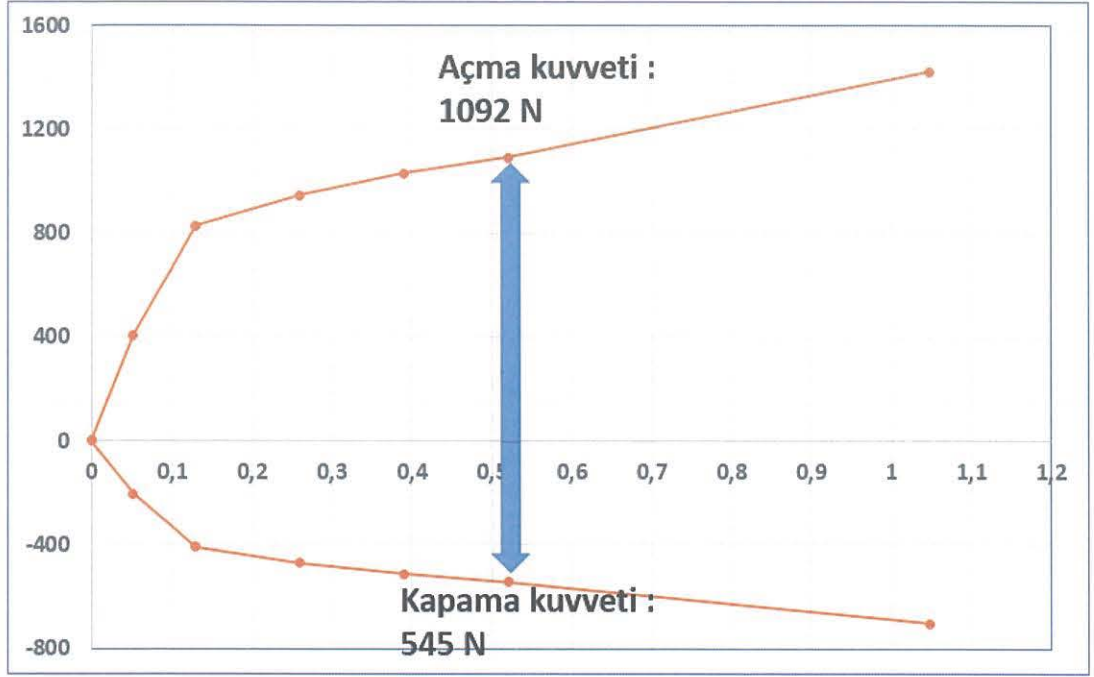
Test esnasında sönümleme kuvveti ölçmeden amortisör sürtünme kuvveti ölçülür. Belli düşük bir hız ile yapılan testte elde edilen sürtünme kuvveti sönümlenem kuvveti ölçümü esnasında çıkarılır.

Yukarıda anlatılan ön hazırlıklardan sonra 6 noktadan hıza karşılık kuvvet ölçümü gerçekleştirilir. Ön kontroller yapıldıktan sonra amortisör sönümlenme kuvveti ölçülmek istenen hızda çalıştırılarak kuvvet-konum ile kuvvet-hız grafikleri çizdirilir. Şekil 3.37’de bu tez çalışmasında kullanılan amortisör için 0,52 m/s hıza ait kuvvet-konum grafiği verilmiştir. Bu grafikten amortisörün aşağı yukarı sinusoidal hareketi orta noktasına ulaştığında açılma ve kapanma kuvvetleri okunduğu görünmektedir.



Şekil 3.37. Amortisöre ait kuvvet-konum grafiği

Şekil 3.37’deki gibi amortisörün ölçümü yapılacak çalıştırılır ve her bir hızdaki açılma ve kapanma kuvvetleri belirlenir.



Şekil 3.38. Amortisöre kuvvet-hız grafiği

Şekil 3.38.'de olduğu gibi kuvvet-hız grafiği oluşturulur. Bu grafik aynı zamanda tez çalışmasında kullanılan amortisöre ait kuvvet-ız grafiğidir.

4. BULGULAR

Bu bölümde tezde yapılan çalışmaların sonuçları üzerinde durulacaktır. İlk olarak çeyrek taşıt modelinden elde edilen sönümlenme eğrisine en yakın eğriyi oluşturan DR programı valf modelleme sonuçlarına değinilecek, ardından üretilen fiziksel amortisörün amortisör test cihazında ölçüm sonucu üzerinde durulmuştur.

4.1. DR Programı Valf Modelleme Sonuçları

DR programında açılma ve kapanma yönünde yapılan valf modellemesine ait sonuçlar bu bölümde incelenecek olup kullanılan valf alt bileşenleri optimizasyon sonuçları da bu bölümde yer almaktadır.

4.1.1. DR programı kapama yönü valf modelleme sonuçları

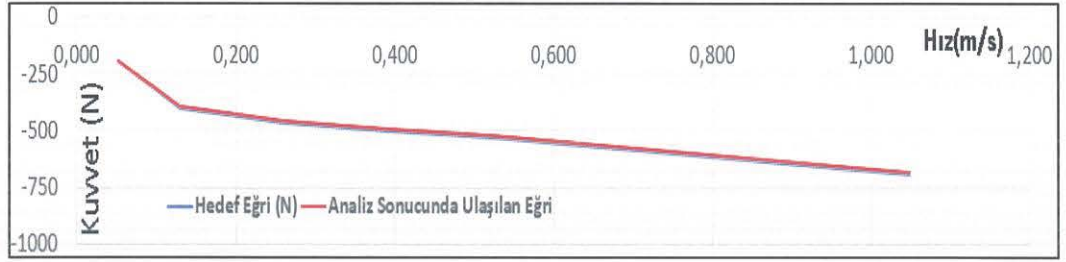
DR programında yapılan iterasyonlar sonucunda çeyrek taşıt modelinden elde edilen eğriye en yakın eğriyi sağlayan kapama kısmı valf grubu bileşenleri Çizelge 4.1.'de verilmiştir. Buna göre ilk iterasyonda kullanılan valf alt bileşenlerinin oluşturduğu sönümlenme eğrisinde kapanma bölgesi orta hızlarda piston kapanma yayının kalınlığı azaltılarak A_{CPV} alanında artış yaşanmış, bu artış ile Q_{CPV} debisi de artmış ve sönümlenme kuvvetinde beklenenden daha fazla düşüşüne sebep olmuştur. Ardından taban valf yayının sayısı 5'ten 6'ya artırılarak A_{CBV} alanında ve Q_{CPV} debisinde azalma ile orta hızlarda sönümlenme kuvveti arttırılarak hedef eğriye yaklaşması sağlanmıştır. Düşük hızlara karşılık gelen sönümlenme kuvvetlerinin ise ilk iterasyonda yüksek olduğu gözlemlenmiş ve bu yüzden ayarlama pulu kalınlığı 0,30mm'den 0,20 mm'ye azaltılmıştır. Bu sayede A_{CBB} alanında ve Q_{CBB} debisinde artış yaşanması ile düşük hızlarda sönümlenme kuvveti azalmış ve düşük hızlar hedef eğriye yakın hale getirilmiştir.

Çizelge 4.1. İterasyonlar sonucu kapanma eğrisine etkiyen valf grubu bileşenleri

		İlk İterasyon Değerleri	Son İterasyon Değerleri
Taban Valfi Kapanma Grubu	Taban Valf Yayı	5x0.20L0.10kp	6x0.20L0.10kp
	Ayar pulu	0.30(0.10)k	0.20(0.10)k
	Kısılma diski	8.0(15.6)k	8.0(15.6)k
Piston Valfi Kapanma Grubu	Piston Kapanma Yayı	FS0.25AS0.25	FS0.20AS0.25
	Piston Kapanma Kısılma Diski	4gF(45.0)	4gF(45.0)

Çizelge 4.1’de kapanam grubuna etki eden valf alt bileşenlerinin ilk ve son değerleri yer almaktadır.

Şekil 4.1.’de valf optimizasyonu sonucu Kuvvet-Hız eğrisi görülmektedir. Bu eğride analiz sonucu elde edilen eğri ile çeyrek tağıt modelinden elde edilen eğri neredeyse üst üste örtüşmektedir.



Şekil 4.1. DR programı kapama valf modellemesi sonucu kuvvett-hız grafiği

Çizelge 4.2. DR programı kapama valf modellemesi sonucu kuvvett-hız değerleri

Hız (m/s)	Hedef Kuvvet Değerleri (N)	Analiz Sonucunda Kuvvet Değerleri (N)
0,052	-198	-195
0,13	-403	-395
0,26	-465	-458
0,39	-502	-495
0,52	-530	-521
1,048	-693	-685

Çizelge 4.2.'de ise çeyrek taşıt modelinden elde edilen hedef eğri ile DR programından elde edilen kapanma eğrisine ait hız değerlerine karşılık sönümlenme kuvveti değerleri yer almaktadır. Hedef ile analiz sonucu değerler tüm ölçüm noktalarında birbirine yakın seyretmiştir.

4.1.2. DR programı açılma yönü valf modelleme sonuçları

Açılma eğrisi optimizasyonunda ilk iterasyonda kullanılan piston valfi alt parçalarının sağladığı sönümlenme değerlerine göre orta hızlara karşılık gelen kuvvet değerleri düşük olduğundan piston yayı ön yükü 172 N/mm'ye çıkarılmıştır. Bu değişiklikte A_{RPB} alanında ve Q_{RPB} debisinde azalma ve dolayısıyla orta hızlarda düşük olan sönümlenme kuvvetinin hedef eğri sönümlenme kuvvetine yakın hale getirilmesi sağlanmıştır.

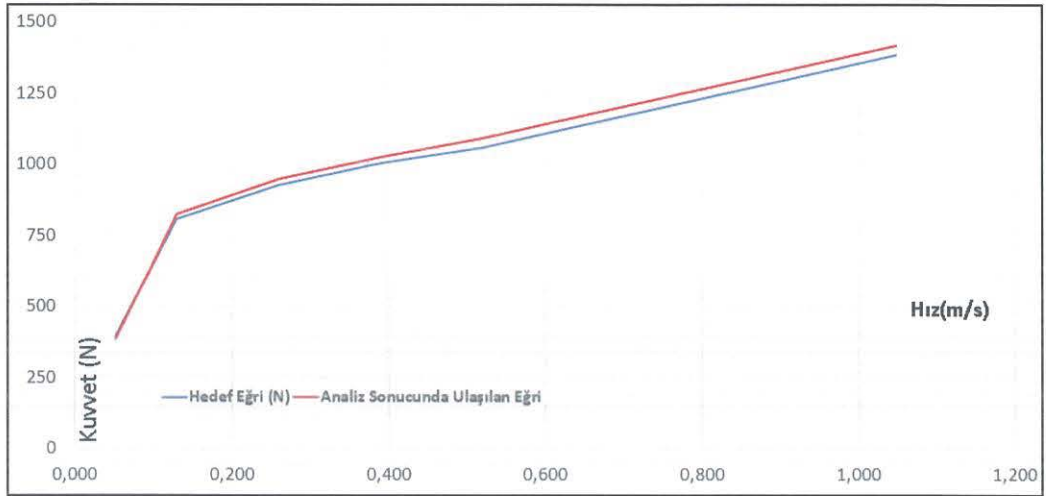
Açılma yüksek hızlara ait eğri hedef eğrisine benzediğinden ilk iterasyonda kullanılan kısılma diskinde değişiklik gereği duyulmamıştır. Açılma düşük hızlarda sönümlenme ilk iterasyonda istenilenden daha yüksek olduğundan piston ayarlama pulunda akış geçiş alanı (A_{RPB}) artırılarak sönüm istenilen seviyeye ulaşmıştır. Çizelge 4.3.'te piston valfi açılma eğrisi optimizasyonu ilk ve son iterasyonlara ait valf alt bileşenlerindeki değişim yer almaktadır.

Çizelge 4.3. İterasyonlar sonucu açılma eğrisine etkiyen valf grubu bileşenleri

		İlk İterasyon Değerleri	Son İterasyon Değerleri
Piston Valfi Açılma Grubu	Piston Yayı	D=2,90-kvalue=90-fpreload=160	D=2,90 - kvalue=90 - fpreload=172
	Kısılma Diski	8x2x12.0 (23.9)	8x2x12.0 (23.9)
	Ayarlama Pulu	KD0.90 (2x1.6x0.28=0.90)	KD1.09 (4x1.6x0.17=1.09)

Çizelge 4.3.'te piston valfi açılma eğrisi optimizasyonu ilk ve son iterasyonlara ait valf alt bileşenlerindeki değişim yer almaktadır.

Şekil 4.2.'de valf optimizasyonu sonucu Kuvvet-Hız eğrisi görülmektedir. Bu eğride analiz sonucu elde edilen eğri ile çeyrek tağıt modelinden elde edilen eğri arasında orta ve yüksek hızlarda az da olsa fark olmasına rağmen bu değer kabul edilebilir seviyededir.



Şekil 4.2. DR programı açılma valf modellemesi sonucu kuvvet-hız grafiği

Çizelge 4.4. DR programı açılma valf modellemesi sonucu kuvvett-hız değerleri

Hız (m/s)	Hedef Kuvvet Değerleri (N)	Analiz Sonucunda Kuvvet Değerleri (N)
0,052	396	385
0,13	807	824
0,26	929	946
0,39	1004	1025
0,52	1060	1089
1,048	1385	1416

Çizelge 4.4'te ise çeyrek taşıt modelinden elde edilen hedef eğri ile DR programından elde edilen açılma eğrisine ait hız değerlerine karşılık sönümlenme kuvveti değerleri yer almaktadır. Düşük hızlarda birbirine yakın olan değerlerin yüksek hızlarda kabul edilebilir seviyede olacak şekilde farklılaşmaya başladığı gözlemlenmektedir.

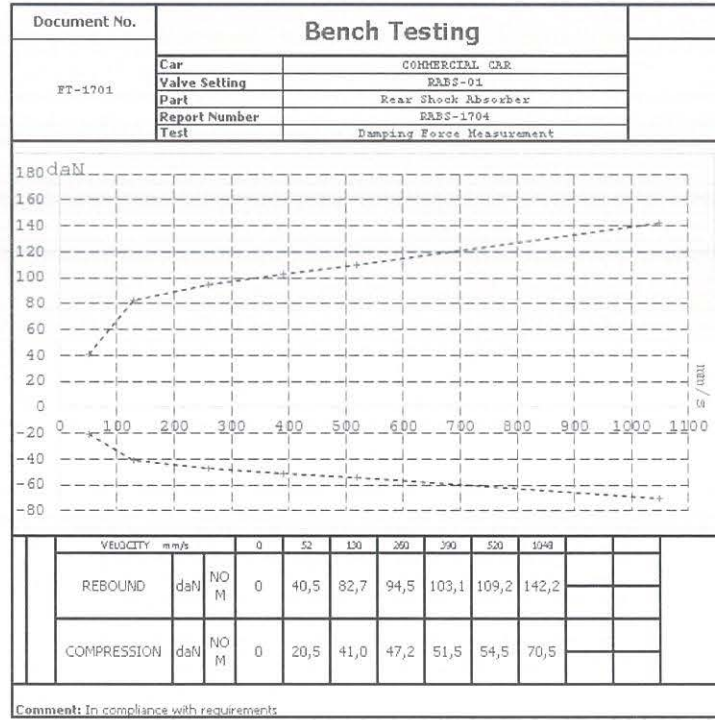
4.2. Fiziksel Amortisör Test Cihazı Sonuçları

DR programında valf modellemesi yapılan tezde bahsi geçen amortisör, fiziksel olarak üretilmiş olup materyal ve yöntem bölümünde bahsi geçen amortisör sönümlenme kuvveti ölçen test cihazına bağlanmış olup TSE 3034 standardını da kapsayacak şekilde belirtilen altı adet hız değerinde açılma yönünde, altı adet hız değerinde de kapanma yönünde amortisörün sönümlenme kuvveti ölçümü yapılmıştır.

Çizelge 4.5. Fiziksel test cihazı amortisör ölçümü kuvvett-hız değerleri

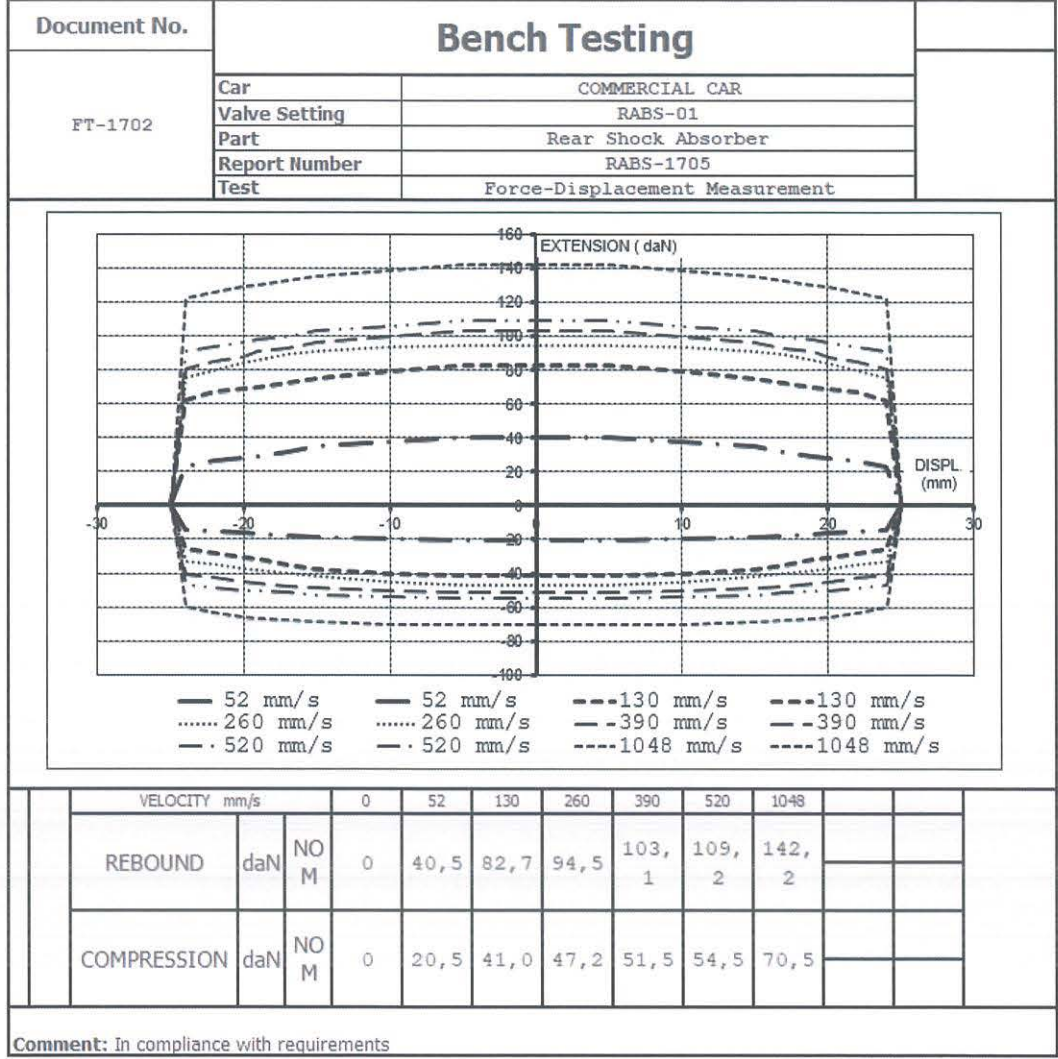
	Hız (m/s)	Fiziksel Test Cihazı Sonucu (N)
Açılma	0,052	405
	0,13	827
	0,26	945
	0,39	1031
	0,52	1092
	1,048	1422
Kapanma	0,052	-205
	0,13	-410
	0,26	-472
	0,39	-515
	0,52	-545
	1,048	-705

Çizelge 4.5'te açılma ve kapanma yönlerinde, belirtilen amortisör hızlarında elde edilmiş amortisör sönüm eğrisine ait kuvvet değerleri görülmektedir. Bu değerler Şekil 4.3'teki fiziksel test cihazı raporundan alınmıştır.



Şekil 4.3. Fiziksel test cihazında amortisör hız-kuvvet ölçüm sonucu

Şekil 4.3'te fiziksel olarak üretilen amortisörün farklı hızlarına karşılık ürettiği sönümlenme kuvvet değerleri Şekil 4.4'teki amortisör kuvvet-deplasman test raporunda görüleceği üzere ölçüm yapılan amortisör hızlarındaki maksimum kuvvet değerleridir.



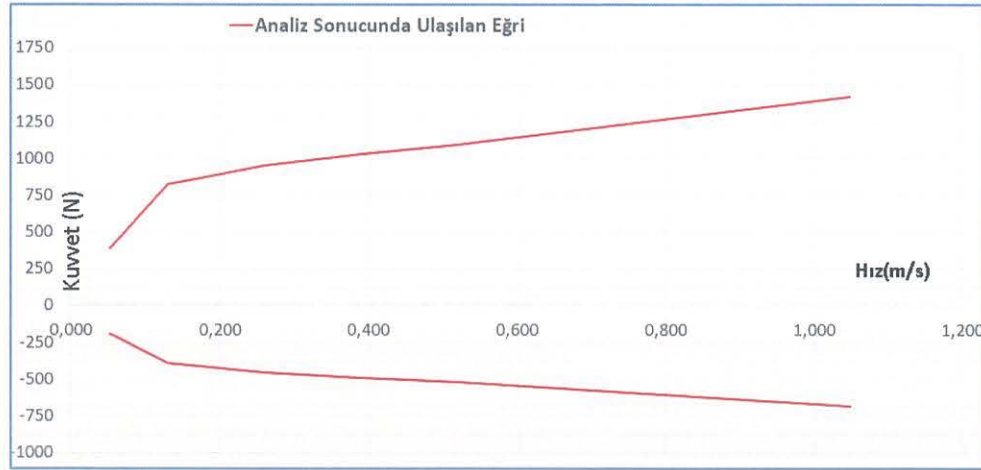
Şekil 4.4. Fiziksel test cihazında amortisör kuvvet-konum ölçüm sonucu

Şekil 4.3, Şekil 4.4. ve Çizelge 4.4.'ten de anlaşılacağı üzere fiziksel olarak üretilip sönümlenme kuvvet değerleri fiziksel test cihazında ölçülen amortisörün DR programında valf tasarımı yapılmış ve sönümlenme eğrisi hesaplanmış amortisör ve çeyrek taşıt modelinden elde edilen sönümlenme eğrileri ile benzerlikler gösterdiği aşıkardır. Daha detaylı karşılaştırma sonuçlar bölümünde yer almıştır.

4.3. DR Sönümlenme Eğrisi ve Çeyrek Taşıt Modeli Eğrisi Karşılaştırması

DR programında modellemenin amacı çeyrek taşıt modelinde oluşturulan eğriye en yakın eğriyi elde etmek olduğundan bu kısımda DR programı sonucu elde edilen eğri ile çeyrek taşıt modelinden elde edilen eğri karşılaştırılacaktır.

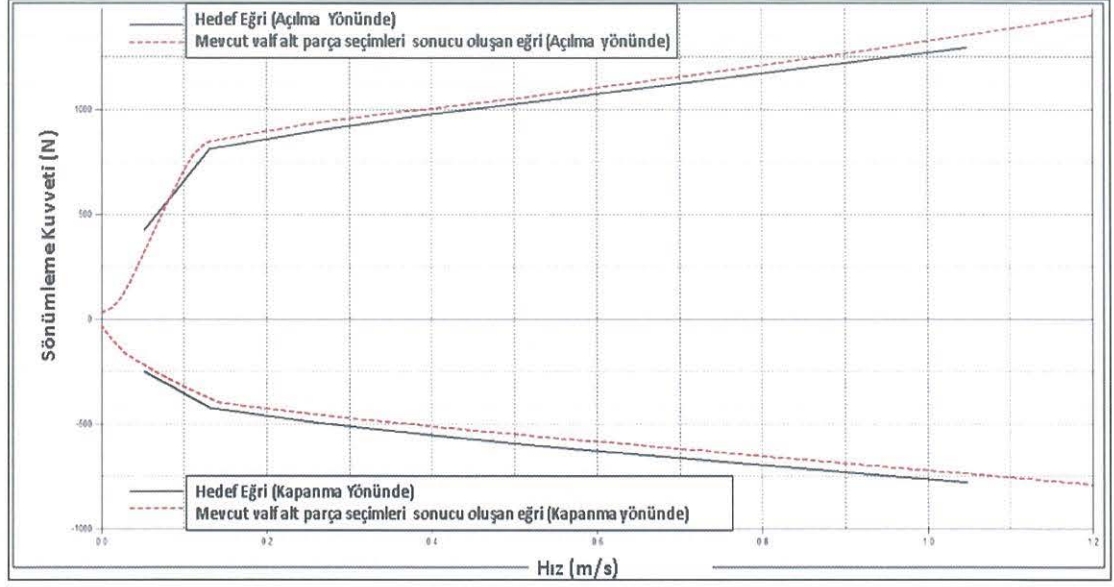
Şekil 4.5'te DR programında modellenmesi yapılan valf alt bileşenlerinin oluşturduğu sönümlenme eğrisi verilmektedir. Eğri TSE 3034 standardında belirtilen hızları da (0,052 m/s, 0,13 m/s, 0,26 m/s, 0,39 m/s, 0,52 m/s, 1,048 m/s) kapsayacak şekilde açılma ve kapanma yönünde sönümlenme kuvvetini (N) göstermektedir.



Şekil 4.5. DR programı sönümlenme eğrisi sonucu

Şekil 4.5 'te DR programından elde edilen eğrinin anlamlı olabilmesi için çeyrek taşıt modelinde elde edilen amortisör sönümlenme eğrisi ile karşılaştırmak daha doğru olacaktır.

Şekil 4.6'da çeyrek taşıt modeli sönümlenme eğrisi ile DR programında çeyrek taşıt modeli sönümlenme eğrisine benzetilmek için valf tasarımı yapılmış amortisöre ait sönümlenme eğrisi görülmektedir. Bu grafiğe göre kapanma ve açılma tarafında hedef eğriye kabul edilebilir seviyede yakınlama görülmektedir.



Şekil 4.6. DR programı-çeyrek taşıt modeli sönümlenme eğrisi

Çizelge 4.5. Çeyrek taşıt modeli eğrisi ve DR programı eğrisi sönümlenme kuvvet değerleri

	Amortisör Hızı (m/s)	Çeyrek Taşıt Modelinden elde edilen Hedef Sönümlenme Değerleri (N)	Analiz Sonucunda Ulaşılan Sönümlenme Değerleri (N)	Hedef ile Ulaşılan Değerler Arasında Fark (%)
AÇILMA	0,052	396	385	-2,78
	0,13	807	824	2,11
	0,26	929	946	1,83
	0,39	1004	1025	2,09
	0,52	1060	1089	2,74
	1,048	1385	1416	2,24
KAPANMA	-0,052	-198	-195	-1,52
	-0,13	-403	-395	-1,99
	-0,26	-465	-458	-1,51
	-0,39	-502	-495	-1,39
	-0,52	-530	-521	-1,7
	-1,048	-693	-685	-1,15

Çizelge 4.5.'te Şekil 4.6'da eğri üzerinde yapılan sonuç paylaşımı sayısal olarak bulunabilir. Çizelge 4.5.'ten de anlaşılacağı üzere maksimum %2,78'lik bir sapma ile çeyrek taşıt modelinde hedef olarak konulan eğri DR programını valf tasarımı ile yakalanmıştır. TSE'ye göre güvenlik faktörü de eklenmiş halde amortisör sönüm kuvvet toleransı $\pm\%12$ olarak dikkate alındığından bu durum oldukça kabul edilebilir bir durum olup DR programı ile çeyrek taşıt modelinin uyumunu göstermektedir.

4.4. Fiziksel Test Cihazı Ölçümü ve Çeyrek Taşıt Modeli Eğrisi Karşılaştırması

Tez boyunca yapılan çalışmalarda amaç çeyrek taşıt modelinden elde edilen amortisör sönümlenme eğrisine en yakın sönümlenmeyi yapabilecek amortisörü üretmektir. Bu amaçla bu bölümde prototipi üretilen amortisörün fiziksel test sonucunun çeyrek taşıt modelinde ortaya çıkan amortisör eğrisine benzerliği incelenmiştir.

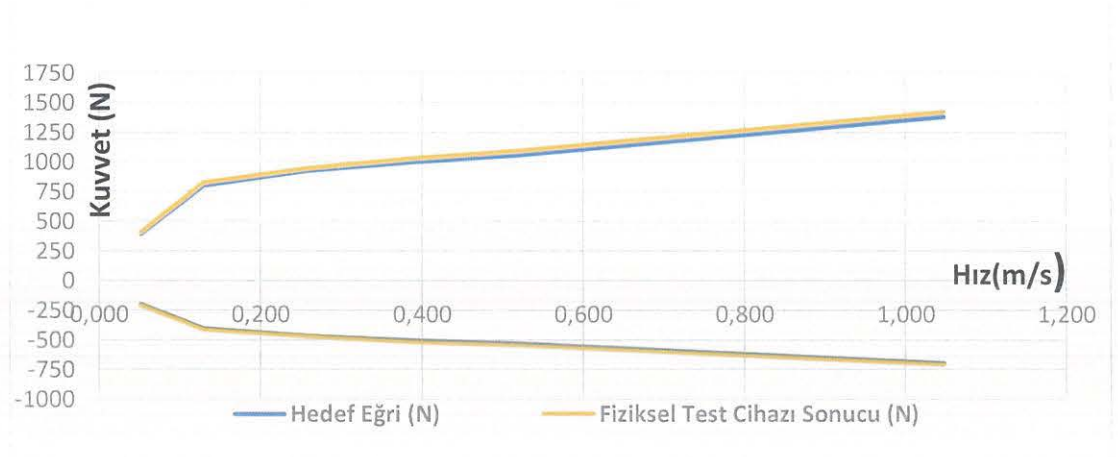
Çizelge 4.6.'da çeyrek taşıt modelinden elde edilen sönümlenme eğrisi ile prototip olarak üretilmiş amortisörün fiziksel test cihazında sönümlenme eğrisi ölçüm sonuçları yer almaktadır.

Çizelge 4.6. Çeyrek taşıt modeli eğrisi- fiziksel test cihazı eğrisi sönümlenme kuvvet değerleri

	Amortisör Hızı (m/s)	Çeyrek Taşıt Modelinden elde edilen Hedef Sönümlenme Değerleri (N)	Fiziksel Test Sonucu Ulaşılan Sönümlenme Değerleri (N)	Hedef ile Ulaşılan Değerler Arasında Fark (%)
AÇILMA	0,052	396	405	2,27
	0,13	807	827	2,48
	0,26	929	945	1,72
	0,39	1004	1031	2,69
	0,52	1060	1092	3,02
	1,048	1385	1422	2,67
KAPANMA	-0,052	-198	-205	3,54
	-0,13	-403	-410	1,74
	-0,26	-465	-472	1,51
	-0,39	-502	-515	2,59
	-0,52	-530	-545	2,83
	-1,048	-693	-705	1,73

Çizelge 4.6.'da görüldüğü üzere fiziksel test cihazı ölçüm sonucu ile çeyrek taşıt modelinden elde edilen amortisör eğrisi arasındaki en fazla fark %3,57 ile kapanma eğrisinin ilk hızında, en az fark ise %1,51 ile kapanma eğrisinde 0,26 m/s hızında gerçekleşmiştir. İki sönümleme eğrisi arasındaki fark Çizelge 5.2.'deki 6 hız ile yapılan ölçümlerin ortalaması alındığında yaklaşık %2,4'tür. TSE 3034'e güvenlik katsayısı da eklenmiş halde amortisör hızlarına karşılık kuvvet değerlerinde tolerans bandı $\pm\%12$ olduğundan bu değer kabul edilebilir bir değer olup aynı zamanda bu tez çalışması %97,6 gibi bir ortalama ile başarılı olmuştur yorumu yapılabilir.

Çizelge 4.6.'daki her iki eğrinin karşılaştırmalı olarak aynı grafikte yer aldığı Şekil 4.7'de verilmiştir. Eğri incelendiğinde ise açılma sönüm kuvvet değerlerindeki farkın daha fazla olduğu yorumu yapılabilir ki bu da açılma sönümleme kuvvetlerinin kapanma sönümleme kuvvetlerinden daha fazla olması ile açıklanabilir.



Şekil 4.7. Fiziksel test cihazı-çeyrek taşıt modeli sönümleme eğrisi

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Yapılan çalışmada öncelikli olarak çeyrek taşıt modeli ile elde edilen amortisöre ait hedef sönümlenme eğrisi belirlenmiş, ardından bu hedef sönümlenme eğrisine uygun valf tasarımı DR programı vasıtası ile yapılmıştır. DR programının çıktısı şeklinde olan valf tasarımına ait prototip üretimi gerçekleştirilmiş ve üretilen prototip amortisör ile çeyrek taşıt modelinde elde edilen amortisör eğrisi karşılaştırılmıştır.

Öncelikli olarak çeyrek taşıt modelinden elde edilen sönümlenme eğrisi ile DR programından elde edilen sönümlenme eğrisi karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmada DR programından elde edilen sönümlenme eğrisinin çeyrek taşıt modelinden elde edilen sönümlenme eğrisine oldukça benzer olduğu görülmekte olup bu benzerlikler tolerans değerleri içinde de kaldığından DR programından elde edilen eğri eğri kabul edilebilir düzeyde yorumu yapılabilmektedir.

Çeyrek taşıt modelinde amortisör sönümlenme eğrisi elde edildikten sonra DR programında çeyrek taşıt modelinden elde edilen amortisör eğrisini oluşturabilecek amortisör valf tasarımı yapılmış, bu valf tasarımına uygun fiziksel prototip üretilmiştir. Valf tasarımı DR programında elde edilen çıktılara uygun olarak üretimi yapılan amortisör prototipi amortisör sönümlenme eğrisi ölçüm test cihazında test edilerek sönümlenme eğrisi ölçülmüş ve bu ölçüm öncelikli olarak DR programı çıktısı ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmada DR programında elde edilen eğri ile fiziksel amortisör prototip eğrisinin toleranslar dahilinde benzerliği görülmektedir.

Tez çalışmasında yapılan son karşılaştırma ise çeyrek taşıt modelinden elde edilen amortisör sönümlenme eğrisi ile fiziksel prototip amortisörün amortisör test cihazında yapılan sönümlenme eğrisi ölçümlerinin karşılaştırılmasıdır. Yapılan karşılaştırma ile açılma ve kapanma yönlerinde amortisör prototipi sönümlenme eğrisinin çeyrek taşıt modelinde hedef olarak belirlenen sönümlenme eğrisine toleranslar dahilinde benzer olduğu sonucuna varılmaktadır.

Teze genel anlamda bakıldığında çeyrek taşıt modelinden elde edilen amortisör sönümlene eğrisini elde etmek amacıyla üretilen amortisör hedef eğriyi sağlayabilmektedir yorumu uygundur.

DR programı her ne kadar fiziksel prototiplere yakın valf tasarımı gerçekleştirme kabiliyetinde de olsa, içindeki standart valf alt bileşenlerinin dışında başka parça kullanımına izin vermemektedir. Bazı durumlarda hedef eğrisi programın içindeki standart parçalarla elde edilemediğinde bu konu problem haline gelebilmektedir. Bu açıdan DR programının bu alanda geliştirilmesi uygun olacaktır.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2016.** <https://standardservice.ro/wp-content/uploads/2016/12/MTS-Exceed.pdf> (Erişim Tarihi: 2019).
- Anonim, 2018.** <https://www.kothros.com/media/upload-files/manual/fahrwerkkomponentenundsystemefrnutzfahrzeuge> (Erişim Tarihi: 2018).
- Anonim, 2019.** https://www.fiatparcacim.com/index.php?route=product/product&product_id=4401 (Erişim Tarihi: 2019).
- Bhuyan, D., Kumar, K., 2016.** Design and analysis of base valve of twin tube dampers. *Aplied Mechanics and Materials*, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.852.504.
- Chavan, S. P., Sawant, S. H., Tamboli, J. A., 2013.** Experimental verification of passive quarter car vehicle dynamic system subjected to harmonic road excitation with nonlinear parameters. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, ISSN: 2278-1684: 39-45.
- Çotur, A. E., 2010.** Araçlarda kullanılan amortisörlerin bilgisayar destekli valf tasarımı, uygulanması ve performans testleri. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, İstanbul, Türkiye.
- Duym, S. W., Steins, R., Baron, G. V., Reybrouck, K. G., 1997.** Physical modeling of the hysteretic behaviour of automotive shock absorbers. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/970101.
- Dixon, J. C., 2007.** The shock absorber handbook. John Wiley & Sons Ltd., London, England, 415 pp.
- Ferdeki, U., 2018.** The modelling and analysis of shock absorbers with stroke-dependent damping. *Technical Transactions*, doi: 10.4467/2353737XCT.18.013.7964.
- Gündoğ, M., 2016.** Amortisörlerin teknik açıdan incelenmesi, matematik modelin oluşturulması ve uygulanması. *Yüksek Lisans Tezi*, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Tekirdağ, Türkiye
- Hassaan, G. A., 2015.** Car dynamics using quarter model and passive suspension part 3-a novel polynomial hump. *International Journal of Computer Techniques*, 12:51-55.
- Jagtap, K. K., Dolas, D. R., 2015.** Simulation of quarter car model using matlab. *International Journal of Engineering Research and General Science*, 3(6):242-249.
- Jautze, M., 2018.** Electrified vehicles control systems and strategies in vertical dynamics, Advanced Suspension Systems Conference, 24 April, Frankfurt, Germany.

- Kate, N. B., Jadhav, T.A., 2013.** Mathematical modeling of an automobile damper. *International Journal of Engineering Research*, 2(7):467-471.
- Kim, D., 1993.** Analysis of hydraulic shock absorber and implementation on the vehicle suspension. *MSc Thesis*, Seoul National University, Seou, South Korea.
- Kurulay, S. N., 2007.** Yaylanmanın temel esasları. Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Ders Notları No:1, İzmir, 31 s.
- Lang, H., 1977.** A study of the characteristics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies. *PhD Thesis*, Department of Materials Science and Engineering, University of Michigan, Michigan, USA.
- Lee, C. T., Moon, B. Y., 2004.** Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modelling. *Mechanical Systems and Signal Processing*, doi: 10.1016/j.ymsp.2004.09.-006
- Liu, Y., Zhang, J., 2001.** Nonlinear dynamic responses of twin-tube hydraulic shock absorber. *Mechanics Research Communications*, doi: 10.1016/S0093-6413(02)00260-4.
- Tallbott, M. S., 2002.** An expermentally validated pyhsical model of a high performance automotive damper. *PhD Thesis*, Department of Mechanical Engineering, Purdue University, Lafayette, USA.
- Tortoç, E. Y., 2013.** Araçlardaki süspansiyon sistemlerinin matlab simulink ile modellenmesi. *Lisans Tezi*, Celal Bayar Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Manisa, Türkiye.
- Yüksel, H., 2006.** Non-lineer amortisörlerin dinamiği. *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 8:29-39.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Yasin KARAGÖZ
Doğum Yeri ve Tarihi : Kırşehir, 06/10/1987
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitimi Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Polatlı Anadolu Öğretmen Lisesi (2002-2006)
Lisans : Uludağ Üniversitesi (2007-2011)
Yüksek Lisans: Bursa Uludağ Üniversitesi (2013)

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş.
İletişim /e-posta) : yasinkaragoz87@hotmail.com