

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARAÇLARDA KULLANILAN AMORTİSÖRLERİN BİLGİSAYAR
DESTEKLİ VALF TASARIMI, UYGULAMASI VE PERFORMANS
TESTLERİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Adem Engin ÇOTUR

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Katı Cisimlerin Mekaniği

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARAÇLARDA KULLANILAN AMORTİSÖRLERİN BİLGİSAYAR
DESTEKLİ VALF TASARIMI, UYGULAMASI VE PERFORMANS
TESTLERİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Adem Engin ÇOTUR
(503061505)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 23 Aralık 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 27 Ocak 2010**

**Tez Danışmanı : Yrd.Doc.Dr. İsmail GERDEMELİ(İTÜ)
Diğer Jüri Üveleri : Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK (İTÜ)
Yrd. Doc. Dr. Cünevt VEFACI (İÜ)**

OCAK 2010

Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim süresince bana yol gösteren değerli hocam Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ'ye, yardımlarından dolayı çok kıymetli arkadaşım İnş. Yük. Müh. Ebru ERİŞ'e, yüksek lisans yapma fikrini bana veren ve kıymetli desteğini her zaman hissettiğim sevgili ağabeyim Erdem ÇOTUR'a teşekkür ve minnetlerimi sunarım.

Ocak 2010

Adem Engin Çotur

Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	V
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxi
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Amortisör	1
1.2 Araç Süspansiyon Sistemleri ve Yaylar.....	1
1.3 Amortisörün Rolü	2
2 AMORTİSÖR TİPLERİ.....	5
2.1 Aks Sönümleyiciler.....	5
2.2 Yay Sönümleyiciler	5
2.3 Süspansiyon Yaylı Ayakları.....	6
2.4 Sönümleyici Ayaklar	7
3 SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI.....	9
3.1 Tek Borulu Amortisör.....	9
3.1.1 Tek borulu amortisörün çalışma prensibi.....	9
3.1.2 Tek borulu amortisörün avantajları.....	9
3.1.3 Amortisör ebatları	9
3.1.4 Uygulama	10
3.1.5 Açma kuvveti.....	11
3.2 İki Borulu Amortisör	11
3.2.1 İki borulu amortisörün çalışma prensibi	11
3.2.2 İki borulu amortisörün avantajları	13
3.2.3 Amortisör ebatları	14
3.2.4 Uygulama	14
3.2.5 Yerleştirme pozisyonu	14
3.2.6 Piston mili üzerindeki açma kuvveti.....	14
3.3 Yaylı Ayaklar	15
3.3.1 Tasarım.....	15
3.3.2 Amortisör ebatları	15
3.3.3 Uygulama	15
3.3.4 Yaylı ayaklarda yönlendirici braket montajı tasarımı.....	16
3.4 Yer değiştirmeye Bağlı Sönümleme	19
3.4.1 Tasarım.....	19
3.4.2 Kuvvete bağlı karakteristikler	21
3.4.3 Durma etkisi	21
4 VALF TASARIMI.....	23
4.1 Sönümleme.....	23
4.2 Karakteristik Eğriler	23
4.2.1 Azalan oranlı karakteristik eğri	23

4.2.2 Doğrusal oranlı karakteristik eğri.....	24
4.3 Hidrolik Fonksiyon.....	24
4.3.1 Kapsamlı karakteristik eğri.....	25
4.3.2 Düşük hız bölgesi.....	25
4.3.3 Bağımsız kısma kontrolü.....	25
4.3.4 Orta hız bölgesi.....	26
4.3.5 Yüksek hız bölgesi.....	26
4.4 Tek Borulu Amortisörler İçin Valf Sistemi.....	26
4.4.1 Doğrusal oranlı valf.....	27
4.4.2 Azalan oranlı valf.....	27
4.5 İki Borulu Amortisörler İçin Valf Sistemi.....	27
4.5.1 Piston valfi.....	28
4.5.2 Alt sübap valfi.....	28
4.5.3 Bileşenler ve karakteristik eğriye etkileri.....	29
5 AMORTİSÖRLERİN YERLEŞTİRİLMESİ.....	37
5.1 Yerleştirme Pozisyonu.....	37
5.2 Amortisör Bağlantıları.....	38
5.3 Çizgisel Hareket Sınırlandırması.....	39
5.3.1 Tamponlar.....	39
5.4 Taş Çarpmalarına Karşı Koruma.....	43
5.4.1 Toz tüpleri veya toz körükleri.....	43
5.4.2 Tek borulu amortisörlerde taş çarpmalarına karşı koruma.....	43
5.5 Çalışma Prensibinin Belirlenmesi.....	44
5.5.1 Tek borulu amortisör.....	44
5.5.2 İki borulu amortisör.....	44
6 AMORTİSÖR HESAPLAMALARI.....	45
6.1 Ebat Hesaplama Prosedürü.....	45
6.2 Sönümleme Kuvveti Hesabı.....	45
6.2.1 Hesaplama.....	46
6.2.2 Tasarım programları.....	48
6.2.3 Bağlantı tipleri.....	48
6.3 Tek Borulu Amortisör İçin Uzunluk Hesabı.....	48
6.3.1 Gaz rezervuarı tasarımı.....	51
6.4 İki Borulu Amortisör İçin Uzunluk Hesabı.....	51
7 DR PROGRAMI VE AMORTİSÖR VALF PARÇALARININ HESABI.....	55
7.1 Programın Tanımı.....	55
7.2 Valf Fonksiyonunun Görüntülenmesi.....	56
7.3 Valf Parçalarının Hesabı.....	56
7.3.1 Amortisör bilgilerinin girişi.....	57
7.3.2 Hedef sönümleme karakteristiğinin girilmesi.....	59
7.3.3 Geçişlerin hesabı.....	60
7.3.4 Grafik biçimlendirme.....	61
7.3.5 Açma sönümlemesi piston valf parçalarının belirlenmesi.....	62
7.3.6 Kapama sönümlemesi alt sübap gövdesi bileşenlerinin hesaplanması.....	63
7.3.7 Piston kapama sönümlemesi için valf parçalarının hesaplanması.....	65
7.3.8 Sonuçlar.....	66
8 DR PROGRAMIYLA AMORTİSÖR VALF TASARIMI, GERÇELLENMESİ VE DİRENÇ PERFORMANS MUKAYESESİ	69
8.1 Amortisör Bilgileri.....	69
8.2 Hedef Karakteristiğın Belirlenmesi.....	70

8.3 Geçişler	71
8.4 Piston Açma Valfi.....	71
8.4.1 Piston yayı etkisi.....	71
8.4.2 Piston gözenekleri etkisi	74
8.4.3 Ayar pulu veya piston çentiği etkisi.....	76
8.5 Alt Sübap Kapama Durumu	78
8.5.1 Alt sübap disk grubu etkisi.....	78
8.5.2 Ayar pulu etkisi.....	80
8.5.3 Kısmi diski etkisi.....	82
8.6 Piston Kapama Durumu	83
8.6.1 Emme sübap yayı ve ayar pulu etkisi	83
8.6.2 Piston kapama kısmı etkisi.....	84
8.7 Sonuç Eğrisi	86
8.8 Sonuç Listesi	86
9 SONUÇLAR VE ÖNERİLER	89
9.1 Performans Testi ve Sönümleme Kuvveti Mukayesesi	89
9.2 Sonuçların Değerlendirilmesi.....	90
9.3 Öneriler	91
KAYNAKLAR.....	93
EKLER.....	95
ÖZGEÇMİŞ	99

KISALTMALAR

BLDG	: Tamponsuz Amortisör Kapalı Boyu
BLGZ	: Açık Boy
HZAS	: Açma Tamponu Yüksekliği
HZA	: Açma Yay
HDRA	: Kapama Tamponu Yüksekliği

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: Tek borulu amortisör boyutları.....	11
Çizelge 3.2: İki borulu amortisör boyutları	14
Çizelge 3.3: Piston mili çapına göre gaz açma kuvvet değerleri	15
Çizelge 3.4: Yaylı ayak boyutları.....	16
Çizelge 3.5: Kenetleme çözümü avantaj ve dezavantajları	18
Çizelge 3.6: Braket çözümü avantaj ve dezavantajları.....	19
Çizelge 4.1: Yaylı ayaklarda standart ve opsiyonel kombinasyonlar.....	35
Çizelge 4.2: Standart tip amortisörlerde standart ve opsiyonel kombinasyonlar	36
Çizelge 6.1: Sönümleme kuvveti hesabında kullanılan semboller listesi.....	46
Çizelge 9.1: Hedef karakteristik direnç değerleri amortisör ölçüm sonuçları ve toleranslar	91

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Amortisörün sönümleme etkisi	3
Şekil 2.1: Yay sönümleyiciler	6
Şekil 2.2: Süspansiyon yaylı ayağı ve sönümleyici ayak tipleri	7
Şekil 3.1: Tek borulu amortisör kesiti ve ana bileşenleri	10
Şekil 3.2: İki borulu amortisör kesiti ve ana bileşenleri	12
Şekil 3.3: Basma ve çekme basamağı	13
Şekil 3.4: Yaylı ayak	16
Şekil 3.5: Kenetleme ve braket çözümü	17
Şekil 3.6: Açık-kapalı geçişler ve farklı hız değerlerinde direnç eğrileri	20
Şekil 3.7: Yer değiştirmeye bağlı sönümleme, açma ve kapama durumları için sönümleme kuvveti-yer değiştirme eğrisi	20
Şekil 3.8: Yer değiştirmeye bağlı sönümleme uyarlamaları	22
Şekil 4.1: Kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız eğrisi	24
Şekil 4.2: Valf etkileri	25
Şekil 4.3: Doğrusal ve Azalan oranlı valf	27
Şekil 4.4: Piston grubuna ait valf montaj resmi	29
Şekil 4.5: Alt sübap grubu montajı ve bileşenleri	29
Şekil 4.6: Piston valfi, alt sübap grubu ve montaj elemanları	30
Şekil 4.7: Kapama durumunda, sönümlemeye etki gösteren parametreler	31
Şekil 4.8: Ayar pulu etkisi	31
Şekil 4.9: Disk grubu etkisi	32
Şekil 4.10: Kısmi disk etkisi	32
Şekil 4.11: Emme sübabı etkisi	33
Şekil 4.12: Açma durumunda direnç etki gösteren parametreler	33
Şekil 4.13: Ayar pulu veya piston çentiği etkisi	34
Şekil 4.14: Piston yayı etkisi	34
Şekil 4.15: Piston gözenekleri etkisi	35
Şekil 5.1: Bağlantı tipleri	39
Şekil 5.2: Kapama tamponu	40
Şekil 5.3: Açma tamponu	41
Şekil 5.4: Açma tampon tahtidi	41
Şekil 5.5: Açma tampon yayı	42
Şekil 5.6: Hidrolik açma tamponu	43
Şekil 6.1: Ferrül ve stem tip bağlantı biçimleri	49
Şekil 6.2: Tek borulu amortisör uzunluk hesabı parametreleri	50
Şekil 6.3: Tek borulu amortisörlerin çizgisel yer değiştirmeye bağlı olarak çeşitli sıcaklık değerlerindeki rezervuar mesafeleri	52
Şekil 6.4: İki borulu amortisör uzunluk hesabı parametreleri	53
Şekil 7.1: Dr programı ana menü penceresi	55
Şekil 7.2: Valf fonksiyonuna ait seçim parametreleri	56
Şekil 7.3: Valf parçalarının hesabı için aktive edilen menü	57
Şekil 7.4: Amortisör bilgileri penceresi	58
Şekil 7.5: Hedef karakteristik değerlerinin girilmesi	59
Şekil 7.6: Girilen değerlerle elde edilen hedef karakteristik grafiği	60

Şekil 7.7: Geçişlerin seçimi.....	60
Şekil 7.8: Seçilen geçişlerin grafiksel gösterimi.....	61
Şekil 7.9: Grafik biçimlendirme	62
Şekil 7.10: Açma sönümlemesi valf parçalarının seçimi	62
Şekil 7.11: Hesaplanmış piston açma valf parçalarına ait eğrinin görüntülenmesi ...	63
Şekil 7.12: Alt sübap kapama sönümlemesi için bileşen seçimi	64
Şekil 7.13: Alt sübap kapama sönümleme eğrisinin görüntülenmesi.....	64
Şekil 7.14: Piston kapama sönümlemesi için valf parçalarının seçimi.....	65
Şekil 7.15: Piston kapama valf parçalarının hesabıyla elde edilen grafiğin görüntülenmesi.....	66
Şekil 7.16: Açma ve kapama sönümlemelerine ait gerçek ve hedef sönümleme karakteristikleri	67
Şekil 7.17: Sonuç listesi	68
Şekil 7.18: Yakınlaştırılmış sonuç listesi	68
Şekil 8.1: Amortisör bilgileri.....	69
Şekil 8.2: Hedef karakteristiği direnç değerleri giriş penceresi.....	70
Şekil 8.3: Seçilen geçişler ile elde edilen grafik.....	71
Şekil 8.4: Piston yayı seçimi, ilk deneme sonucu.....	72
Şekil 8.5: Piston yayı seçimi, ikinci deneme sonucu	73
Şekil 8.6: Piston yayı seçimi, üçüncü deneme sonucu.....	73
Şekil 8.7: Piston yayı seçimi, son deneme sonucu.....	74
Şekil 8.8: Piston gözenek etkisi, ilk deneme sonucu	75
Şekil 8.9: Piston gözenekleri etkisi, ikinci deneme sonucu	75
Şekil 8.10: Piston gözenekleri etkisi, son deneme sonucu.....	76
Şekil 8.11: Piston çentiği etkisi, ilk deneme sonucu.....	77
Şekil 8.12: Piston çentiği etkisi, ikinci deneme sonucu.....	77
Şekil 8.13: Piston çentiği etkisi, son deneme sonucu	78
Şekil 8.14: Alt sübap disk grubu etkisi, ilk deneme sonucu.....	79
Şekil 8.15: Alt sübap disk grubu etkisi, ikinci deneme sonucu	79
Şekil 8.16: Alt sübap disk grubu etkisi, üçüncü deneme sonucu.....	80
Şekil 8.17: Alt sübap disk grubu etkisi, son deneme sonucu	80
Şekil 8.18: Ayar pulu etkisi, ilk deneme sonucu	81
Şekil 8.19: Ayar pulu etkisi, ikinci deneme sonucu.....	81
Şekil 8.20: Ayar pulu etkisi, son deneme sonucu	82
Şekil 8.21: Kısma diski etkisi, ilk deneme sonucu	83
Şekil 8.22: Kısma diski etkisi, son deneme sonucu	83
Şekil 8.23: Emme sübap yayı ve ayar pulu kalınlıkları etkisi, ilk seçim sonucu	84
Şekil 8.24: Emme sübap yayı ve ayar pulu kalınlıkları etkisi, son seçim sonucu	84
Şekil 8.25: Piston kapama etkisi, ilk seçim sonucu	85
Şekil 8.26: Piston kapama etkisi, son seçim sonucu.....	85
Şekil 8.27: Sonuç grafiği.....	86
Şekil 8.28: Sonuç listesi	87
Şekil 9.1: Direnç ölçüm sonuçları, $F(N)$ - $x(m)$ eğrisi.....	89
Şekil 9.2: Direnç ölçüm sonuçları, $F(N)$ - $V(m/s)$ eğrisi.....	90
Şekil 9.3: Hedef karakteristik değerleri ve gerçek değerlere ait grafik.....	92
Şekil A.1: Türk Standartı.....	97

SEMBOL LİSTESİ

F	: Sönümleme kuvveti
F_m	: Ortalama sönümleme kuvveti
F_a	: Açma sönümleme kuvveti
F_e	: Kapama sönümleme kuvveti
V_d	: Piston hızı (m/s)
k	: Sönümleme katsayısı [Ns/m ya da kg/s]
f	: Araç gövdesi için sönümleme faktörü
c	: Tekerlek için yay sabiti
m	: Tekerlek başına düşen araç ağırlığı [kg]
i	: Bağlantı oranı
q	: Açma-Kapama kuvveti oranı

ARAÇLARDA KULLANILAN AMORTİSÖRLERİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ VALF TASARIMI, UYGULAMASI VE PERFORMANS TESTLERİ

ÖZET

Amortisörler titreşim sönümleyici olarak bilinirler ve güvenlik ve konfor sağlamak amacıyla kullanılırlar. En yaygın kullanım alanları otomobiller, hafif ticari araçlar ve ağır araçlardır.

Amortisörden beklentiler yol koşullarına bağlı olarak değişmektedir. Yol zeminin düzgünlüğü, viraj dönme, frenleme, hızlanma ,tümsekler, çukurlar ve maksimum yük taşıma kapasitesi gibi parametreler önemli etmenlerdir. Amortisörler yüksek veya düşük sönümleme kuvveti üretebilirler ve tüm bu parametreler amortisörün çalışma karakteristiğini etkiler.

Süspansiyon sistemi üç gruba ayrılır. Bunlar aktif süspansiyon sistemi, yarı aktif süspansiyon sistemi ve pasif süspansiyon sistemleridir. Pasif süspansiyon sistemleri, basit yapıya sahip olmaları, ucuz maliyetli olmaları ve beklentilere yanıt verebilmeleri bakımından, araçlarda en çok kullanılan süspansiyon çeşididir. Pasif süspansiyon sistemine ait iki uygulama mevcuttur. Bunlar tek borulu ve iki borulu amortisörlerdir.

Bu çalışmada, amortisörlerin uygulama alanları, çeşitleri, bileşenleri, valf tasarımları ve yerleştirilmeleri ile ilgili bilgi verilmiş ve sönümleme karakteristiği bilinen hafif ticari bir araca ait arka amortisörün, "Dr" bilgisayar programıyla valf tasarımı gerçekleştirilmiş ve gerçek uygulama sonuçlarıyla mukayese edilmiştir. Program, doğru hedef karakteristiğin elde edilebilmesi bakımından, valf tasarımı için kullanılacak parçalarla ilgili, kullanıcıya bilgiler verir. Gerekli parçaları elde ettikten sonra, bilgisayar programından gelen verilerin doğruluğunu gözlemleyebilmek için, bilgisayar programı sonuçlarına göre bir araya getirilen amortisör ile gerekli sönümleme kuvveti performans testi gerçekleştirilmiştir. Böylece test sonuçları ve hedef karakteristik değerleri mukayese edilmiştir.

Amortisör valf sistemi iki ana gruptan oluşur ve iki borulu amortisörlerde sönümlemeyi gerçekleştiren bu sistemler piston grubu ve alt sübap grubu olarak bilinirler. Her iki grupta da bulunan kısma diskleri, disk grupları, ayar pulları, yaylar, gözenekler, emme sübabı, emme sübap yayı gibi bileşenler, kapama ve açma karakteristiklerini elde edebilmek için bulunurlar. Çalışma içerisinde, amortisörün açma ve kapama sönümleme kuvveti kontrolü için bu parçaların nasıl etkiler gösterdiği grafikler üzerinde detaylı olarak incelenmiştir. "Dr" programı, kullanıcıya, hedef karakteristik üzerindeki etkilerini inceleyerek her parçanın ayrı ayrı seçilmesine imkan verir. Böylelikle, kullanıcı, en yakın sönümleme karakteristiğini elde etmek için, en uygun valf parçasına karar verebilir. Parça seçimlerinin, tüm karakteristik eğri üzerinde oluşturduğu etkinin mukayesesiyle, amortisör valf parçaları bilgisayar programı sonuçlarına göre bir araya getirilir. Diğer taraftan, seçilen valf sisteminin ve parçalarının doğruluğunu görmek gerekli ve önemlidir. Bunu anlayabilmek içinse sönümleme kuvveti testi gereklidir. Çalışma yürütülürken, hedef karakteristik sönümleme değerleri yedi (7) farklı hız değerinde

belirtilmiştir (0, 052 m/s, 0, 131 m/s, 0, 262 m/s, 0, 393 m/s, 0, 524 m/s, 1, 048 m/s, 1, 571 m/s) ve buna bağı olarak yine belirtilen hız değerlerinde, sönümleme kuvveti ölçüm makinesi yardımıyla performans testi gerçekleştirilmiştir.

Sonuç olarak, tanımlanmış bilgisayar programı ile hafif ticari bir araca ait ve sönümleme karakteristiği bilinen iki borulu bir arka amortisörün valf tasarımı ve performans testi uygulaması gerçekleştirilmiş ve mukayesesi yapılmıştır. Çalışma neticesinde, “Dı” bilgisayar programının vermiş olduğu sonuçlar doğrultusunda, programın belirtmiş olduğu valf parçalar kullanılarak oluşturulan amortisörün performans testi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar ile hedef sönümleme kuvveti değerleri mukayese edilmiştir.

COMPUTER AIDED VALVE DESIGN, APPLICATION AND PERFORMANCE TESTS OF SHOCK ABSORBERS USED IN VEHICLES

SUMMARY

Shock absorbers are known as vibration dampers and they are generally used to provide safety and comfort in automobiles, light commercial vehicles heavy trucks and etc...

The expectation from the shock absorbers changes according to the road conditions like irregularity of ground, cornering, accelerating, braking situation, bulges, holes and so on and maximum and minimum weight carrying capacity of the vehicle. Shock absorbers can work in high or low resistance and all of these conditions effect the working characteristics of the shock absorber.

Suspension systems are divided into three groups. Passive suspension systems, semi-active suspension systems and active suspension systems. Passive suspensions systems are most widely used type in a way of having a simple structure, having a cheap cost and at the same time having a characteristics that living up to the expectations.

There are two kinds of applications belong to passive suspension systems. Those are the monotube type and twintube type.

In this study, the application areas, types, components, valve designs and installations of shock absorbers has been mentioned and the valve design of a rear twintube shock absorber belongs to a light commercial vehicle whose damper characteristics already known has been realized by the help of a computer program called as "Dr" and compared with the actual application results. The program gives the user some results about the valve parts to be used so that getting rihgt target characteristics. After having obtaining the necessary parts so that observing the correctness the results coming from the computer program, the needed damping performance test has been performed by the shock absorber, which has been conflated according to the program, to compare the actual results and target characteristics. Shock absorber valve systems are composed of two main groups known as piston group and base valve group in twintube passive suspension types. In both groups, valving components exist to obtain compression and rebound characteristics, such as replenishing valves, disc groups, bleed disks, springs, bores, cover discs, star spring and the effects of these components on diagram in rebound and compression stages of shock absorber has been described in detail in the study. "Dr" program enables the user to select the correct parts to be used in valve system by detecting the every effect on target characteristics diagram. Therefore, the user is able to understand and decide the most appropriate valve component to get the closest damping characteristics. By comparing the overall effect of the parts selected, shock absorber valve system is conflated according to the valve components obtaining from the computer program. On the other hand, it is necessary and important to see the correctness of the valve system selected.

So that understanding this, a damping performance test is required. While the study has been prosecuted, damping values of target characteristics were specified in 7 different working velocity (0, 052 m/s, 0, 131 m/s, 0, 262 m/s, 0, 393 m/s, 0, 524 m/s, 1, 048 m/s, 1, 571 m/s) and dependably, the performance test realized by the damping measurement machine has been performed in this 7 different velocity also.

Consequently, the described computer program and performance test applications has been realized to obtain a correct valve system of a rear twintube shock absorber belong to a light commercial vehicle whose damping characteristics already known and a comparison study has been made. As a result of the study, the damping performance test results of the shock absorber conflated according to the “Dr” program and the computer program results have given a positive result in a way of compatibility. Actual results of the shock absorber and the target characteristics obtained from the program has showed a perfect match. Thus, it’s observed that the designed valve system is correct for the shock absorber worked on.

1 GİRİŞ

1.1 Amortisör

Amortisör (Fransızcadan: amortisseur), makinalarda çalışma sırasında meydana gelen sarsıntı ve titreşimlerin şiddetini ve etkisini azaltmak için kullanılan elemanlardır. Amortisörler hareket yönüne ters, hız ile orantılı bir direnç gösterirler. Böylece sarsıntı ve titreşim doğuran enerjiyi, ısıya çevirerek yutarlar. Her türlü darbeli çalışan makinalarda (tekstil makinaları, presler, iş makinaları, kaldırma makinaları, otomobiller...) kullanılmalarına rağmen, en yaygın kullanma alanı araçlardır (Url-1, 2009).

1.2 Araç Süspansiyon Sistemleri ve Yaylar

Yayların araç süspansiyon sistemlerinde kullanılmaları geçen yüzyıla kadar dayanır. İlk kullanılan yaylar kalın çelik yaylardır. Bunların yoldan gelen darbeleri bir ölçüde yutmaları, daha hızlı ve rahat yolculuk yapma imkanını ortaya çıkarmıştı. Daha sonraları halk arasında makas olarak bilinen yaprak yayların büyükten küçüğe doğru yerleştirilmesi ile meydana gelen yaylar, geniş kullanım alanı bulmuştur. Bu yayların ön ve arka dingil ile şasi arasında kullanılmasıyla araç gövdesi dolaylı olarak dingillere oturtulmuş olur. Böylece yoldan gelen sarsıntılar kadar, aracın kalkma ve fren sırasındaki sarsılmaları da yumuşatılmış oluyordu. İlk defa 1928'de otomobil imalatındaki bir uygulamayla süspansiyon sistemi her bir tekerleğe bağımsız olarak uygulanmış, yani dingil kullanılmasından vaz geçilerek her tekerlek ayrı olarak yataklanmıştır. Böylece bir tekerlek tarafından alınan darbe diğerine iletilmediğinden seyahat rahatlığı artırılmıştır.

Bugün helezon yaylar, burulma çubukları, yaprak yaylar gibi kullanılan birçok yay tipi vardır. Genellikle ön tekerlekler için helezon yaylar kullanılırken, arka dingil yaprak yaylardan yapılan makaslar üzerine oturtulur.

Yaylar enerji depolama kabiliyetleri yüksek olan elastik elemanlardır. Bu özellikleri, dolayısıyla yol sathından alınan darbeleri, boyut değiştirerek ve enerji depolayarak şasiye iletmeden alırlar. Fakat yalnız başlarına kullanıldıklarında ilk anda

depoladıkları enerjiyi sonra geri verirler ve bir salınım hareketine sebep olurlar. Bu salınımın sadece bir kısmı yayın rijitliği, yani iç moleküller sürtünmesi dolayısıyla ısıya çevrilerek yutulur ve salınımın durması zaman alır. Eğer bu salınımların devam etmesine müsaade edilirse araçta da sallanmalar görülür.

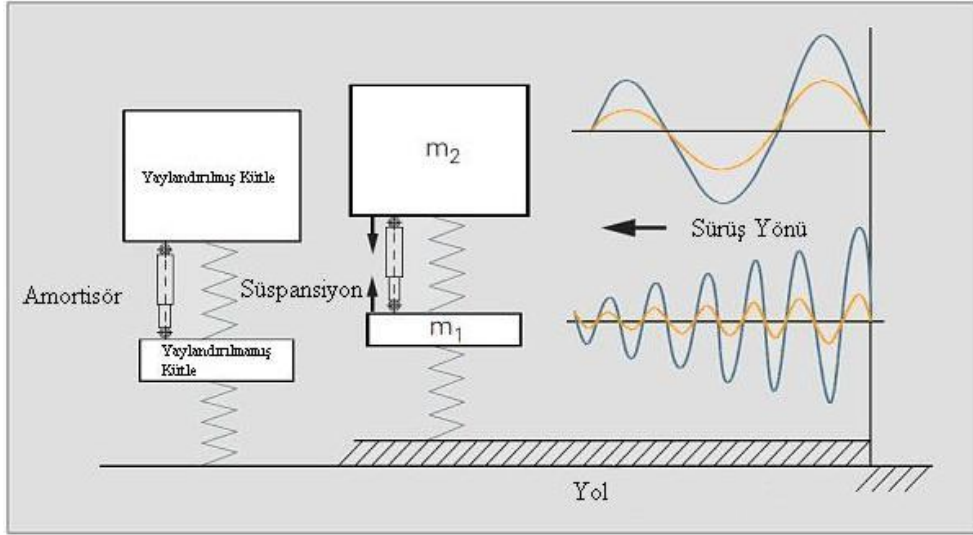
Bilhassa, İkinci Dünya Savaşı sırasında metalurji sahasındaki son ilerlemeler yayların enerji depolama kabiliyetlerini, yani elastikiyetlerini arttırmış ve araç süspansiyon sistemlerinde yaylar yanında enerji yutma kabiliyetleri yüksek amortisörlerin kullanılması bir ihtiyaç halini almıştır. Bugün amortisörler, araç süspansiyon sistemlerinde geniş bir şekilde kullanılmaktadır.

1.3 Amortisörün Rolü

Amortisörler, araç süspansiyon sistemlerinde yaylarla birlikte kullanılarak yoldan tekerleklerle gelen sarsıntı ve titreşimlerin araba şasisine iletilmeden emilmesini veya en aza indirilmesini sağlarlar. Burada amortisörlerin rolü yaylardan daha değişik bir karakter gösterir.

Bu sistemlerde yay tarafından depolanan enerji, salınımlar halinde şasiye iletilmeden amortisörler tarafından emilir. İşte bu prensibe dayanarak yolun düzensizliklerinden dolayı meydana gelen darbe ve salınımları, yaylar, araç gövdesine iletmeyerek depolarlar. Amortisörler ise hareket yönüne ters doğrultuda gösterdikleri direnç ile gerek ilk anda tekerlekten gelen enerjiyi ve gerekse yayda depolanan enerjiyi yutarak ısıya çevirirler. Böylece sarsıntıları azaltırlar.

Amortisörler, sadece aracın konforu için gerekli elemanlar değildir. Aynı zamanda tekerleklerin yolu iyi kavramaları gibi önemli bir fonksiyonu da yerine getirirler. İyi bir amortisör virajda savrulmayı önler. Tekerleklerin yere iyi basmalarını ve zıplamamalarını sağlayarak hem çekişi artırır, hem de fren yapıldığında duruş mesafesini kısaltır. Şekil 1.1’de görüldüğü gibi zemin ve araç gövdesi arasındaki amortisörün zeminden gelen titreşimleri sönümleme fonksiyonu şematize edilmiştir (Url-2, 2009).



Şekil 1.1: Amortisörün sönümleme etkisi

2 AMORTİSÖR TİPLERİ

Amortisörler iki ana tipe ayrılabilir

- Aks sönümleyiciler
- Süspansiyon yaylı ayakları

Aks sönümleyiciler hem tek borulu kem de iki borulu üretilirken, süspansiyon yaylı ayakları yalnızca iki borulu üretilirler.

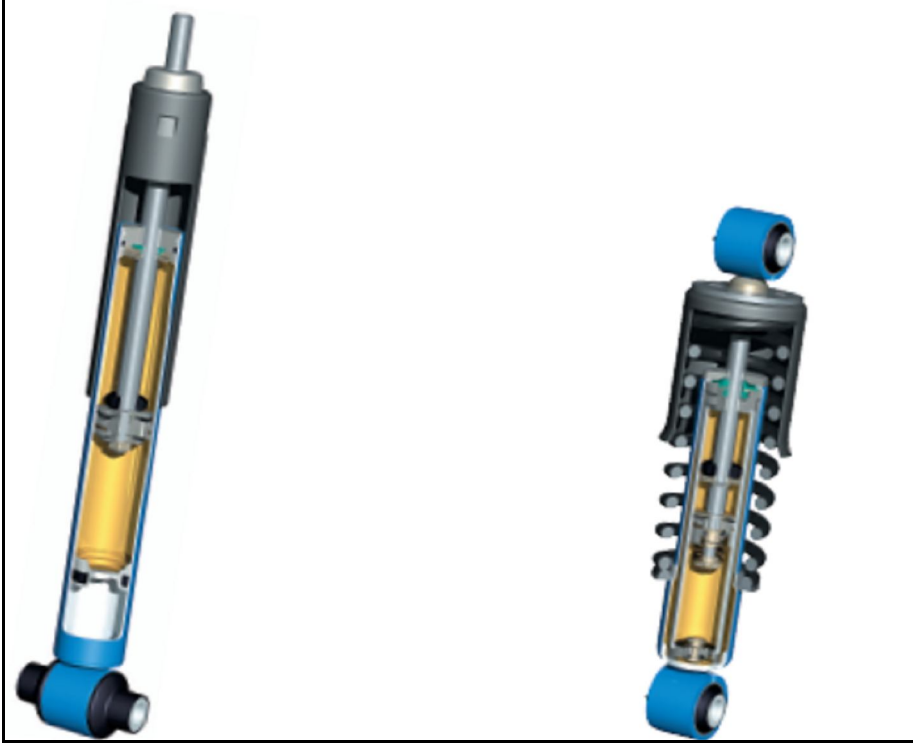
2.1 Aks Sönümleyiciler

Aks sönümleyiciler, günümüzde yaygın olarak çok bağlantılı akslar için tercih edilir. Ön ve arka amortisörlerin uygulandığında fark yoktur (her iki tarafta da aks sönümleyiciler, aks ve araç gövdesi arasında, sağlıklı bir sönümleme işlevi görürler. Aks sönümleyicinin özel bir formu yay sönümleyicilerdir.

2.2 Yay Sönümleyiciler

Yay sönümleyiciler, ana fonksiyonları olan titreşim sönümlemenin yanı sıra araç ağırlığını ileten amortisörlerdir. Rezerve borusu üzerine tutturulmuş bir yay tablasınca desteklenen bir modül yayı bulunur. Yay sönümleyicinin bir avantajı az yer kaplayan bir tasarıma sahip oluşudur.

Amortisörün alt bağlantı ucu, yay kuvvetlerini almak için güçlendirilmelidir. Bu ayrıca, yay ve şasi kinematiğinden doğan kuvvetin momentleri için de piston miline uygulanabilir. Yan yükler yüksek sürtünmeye sebep olur ve bu da daha düşük bir konfor düzeyi anlamına gelir. Bu durumdan uygun bir yay düzeneği ve tasarımı yardımıyla kaçınılmalıdır. Yay sönümleyiciler hem iki hem de tek borulu modeller olarak tasarlanabilirler. Yan yüklere ve yay tablasını tutturma problemine bağlı olarak çift borulu amortisörler tercih edilir. Tek borulu ve iki borulu yay sönümleyici örnekleri Şekil 2.1’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.1: Yay sönümleyiciler

2.3 Süspansiyon Yaylı Ayakları

Çift borulu süspansiyon yaylı ayakları bazı ilave fonksiyonlarla, çift borulu amortisörlerle benzerdirler. Yaylı ayaklar düşey yönde (aracın köşe ağırlığı), yanıl ve boylamsal (frenleme ve ivmelenme) kuvvetleri desteklemelidirler. Ek olarak, süspansiyon yaylı ayakları, viraj denge çubukları için tipik bir kuvvet iletim noktası, sensör kabloları, fren hortumları vs. içinse de süspansiyon sisteminde bağlantı noktası işlevi de görürler. Rezerve borusunun alt ucunda bulunan tutucu braketler, aracın aksına bağlantı işlevini görürler.

Rezerve borusu piston mili çevresinde dönerek, yönlendirme hareketlerini aks tutucularına iletilir.

Süspansiyon yaylı ayağı aks kinematiğinden kaynaklanan viraj denge çubuğunun geçtiği brakete gelen ilave yüklerle beraber, yay kuvveti ve yoldan gelen tüm yükleri basınç kuvvetleri, çeki kuvvetleri, eğilme kuvvetleri gibi etkileri sönümlemelidir. Bu tüm operasyonel yükleri içerir, özellikle frenleme, ivmelenme ve yanıl yüklerden doğan esneme yükleri için önemlidir. Piston mil çapı, piston mili yatağı ve piston çapı bu yüksek kuvvetlerin bertarafı için özel olarak ölçülendirilir (ZF Sachs, 2002).

2.4 Sönümleyici Ayaklar

Sönümleyici ayaklar yay tablası üzerinde çevrelenmiş bir modül yayı ile birlikte modifiye edilmiş süspansiyon strutlardır. Bu tasarım “Mc. Pherson” yaylı ayaklarına ait modül yayı için yeterince boşluk bulunmayan araçlarda kullanılır.

Sönümleyici ayaklar, ayağın rezerve borusundaki modül yayı tarafınca karşılanmayan yan yüklerden dolayı, doğal olarak daha yüksek kayma sürtünme direnci ile karşılaşılır.



Şekil 2.2: Süspansiyon yaylı ayağı ve sönümleyici ayak tipleri

Şekil 2.2’de yaylı ayak (ayak) olarak adlandırılan amortisör biçimleri görülmektedir. Şeklin sol tarafında görülen modelde, modül yayı, bir yay tablası üzerine oturtulmuştur ve yay tablası rezerve borusuna kaynatılmıştır. Yayın yükleri karşılayabilmesi bakımından yay tablası eksenini ve rezerve borusu eksenini çakışık değildir. En üstte “tepe kule” ismi verilen araca montaj kısmı, hemen altında kapama tamponu, onu çevreleyen ve tozdan ve taş çarpmalarından koruyan toz borusu (toz tüpü), viraj denge çubuğu tutucusu, fren hortum tutucusu ve son olarak alt kısımda araç lastiğine montajı sağlayan ana tutucular bulunur. Bu amortisör modeline ait yay tablası ve modül yayı bulunmayan tipler de mevcuttur. Şekil 2.2’nin sağ tarafında bulunan modellerde helisel yay amortisör gövdesinden ayrılmıştır. Yerleştirilmesinde yeterli alan bulunmadığından yay amortisörden farklı bir bölgeye ayrıca montajlanır.

3 SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

3.1 Tek Borulu Amortisör

3.1.1 Tek borulu amortisörün çalışma prensibi

Tek borulu amortisör, gaz basınçlı amortisör olarak da adlandırılır. Bu amortisör basma ve çekme basamağında iki borulu amortisör gibi çalışır. Pistonun çubuk hacminin denkleştirilmesi için özel bir odaya ihtiyaç olmadığından, tek borulu amortisör iki borulu amortisöre nazaran daha iyi bir soğuma imkanına sahiptir. Hacim dengelemesi sıvı ve gaz fazı bir piston ile ayrılmış bir gaz yastığı ile gerçekleşir. Pistonun aşağıya doğru hareketinde sıkışan sıvı ayırıcı pistonu iterek basıncı dengeler, tersi durumda genişir. Bu sayede, çalışma sırasında hidroliğin köpürmesi sonucu sönümlleme değerinin azalması da engellenir. Hidrolik piston hem açam doğrultusunda, hem de kapama doğrultusunda çalışırken etki sahibidir (Demirsoy, 1997).

3.1.2 Tek borulu amortisörün avantajları

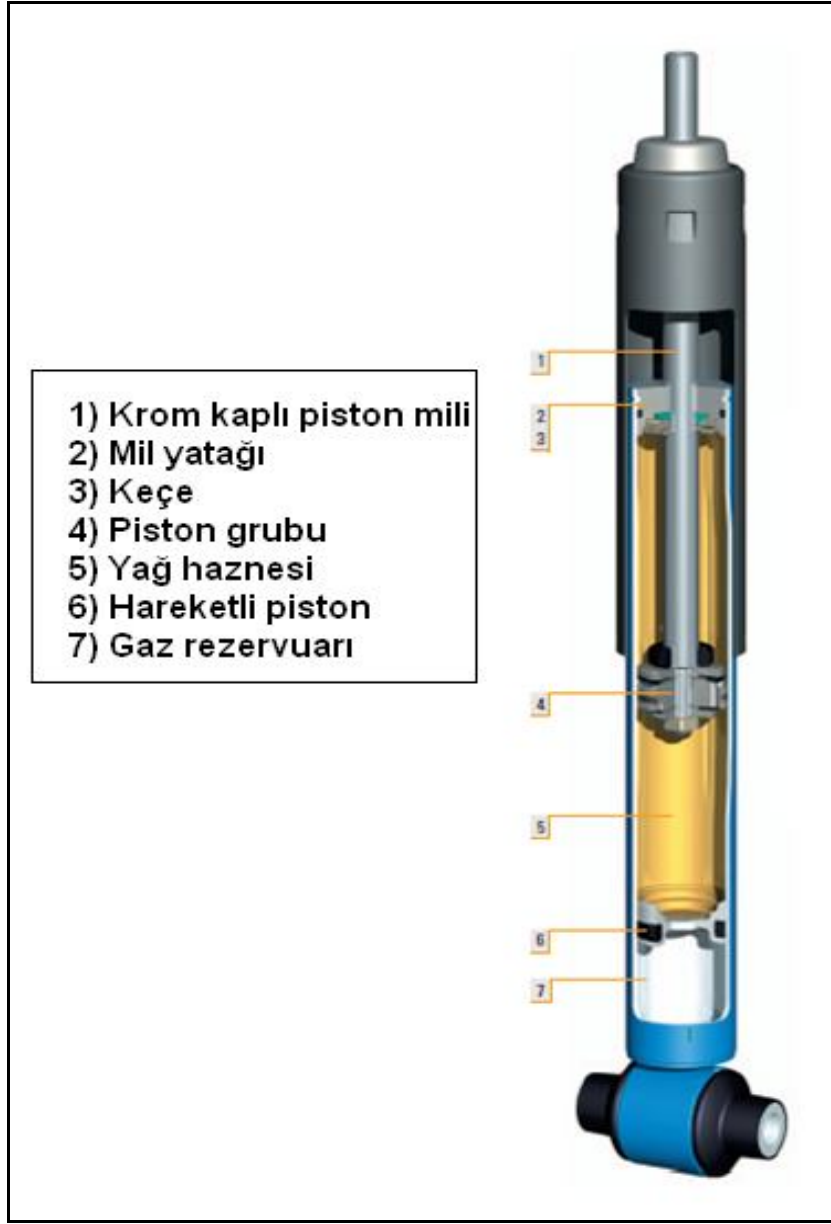
- Başlangıç gaz basıncı, düşük ya da yüksek frekanslardaki aks hareketlerinde dahi hassas tepki yeteneği sağlar.
- Yerleştirme ile ilgili bir sınırlama yoktur.
- Yüksek sıcaklıklarda da etkin çalışabilir.
- Gürültü indirgenmiştir.

3.1.3 Amortisör ebatları

Sönümlleme kuvveti gereksinimlerine göre, amortisör ebatı başlangıç seçimi Çizelge 3.1’de belirtildiği gibi yapılabilir. Direnç değerinin yüksek olması, amortisör çalışma basıncının da yüksek olmasını gerektirir. Yüksek çalışma basıncı ise amortisör malzeme dayanımı ile doğrudan ilintili bir kavramdır.

Dolayısıyla seçilen rezerve borusu, basınç borusu, piston mili ve piston gibi amortisöre ait ana bileşenler, amortisör direnç karakteristiğine göre önceden

biçimlendirilmelidir. Şekil 3.1, tek borulu bir amortisörün kesit görüntüsünü ve ana bileşenlerini göstermektedir.



Şekil 3.1: Tek borulu amortisör kesiti ve ana bileşenleri

3.1.4 Uygulama

Standart tek borulu amortisörler çoğunlukla binek araçlarda, hafif ticari araçlarda aks sönümleyiciler olarak veya yük kamyonları ve diğer ağır araçlarda kabin amortisörü olarak tasarlanırlar. Tek borulu amortisörler ayrıca iki tekerlekli araçlarda da kullanılırlar. Çizelge 3.1’de tek borulu amortisörlere ait piston ve piston mili seçimi için standart ve opsiyonel çap değerleri mevcuttur.

Çizelge 3.1: Tek borulu amortisör boyutları

Piston Ø (mm)	Piston Mili Ø (mm)		
	11	13	15
30	S		
36	S	O	
45	S	O	O
S : Standart O : Opsiyonel			

3.1.5 Açma kuvveti

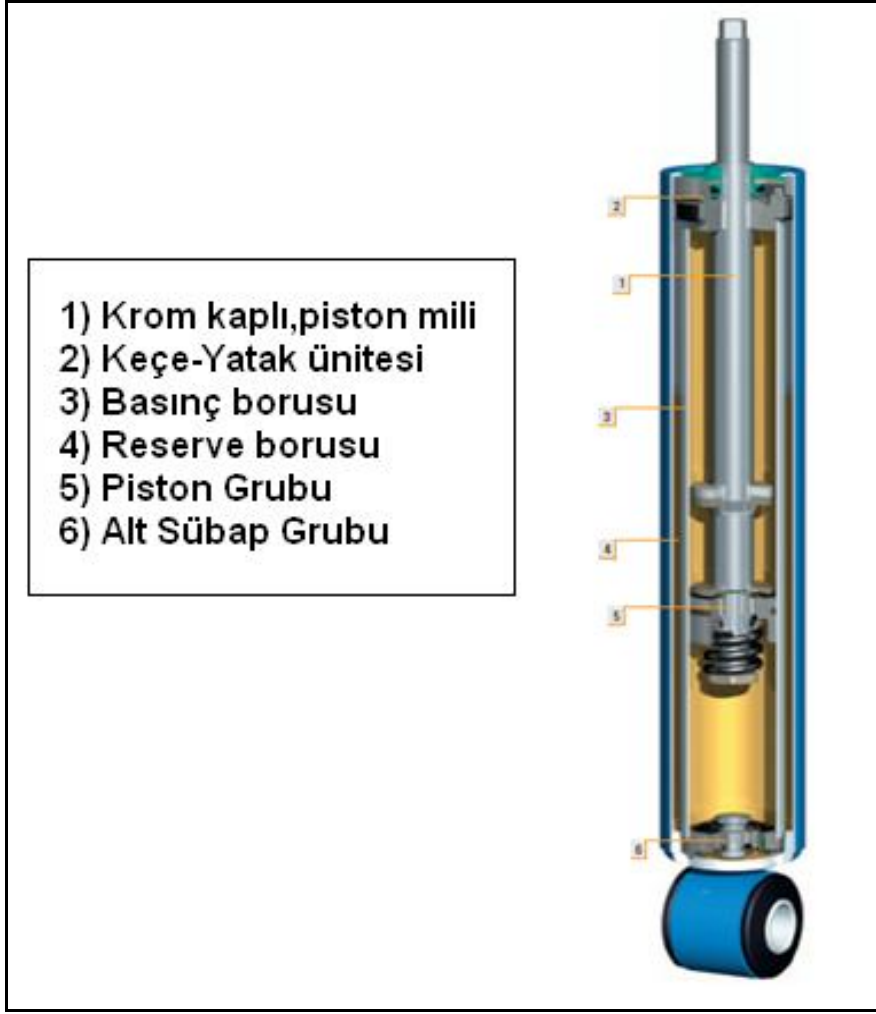
Amortisör içerisindeki gaz basıncı sıcaklığa da bağlı olarak piston mili üzerinde bir açma kuvveti oluşturur. Bu açma kuvvetinin büyüklüğü piston hareketinin tam ortasında ölçülür. Tüm amortisör ebatları için, piston mili gaz açma kuvveti hedef değeri $250 \text{ N} \pm 30 \text{ N}$ 'dur.

Tek borulu amortisörlerde, kapama durumunda oluşan sönümleme kuvveti yüzer piston vesilesi ile sağlanır. Bu, oluşturulabilecek maksimum seviye kapama kuvveti sönümlemesi ile piston mili gaz açma kuvveti arasında doğrudan bir bağlantı demektir. Tasarım çalışması tüm operasyonel durumlar için, arzu edilen kapama sönümleme kuvvetinin elde edilmesini kesinleştirmelidir.

3.2 İki Borulu Amortisör

3.2.1 İki borulu amortisörün çalışma prensibi

Titreşimleri sönümlemek için titreşim hareketini frenleyecek şekilde ters yönde tesir eden bir kuvvet gereklidir. Bu söndürme kuvveti, yağın dar olan geçitlerdeki akım dirençlerinden oluşmaktadır. Bu esnada, titreşim enerjisinin bir kısmı ısıya dönüştüğünden amortisör ısınmaktadır. Karoseri ile tekerlek arasına yerleştirilmiş olan söndürücü çeki ve bası durumunda da tesirlidir. Hareket ne kadar hızlı ise söndürme kuvveti de o kadar büyüktür. Söndürmeyi ventiller ayarlamaktadır. Şekil 3.2'de iki borulu amortisör, şematik olarak gösterilmiştir. Bu amortisör tipinde yağ ile doldurulmuş iki oda bulunmaktadır. Ventiller, piston üzerinde ve silindir dibinde bulunan ventil gövdesindeki çok sayıda yay pullarından meydana gelerek beraberce tesir etmektedirler. Zayıf bir helis yay ventil gövdesini yaylı pullarla ventil yuvasına basmaktadır. Ventil parçaları bir ventil sepeti içinde tutulmaktadır.



Şekil 3.2: İki borulu amortisör kesiti ve ana bileşenleri

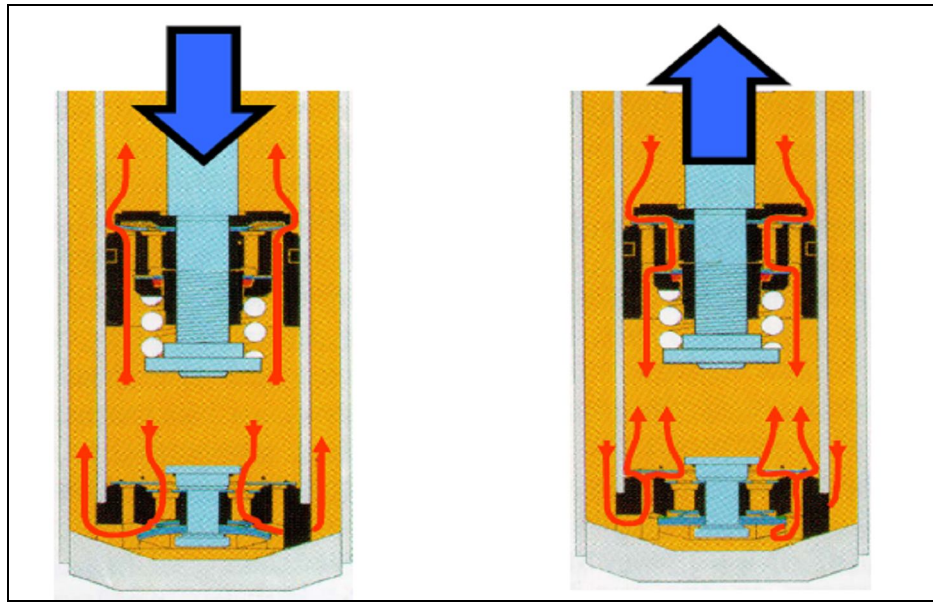
Sızdırmazlık halkaları, yağın kaçmasına mani oldukları gibi, tozun girmesini de engellerler. Amortisör iki lastik mafsal ile araca tespit edilir. Dış koruyucu borunun görevi, hassas olarak işlenmiş olan piston milini taş çarpmaları veya kirli su gibi etmenlerden korumaktır. Titreşimleri sönmölemek için, titreşim hareketini frenleyecek şekilde tesir olacak olan bir kuvvete gereksinim vardır. Bu söndürme kuvveti, yağın ventilin dar kanallarındaki akım dirençlerindenmeydana gelmektedir. Titreşim enerjisinin bir kısmı ısı enerjisine dönüştüğü için, iyi çalışan bir amortisör işletme esnasında ısınır. Aracın gövdesi ile aksı arasına yerleştirilmiş olan amortisör çeki ve bası yönünde tesirlidir. Ventiller ayrıca amortisörün açılması veya basılması esnasında hızın tesiri altında kalırlar. Artan hız ile sönmöleme kuvveti de artmaktadır. Sönmöleme kuvvetinin karakteristiği, aks konstrikسیونu ile yayın yapım şekline uydurulmakta ve doğrusal ya da azalan bir karakteristik arz etmektedir (Demirsoy, 1997).

3.2.1.1 Basma basamağı

Amortisör aracın titreşimi ile basılır. Taban ventili sönümlemeyi belirlemektedir. Piston milinin hareketiyle sıkıştırılan yağ yedek odaya akarken, taban ventili bu yağ akımına bir direnç göstererek hareketi söndürür. Bu durumda piston ventili açıktır.

3.2.1.2 Çekme basamağı

Amortisör aracın titreşimi ile açılır. Piston ventili söndürme işlemini yerine getirmektedir. Piston ventili, pistonun üzerindeki odadan aşağı doğru akmak isteyen yağa bir direnç göstermektedir. Pistonun yukarı doğru olan hareketi frenlenir.



Şekil 3.3: Basma ve çekme basamağı

Gerekli olan yağ açık olan taban ventili üzerinden hiçbir engel olmaksızın yedek depodan emilir. Şekil 3.3'te iki borulu amortisörün açma ve kapama durumunda sıvı geçişleri şematize edilmiştir (Baalmann and Lichtlein, 2002).

3.2.2 İki borulu amortisörün avantajları

- Düşük sürtünme
- İyi sürüş konforu
- Sönümleme karakteristiğinde varyasyon sağlayan çok aşamalı piston ve alt sübap grubu
- Kısa yerleştirme uzunluğu

3.2.3 Amortisör ebatları

Sönümlleme kuvveti gereksinimlerine bağlı olarak, amortisör ebatı seçimi başlangıç olarak aşağıda görülen bilgi tablosundan edinilebilir. Çizelge 3.2, iki borulu amortisörlerde piston mili çapına bağlı olarak kullanılması gereken standart ve opsiyonel piston çapını göstermektedir.

3.2.4 Uygulama

Standart iki borulu amortisörler ve yay bacak tipi amortisörler binek otomobiller, hafif ticari araçlar ya da ağır ticari araçların çakici kısımları için tasarlanırlar. Müsaade edilen sıcaklık aralığı, sızdırmazlık sağlayan bileşenler düşünülerek hesaplanır.

Çizelge 3.2: İki borulu amortisör boyutları

Piston Ø (mm)	Piston Mili Ø (mm)			
	11	13	15	18
27	S	O		
30	O	S		
32		O	S	
36				S

3.2.5 Yerleştirme pozisyonu

İki borulu amortisörle düşey doğrultuda yerleştirilmelidirler veya tasarıma bağlı olarak 45°'ye kadar bir yerleşim açısı müsaade edilebilir. Alt sübaptan hava girişini engellemek için, rezerve borusu içerisinde yeterli miktarda gaz bulunması gerekmektedir.

3.2.6 Piston mili üzerindeki açma kuvveti

Standart iki borulu amortisörler 6-8 bar aralığında bir gaz basıncına sahiptirler. Azaltılmış akış gürültüsü ve değişken olmaya imkan veren karakteristik eğri, iki borulu amortisörün avantajlarından. Amortisör içerisindeki gaz basıncı, sıcaklığa bağlı bir açma kuvveti oluşturur. Piston mili üzerindeki açma kuvveti değeri ise piston hareketinin ortasında ölçülür. İki borulu ve yaylı ayak tipi amortisörler için gaz açma kuvveti standart değerleri tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 3.3: Piston mili çapına göre gaz açma kuvvet değerleri

Piston Mili Ø (mm)	Açma Kuvveti (N)
11	70
13	100
15	130
18	200
20	250
22	250
25	250

3.3 Yaylı Ayaklar

3.3.1 Tasarım

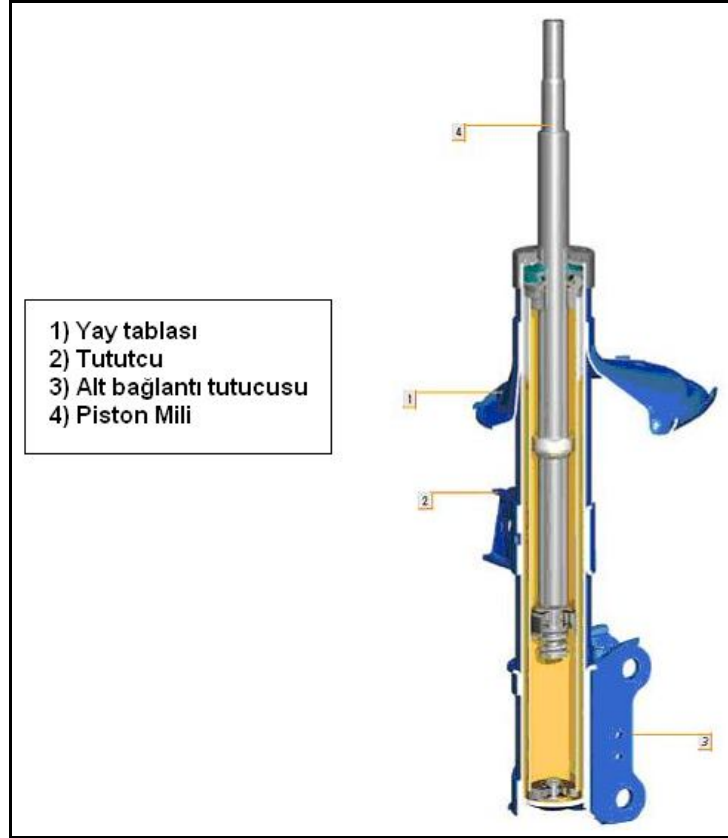
Sürtünmeyi azaltabilmek ve dolaylı olarak daha iyi bir sürüş konforu elde edebilmek için, araç kinematiği, yanal yükleri minimize etmek üzere tasarlanmalıdır. Bu, şu biçimlerde sağlanabilir. (i) Amortisör ekseninden uzağa yerleştirilmiş olan yay tablası vesilesiyle, düşey tekerlek ağırlığının oluşturduğu aşırı moment etkisini ortadan kaldırmak için, yay kuvvet merkezi eksenini dengelemek. (ii) Sıkıştırıldığında, karşıt bir moment etkisi oluşturacak nitelikte olan S ya da L şekilli yay kullanmak (Causemann, 2001).

3.3.2 Amortisör ebatları

Sönümleme kuvveti gereksinimine bağlı olarak amortisör ebatı başlangıç seçimini yapmak için bilgi tablosu kullanımına ilaveten, iki borulu amortisörlerde malzeme mukavemeti de ayrı bir seçim kriteridir. Bazı standart değerler aşağıdaki tabloda listelenmiştir ve çeşitli programlar vesilesiyle dayanım hesaplamaları yapılabilir.

3.3.3 Uygulama

Standart iki borulu yaylı ayak tip amortisörler binek araçlar ve hafif ticari araçlarda kullanılmak üzere tasarlanırlar. Müsade edilen çalışma sıcaklığı aralığı ise amortisörde kullanılan keçe malzemesine göre hesaplanır. Piston çapına göre kullanılması gereken piston mili çapı standart ve opsiyonel değerleri Çizelge 3.4'te görülebilir.



Şekil 3.4: Yaylı ayak

Çizelge 3.4: Yaylı ayak boyutları

Piston Ø (mm)	Piston Mili Ø (mm)			
	18	20	22	25
27	S	O		
30	O	S		
32			S	O
36			O	S

3.3.4 Yaylı ayaklarda yönlendirici braket montajı tasarımı

Yönlendirici braketleri rezerve borusuna monte etmenin iki ana yöntemi vardır.

- Hareket Edebilir
- Sabit

Hareketsiz alternatif için, yönlendirici braketler doğrudan rezerve borusu üzerine kaynatılır. Bu tip amortisörler günümüz otomotiv endüstrisinde fazlaca tercih edilirler. Aynı ifadeler “kenetleme” ile bağlanarak tutturlumuş suspansiyon

amortisörleri için de geçerlidir. Bu tip bağlantı, küçük ebatlardaki otomobillerde daha çok tercih edilir. Günümüzün yaygın tasarımları;

-Braket çözümü

-Kenetleme çözümü



Şekil 3.5: Kenetleme ve braket çözümü

Bu hareket edebilir çeşitler, onarım faaliyeti gerektiğinde, kolayca yerdeğiştirmeye imkan verebilmeleri bakımından avantajlıdır.

Kenetleme çözümü: Amortisör bir yönlendirici tutucu mekanizmasına montajlanır. Kenetleme çözümüne ait avantaj ve dezavantajlar Çizelge 3.5'te görüldüğü gibi sıralanabilir.

Listelenmiş olan alternatiflerin kombinasyonları, her özel durum için ayrıca hesaplanmalıdır.

Aşağıda listelenmiş olan elemanlar rezerve borusu üzerine tutturulduğunda, yönverici tutucu montajının önemli bir rol üstlendiği de düşünülerek, kesin bir maliyet hesabı yapılmalıdır.

- Yönverici kol tutucusu

- Viraj denge çubuğu tutucusu
- Fren hortum tutucusu
- Kablo tutucuları

Çizelge 3.5: Kenetleme çözümü avantaj ve dezavantajları

Avantajlar	Dezavantajlar
Basit “ayak” tipi amortisörlerdir. Amortisörün montajı için yalnızca bir somun gereklidir. Konumlandırma pini sayesinde eksenel ve döngüsel olarak pozisyon verebilme imkanı sağlar. Sabit yön verici tutucudur.	Daha karmaşık yön verici tutucudur. Kenetleme mesafesinin kısalığı rezerve borusu üzerinde yüksek gerilim oluşturur. Yüksek kamber açılarında kullanılamaz

Braketin üst kısmını kaynatmak önerilen bir durum değildir. Sürüş koşulları altında oldukça yüksek gerilmeye maruz kalır. Çentik etkisi ve artık gerilme gibi ilave etkilerden dolayı malzemenin yorulma süresi kayda değer bir biçimde azalır.

Braket çözümü: Araca bağlı tipik dökme demir, çelik veya alüminyum tutucuya vidalanmaya imkan veren çelik metal braketler rezerve borusuna tutturulur ve amortisörün alt kısmından araca doğrudan bağlantı sağlanır.

Braketlerin farklı tipleri mevcuttur:

- Tek parça, yukarı ve aşağı bağlanır
- Tek parça, boyamsal olarak eklem yerlerinden kaynaklıdır.
- İki parça, iç ve dış braketten oluşur. Rezerve borusuna aşağıdaki gibi kaynatılır.
- İki braket ve üç somun

İki parça, iç ve dış braketten oluşan çözüm en yaygın olarak kullanılandır. Çizelge 3.6, braket çözümüne ait avantaj ve dezavantajları göstermektedir.

Çizelge 3.6: Braket çözümü avantaj ve dezavantajları

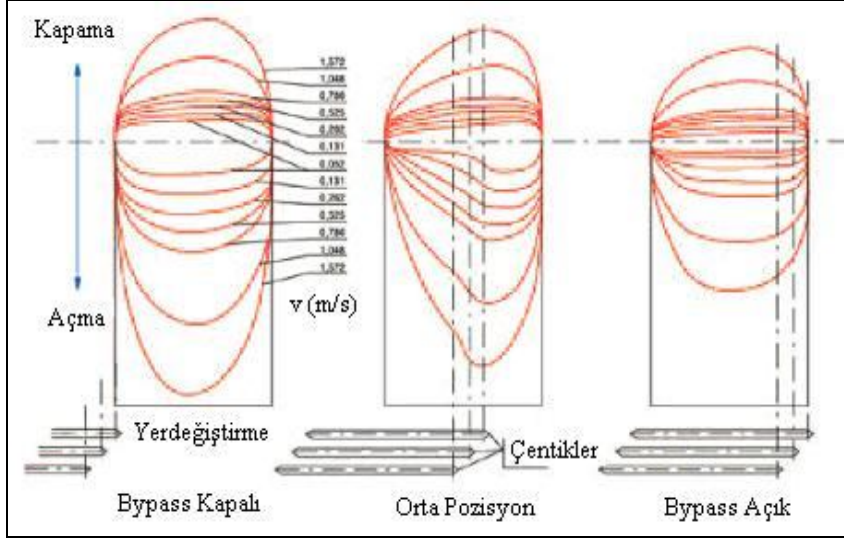
Avantajlar	Dezavantajlar
Aynı yön verici tutucu için farklı ebatlarda amortisörler kullanılabilir. Daha basit ve daha hafif yön verici tutucu kullanımına imkan verir. Braket üstünde kamber açısının ayarlanmasına imkan verir. İlave braket oyuğu kullanılabilmesinden dolayı, farklı kamber seviyelerinde çok çeşitli yön verici tutucu uygulaması düşünülebilir	Daha karmaşık bir yaylı ayak tipi amortisör

3.4 Yer değiştirmeye Bağlı Sönümleme

3.4.1 Tasarım

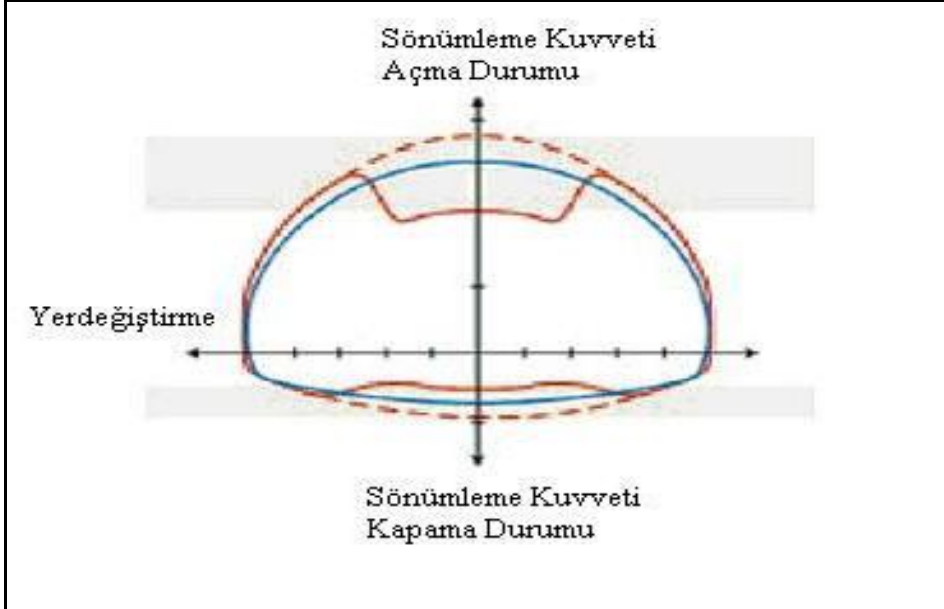
Yer değiştirmeye bağlı sönümleme, kontrol çentikleri ile sağlanır. Mekanik şekil verme yolları ile oluşturulan bu çentikler piston valfine hidrolik bir geçiş yolu oluştururlar ve form verme esnasında boru cidarında bir daralma meydana gelmez. Bu basit, güvenilir ve etkili çözüm aynı zamanda maliyet/performans perspektifinden de avantajlıdır.

Amortisör pozisyonu ve yer değiştirmeye bağlı olarak, piston , kontrol çentiği üzerinde hareket eder. Çentik üzerinden geçen yağ hidrolik direnci ve buna bağlı olarak sönümleme kuvvetini düşürür. Kuvvette gerçekleşmesi muhtemel süreksizlikten kaçınmak için düşük sönümleme değerlerinden, yüksek sönümleme seviyesine geçiş ani olmamalıdır. Yumuşak bir hidrolik geçiş, temiz yüzeyli boru içersinde konuşlandırılmış tam bir çentik ile sağlanabilir. Aşağıdaki grafikler, farklı yerdeğiştirme kısımlarında kuvvet/yereğiştirme karakteristik eğrilerinin örneklerini göstermektedir. Amortisör sönümleme kuvveti modifikasyonu için dört çentiğe kadar kullanılabilir ve tek borulu ve iki borulu üretimlerinin gerçekleştirilmesi mümkündür.



Şekil 3.6: Açık-kapalı geçişler ve farklı hız değerlerinde direnç eğrileri

Geçişlerin açık, yarı açık ve kapalı olduğu durumlarda oluşan genel kuvvet (N)-yol (m) grafik yapısı Şekil 3.6'da görülmektedir. Şekil 3.7'de görülen patates eğrisinde mavi renk ile görülen eğri sabit cidarlı doğrusal bir basınç ve rezerve borusu olduğunu ifade eder. Diğer taraftan, şayet borunun orta kısım cidarında kısmi bir genişleme var ise kırmızı renk ile gösterildiği biçimde, maksimum hıza erişildiğinde, direnç kuvveti üzerinde azaltıcı bir etki oluşturulabilir. Sıvı geçişinin kolaylaşması direnç üzerinde azaltıcı bir etki oluşturmaktadır.



Şekil 3.7: Yer değiştirmeye bağlı sönümlenme, açma ve kapama durumları için sönümlenme kuvveti-yer değiştirme eğrisi

Yer değiştirmeye bağlı sönümlemenin diğer tasarım prensiplerine kıyasla avantajları şöyle ifade edilebilir.

- Maliyet-etkinlik
- Seçime bağlı olarak standart amortisörlerde, entegre edilebilir.
- Mevcut amortisörlerle herhangi bir sınırlama olmaksızın yer değiştirilebilir.
- Kontrol valfine ihtiyaç yoktur.
- Hareketli parçalarda ayarlama gerektirmez.

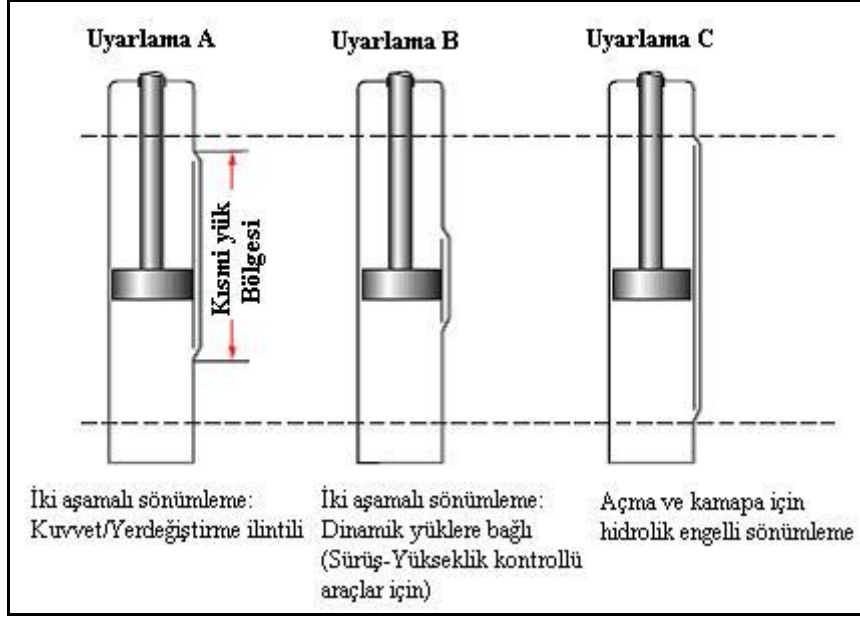
3.4.2 Kuvvete bağlı karakteristikler

Kontrol entiğini, pistonun üst çalışma kısmına yerleştirerek (şekil 3.8, uyarlama A), elik yaylı araçlar için kuvvete bağlı sönümleme sağlanabilir. Amortisör iki karakteristik eğri dahilinde çalışır. Piston, boş durumdan kısmi kuvvet bölgesine kadar, kontrol çentiğinin içersinde yüklenmemiş bir yay ile hareket eder. Tam yükleme durumunda (yay sıkıştırıldığında), piston kontrol çentiği dışında kalan bölgede hareket eder.

Bu tasarım prensibi hem tek borulu hem de iki borulu amortisörlerde kullanılabilir. Hafıf ticari araçlarda, binek otomobillerin arka akslarında ve özellikle steysin vagonlarda tercih edilebilir. Sürüş yükseklik kontrollü araçlarda optimum sürüş yüksekliği sağlayabilmesi açısından amortisör merkezinde kısa bir çentik (şekil 3.8, uyarlama B) kullanılır.

3.4.3 Durma etkisi

şekil 3.8, C uyarlamasında görüldüğü üzere, uzun bir çentik kullanımıyla, açma ve kapamada durdurucu bir etki oluşturulabilir. Normal sönümleme çentik bölgesi içerisinde ayarlanır. Sonrasında daha güçlü bir sönümleme çentik bölgesinin dışında oluşur. Yerdeğiştirmeye bağlı sönümleme, kinematik gerekçelere bağlı olarak da avantajlı olabilirler. Sönümlemenin piston valfinden dolayı her iki doğrultuda da etkili olmasından dolayı, özellikle tek borulu amortisörler için etkilidir (Thein, 2002).



Şekil 3.8: Yer değiştirmeye bağlı sönümleme uyarlamaları

4 VALF TASARIMI

4.1 Sönümleme

Bir amortisörün sönümleme kuvveti, piston hızının bir fonksiyonudur. Bu da piston hızının artması durumunda, paralel olarak sönümleme kuvvetinin de artacağı anlamına gelir. Valf parçalarının özel tasarım ve kombinasyonları, her uygulamada istenen direnç karakteristiğini (direnç eğrisi) elde etmemize olanak sağlar.

Kişisel isteğe bağlı olarak sönümleme etkisi açma ve kapama aşamaları üzerine farklı bir şekilde dağıtılabilir.

Farklı amortisör tipleri için izin verilen maksimum direnç kuvvetleri teknik bilgiler kısmında incelenebilir. Bağlantı oranlarının değiştiği, kuvvetlerin ve diğer etkilerin farklılık gösterdiği bazı özel durumlar, farklı bir düşünceler gerektirdiğinden, kuvvetler, standart değerler olarak listelenmiştir.

4.2 Karakteristik Eğriler

Amortisör karakteristik eğrileri gerek kuvvet/hız (F-v), gerekse de kuvvet/yol (F-s) olarak gösterilebilir. Amortisörler azalan, artan, doğrusal veya bunların kombinasyonu olabilecek karakteristikleri destekleyebilirler. Olağandışı piston hızlarında elde edilen kuvvetler, yani yüksek hızlarda düşük direnç değerleri elde etmek optimum direnç değeri etkisi oluşturabilmek için son derece önemlidir. Bir amortisörün ortaya koyduğu kesin direnç değerlerini hesaplayabilmenin tek yolu ölçümdür.

4.2.1 Azalan oranlı karakteristik eğri

Azalan oranlı eğrilerin özellikleri daha fazla ortalama sönümleme etkisi göstermeleridir. Başlıca avantajları;

- Düşük hızlarda daha yüksek seviyede sönümleme kuvveti
- Daha fazla dalgalanma (yükselip alçalma) kararlılığı
- Yüksek hız bölgesinde, maksimum sönümleme kuvvetinin engellenmesi

-Daha iyi sürüş konforu

4.2.2 Doğrusal oranlı karakteristik eğri

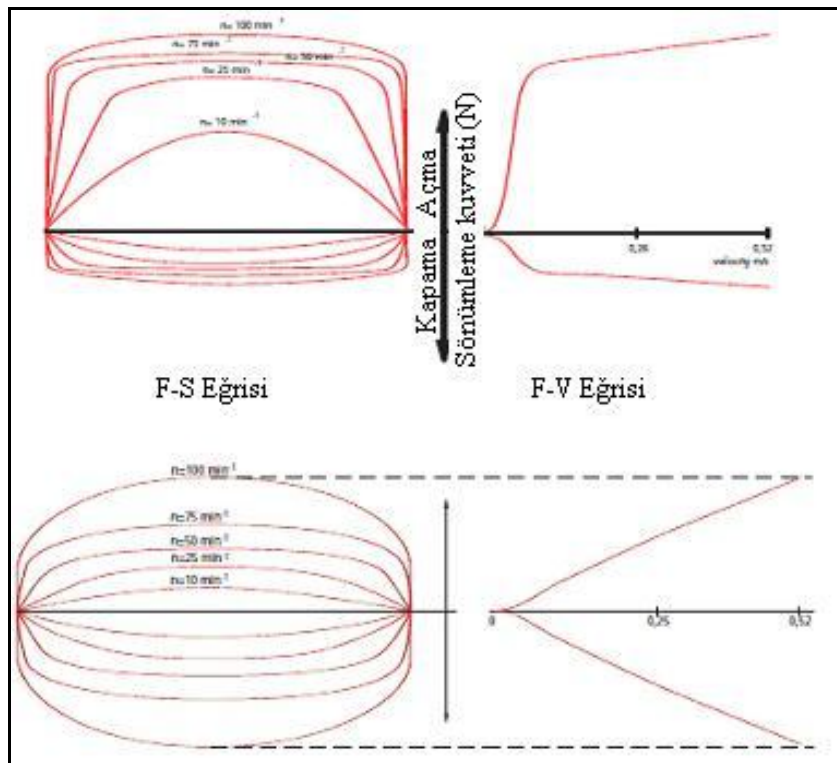
-Doğrusal eğrilerin özelliklerin avantajları;

-Daha düşük gürültü seviyesi

-Hıza bağlı sönümleme kuvvetini artışı daha sabit

-Daha iyi sürüş dinamiği

Şekil 4. 1’de Kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız eğrileri görülmektedir.



Şekil 4.1: Kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız eğrisi

4.3 Hidrolik Fonksiyon

Karakteristik eğriler çoğunlukla kuvvet-hız (F-v) grafiği olarak gösterilirler. Bunlar, amortisör çalışma hızının bir fonksiyonu olarak sönümleme kuvvetini gösterir. Hız eksenini 3 bölüme ayırılarak tanımlanır.

- Düşük hız bölgesi $0 \sim 0,13 \text{ m/s}$
- Orta hız bölgesi $0,13 \sim 1,00 \text{ m/s}$
- Yüksek hız bölgesi $1,00 \text{ m/s}$

4.3.1 Kapsamlı karakteristik eğri

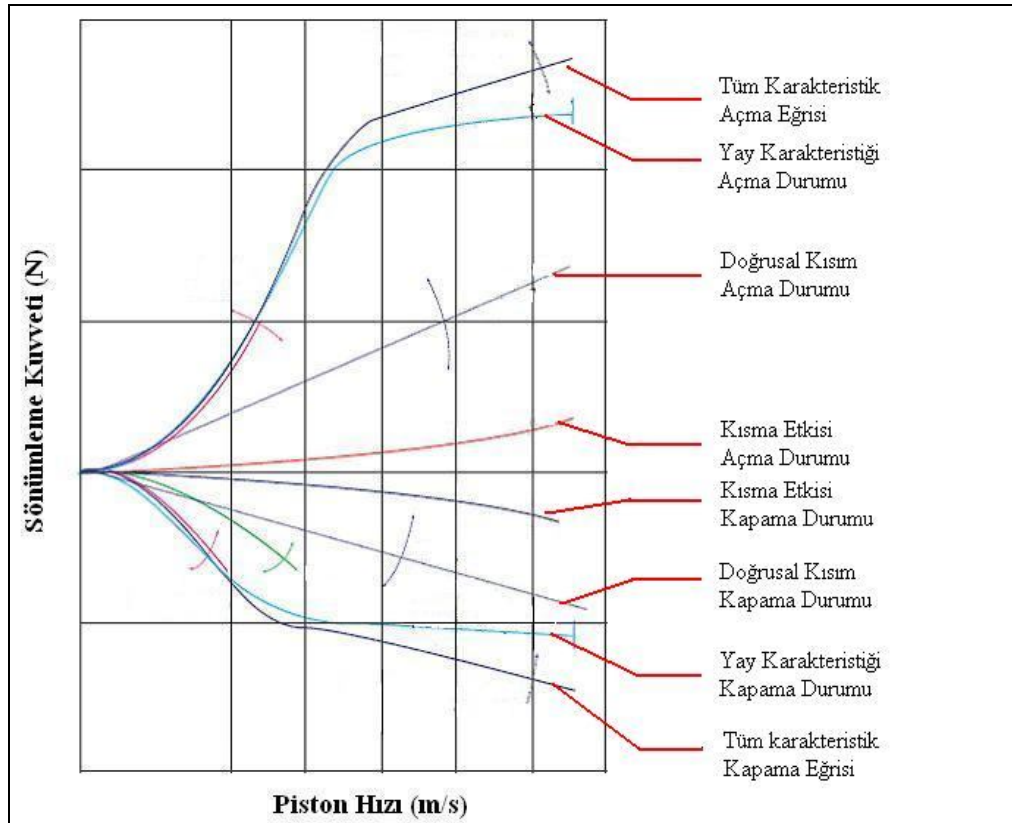
Kapsamlı (tüm) karakteristik eğri her ayrı karakteristiğin üst üste binmesiyle türetilir. Bypass (yatay doğrultu) ve kısma valfi (düşey doğrultu) etkileri de eğriler üzerinde yer almalıdır.

4.3.2 Düşük hız bölgesi

Eğri ilerlemesi paraboliktir ve ayarlanabilir delik profili ve baypasdan oluşur. Delik profilleri sinterlenmiş valf yüzeyindeki çentik boyutları veya kısma diskleri ile oynanarak ayarlanabilir.

4.3.3 Bağımsız kısma kontrolü

Bu seçenek, piston ve alt sübap gurubunda ayrıık kısma disklerinin bulunmasından dolayı sadece iki borulu amortisörlerde mümkündür. Tek borulu amortisörlerde ise karakteristik eğri sadece piston grubu tarafından oluşturulduğu için özel ölçümler gereklidir.



Şekil 4.2: Valf etkileri

Şekil 4.2’de görüldüğü gibi kuvvet hız genel eğrisinin elde edilmesi diğer tüm parametrelerin toplamına bağlıdır. Herbir bileşen bu eğrinin üzerinde farklı etkilere

sahiptir. Bu konu “bileşenleri ve karakteristik eğriye etkileri” kısmında detaylı olarak incelenmiştir.

4.3.4 Orta hız bölgesi

Piston valfinde bulunan açma yayı, valf üzerinde bir ön yük sağlar ve disk gurubunu ön yüklerle sıkıştırmış olur. Yayın devreye girmesi için, yeterli basınç değerine ulaşılnca, yay elemanlarının özellikleri vesilesiyle eğrinin ileri safhası oluşur. Kullanılan yay biçimleri ve disklerin oluşacak eğri üzerindeki etkileri şöyledir.

- Açma yayı → azalan karakteristik
- Kenetlenmiş yay diskleri → doğrusal karakteristik.

4.3.5 Yüksek hız bölgesi

Yüksek piston hızlarında, geçişlerden kaynaklanan kısma etkisi, daha ileri bir hesaplama yapar. Karakteristik eğri bu durumda parabolik olur.

4.3.5.1 Tek borulu amortisör

Tek borulu amortisör valfi gerek iki gerekse de üç aşamalı valf olabilir. İki aşamalı valf ile sadece düşük ve orta ölçekli hızlarda ayarlama yapılabilir ancak üç aşamalı valf aynı zamanda yüksek hızlarda ayarlama yapabilmeye de imkan verebilmektedir.

4.3.5.2 İki borulu amortisör

İki borulu amortisör valfi üç aşamalı bir valftir. Bunun nedeni, düşük, orta ve yüksek hızlardan ayrı ayrı etkilenebilir olmasıdır.

4.4 Tek Borulu Amortisörler İçin Valf Sistemi

Tek borulu amortisörlerde piston valfi hem açma hem de kapama durumlarında sönümleme etkisinden sorumludur. Piston mili geri çekildiğinde (açma durumu), piston milinin alt ucuna yerleştirilmiş olan piston valfi, aşağı yönde hareket etmeye meyil eden yağın akışına karşı direnç gösterir. Bu vesileyle pistonun yukarı doğru hareketi sönümlenmiş olur. Piston mili ileri hareket ettiğinde (kapama durumu), pistonun aşağı kısmında bulunan haznedeki yağı itmeye ve pistonun hemen üzerinde bulunan valften geçmeye zorlar. Böylece gaz basıncı seviyesiyle desteklenerek (yaklaşık 25 bar) oluşan dirençle pistonun kapama hareketi sönümlenmiş olur. Valf

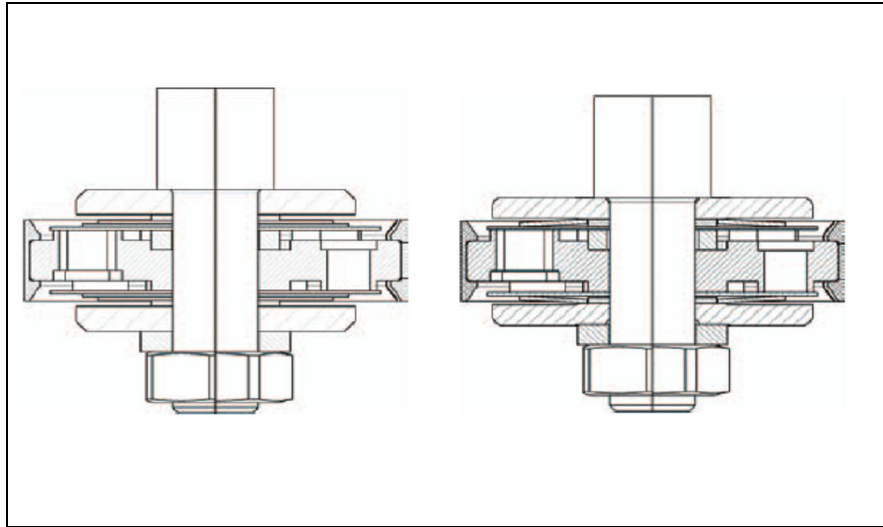
sisteminin modüler yapısı kullanılan yardımcı elemanlarla hem doğrusal hem de azalan eğri karakteristiklerindeki ayarlama imkanı verir. İhtiyaç duyulduğu takdirde farklı sönümleme karakteristikleri birleştirilebilir.

4.4.1 Doğrusal oranlı valf

Kenetlenmiş yay diskleri doğrusal bir karakteristik oluşturur. Sabit diskin çağı ve kullanılan disklerin sayısı ve kalınlıkları eğri eğimini etkiler. Piston için bir yatak ünitesi, basınç borusu için keçe ve bu kechenin etrafını sürtünmeyi azaltması ve kayganlık sağlaması amacıyla çevreleyen keçe halkası kullanılır.

4.4.2 Azalan oranlı valf

Azalarak artan karakteristikteki eğri, aynı piston için uygun genel özelliklerdeki bir helisel valf yayı kullanımıyla hem açma hem de kapama aşamalarında elde edilebilir. Sönümleme kuvveti seviyesi bu yayı değiştirmekle ayarlanabilir. Eğrinin eğimi sabit disk ilavesiyle değiştirilebilir. Tek borulu amortisörler için doğrusal ve azalan oranlı valf yapıları Şekil 4. 3'te görülmektedir.



Şekil 4.3: Doğrusal ve Azalan oranlı valf

4.5 İki Borulu Amortisörler İçin Valf Sistemi

Çalışma prensiplerinden dolayı iki borulu amortisörler piston valfi ve alt sübap valfi olmak üzere iki adet sönümleme valfine ihtiyaç duyarlar. Yaylar, yay diskleri ve yağ geçiş yolları bulunan valf gövdelerinden oluşurlar. Piston mili geriye doğru hareket ettiğinde (açma durumu), piston valfi sönümleme görevini üstlenir. Valf hidrolik

sıvının çalışma haznesinden aşağı akışına direnç gösterir. Bu şekilde pistonun yukarı doğru olan hareketi sönümlenmiş olur. Aynı zamanda, yağ, alt sübap içindeki kontrol valfinden geçerek, alt çalışma haznesinden, rezerve borusuna akabilir.

Piston mili ileri hareket ettiğinde (kapama durumu), yağı çalışma haznesinden rezerve borusu içerisine doğru hareket ettirir. Bu yağ akışı alt sübap vesilesiyle kısılır. Aynı zamanda yağ piston valfinden, pistonun üst kısmında kalan ve giderek genişleyen çalışma bölgesine doğru akar. Bu yağ akışı açma kontrol valfi ile kısılır. Bu valf ayrıca sıkıştırma (kapama durumu) anında ilave bir sönümleme oluşturabilmesi bakımından ayarlanabilir. Alt sübap ve piston valflerinin akışa dirençleri, piston milinin sıkıştırma hareketini sönümler.

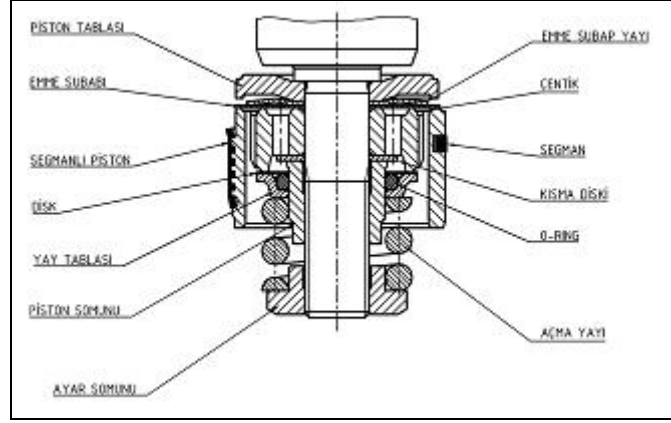
4.5.1 Piston valfi

Piston valfi açma durumunda bir sönümleme kuvveti üretir ve azalar oranlı dan artan oranlıya doğru karakteristik eğri oluşumuna imkan verir. Açma durumunda, düşük hız aralığı, hem temas bölgelerdeki formlarla hem de yarıklı disklerin kullanımı olmak üzere sabit geçiş çentikleri ile ayarlanır. Orta seviye hızlarda, ön yüklenmiş olan piston yayı, azalan oranlı bir eğri oluşturur. Yüksek hız bölgesi kısma disklerinden etkilenir. Sıkıştırma doğrultusundaki sönümleme kuvveti açma kontrol valfi tarafından da ayarlanabilir. Basınç borusu ve valf arasında kalan keçe (folyo) kuşaklı piston adını alır.

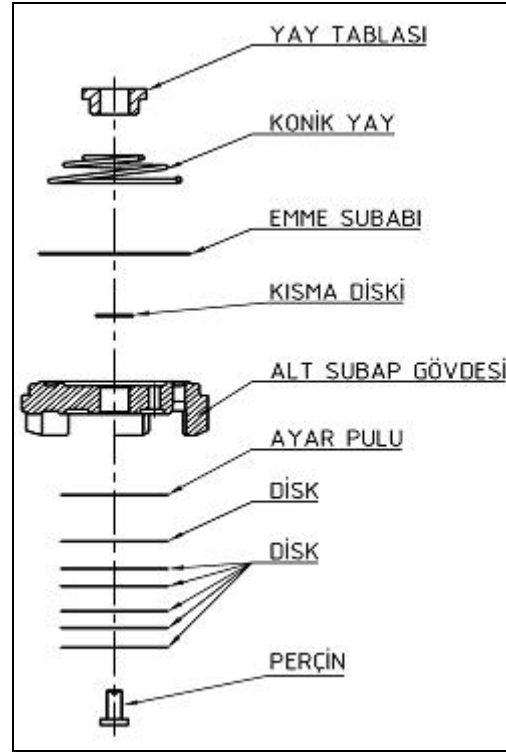
4.5.2 Alt sübap valfi

Alt sübap valfi sıkıştırma doğrultusunda bir sönümleme kuvveti oluşturur. Piston valfine benzer bir şekilde, düşük hız karakteristiği temas bölgelerdeki sabit geçiş çentikleri veya kısma diskleri tarafından oluşturulur. Orta hız bölgesinde, valf ön yüke maruz kalmış yay diskleri yardımıyla ayarlanır. Kısma diski yüksek hızlardaki karakteristik eğrinin hesaplanmasını sağlar. Açma durumunda ise alt sübap bir kontrol valfi gibi davranır ve yağın genişleyen hazneye dolmasına izin verir (ZF Sachs, 2002).

Şekil 4.4 piston grubu valf montajını montaj elemanlarını göstermektedir. Benzer biçimde alt sübap grubu montaj elemanları ve montaj sırası, Şekil 4.5'te şematize edilmiştir.



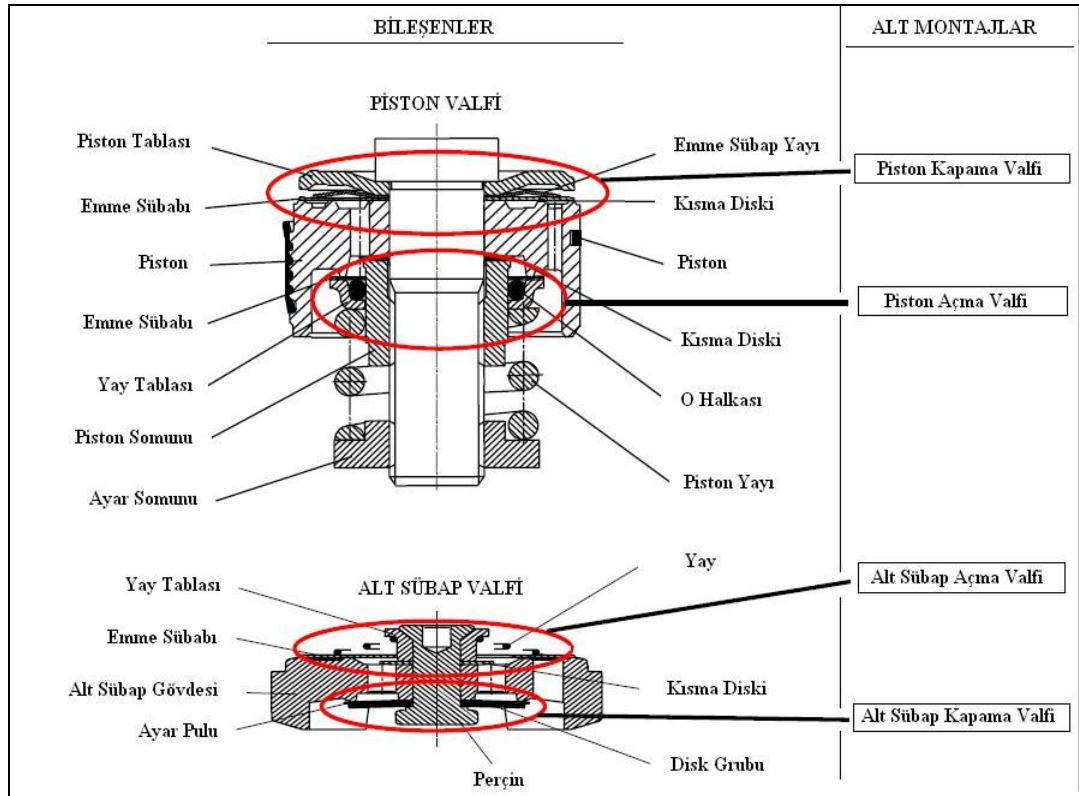
Şekil 4.4: Piston grubuna ait valf montaj resmi



Şekil 4.5: Alt sübap grubu montajı ve bileşenleri

4.5.3 Bileşenler ve karakteristik eğriye etkileri

Şekil 4.6’de bir amortisörün alt sübap gövdesi ve piston grubu yakınlaştırılmış olarak gösterilmiş ve valf parçaları isimlendirilmiştir. Bu bileşenlerden bazıları direnç kuvveti üzerinde etkili, bazıları ise değildir. Piston valfinin Şekil 4.6’da görüldüğü biçimde aşağı yönlü hareketi kapama durumunu, yukarı yönlü hareketi ise açma durumunu simgeler ve her iki durum için de valf parçalarının ayrı ayrı etkinlikleri önem kazanır.



Şekil 4.6: Piston valfi, alt sübap grubu ve montaj elemanları

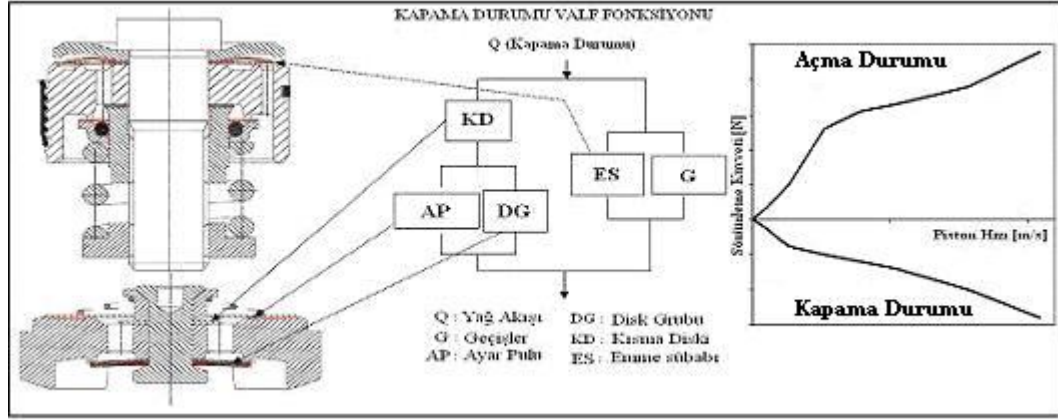
Gerek kapama, gerekse de açma durumunda, amortisör sönümlleme kuvvet değerleri düşük, orta ve yüksek hız değerlerinde ölçülmektedir. Amortisörün çalışma performansı, bu üç koşulda sağlanması gereken kontrolle mümkün olabildiğinden, amortisör valf parçalarının direnç kuvveti üzerinde ne tür etkiler oluşturduğu oldukça önemlidir.

Şekil 4.7’de alt sübap grubu elemanları sebmolize edilmiş olup kapama durumu valf fonksiyonu için tanımlama yapabilmek üzere, basınç borusu içerisinde çalışan piston ve alt sübap grubu ortak resmi içersinde gösterilmiştir. Kapama ve açma durumu valf fonksiyonlarının ifade edildiği tüm grafiklerde, piston hızı ekseninin üzerinde kalan bölge açma durumunu, altında kalan bölge ise kapama durumunu ifade etmektedir.

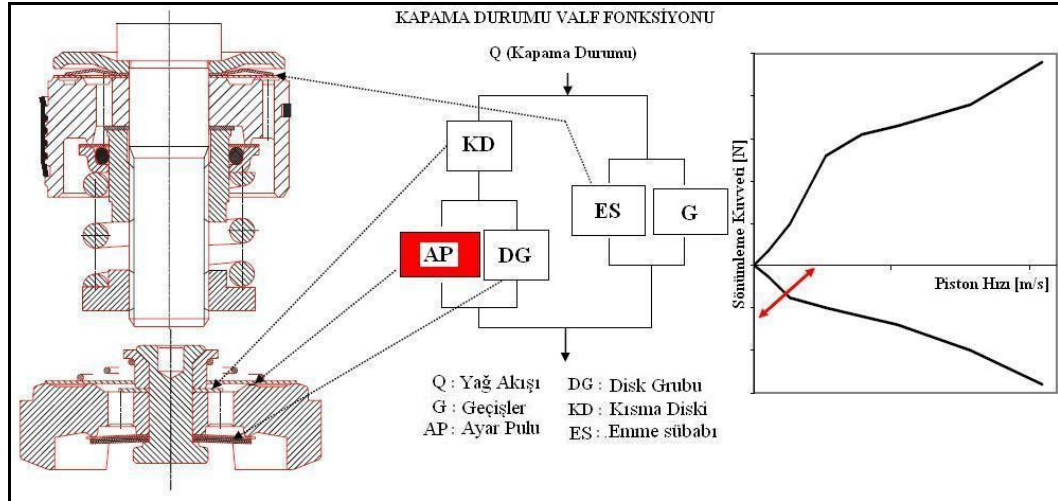
Öncelikli olarak alt sübap gövdesinde kullanılan ayar pulunun etkisi Şekil 4.8’de belirtildiği üzere, amortisörün kapama anında düşük hız değerlerinde etki göstermektedir.

Ayar pulunun kalınlığı, kullanılan ayar pulu malzeme sertliği gibi bir takım özellikler, sıvı geçişlerinde ayar pulunu tamamen etkinleştireceği ana kadar önem taşırlar. Ayar pulu tamamen etkinleştiği andan itibaren sıvı geçişini zorlaştırıcı veya

kolaylaştırıcı hiçbir etkisi olamayacağından, yalnızca düşük hız değerlerine ait direnç kontrolü için kullanılırlar.



Şekil 4.7: Kapama durumunda, sönümlemeye etki gösteren parametreler

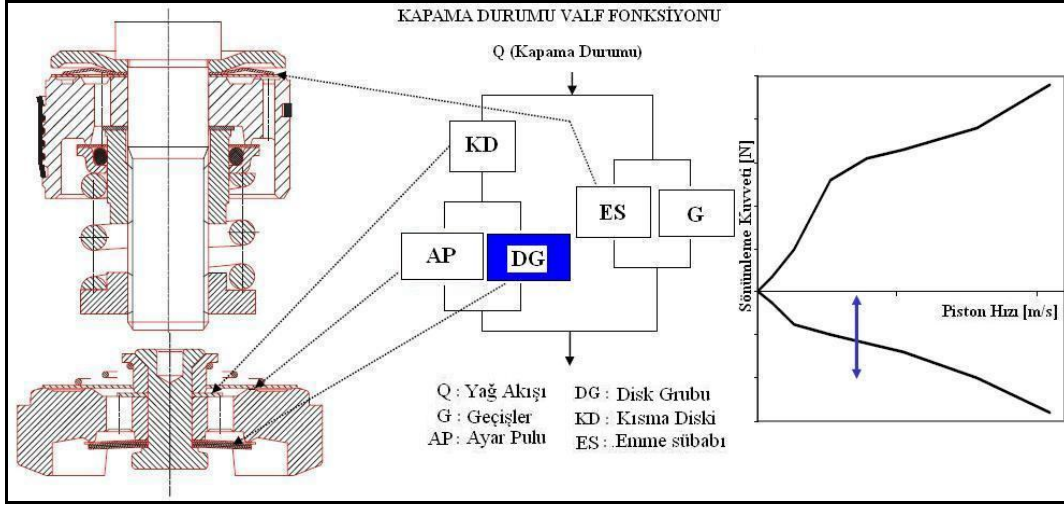


Şekil 4.8: Ayar pulu etkisi

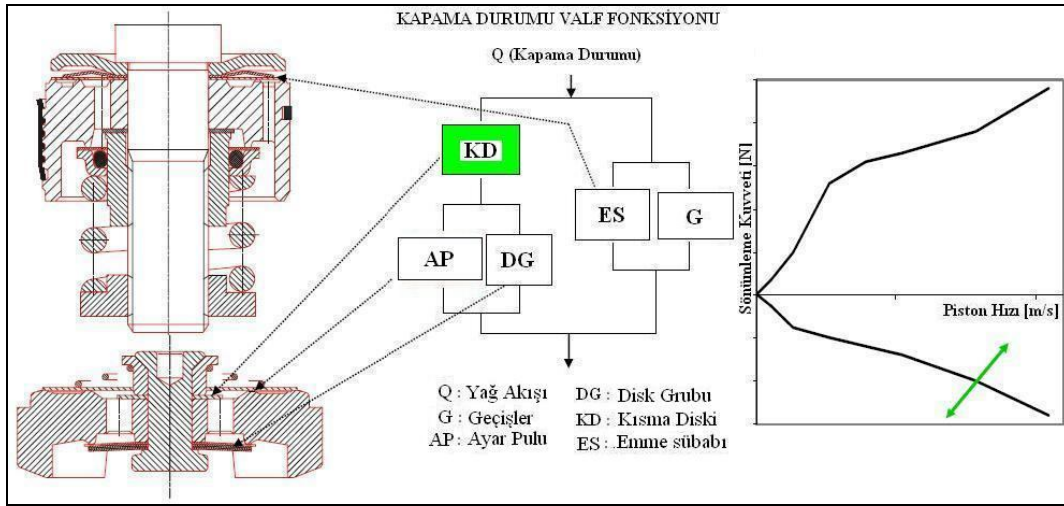
Alt sübap disk grubu ise etkin hale geçebilmek için bir başlangıç sıvı basıncına gereksinim duyar. Dolayısıyla ilk hızlarda değil orta hızlarda etki sahibidirler.

Şekil 4.9'da görüldüğü üzere, ok işaretinin bulunduğu orta hız bölgesi, alt sübap disk grubu ile kontrol edilmektedir.

Şekil 4.10'da ok işareti ile belirtilen yüksek hızlarda ise kapama valf fonksiyonu kısma diski ile sağlanmaktadır. Kısma diskinin aktive edilmesi yüksek bir direnç kuvveti gerektirir. Bu da, yüksek çalışma hızlarındaki kontrolü sağlamaya imkan verir. Kısma diskinin özelliklerinin değiştirilmesiyle, yakalanılması arzu edilen yüksek hız eğrisi elde edilebilmektedir.



Şekil 4.9: Disk grubu etkisi



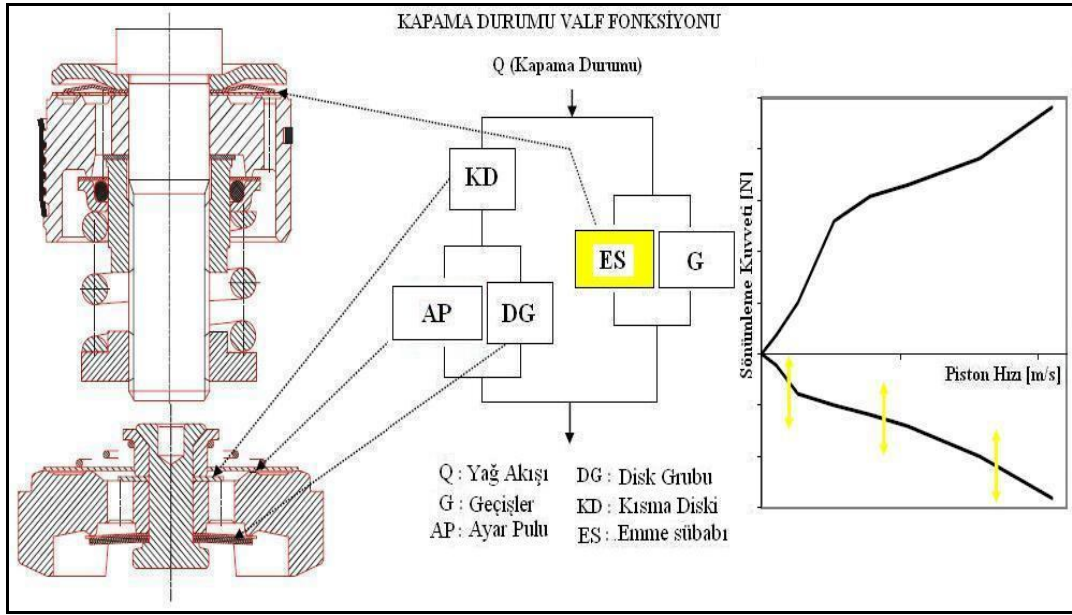
Şekil 4.10: Kısma disk etkisi

Emme sübapı ise tüm hızlarda etkin olarak çalıştığından, Şekil 4.11'de gösterildiği gibi kapama durumunda eğrinin bütününe etkiler.

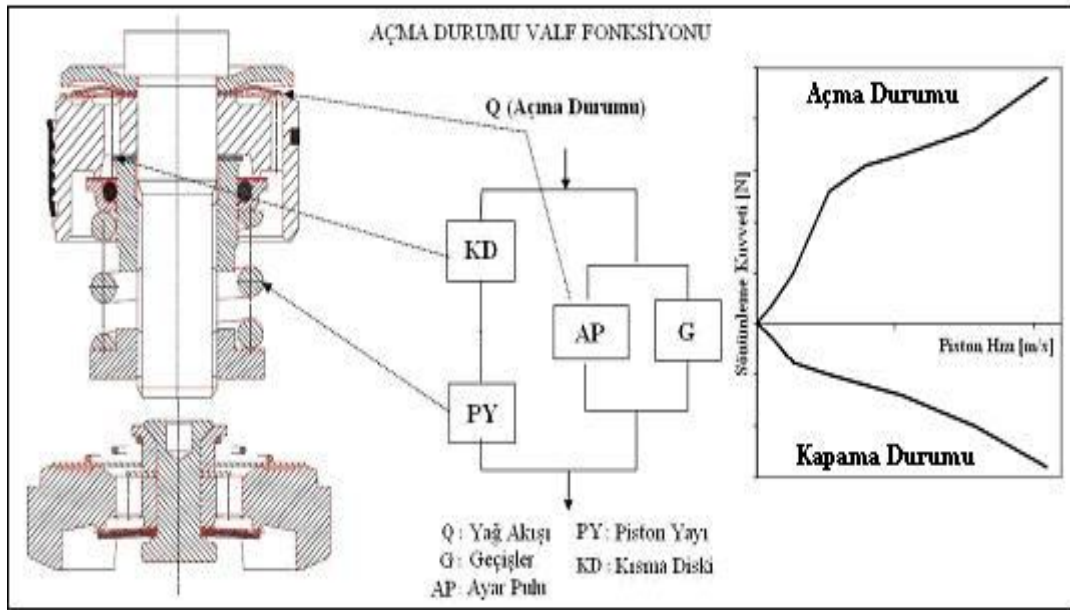
Şekil 4.12'de amortisör açma durumunda etkin olan tüm piston grubu bileşenleri gösterilmiştir.

Piston grubunda bulunan ayar pulu veya daha çok tercih edilen piston çentikleri, ilk hızların kontrolünde etkindirler. Şekil 4.13'te düşük açma hızlarında ok işaretiyle belirtilen bölgede, çentik boyutları veya ayar pulu özellikleri üzerinde değişiklik yaparak, ilk hızlarda istenilen kontrol sağlanmış olur.

Açma durumunda orta hız kontrolü için piston yayı seçimi önem taşımaktadır. Seçilen piston yayı ve piston sıkıştırma (ön yük) kuvvet değeri oldukça önemlidir.

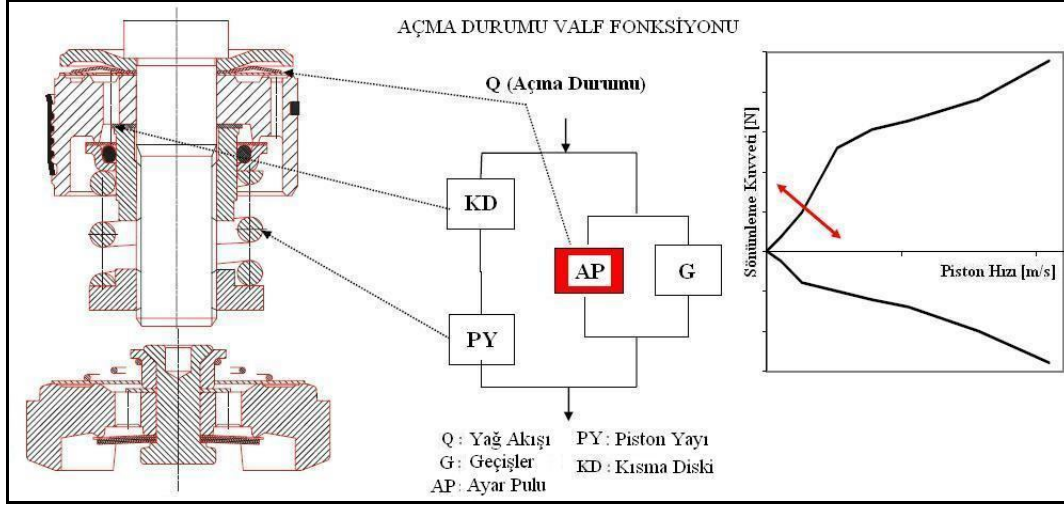


Şekil 4.11: Emme sübabı etkisi

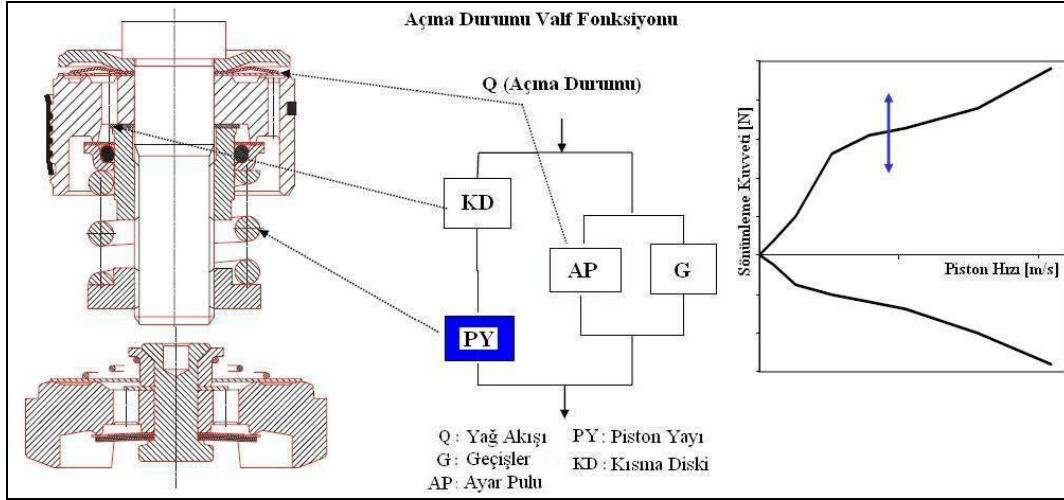


Şekil 4.12: Açma durumunda dirence etki gösteren parametreler

Yumuşak bir yay seçimi veya piston yayına düşük miktarda ön yük uyguluyor olmak, direnç değerini azaltmak anlamına gelmektedir. Şayet açma durumu grafik orta hızlarında, direnç değeri yükseltilmek isteniyorsa, daha yüksek miktarda bir önyük uygulanmalı veya daha yüksek yay sabiti olan bir yay tercih edilmelidir. İnce ayarlama önyük değeri ile oynanarak sağlanabilir. Piston yayının göstermiş olduğu etki, Şekil 4.14'te ok işareti ile ifade edilmiştir.

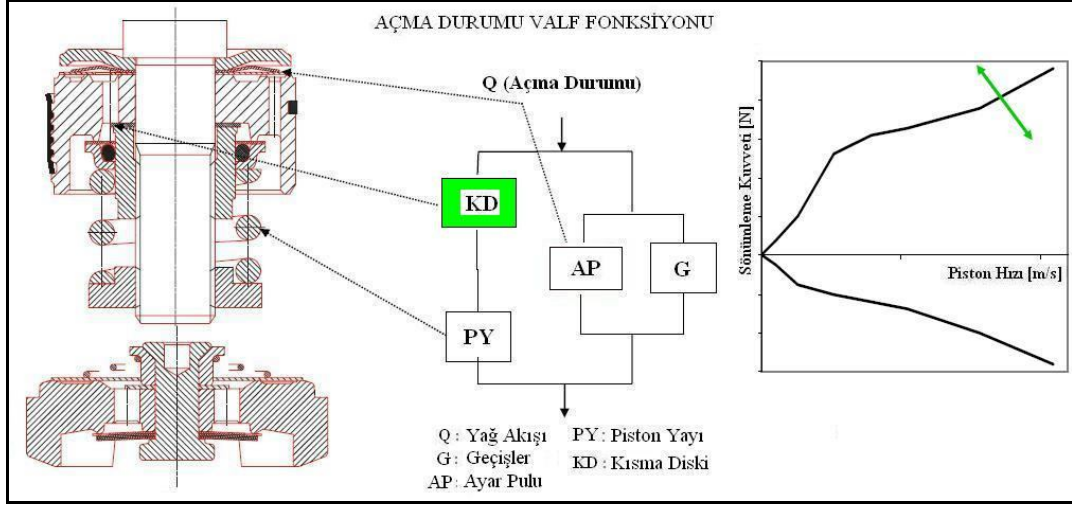


Şekil 4.13: Ayar pulu veya piston çentiği etkisi



Şekil 4.14: Piston yayı etkisi

Piston gözenekleri, açma durumunda yüksek hız değerlerinde etkindirler (Şekil 4.15). Gözenek sayısı ve çap değerlerine bağlı olarak aktivasyon minimum gereksinimi değişebilir. Gözenek miktarının fazla olması ve aynı zamanda gözenek çap değerlerinin yüksek olması, sıvı geçişini kolaylaştırıcı bir etki taşır. Dolayısıyla gözenek sayısı ve çap değerleri düşük olan bir piston seçimi direnci artırıcı bir etki oluşturacaktır. Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2’de sırasıyla yaylı ayaklar ve standart tip amortisörler için, piston çapına bağlı, piston mili çapı standart ve opsiyonel değerleri, mil yatağı çapı, rezerve borusu çapı ve bunlara karşılık müsaade edilen maksimum sönümlene kuvveti değerleri gösterilmiştir. (Baalmann and Lichtlein, 2002). Bu değerler ZF Sachs Süspansiyon Sistemleri A.Ş.firma kataloglarındandır alınmıştır.



Şekil 4.15: Piston gözenekleri etkisi

Çizelge 4.1: Yaylı ayaklarda standart ve opsiyonel kombinasyonlar

Piston çapı Ø (mm)	Piston mili çapı Ø (mm)				Mil yatağı çapı Ø (mm)	Rezerve borusu çapı Ø (mm)	0, 52 m/s hızda maksimum sönümlene kuvveti (N)	
	18	20	22	25			Açma	Kapama
27	S				41, 9	45x1, 5	2000	1800
		O			41, 9	45x1, 5	1600	2200
30		S			41, 9	46x2, 0	2500	2200
		O			45, 9	50x2, 0	2500	2200
32			S		45, 9	50x2, 0	3000	2700
			O		48, 0	52, 5x2, 2	3000	2700
				O	48, 0	52, 5x2, 2	2200	3400
36			O		48, 0	52, 2x2, 2	4500	2700
				S	50, 0	54, 3x2, 1	3500	3400

Çizelge 4.2: Standart tip amortisörlerde standart ve opsiyonel kombinasyonlar

Piston çapı Ø (mm)	Piston mili çapı Ø (mm)				Mil yatağı çapı Ø (mm)	Rezerve borusu çapı Ø (mm)	0, 52 m/s hızda maksimum sönümleme kuvveti (N)	
	11	13	15	18			Açma	Kapama
27	S				36, 4	38, 3x1	3000	1000
		S			36, 4	38, 3x1	2800	1400
30	O				41, 4	43, 7x1	3800	1000
		S			41, 4	43, 7x1	3600	1400
32		O			43, 4	45, 7x1, 2	4000	1400
			S		43, 4	45, 7x1, 2	4000	1800
36				S	45, 9	52, 5x1, 5	5000	2500

5 AMORTİSÖRLERİN YERLEŞTİRİLMESİ

5.1 Yerleştirme Pozisyonu

Amortisör yerleştirme pozisyonu, optimum sönümlleme sonuçlarını elde etme konusunda en iyi koşulları sağlayabilmesi bakımından, şasi tasarımının başlangıcında düşünülmesi gereken bir konudur.

Amortisör performansını tüm işlev zamanı içerisinde niteliklerini koruyabilmesi bazı önemli parametrelere bağlıdır.

- Isıl ve operasyonel gerekçelerden ötürü amortisör uzunluğu mümkün olduğunca uzun tutulur.
- Amortisörün aşırı yüklenmesini engellemek amacıyla amortisör tekere mümkün olduğunca yakın monte edilir.
- Yerleştirme bölgesi amortisörün soğumasına imkan vermelidir.
- Egsoz veya diğer ısı yayıcı unitelerden yeteri kadar uzakta konuşturılmalıdır.
- Yerleştirme koşulları bazı özel gereksinimler için, daha geniş hacimli amortisör kullanımına da imkan vermelidir.
- Amortisörler, araç yaylarını desteklemek amacıyla kullanıldıklarında, yan yükler optimizasyon metodlarıyla minimum seviyeye indirgenmelidir.
- Piston mili ve keçeyi taş çarpmalarından ve diğer çevresel faktörlerden korumak amacıyla, uygun olabilecek koruyucu ekipmanlar (toz borusu, körük, vs.) kullanılmalıdır.
- Esnek amortisör montajından dolayı, yüksek aşınma seviyesi ve yüksek değerlerde yan yük meydana gelir. Amortisörün, buradan meydana gelecek tork değerlerini destekleyebilmesi için açıl hareketler mümkün olduğunca küçük olmalıdır.
- Yerleştirme açıları düşey pozisyondan mümkün olduğunca az sapma göstermelidir. Çünkü açının fazlalığı, amortisörün aynı verimlilikte çalışabilmesi için daha yüksek değerlerde sönümlleme kuvveti demektir. İki borulu amortisörler için maksimum izin

verilen yerleştirme açısı (düşeyle yaptığı açı) 45° 'yi geçmemelidir. Bu standart değerden oluşan sapmalar test edilmelidir. Tek borulu amortisörlerde yerleştirme açısı ile ilgili herhangi bir engelleme yoktur.

5.2 Amortisör Bağlantıları

Bağlantı noktaları tekerlek süspansiyonu ile şasi arasında esnek bir bağlantı oluştururlar ve ilave bir fonksiyon olarak ses izolasyonu sağlarlar. Ferrül veya pin bağlantı modelleri mevcuttur. Ferrül tipi bağlantı elemanı burç, kauçuk ve ferrülden oluşur. Kauçuk bileşenin belirli bir ısı ve basınç etkisi altında (volkanizasyon işlemi) metal ile birleştirilmesiyle oluşan ferrül grubu bağlantı elemanları, yüksek seviyedeki yük uygulamalarında kullanılır.

Yaylı amortisörler genellikle birleştirilmiş bağlantı elemanlarına sahiptir. Amortisörler tasarım pozisyonuna göre monte edilmelidirler. Yerleştirme kaynaklı yüklerden ve erken oluşabilecek aşınmalardan kaçınmanın tek koşulu budur. Amortisör montajında kullanılan bağlantı elemanları, açısal hareketlere ek olarak açma ve kapama hareketlerinden doğan yükleri yutma özelliğine sahip olmalıdırlar. Eğer yüksek çizgisel hızlarda yaklaşık olarak aynı büyüklükte açısal hareket var ise bu durumda, pin bağlantı elemanı kullanılabilir.

Ferrül tipi bağlantı için önerilen değerler:

-Bağlantı eksenine eksen açısı ; $\alpha / 2 \leq 15^\circ$

-Bağlantı eksenine dik açı;

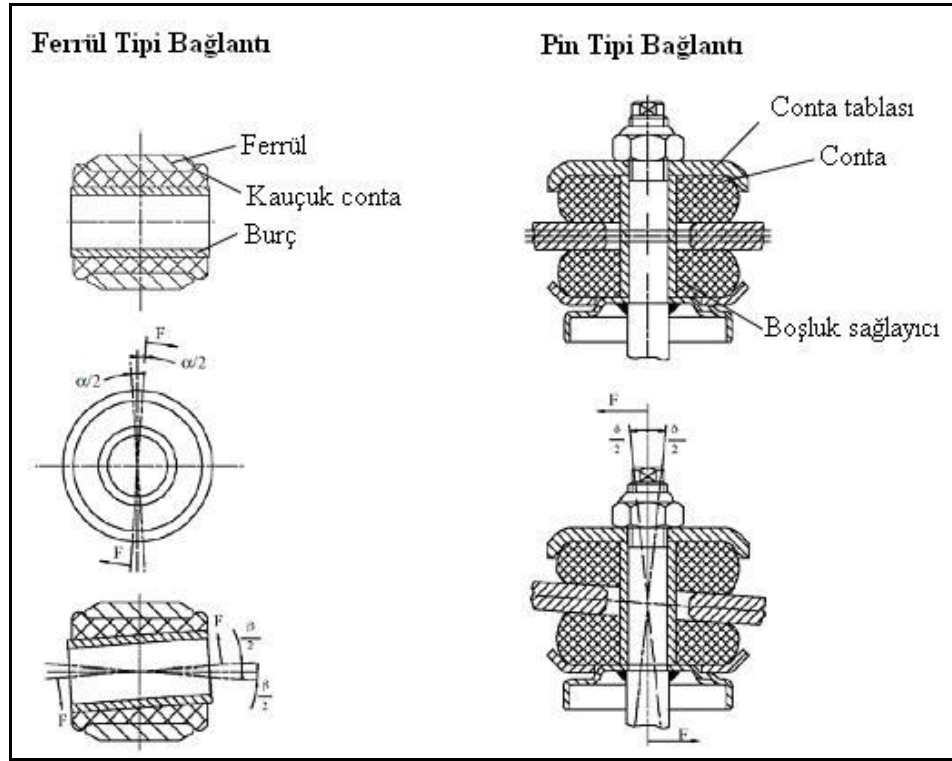
-Silindirik ferrül için; $\beta / 2 \leq 4^\circ$

-Çift konisel ferrül için; $\beta / 2 \leq 7^\circ$

-Pin bağlantılar için standart değerler

Sehim açısı; $\delta / 2 \leq 6^\circ$

Şekil 5.1'de amortisörü araca bağlayan tutucu elemanlar standart tip amortisörler için belirtilmiştir. Üçüncü bölümde yaylı ayakların araca kenetleme biçimlerinde ifade edildiğinden farklı olarak sadece düşey doğrultuda yük taşıyan standart tip amortisörler genel olarak arka akslarda kullanılır.



Şekil 5.1: Bağlantı tipleri

5.3 Çizgisel Hareket Sınırlandırması

5.3.1 Tamponlar

Tamponlar amortisörün çizgisel hareketini sınırlandırır ve düşey hareketin açma ve kapama durumları için bittiği yerde yumuşak bir çarpmanın gerçekleşmesine imkan verirler. Çizgisel hareket sınırlandırma mekanizması ayrıca aracın kaldırıldığı veya yükseltildiği bölgede aksı tutar.

Tamponlar aşağıdaki kategorilerle sınıflandırılabilir:

a)Yerleştirme biçiminde kullanılanlar

- Açma tamponları
- Kapama tamponları

b)Yapı biçiminde kullanılanlar

- Mekanik
- Mekanik/Elastik
- Hidrolik

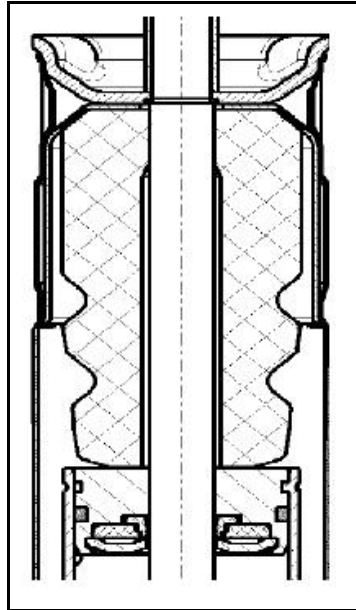
Mekanik/Elastik tamponlar bir ya da daha fazla sayıda sıkıştırılmış elastomer elemandan oluşurlar ve açma ve kapama bölgelerinin her ikisine de yerleştirilebilirler.

Hidrolik tamponlar yağ akış geçişlerini daraltırlar ve frenleme etkisi yaratırlar. Hidrolik tamponlar aşınmaya maruz kalmazlar. Tasarım gerekçelerinden ötürü, sadece açma tarafında kullanılabilirler. Tahditler amortisörün içine monte edildiklerinde, amortisör bileşenleri ilave yüklere maruz kalırlar. Aşırı yük uygulamalarında, tamponların, amortisörün dış kısmına monte edilmesi önerilir. Bu durum şekil ve ebatlardaki engellemeyi ortadan kaldırır.

5.3.1.1 Kapama tamponları

Mekanik/elastik kapama tamponları: Mekanik/Elastik kapama tamponları özel kompozisyona sahip elastomerlerden yapılır ve doğrudan piston miline ve piston mili tablasının altına yerleştirilir.

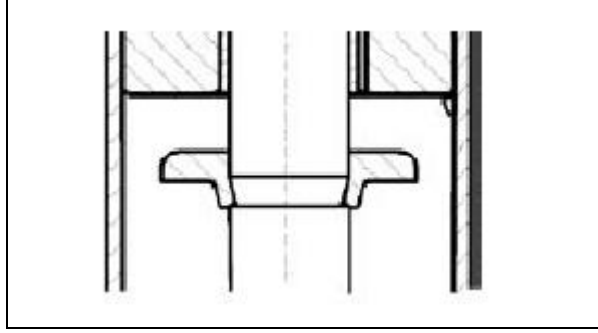
Yardımcı yaylar: Kapalı mesafede çarpma etkisinin yok edilmesi için, kapama tamponları ayrıca “yardımcı yaylar” olarak da kullanılabilirler ve karakteristik eğrilerle ilintilidirler. Hem temas noktası hem de yay özellikleri bir ayarlama işleminin parçası olarak hesaplanır. Özel karakteristik eğrileri yay geometrisi ve yayın yoğunluğu gibi parametreler kanalıyla elde edilebilir. Şekil 5.2’de bir kapama tamponu örnek çizimi görülmektedir.



Şekil 5.2: Kapama tamponu

5.3.1.2 Açma tamponları

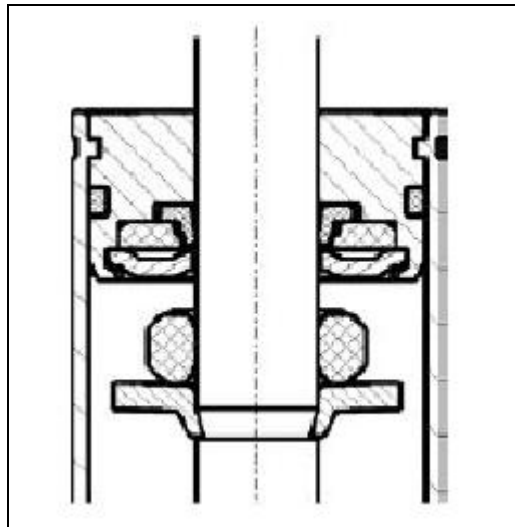
Mekanik tamponlar: Çizgisel hareket piston mili üzerine tutturulmuş bir açma tampon tahditi vesilesiyle sınırlandırılır. Piston mili üzerine kaynatılmış olan metal bir parçadır amortisörün açma hareketinde sınır teşkil eder. Gürültü oluşturması gerekçesi ile bu tasarımdan kaçınılmaktadır. Şekil 5.3'te bir açma tamponu örneği görülmektedir.



Şekil 5.3: Açma tamponu

Mekanik/elastik tamponlar: Mekanik/Elastik tamponların iki çeşidi mevcuttur:

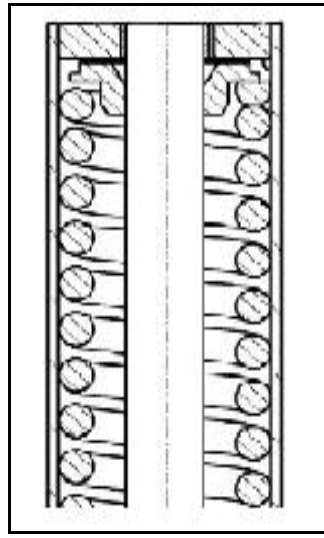
Açma tampon tahtidi: Açma tampon tahditi, piston miline tutturulmuş bir açma tamponuyla desteklenir ve aşınmaya karşı yüksek dayanımı olan bir plastik veya elastomer malzemeden oluşur. Şekli ise, istenilen tasarım karakteristiğinde olması bakımından değiştirilebilir. Sadece metalden oluşan açma tamponu yerine esnek elastomer yapısı vesilesiyle gürültü oluşmasını engelleyerek açma hareketini sınırlandırır. Açma tampon tahtidi mil yatağına yaslanınca açma hareketi sonlanır.



Şekil 5.4: Açma tampon tahtidi

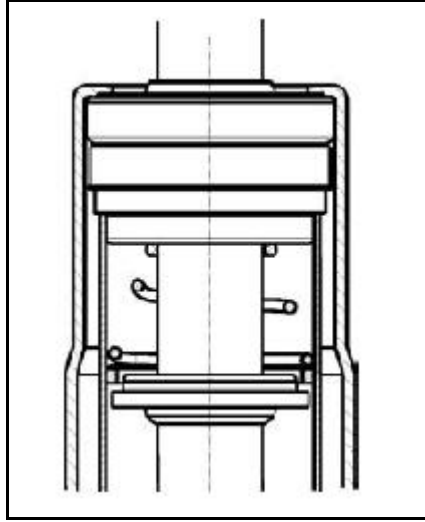
Şekil 5.4'te açma tampon tahtidi mil yatağına yakın bir mesafede iken şematize edilmiştir.

Açma tampon yayı: Helisel açma yayları, düşük yay oranlı denge çubukların kullanımına imkan verir ve böylece daha iyi bir sürüş konforu elde edilir. Helisel yaylar farklı profillerdeki yüksek mukavemete sahip çelikten imal edilirler. Açma yayları doğrudan açma tamponu üzerine yerleştirilirler ve açma hareketi gerçekleşirken, mil yatağı ile açma tamponu arasında sıkışmaya başladıkları andan itibaren hareketi sınırlandırıcı bir görev üstlenirler. Şekil 5.5'te bir açma yayı örneği görülmektedir.



Şekil 5.5: Açma tampon yayı

Hidrolik açma tamponu: Hidrolik açma tamponları sönümleme kuvvetlerindeki yerdeğiştirmeye bağlı artış vesilesiyle açma yolunu sınırlandırır. Çalışma prensibi, kapalı bir bölge içerisinde basınç oluşturmak ve sonrasında bu basıncı ölçüm noktalarından geçerek serbest bırakmaktır. İlave sönümleme kuvveti, etkilenen yüzey alanı ve basıncın büyüklüğüne bağlıdır. Hidrolik açma tamponları delikli bir kontrol halkası ve helisel bir yaydan oluşmaktadır. Açma esnasında, kontrol halkası açma tampon tahtidi vesilesiyle özel olarak ayarlanır. Kontrol halkası üzerindeki yağ sadece kontrol halkası içindeki çarpma deliği üzerinden geçebilir. Kapama esnasında, kontrol halkası, helisel yay aracılığıyla, başlangıç pozisyonuna geri döner. Hidrolik tamponun zamanlaması, yay mesafesi ve kontrol halkasındaki deliğin kalınlığından kaynaklanan “ölçüm etkisiyle” tanımlanır. Şekil 5.6'da bir hidrolik açma tamponu örneği görülmektedir. Bu tip çizgisel hız sınırlandırıcılar, pasif süspansiyon sistemlerinde aktif olarak tercih edilmemektedirler (Fahrwerk, 2007).



Şekil 5.6: Hidrolik açma tamponu

5.4 Taş Çarpmalarına Karşı Koruma

5.4.1 Toz tüpleri veya toz körükleri

Piston milleri taş çarpmalarından veya hava akımından kaynaklanan tozlanmaya karşı korunmalıdır. Toz tüpleri bu amaçla kullanılırlar ve gerek iktisadi olması bakımından gerekse de ağırlığının az olması bakımından çelik veya plastikten yapılırlar. Standart plastik malzemeler polietilen içeriklidir (PE/HDPE) ve daha yüksek sıcaklık derecelerinde polipropilen (PP) içeriklidir. Toz borusu ve modül yayı ile ilgili olarak söylenmesi gereken önemli bir detay da, modül yayının radyal olarak herhangi bir deformasyona maruz kaldığı anda toz borusu karakteristik eğri fonksiyonlarını üstlenir. Toz borusu modül yayına radyal bir destek işlevi sağlamalıdır. Bazı özel durumlarda ilave tablalar kullanmak gerekebilir.

5.4.2 Tek borulu amortisörlerde taş çarpmalarına karşı koruma

Taş çarpmalarına karşı korunma kavramı tek borulu amortisörler için oldukça hassas ve önemli bir konudur. Çünkü rezerve borusu aynı zamanda basınç borusu olarak çalışır. Rezerve borusunda taş çarpmasından dolayı meydana gelebilecek bir deformasyon, erken bozulmalara veya sorunlara sebep olabilir. Sürtünme artar (daha az konfor), fazla aşınma (piston halkası) ve en kötü olasılıkla pistonun işlevini yapamaz duruma gelmesi gibi.

Bu şekil değişiklikleri piston fonksiyonu üzerinde kaydadeğer bir zayıflatma meydana getirir. Rezerve borusu üzerinde meydana gelebilecek şekil

değiştirmelerden kaçınmak için düşünülmesi gereken ilk etmen, amortisör yerleştirme bölgesi tasarımıdır. Koruma tablaları kullanılmalıdır. Eğer bu mümkün değilse, rezerve borusu amortisörün kendisi üzerinde uygulanabilecek uygun bir yöntemle korunmalıdır.

5.5 Çalışma Prensibinin Belirlenmesi

Bazı gerekliliklere ve amortisör yerleştirme durumuna bağlı olarak, düşünülmesi gereken ilk şey amortisör tipinin (tekborulu/iki borulu amortisör) belirlenmesidir. Burada aks tasarımı oldukça önemlidir. Başlıca seçim kriterleri aşağıdaki gibidir

5.5.1 Tek borulu amortisör

- Yüksek gaz basıncından dolayı kesin tepki kabiliyeti.
- Yağ ve gaz dağılımına bağlı köpürme oluşmaması.
- Amortisörün yerleştirme pozisyonu ile ilgili bir sınırlama olmaması.

5.5.2 İki borulu amortisör

- Kısa uzunluk
- Piston ve alt sübap grubu valflerinin, karakteristik eğriler üzerinde daha fazla çeşitliliğe olanak vermesi.
- Daha az sistem basıncına bağlı, daha az artık sürtünme. (ZF Sachs, 2002)

6 AMORTİSÖR HESAPLAMALARI

6.1 Ebat Hesaplama Prosedürü

Amortisör ebatı (piston çapı) öncelikle gerekli seviyedeki sönümleme performansı referans alınarak hesaplanır. Eğer mevcut koşullarda amortisör tasarımını gerçekleştirmek için daha evvel benzer uygulamalardan alınıp doğrudan kullanmaya müsait değerler var ise tasarım bu değerlere göre yapılabilir ancak mevcut olmaması durumunda tüm sönümleme kuvveti gereklilikleri baştan hesaplanmalıdır. Maksimum sönümle kuvvetleri 0, 52 m/s hızda genel bir figür elde etmek piston çapı için yeterlidir. Buradan elde edilen veriler daha sonra piston çapı hesabında kullanılabilir.

6.2 Sönümleme Kuvveti Hesabı

Yukarıda bahsedildiği üzere, amortisörün piston ve mil çapı, en etkin sönümleme kuvvetinin elde edebilmesi için belirlenir. Bu kuvvetler, sönümlenecek araç gövde ağırlığına, yay karakteristiklerine, bağlantı oranlarına ve amortisörün düşey ile yapmış olduğu sapma açısına bağlıdır. Genel sönümleme kuvveti hesabı gereklilikleri basit bir yer değişikliği sistemi ve hız-orantılı sönümleme kabul edilerek yapılır. Sönümleme kuvveti hesabında kullanılan semboller Çizelge 6.1’de ifade edilmiştir.

$$f = \frac{k}{2 \times \sqrt{c \times m}} \quad (6.1)$$

$$F = k \times v[N] \quad (6.2)$$

Amortisörün açısal pozisyonunu da içeren bağlantı oranını hesaba katarak, düzgün dağılımlı açma ve kapama kuvvetleri için sönümleme kuvveti (F_m) türetilir.

$$F_m = V_D \times 2 \times f \times \dot{\theta}^2 \sqrt{c \times m} \quad (6.3)$$

Çizelge 6.1: Sönümlleme kuvveti hesabında kullanılan semboller listesi

F	Sönümlleme kuvveti
F_m	Ortalama sönümlleme kuvveti
F_a	Sönümlleme kuvveti-Açma (N)
F_e	Sönümlleme kuvveti-Kapama (N)
V_d	Piston hızı (m/s) Hesaplama için 0.52 m/s Yer değiştirme = 100 mm , Test rpm = 100
k	Sönümlleme katsayısı [Ns/m veya kg/s]
f	Araç gövdesi için sönümlleme faktörü Düşük sürtünmeli süspansiyon için $f = 0.25$ Daha yüksek yay sürtünmesi için $f = 0.1 \dots 0.2$
c	Tekerlek için yay sabiti
m	Tekerlek başına düşen araç ağırlığı [kg] (Hesaplamalarda, izin verilen tekerlek ağırlığının 80%'i kabul edilir.)
i	Bağlantı oranı, tekerlek ve amortisör yer değiştirme (amortisör eğikliği dahil)
q	Açma-kapama kuvveti oranı Binek otomobil için $q = 3 \dots 5$ Ticari araçlar için $q = 10 \dots 15$

Bu ifade geneldir, ancak açma ve kapama durumları için ayrı ifadeler mevcuttur.

Kapama:

$$F_e = F_m \times \frac{2}{1+q} [N] \quad (6.4)$$

Açma:

$$F_a = F_m \times \frac{2 \times q}{1+q} [N] \quad (6.5)$$

6.2.1 Hesaplama

Şartnameler:

Sedan arka aks, izin verilen aks ağırlığı

$m = 800 \text{ kg}$

Tüm araç ağırlığının tekerlek başına düşen yük ederi

(İzin verilen tekerlek ağırlığının 80%'i)

$$m = 800/2 \times 0,8$$

$$m = 320 \text{ kg}$$

Yay sabiti (tekerlek için)

$$c = 20.000 \text{ N/m}$$

Araç için sönümleme faktörü

(düşük sürtünme)

$$f = 0,25$$

Bağlantı oranı

(Düşeydeki tekerlek çizgisel hızının, amortisör çizgisel hızına oranı)

$$i = 1,33$$

Açma kuvvetinin kapama kuvvetine oranı

$$q = 4$$

0, 52 m/s hız için hesaplama

$$F_m \approx 0.52 \times 2 \times 0.25 \times 1.33^2 \times \sqrt{20000 \times 30}$$

$$F_m \approx 1160[N]$$

$$F_e = 1160 \times \frac{2}{1+4} \cong 465[N]$$

$$F_a = 1160 \times \frac{2 \times 4}{1+4} \cong 1860[N]$$

Bu basitleştirilmiş hesaplama, optimum amortisör ayarlaması için genellenemez. O nedenle, doğrudan aracın üzerinde etraflı ayarlama testleri yapmak gereklidir ancak bu hesaplamalardan elde edilen sonuçlar, amortisör ebatlarının belirlenmesinde kullanılabilir. $V=0,52$ m/s hız değeri için 1860 N değerinde bir sönümleme kuvveti hesaplanıyor ve bu değer, S27 olarak tanımlanan amortisör ebatı için müsaade edilebilir sönümleme kuvveti değeri olan 3000 N üst limit değerinin altında kalıyor. Böylelikle, bu özel uygulama için S27 standartındaki bir amortisörün, yeterli tasarım ebatlarına sahip olduğu söylenebilir.

Amortisör üretimi gerçekleştiren kurumlar bu çeşit hesaplamaları yaparken bazı tasarım programları vesilesiyle, kesin sonuçlar elde edebiliyorlar (Baalmann and Lichtlein, 2002).

6.2.2 Tasarım programları

- Birim uzunluk
- Yağ/gaz hacmi
- Yay karakteristikleri
- Yaylı ayak tipi amortisör hesabı

Bilgisayar destekli tasarım (CAD) sistemi

- Tek borulu amortisörler
- İki borulu amortisörler

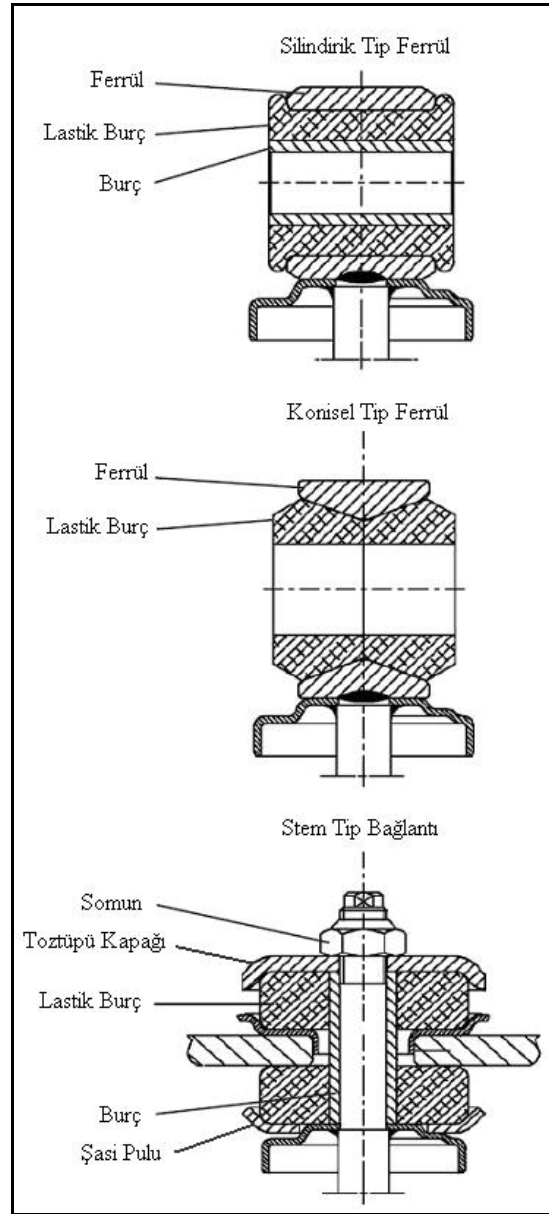
6.2.3 Bağlantı tipleri

Amortisörün araç gövdesine bağlantı biçimi gürültü izolasyonu bakımından son derece önemlidir. Kullanılan lastik miktarı ve buna bağlı destek sertliği, sönümlenebilecek istenmeyen frekans bölgesindeki ses iletimi etkisini bastırmakta kullanılabilir. Açma ve kapama tamponlarıyla amortisörde daha fazla eksenel yük yer almasından dolayı, bağlantıların tasarım ve ölçülendirmelerinde özel hususlar göz önünde tutulur. Bu tip bağlantı modeli ayrıca yay tablalı amortisörlerde de uygulanır. Böyle uygulamalarda ise bağlantı ferrülünün içersine ısıl işleminden geçmiş metal bir parça (burç) preslenmesi gereklidir.

Standart tipler, silindirik ferrüllü tip ve stemli (müşteri ucu) tipleridir. Ferrüllü tip aksa, stemli tip ise doğrudan araba gövdesine monte edilir. Eğer gerekirse özel bağlantı tipleri de kullanılabilir. Şekil 6.1’de standart tip amortisörlerin bağlantı elemanları görülmektedir.

6.3 Tek Borulu Amortisör İçin Uzunluk Hesabı

Amortisör uzunluğu, sabit uzunluklar ve değişken uzunluklardan meydana gelir ve hesaplamalar parametrik olarak tanımlanmış model vesilesiyle yapılır. Genel sonuçların türetilmesinde aşağıdaki formüller kullanılabilir.



Şekil 6.1: Ferrül ve stem tip bağlantı biçimleri

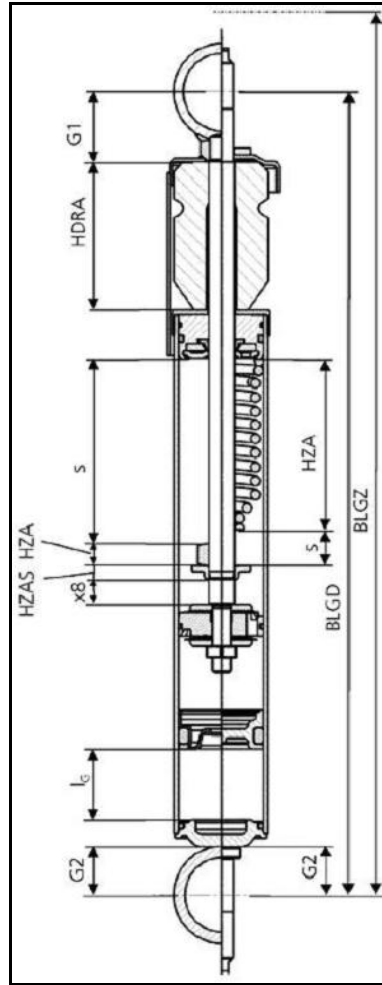
Şekil 6.2’de tek borulu bir amortisör için uzunluk hesabı parametreleri amortisör çizimi üzerinde ayrı ayrı belirtilmiştir.

Sabit uzunluk (lfix) şartname kısmından alınmalıdır. Bu uzunluk şunları içerir:

- Piston mili yatağı sabit mesafesi.
- Piston valfi sabit mesafesi
- Yüzer piston ve mile bağlı piston arasında kalan yağ rezervuarı.
- Silindir tabanı sabit mesafesi
- Yüzer piston sabit mesafesi

Aşağıdaki değişken mesafeler eklenmelidir:

- Uç bağlantı noktaları için tanımlanmış G1 ve G2 ortalama ölçüleri.
- Gerekli serbest yer değiştirme mesafesi
- Açma tamponu yerleşim mesafesi, x8
- Açma tamponu yüksekliği, HZAS
- Etkin sabit mesafeler (kapama tamponu, HDRA ve açma yayı, HZA)
- Maksimum çalışma sıcaklığına ve çizgisel yerdeğiştirmeye bağlı gaz rezervuarı mesafesi (bkz. Şekil 6. 3)



Şekil 6.2: Tek borulu amortisör uzunluk hesabı parametreleri

Tamponsuz amortisör kapama mesafesi:

$$BLGD = l_{fix} + G1 + G2 + s + l_G \quad (6.6)$$

Açma mesafesi:

$$BLGZ = BLGD + s \quad (6.7)$$

Açma tamponlu amortisör

Kapama mesafesi:

$$BLGD = I_{fix} + G1 + G2 + HDRA + HZA + HZAS + x8 + I_G \quad (6.8)$$

Kapama tamponlu amortisör :

$$BLGZ = BLGD + s \quad (6.9)$$

6.3.1 Gaz rezervuarı tasarımı

Gaz rezervuarı tasarımı özellikle tek borulu amortisör tipi için önemlidir. Gaz rezervuarı uzunluğu şu etmenlere bağlıdır:

- Amortisör çizgisel yerdeğiştirme mesafesi
- Piston mili çapı
- Rezerve borusu çapı
- Çalışma sıcaklığı aralığı

Basitleştirilmiş bir tek borulu amortisör tasarımı için, gaz rezervuarı mesafesi aşağıdaki tablolardan alınabilir (Thein, 2002).

6.4 İki Borulu Amortisör İçin Uzunluk Hesabı

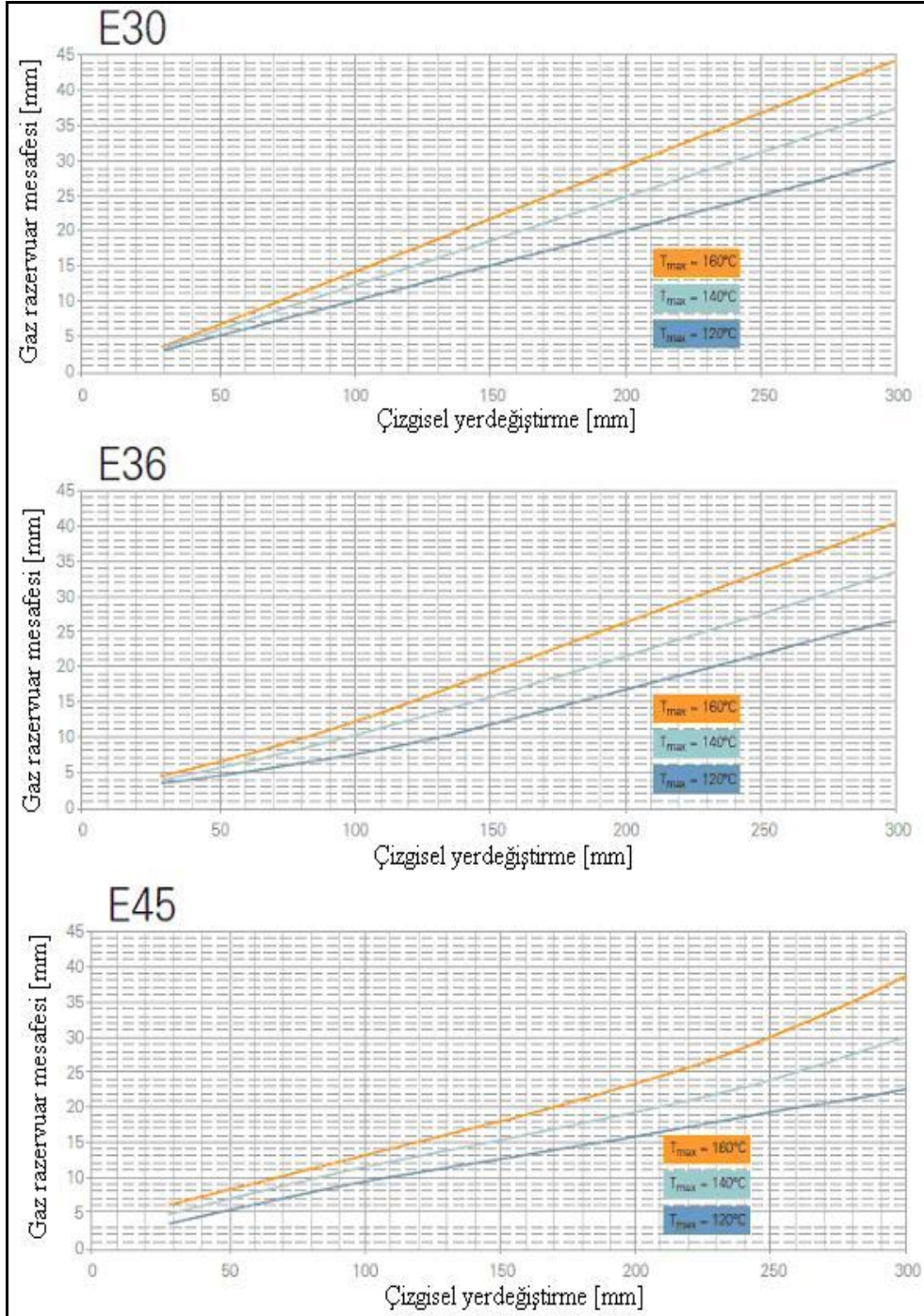
Şekil 6.4'te iki borulu amortisörlerin uzunluk hesaplamalarının yapılabilmesi için parametrik bir şema gösterilmiştir. Tek borulu amortisörlerde kullanılan prosedürlere benzer bir şekilde çift borulu amortisörlerin genel uzunluk hesapları için de belirtilen formülizasyonlar kullanılabilir. Sabit uzunluk "Ifix" Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'de belirtilen şartname sayfasından alınmalıdır. İki borulu amortisörler için yapılacak uzunluk hesabı aşağıdaki bilgileri içerir:

Piston mili yatağı sabit mesafesi

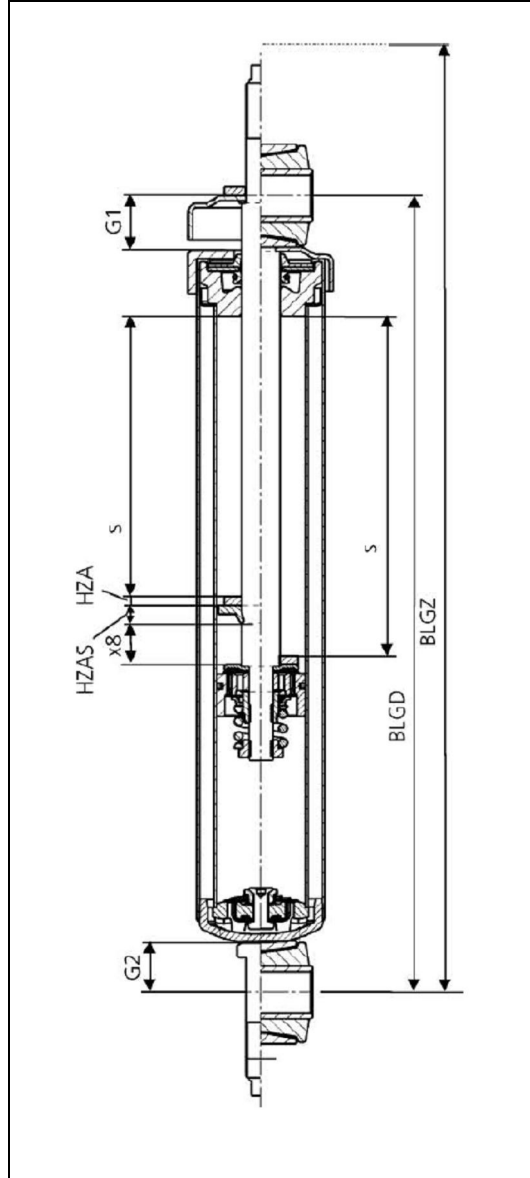
- Piston valfi sabit mesafesi
- Piston ve alt sübap arasında kalan güvenlik mesafesi/boşluğu
- Alt kapak ve alt sübap gurubu toplamına denk gelen sabit mesafe

Bu sabit değerleri takiben, aşağıda belirtilen değişkenler eklenmelidir.

- Her iki bağlantı için de belirtilen G1 ve G2 ortalama ölçüleri
- Gerekli olan serbest hareket mesafesi
- Açma tamponlarının etkin mesafesi, HZA + HZAS (Thein, 2002)



şekil 6.3: Tek borulu amortisörlerin çizgisel yerdeğiştirmeye bağlı olarak çeşitli sıcaklık değerlerindeki rezervuar mesafeleri



Şekil 6.4: İki borulu amortisör uzunluk hesabı parametreleri

- Açma tamponu ve piston arasında kalan mesafe, x8

Kapama mesafesi:

$$BLGD = l_{fix} + G1 + G2 + HZAS + HZA + x8 + s \quad (6.10)$$

l_{fix} : Boy hesabında etkin olan bileşenlere ait, değişmez uzunluklarının toplamı

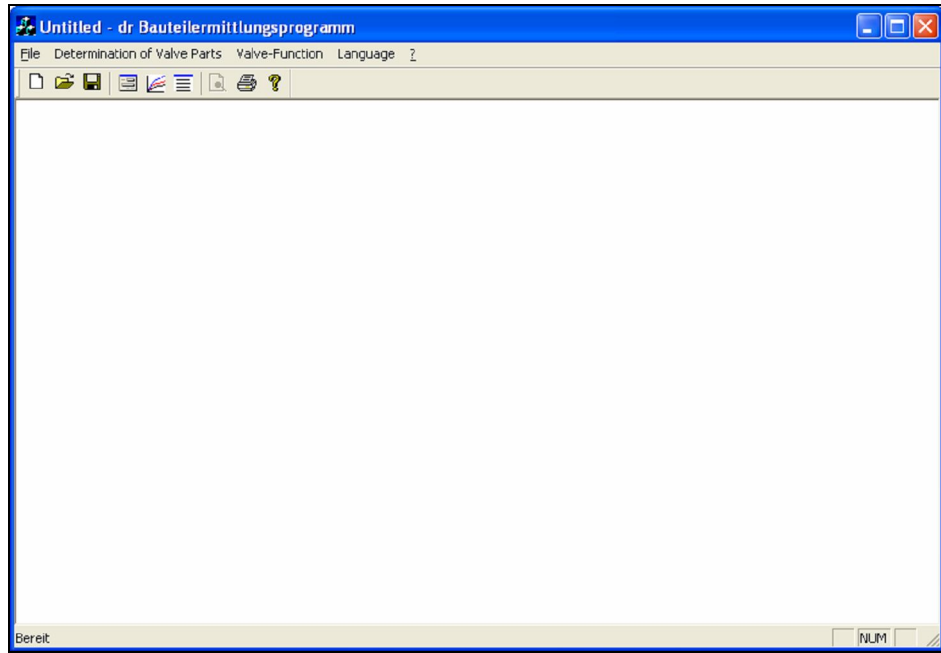
Açma mesafesi:

$$BLGZ = BLGD + s \quad (6.11)$$

7 DR PROGRAMI VE AMORTİSÖR VALF PARÇALARININ HESABI

7.1 Programın Tanımı

Dr programı, bir amortisöre ait direnç karakteristiğini istenilen biçimde yönlendirebilmek için gerekli valf parçaları değişikliğini yapmayı ve bu değişikliklerin etkilerinin neler olduğunu, direnç hedef karakteristiği ve ayrı ayrı açma ve kapama durumlarına ait grafikler üzerinde inceleme yaparak doğru valf tasarımını gerçekleştirmede kullanılır. Program yazılımı içerisinde, bir amortisörün ebatlarına göre, kullanım dahilinde olabilecek her çeşit ve her boyda valf parçası mevcuttur. İstenilen direnç aralığının yakalanabilmesi için farklı hız değerlerinde valf parçalarının nasıl etkiler oluşturduğunu doğrudan eğri üzerinde gözlemlemeye ve doğru seçimi yapmamıza imkan verir. Birinci kısımda valf fonksiyonu ve ikinci kısımda programın gerçek amacı olan valf parçalarının hesabı bulunur.



Şekil 7.1: Dr programı ana menü penceresi

Şekil 7.1’de Dr programına ait dil seçimi (ingilizce ve almanca), valf parçalarının hesabı, valf fonksiyonu, hesaplamalar, sonuç listesi ve sonuç grafiği seçimlerinin bulunduğu ana pencere görülmektedir.

7.2 Valf Fonksiyonunun Görüntülenmesi

Şekil 7.1’de görüldüğü gibi “Valve Function” menüsü seçilerek bu kısma ait tüm maddeler görüntülenebilir ve bu maddeler seçilen valf sistemi doğrultusunda farklı yönergeler ve kullanım parametreleri içerir.



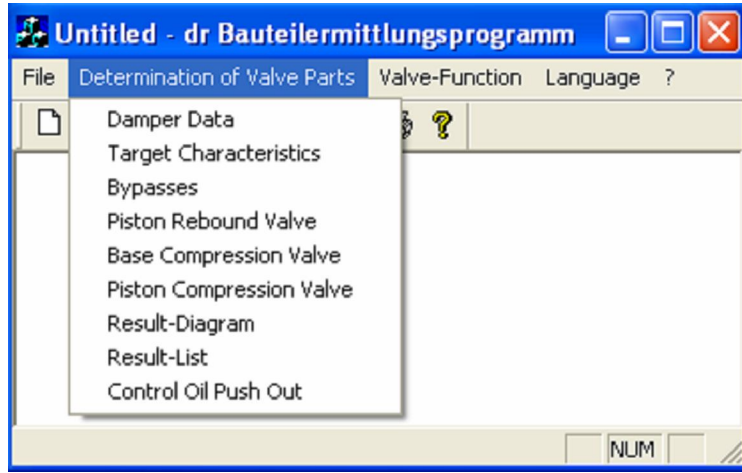
Şekil 7.2: Valf fonksiyonuna ait seçim parametreleri

Sırasıyla açma sönümlemesi, alt sübap grubu kapama sönümlemesi ve piston grubu kapama sönümlemesi bilgilerini içerir. Bu kavramların içeriği, kullanım biçimleri, valf parçalarının eğri karakteristiği üzerine etkileri ve hedef karakteristiğin gerçekleştirilmesi için değişiklik veya ince ayarlama yapabilmek için hangi parça değişikliğinin yapılması gerektiği bilgisi, valf fonksiyonu kısmında detaylı olarak incelenmiştir (Şekil 7.2).

7.3 Valf Parçalarının Hesabı

Gerekli valf parçaları için program herhangi bir öneride bulunmaz. Gerekli valf parçaları aktif olarak kullanıcı tarafından hesaplanır.

Şekil 7.3’te görüldüğü gibi, “Valf Parçalarının Tasarımı” menüsü yukarıdan aşağıya doğru açılan bir pencere üzerindeki seçim parametrelerinden oluşur ve bu sayfa üzerinden yapılan seçimle arzu edilen çalışma anındaki hesap yapılabilir. Bunun için aşağıda belirtilen prosedürün takip edilmesi önerilir.



Şekil 7.3: Valf parçalarının hesabı için aktive edilen menü

- “Damper Data” başlığı dahilinde amortisör kritik ebatları girilir.
- “Target Characteristics” başlığı dahilinde hedef eğriyi oluşturacak değerler girilir.
- “Bypasses” başlığı dahilinde geçişler girilir.
- Açma Sönümlemesi için, açma hedef karakteristiğine göre parça seçimi yapılır.
- Kapama sönümlemesi için, kapama hedef karakteristiğine göre parça seçimi yapılır. Kapama sönümlemesi alt sübap ve piston sönümlemesi olmak üzere gruplandırılmıştır. Piston grubundaki basınç farkı, alt sübap grubundaki basınç farkından fazla olmamalıdır. Aksi takdirde bu basınç farkı gaz rezervuarında bulunan gazı yukarıya yönlendirir ve mil yatağının hemen altında toplar ve açma durumunda vurma sesleri meydana gelir. Tüm hız değerlerinden basınç faklarındaki bu eşitsizlik muhafaza edilmelidir ve listenin sonunda bulunan “Control oil push out” seçimi bu kavramın kontrolünde kullanılır.
- Son olarak sonuçlar gerek grafik üzerinde, gerekse de ayrı bir liste olarak görüntülenebilir.

7.3.1 Amortisör bilgilerinin girişi

Şekil 7. 4’te gösterilmiş olan pencerede ve “valve system” başlığı altında, üzerinde çalışılacak valf sistemi seçimi için önerilen alternatifler görülmektedir.

Amortisör bilgileri penceresi açık vaziyetteyken”valve system” seçeneği işaretlenerek valf sistemi seçimi yapılır. Bu seçimle birlikte, Şekil 7.4’te ifade edilen valf fonksiyonları ve karakteristik eğriler belirlenmiş olur ve hesaplamalar bu doğrultuda yapılır. ”Type of Parts” kısmı imalat parçaları (production parts) olarak

belirlenmelidir. Bazı özel durumlar için test parçaları da seçilebilir. Örneğin kit grubunda kullanılacak bir parça kullanımından önce değerlendirme anlamında denenebilir. Tam tersi biçimde serbest parçalar (Free Parts), seçilecek parçaların uygunluğunun ve uygulanabilirliğinin değerlendirilmesi için veri tabanından sorumlu kişiye danışılmalıdır.

The 'Damper Data' dialog box is a software interface for configuring damper parameters. It features a title bar with a close button. The main area contains several sections of controls: a 'Damper' text field, a 'Text' text field, a 'Valve System' dropdown menu set to 'World-Design', a 'Type of Parts' dropdown menu set to 'Production Parts', a 'Damper' dropdown menu set to 'S27', a 'Piston Rod Diameter mm' text field set to '11', a 'Bleed PV' dropdown menu set to 'Coined Bleeds', a 'Restriction PRV' dropdown menu set to 'recommended', a 'Spring PCV' dropdown menu set to 'all Springs', a 'Bleed BV' dropdown menu set to 'Bleed Discs', and a 'Spring Disc Stack BV' dropdown menu set to 'all'. To the right of these are two groups of radio buttons: 'BV Sealing Land' with options '14.6 (k)' (selected) and '18.15 (G)', and 'Antiswish Cap' with options 'yes' (selected) and 'no'. Below these are 'BV Rivet' radio buttons for 'flat' and 'standard' (selected), and a 'Warning Limit 45 bar at 1.5 m/sec' section with 'yes' (selected) and 'no' radio buttons. Further right are two text fields for 'Oil Push Out Save at v < 0.4 m/sec' (1.1) and 'Oil Push Out Save at v > 0.4 m/sec' (1.3), a text field for 'Reb. and Compr. Friction Force [N]' (0), and a text field for 'Gas Pressure [bar]' (0). At the bottom right are 'OK' and 'Cancel' buttons.

Şekil 7.4: Amortisör bilgileri penceresi

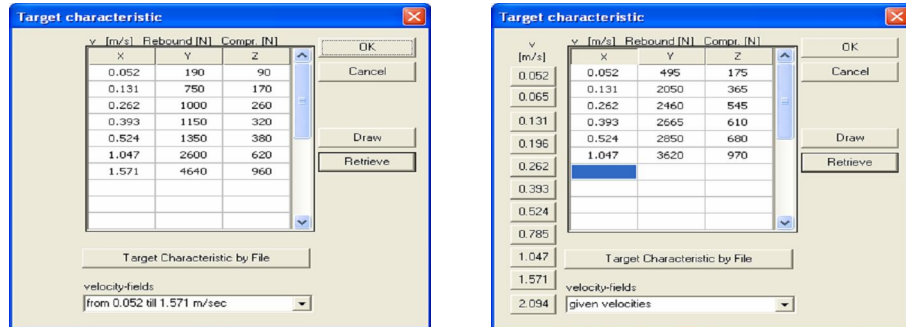
Alt menü içerisinde belirtilmiş olana amortisör ebatlarından bir tanesi seçilmek zorundadır. Burada amaç, basınç borusunun çap değerinin girilmesidir. "S27" olarak gösterilen seçim parametresinde "27" o basınç borusuna ait çap ölçüsünü ifade eder. Ne var ki, piston miline ait çap ölçüsü herhangi bir değer olarak girilebilir. Ondalık ifadeler de buna dahildir. Örneğin 12.4 mm'lik bir ölçü piston mili çap değeri olarak atanabilir. Bununla birlikte, bir önceki amortisör basınç borusu ölçüm seçimine bağlı olarak, valf parçalar kesin bir aralık dahilinde kullanıma imkan verirler. Örneğin 13mm'den 25 mm'ye kadar piston mili çapı belirleme zorunluluğu gibi.

Piston kapama valfi yayı (Spring PCV) ve disk grubu (Disk Stack) seçimleri "all" olarak seçilebilir. Bu vesile ile tüm varyasyonlar değerlendirilmiş olacaktır. Alt sübap grubuna ait disk grubu seçimi ise "tavsiye edilen" (recommended) olarak yapılır. Alt sübap grubu oturma yüzeyi (BV Sealin Land) ve perçin (rivet) orantı seçenekleri işaretlenerek belirlenir. Burada piston grubu içerisinde kullanılan ve ısıklı sesi olarak ifade edilen gürültü probleminin oluşması durumunda, piston grubu içerisinde kullanılabilecek ses öneleyici bir kapak (antiswish cap) kullanım alternatifi de mevcuttur. Ayrıca 45 bar olan çalışma basıncı limit değerinin yapılan tasarım ve

seçimlere bağlı olarak açılması durumunda limit değeri açma uyarısı sinyalinin aktif ya da pasif olma durumu da belirlenebilir. Burada seçilmesi gereken bir önemli parametre de, hidrolik sıvının basınç oran katsayısıdır. Prensip olarak amortisör içerisindeki hidrolik sıvı, yüksek basınçtan alçak basına doğru akar. Amortisörün alışması esnasında piston çalışma haznesindeki basınç farkının, alt sübap grubundaki basınç farkından düşük olması gerekir fakat bu koşul sağlanmaz ise açma durumunda hareket almış amortisöre hidrolik sıvı piston grubundaki yüksek basınç nedeniyle, kapama yönünde kuvvet uygulamış olur. Bu da, daha yüksek miktarda sönümleme kuvveti gerektirir. Program içerisinde 0.4 m/s hız sınırından önce ve sonrası için alt sübap grubundaki basınç farkının, piston grubundaki basınç farkının kaç katı olması gerektiği programa atanabilir. Sürtünme kuvveti değeri de benzer şekilde atanır ve hesaplamaya dahil edilir.

7.3.2 Hedef sönümleme karakteristiğinin girilmesi

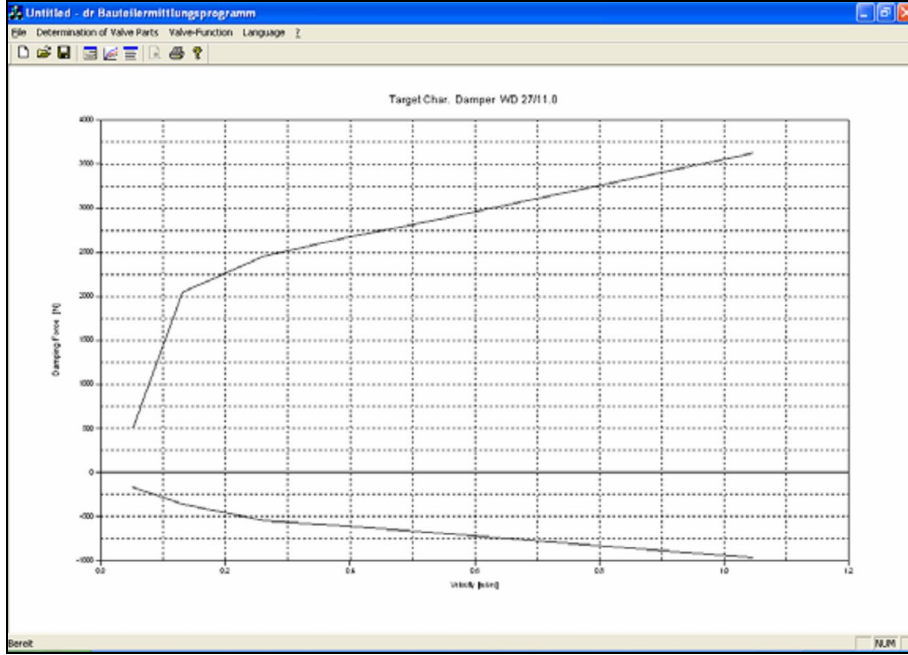
Başlangıç olarak valf sistemi, basınç borusu ve piston mili çapı gibi tasarım bilgileri, şekil 7.4'te görüldüğü gibi amortisör bilgileri menüsüne girilmelidir. Bundan sonra, ikinci sırada bulunan ‘‘hedef karakteristiği’’ (target characteristics) alt menüsü seçilir ve giriş değerlerinin girileceği pencere açılır. şekil 7.5, hedef karakteristik değerlerinin girildiği pencereyi göstermektedir.



şekil 7.5: Hedef karakteristik değerlerinin girilmesi

Bu pencerede, hedef karakteristiği için kontrol hız değerleri seçilir veya doğrudan elle girilir. Arzu edilen sönümleme kuvveti değeri hem açma hem de kapama durumları için ayrı ayrı belirtilen hız değerlerinin karşısına yazılır. Tüm değerler girildikten sonra sönümleme karakteristiği eğrisi ‘‘iz’’ (draw) komutuna basılmasıyla oluşur. Seçilecek olan tüm valf parçalar ve amortisör bilgileri içerisinde tanımlanmış olan tüm parametreler, hedef karakteristiği eğrisini hem açma hem de kapama durumları için olabilecek maksimum yakınlıkta elde edebilmek için belirlenir ve

seçilir. Şekil 7.6 girilen değerlerle elde edilen hedef karakteristik eğrisini göstermektedir.



Şekil 7.6: Girilen değerlerle elde edilen hedef karakteristik grafiği

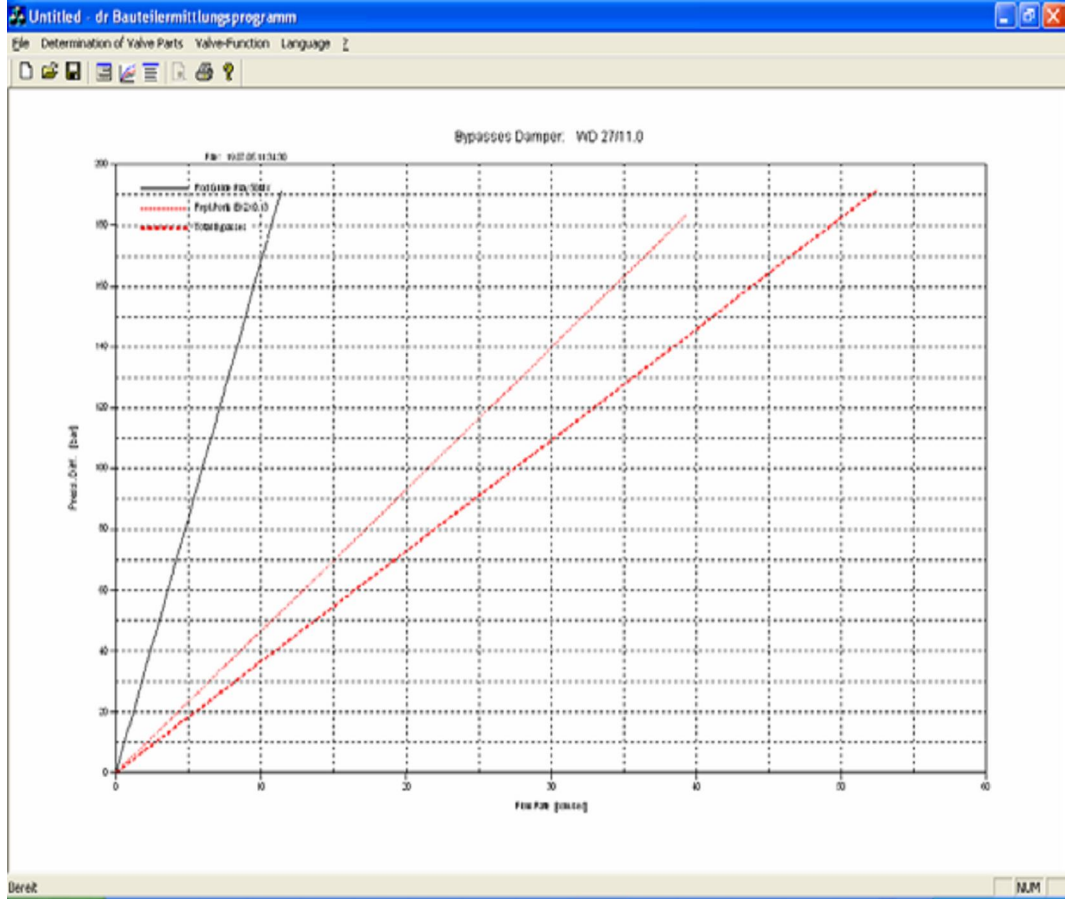
7.3.3 Geçişlerin hesabı

Geçişler menüsü valf parçalarının hesaplanması başlığı altından seçilir. Şekil 7.7 de görüldüğü gibi menü aktive edilir ve seçimler yapılır.

Şekil 7.7: Geçişlerin seçimi

“Geçiş hesabı” penceresinde üç farklı seçim parametresi bulunur. Geçiş ifadesi hidrolik sıvının kontrol edilmeyen akışını ifade eder. Sıvının fonksiyonel olarak çalışma haznesi içerisinde bulunmayan akış yollarına geçişler (bypass) adı verilir. Dr programı içerisindeki geçişler kısmı içerisindeki seçim parametrelerinden ilki pistonu çevreleyen piston halkası ile basınç borusu arasında kalan boşluğu ifade eden piston halkası boşluğudur(piston ring gap). ikinci seçim parametresi ise mil yatağı fonksiyonudur (rod guide play). Burada, milyatağı ile piston mili arasında kalan

boşluk ifade edilir. İki adet seçim mevcuttur. 20 ve 50 mikronluk boşluklar kullanılabilir ancak 20 mikronluk boşluğun seçimi, mil yatağında du burç kullanımını zorunlu kılar. Kontrolsüz geçişlerden biri de budur ve son olarak mil yatağı üzerinde bulunan kenar gözenekler (replenishing ports) geçiş ifadesinde tanımlanan son parametredir. Sadece bir tek seçim mevcuttur. Elde edilen geçiş grafiği şekil 7.8'deki gibidir.

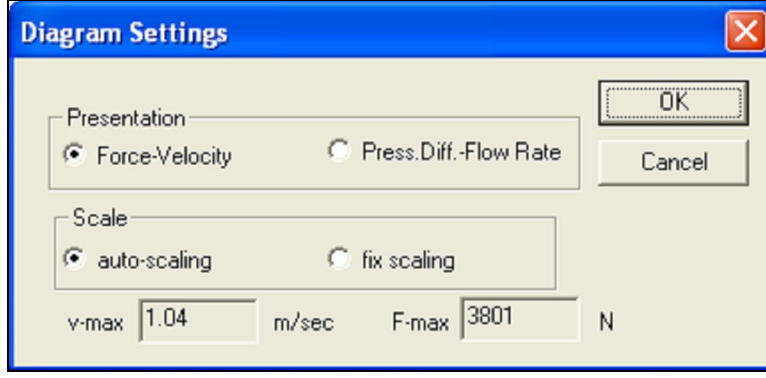


Şekil 7.8: Seçilen geçişlerin grafiksel gösterimi

7.3.4 Grafik biçimlendirme

Hız-Sönümlleme grafiği üzerinde farenin sağ tuşuna basarak açılan pencere (Şekil 7.9) aracılığıyla, hazırlanmak istenen grafik tipi, orantısı, üst limit kuvvet ve hız değerleri atanabilir ve hazırlanmak istenen eğri karakteristiği belirlenmiş olur.

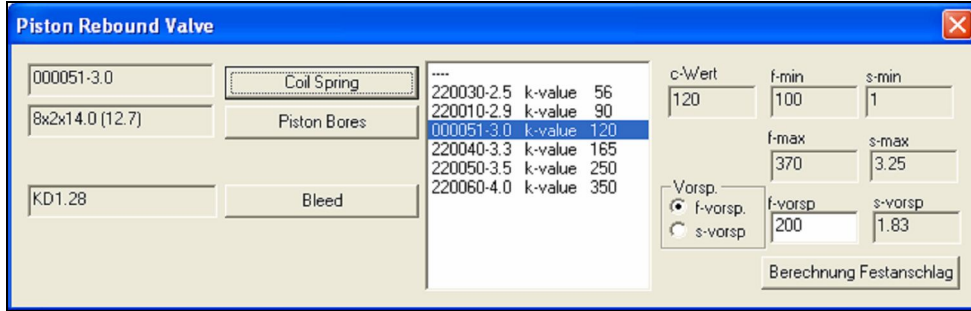
Grafikler gerek kuvvet-hız, gerekse de basınç farkı-debi eğrileri olarak çizdirilebilir. Ölçek otomatik ölçeklendirmeden sabit ölçeklendirmeye değiştirilebilir ve daha detaylı geçiş bilgisi sağlar.



Şekil 7.9: Grafik biçimlendirme

7.3.5 Açma sönümlemesi piston valf parçalarının belirlenmesi

Şekil 7. 10’da görüldüğü üzere, valf parçalarının belirlenmesi menüsü altında piston açma valfi (piston rebound valve) opsiyonu seçilir.

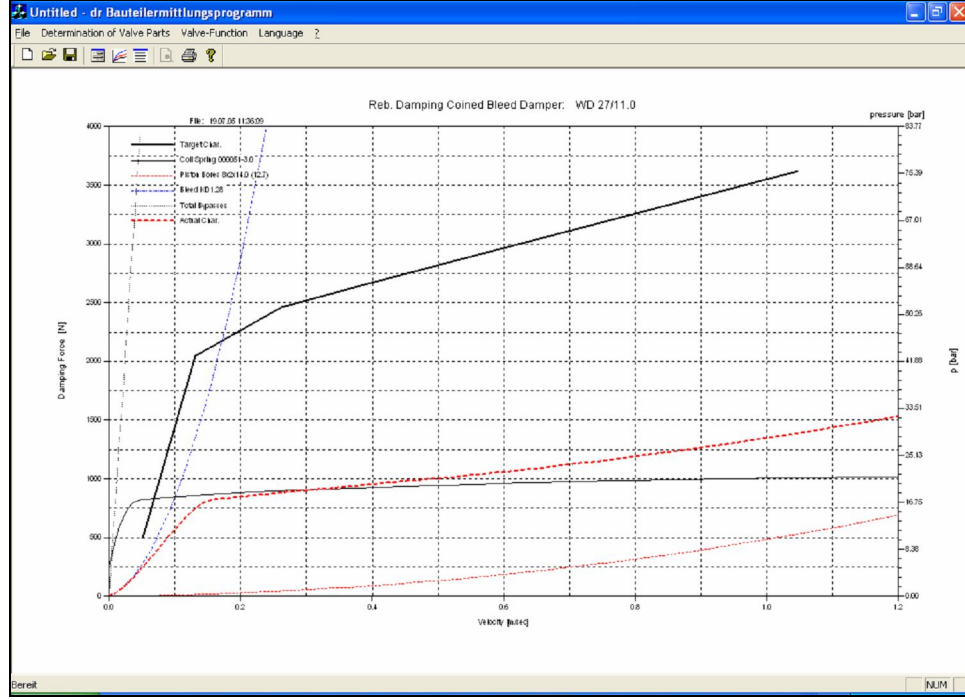


Şekil 7.10: Açma sönümlemesi valf parçalarının seçimi

Açma sönümlemesi valf parçalarının belirlenmesi prosedürü Şekil 7.7’de açıklanan geçişlerin belirlenmesi formatının aynısıdır. Valf üzerindeki kısma sayısı valf sistemine bağlıdır. Şekil 7.10’da toplam 3 adet kısıtlama biçimi görülmektedir ve sırasıyla piston helisel yayı, piston gözenekleri ve ayar pulunu ifade eder.

Açma sönülmesi valf parçaları, gerçek açma sönümlemesi ve hedef karakteristiği arasında mümkün olabilecek minimum sapma olacak şekilde seçilmelidir. Piston yayı’nın sınırlama karakteristiği, yaya ait en yüksek ve en düşük parametreleriyle ifade edilir ve tüm parametreler piston yayı ifadesine farenin sol tuşu ile basıldığında ekranın sağ tarafında görülür. s_min (en düşük yay esnemesi), f_min (en düşük yay kuvveti), s_max (en yüksek yay esnemesi), f_max (en yüksek yay kuvveti) ve “k” yay sabitidir. Burada piston yayına maksimum ve minimum değerleri arasında bir ön yük değeri girilmelidir. Piston yayı, oluşacak grafiğin tümünü y-ekseni boyunca yukarı ve aşağı oynatma etkisi gösterir. Bunun nedeni tüm akış süresince aktif işlev görmesidir ve yay sabitinin sönümleme üzerine etkisinin doğrusal olmasıdır. Piston

gözenekleri eğrinin yüksek hız değerlerinde, yani akışın hızlandığı ve dar gözenekden hızlı geçişe zorlandığı anlarda etki gösterir. Dolayısıyla piston gözenekleri seçimi de eğrinin yüksek hız bölgesinde yukarı ve aşağı yönde ince ayarlama yapmamızı sağlar. Kısma diski ise düşük hız değerlerinde aktive olur ve etki gösterir. Kısma diskinin yakalanması gereken hedef karakteristiği eğrisi için seçimi dikkatli yapılması gereken en önemli parçadır. Bunun nedeni ise düşük hız değerlerinde tolerans bandının az, yüksek hız değerlerinde fazla olmasıdır.



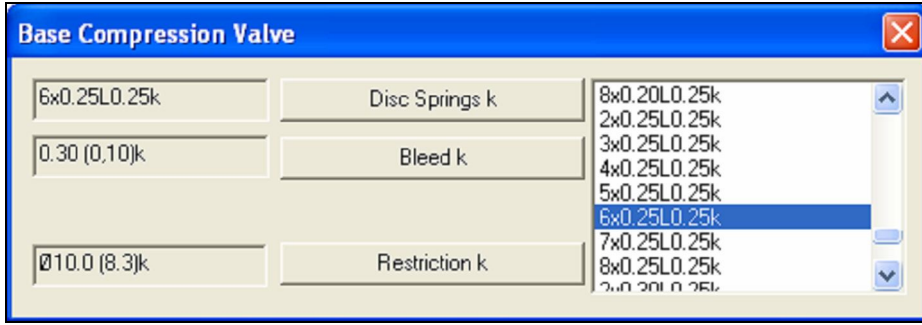
Şekil 7.11: Hesaplanmış piston açma valf parçalarına ait eğrinin görüntülenmesi

Tüm seçimler sonunda oluşan grafik ve Dr programının bu seçimler doğrultusunda oluşturduğu eğrinin karakteristik eğriye olan yakınlığı Şekil 7.11'deki gibi görüntülenebilir.

7.3.6 Kapama sönümlemesi alt sübap gövdesi bileşenlerinin hesaplanması

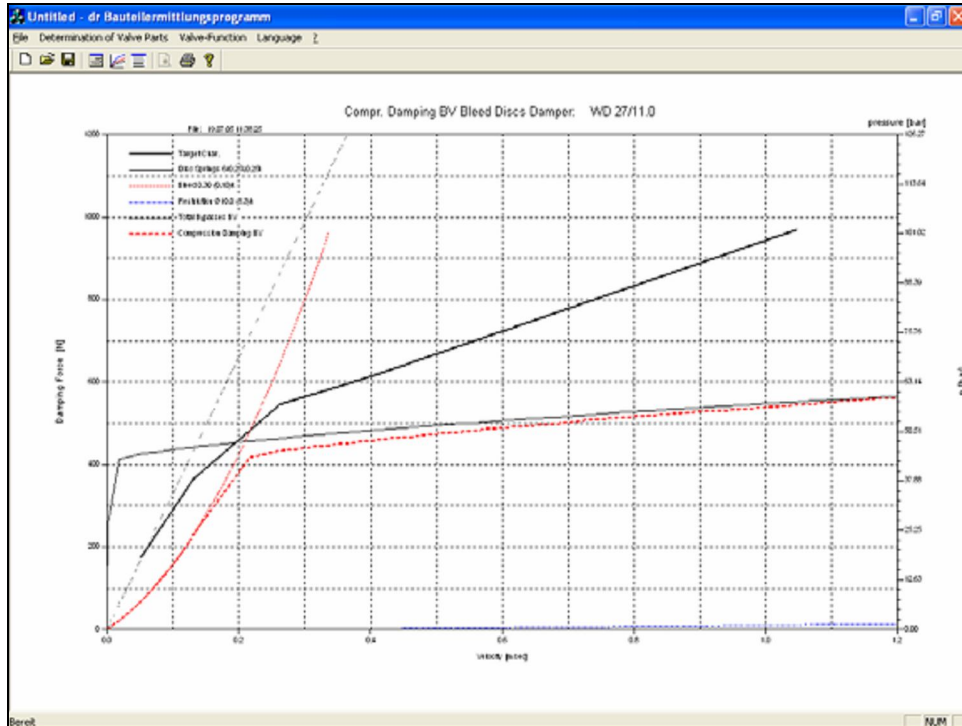
Şekil 7.12'de gösterilen pencerede, seçilecek parçaları gösteren üç parametre mevcuttur. Bunlar sırasıyla; disk yayları, ayar pulu ve kısma diski alternatiflerini içerirler ve alt sübapın kapama sönümlemesi eğrisinin şekillendirilmesinde kullanılırlar. Alt sübap grubunda bulunan parçaların kapama karakteristik eğrisi üzerindeki etkileri şöyle açıklanabilir. Disk yayı (alt sübap yayı), piston yayının piston açma eğrisi üzerinde gösterdiği etkiye benzer nitelikte, eğrinin bütünü üzerinde etki sahibidir. Yayın doğrusal direnç yapısı eğri üzerinde de doğrusal etki

gösterir ve tamamını etkiler. Ayar pulu ise düşük hızlarda etkilidir ve bu hızlarda kontrol sağlaması bakımından önemlidir.



Şekil 7.12: Alt sübap kapama sönümlemesi için bileşen seçimi

Kısma diski ise yüksek hızlarda etki gösterir. Hidrolik sıvının ve amortisör çalışma hızının kısma disklerini etkinleştirilmesi ancak bir eşik değeri aşılmınca mümkün olacağından, eğrinin yüksek hızdaki kontrolü kısma disklerince sağlanır. Burada kullanılan disklerin(ayar pulu, yay diskleri, kısma diski) kalınlıkları, adetleri kesit alanları ve çapları, bu elemanların elde edilmesi ve doğrulanması gereken eğri üzerinde değişkenliği sağlayıcı karakteristik özellikleridir. Amaç, Dr bilgisayar programı üzerinde her üç parametreyi de etkin kombinasyonlarla kullanmak ve gerçek eğri ile karakteristik eğri arasında minimum sapmayı sağlayacak biçimde bir araya getirmektir. Şekil 7.13 kapama sönümlemesi eğrisini göstermektedir.



Şekil 7.13: Alt sübap kapama sönümleme eğrisinin görüntülenmesi

7.3.7 Piston kapama sönümlemesi için valf parçalarının hesaplanması

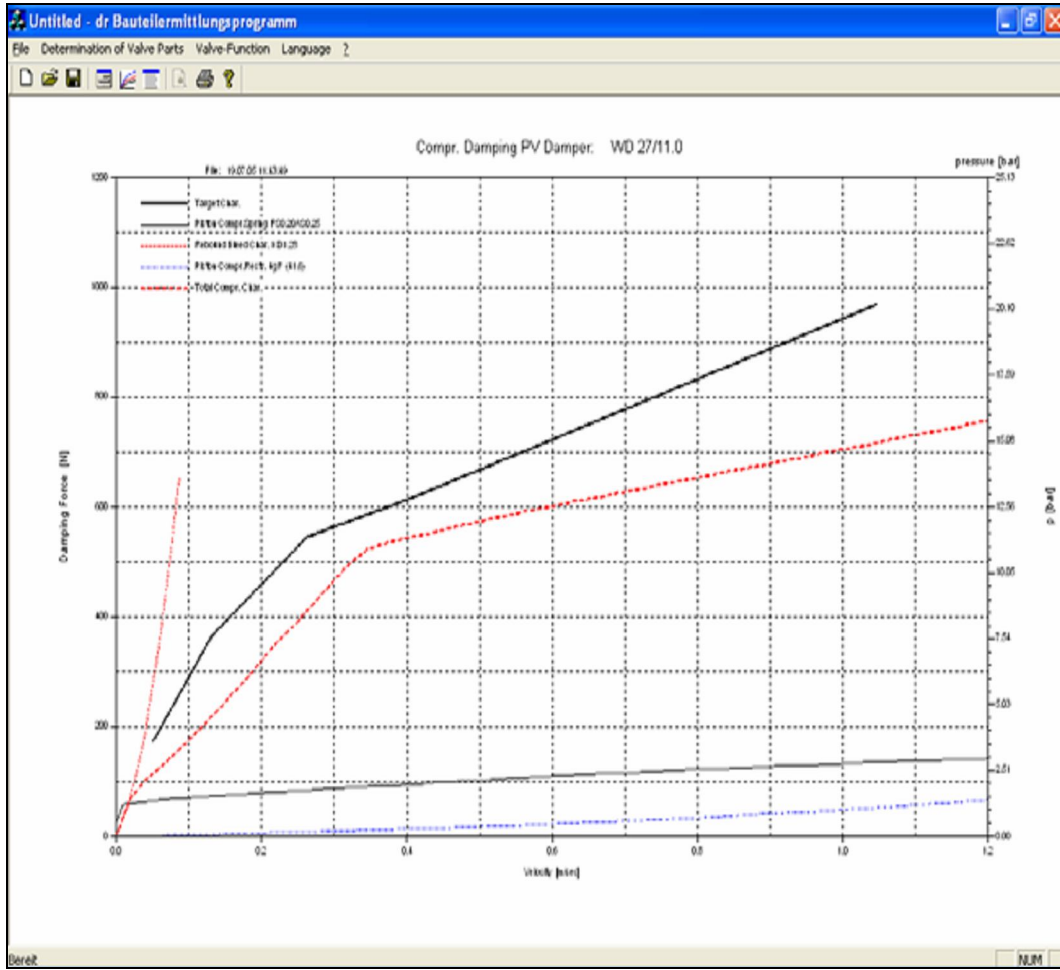
Valf parçaların hesaplanması menüsünden piston kapama valfi seçilir. Programda, piston kapama valfi için Şekil 7.14'te ifade edildiği üzere iki farklı kısıtlama mevcuttur. Bunlar sırasıyla piston kapama yayı ve piston kapama kısıtlamasıdır.



Şekil 7.14: Piston kapama sönümlemesi için valf parçalarının seçimi

Piston kapama yayı, FS0.15 olarak kalınlığı ifade edilmiş bir emme sübap yayı AS0.25 olarak yine kalınlığı ifade edilmiş bir ayar pulundan oluşur. Piston kapama kısıtlaması için, açılan küçük penceredeki rakamlar tüm yüzeyi ifade eder. Şekil 7.14'te ifade edilen parçalar hem piston kapama sönümlemesinin gerçekleştirilmesi için hem de kapama sönümlemesi eğrisinin bütününde minimum sapmayı elde edebilmek için değerlendirilir. Diğer taraftan parça seçimleri öyle gerçekleştirilmelidir ki, herhangi bir hız değerinde, piston grubunda oluşacak basınç farkı, alt sübap grubundaki basınç farkından fazla olmamalıdır. Aksi takdirde, amortisör rezerve borusundaki gaz basınç borusuna sızar ve bu da tekrar açma durumuna geçen amortisörde istenilen sönümleme etkisinin oluşturulamayacağı anlamına gelir. Şayet alt sübap grubundaki basınç farkı, piston grubundaki basınç farkından düşük olursa, daha fazla kapama sönümleme kuvveti gerekli olacaktır.

Bunun dışında amortisör yüksek hızda çalışırken, artan sıcaklıkla beraber hidrolik sıvı içerisindeki gaz küçük baloncuklar halinde sıvının yüzeyine çıkar. Yatak bölgesinde toplanan bu gaz açma sönümleme direncinde olumsuz etki yaratır. Bu durum kavitasyon olarak bilinir ve amortisör çalışması esnasında ısıklık sesine benzer bir ses meydana getirir. Bu küçük baloncuklar sıvı hızının arttığı ve basıncın düştüğü (dar geçitlerden geçerken) bölgelerde oluşur ve yükselerek mil yatağı ve basınç borusu arasında kalırlar. Şekil 7.15'te piston kapama valf parçalarının hesabıyla elde edilen grafiğe ait pencere görünmektedir.



Şekil 7.15: Piston kapama valf parçalarının hesabıyla elde edilen grafiğin görüntülenmesi

7.3.8 Sonuçlar

Valf parçalarının hesaplanmasıyla elde edilen sonuçları hem grafik olarak hem de sonuç listesi şekline görüntülemek mümkündür.

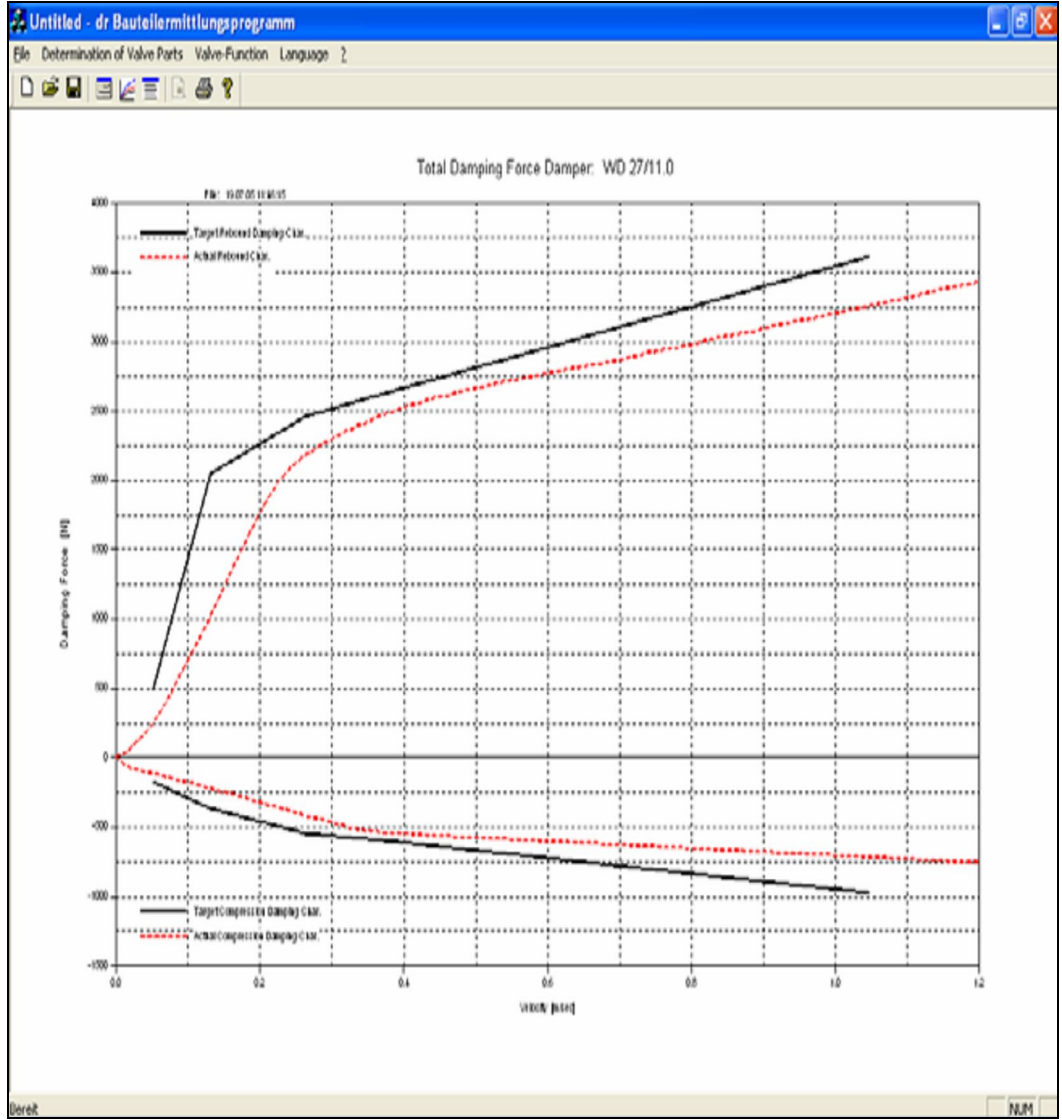
7.3.8.1 Sonuç grafiği

Sonuç eğrisi “result diagram” seçilerek seçilen parçalarla elde edilen eğriler aynı pencere üzerinde incelenebilir. Sönümleme hedef karakteristiği ve seçilen parçalarla elde edilen gerçek sönümleme karakteristiği uyum durumu kırmızı ve siyah renklerle belirtilen yakınlıkta (Şekil 7.16) hem açma hem de kapama durumları için incelenebilir.

7.3.8.2 Sonuç listesi

“Determination of Valve Parts” menüsünün içinde “Result List” (sonuç listesi) seçilir. Tüm hesaplanmış valf parçaları, elde edilen sönümleme değerleri ve hedef

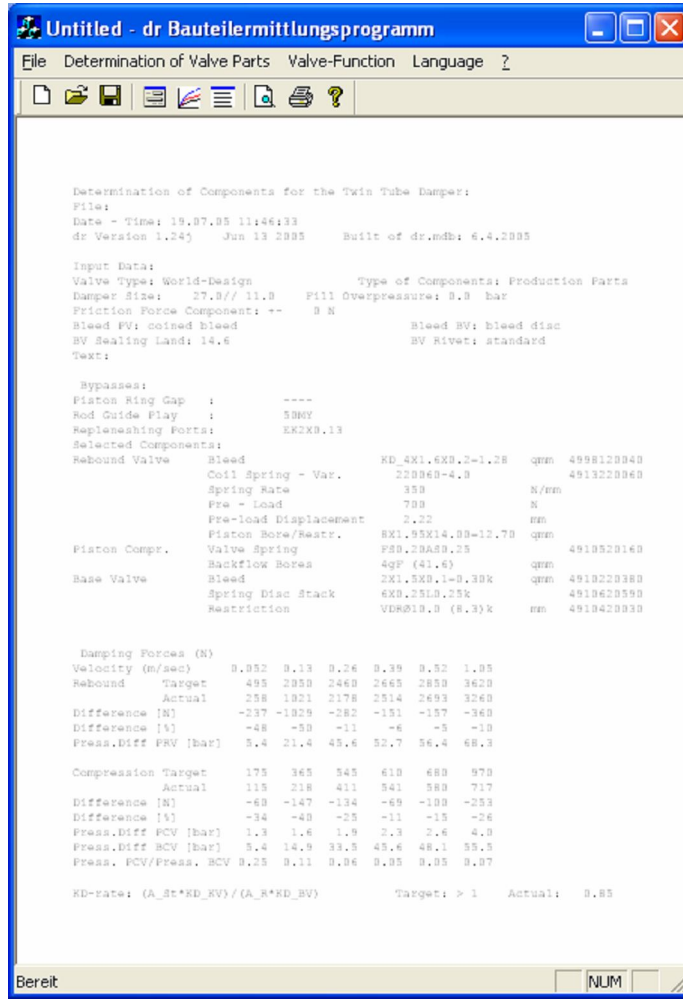
sönümleme değerleri, yine bu ifadelerin kesin ve oransal farkları, piston açma valfi, piston kapama valfi ve alt sübap kapama valfine ait basınç farkları ve oranları Şekil 7.17 'de görüldüğü gibi bir sonuç listesi halinde elde edilebilmektedir.



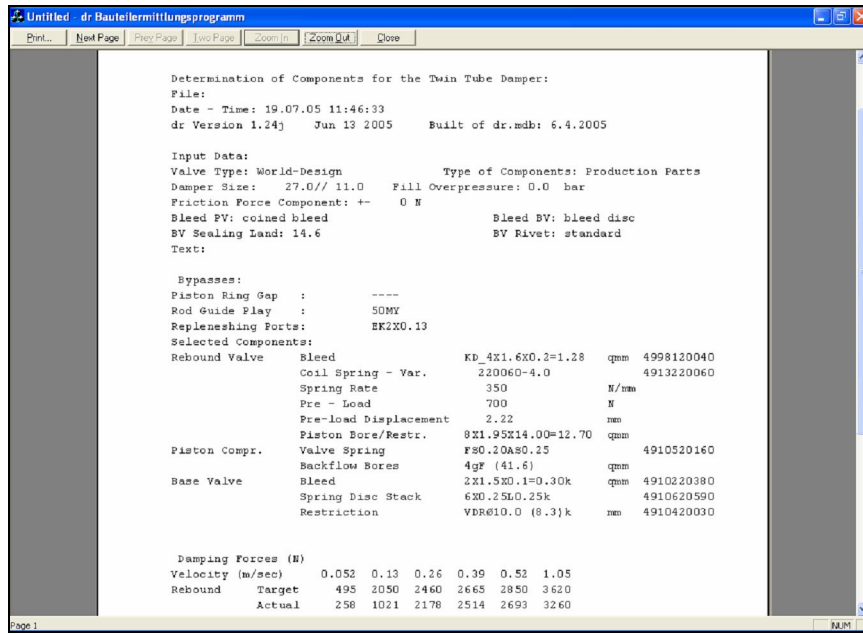
Şekil 7.16: Açma ve kapama sönümlemelerine ait gerçek ve hedef sönümleme karakteristikleri

Daha iyi bir görüntü elde edebilmek için çıktı ön görünümü (print preview) seçilir ya da farenin tekerleği ile istenilen derecede görüntü yakınlaştırılabilir veya uzaklaştırılabilir. Yakınlaştırılmış sonuç listesi görüntüsü şekil 7.18'de görüldüğü gibidir.

Sonuç listesi ön görüntüleme yapılmaksızın doğrudan bir yazıcıya yönlendirilebilir. Yukarıda bahsedildiği gibi, görüntülenen sonuç listesine ait bir dosya ayrıca oluşturulur.



Şekil 7.17: Sonuç listesi



Şekil 7.18: Yakınlaştırılmış sonuç listesi

8 DR PROGRAMIYLA AMORTİSÖR VALF TASARIMI, GERÇELLENMESİ VE DİRENÇ PERFORMANS MUKAYESESİ

8.1 Amortisör Bilgileri

Dr. Valf tasarım programı açıldıktan sonra ilk olarak yapılması gereken, amortisöre ait bazı yapısal bilgilerin girilmesidir. Program, valf tasarımını yaparken iç basınç, açma ve kapama durumları için sürtünme kuvveti, tasarımda kullanılacak parçalar, amortisör basınç borusu çapı ve mil çapı gibi bilgilere ihtiyaç duyar. Bu çalışmada amortisör boyunun veya mil uzunluğunun hiçbir önemi yoktur. Tasarımda kullanılacak uzunluklar ne olursa olsun, gerçekleştirilen valf tasarımı, arzu edilen boyda, program aracılığı ile hesaplanmış olan valf parçaları ile de istenen sonucu verir.

Çalışma içersinde kullanılan amortisör piston mili 13 mm ve basınç borusu 30 mm çapındadır. Standart imalat parçaları kullanılmıştır ve klasik iki borulu bir amortisörün çalışma basıncı ve çalışma esnasında oluşan sürtünme kuvveti değeri programa Şekil 8.1’de görüldüğü gibi girilmiştir. Amortisör içinde kullanılan hidrolik yağ, 20 C°, 40 C° ve 100 C° sıcaklıklarda, sırasıyla 22 ± 2 mm/s², $11,5\pm 2$ mm/s² ve $3,2\pm 0,2$ mm/s² vizkozite değerine sahiptir.

Damper Data

Damper: HAFIF TICARI ARACA AIT IKI BORULU ARKA AMORTISOR

Text: SONUMLAMA KARAKTERISTIGI DOGRULAMASI ICIN VALF TASARIMI

Valve System: World-Design

Type of Parts: Production Parts

Damper: S30

Piston Rod Diameter mm: 13

Bleed PV: Coined Bleeds

Restriction PRV: recomended

Spring PCV: all Springs

Bleed BV: Bleed Discs

Spring Disc Stack BV: all

BV Sealing Land: 14.6 (k) 18.15 (G)

BV Rivet: flat standard

Antiswish Cap: yes no

Warning Limit 45 bar at 1.5 m/sec: yes no

Oil Push Out Save at v < 0.4 m/sec: 1.1

Oil Push Out Save at v > 0.4 m/sec: 1.3

Reb. and Compr. Friction Force [N]: 30

Gas Pressure [bar]: 25

OK Cancel

Şekil 8.1: Amortisör bilgileri

8.2 Hedef Karakteristiğın Belirlenmesi

Araçlarda amortisörün üstlenmiş olduğu sönümlleme görevi ve buna bağlı olarak sönümlleme kuvveti değeri araç ağırlığına göre belirlenir. Yol koşullarına göre maksimum ve minimum çalışma aralığı belirlendikten sonra, direnç ölçümü yapılacak olan amortisörün belirli hız değerlerinde hangi değerde sönümlleme oluşturması bekleniyorsa, bu beklenti doğrultusunda valf tasarımı gerçekleştirilir ve toleranslandırılır. Bu anlamda, hedef karakteristiği olgusu, amortisörden beklenen çalışma performansının rakamsal ifadesidir.

v [m/s]	Rebound [N]	Compr. [N]
0.052	330	175
0.131	650	295
0.262	730	340
0.393	790	385
0.524	845	435
1.048	1145	615
1.571	1530	860

Target Characteristic by File

velocity-fields

from 0.052 till 1.571 m/sec

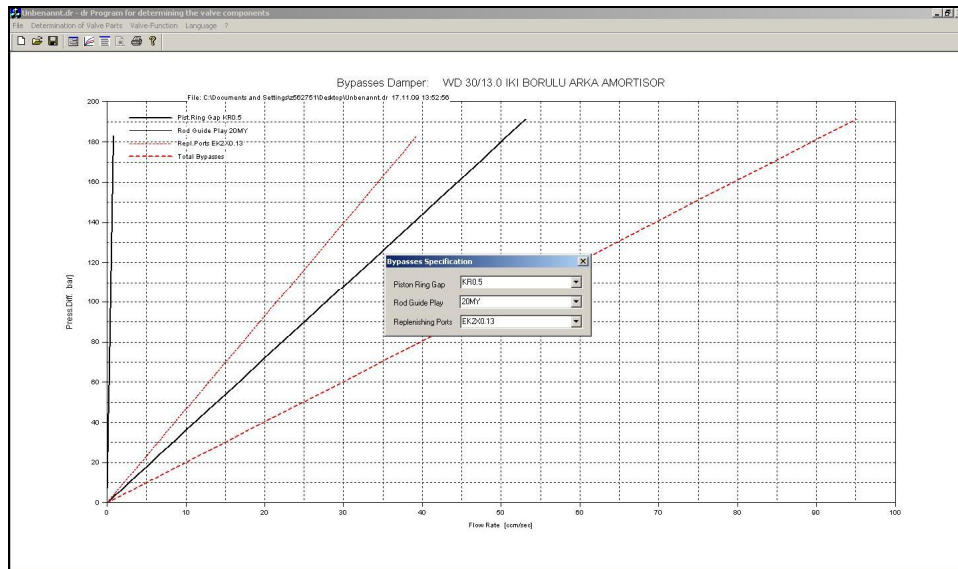
Şekil 8.2: Hedef karakteristiği direnç değerleri giriş penceresi

Şekil 8.2’de, hafif ticari bir aracın arka amortisörüne ait hedef karakteristiği direnç değerleri, şekilde belirtilen hız değerlerinde hem açma hem de kapama durumları için ayrı ayrı verilmiştir. ”X” sütunu amortisörün çalışma hızını, ”Y” Sütunu bu hız değerlerine tekabül eden açma direnç kuvvetini, ”Z” sütunu ise yine bu hız değerlerinde beklenen kapama anındaki sönümlleme kuvvet değerlerini ifade eder.

Hız değerleri pencerenin en altında bulunan alt pencereden yapılabilir ve bu çalışma için 0.052 m/s ile 1.571 m/s aralığı belirlenmiştir. Bu pencerede ifade edilen rakamlar, hazırlanacak olan amortisörden, belirtilen hız değerlerinde, yine belirtilen direnç değerlerine yakın sonuçlar elde edebilmeyi amaçlamaktadır.

8.3 Geçişler

Geçişler tasarımı yapılacak amortisörün kontrol dışı geçişlerini ifade eder. Piston ile basınç borusu arasında kalan boşluktan gerçekleşen kontrolsüz sıvı geçişi, mil yatağı ile piston arasında kalan boşluktan geçen kontrolsüz sıvı geçişi veya mil yatağı üzerinde ve basınç borusunun oturduğu yüzeyde bulunan çentiğe benzeyen gözenekler geçişler kısmını tanımlar. Mil yatağındaki bu gözenekler her mil yatağında bulunmaz. Kullanımı tasarımcıya aittir. Mil yatağındaki bu gözenekler, istenmeyen gazın rezerve borusuna ihracını ve dolayısıyla gürültü problemini çözmemizi sağlar. Gürültü çıkarma sorunu kavitasyon olarak adlandırılır ve basınç eşitsizliğinin sağlandığı durumlarda gözenekli mil yatağı kullanılması zorunlu değildir. Şekil 8.3’de seçilen geçiş parametrelerinin oluşturduğu grafik görülmektedir.



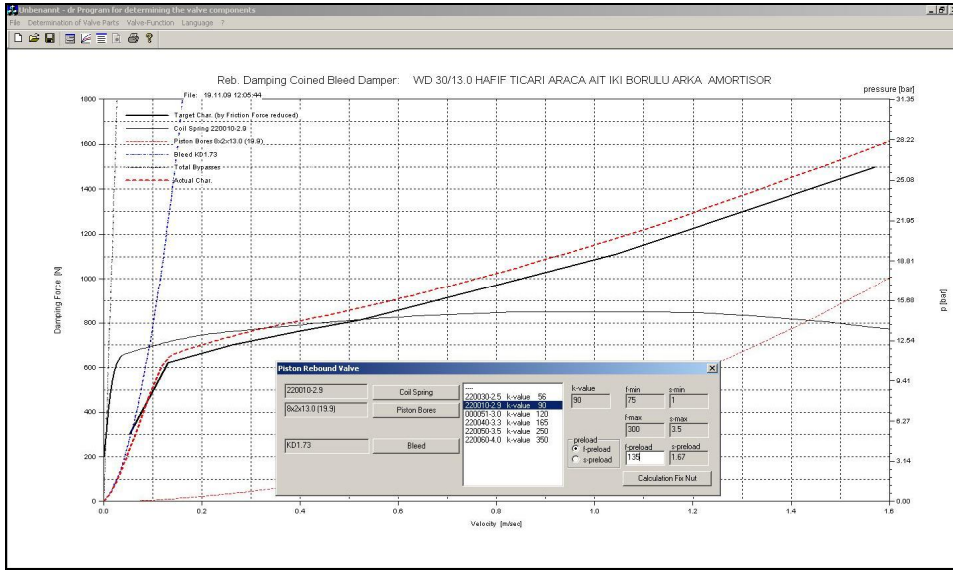
Şekil 8.3: Seçilen geçişler ile elde edilen grafik

8.4 Piston Açma Valfi

8.4.1 Piston yayı etkisi

Piston yayı açma durumunda oluşturulacak eğrinin bütününe tesir eder. Grafiği, hedef karakteristik eğrisine yakınlaştırmak veya uzaklaştırmak için yay kuvveti (yayı sıkıştırma miktarı) veya yay tipi çeşitliliği denenebilir. Çalışmamızda belirtilmiş olan hedef karakteristiği için öncelikli olarak aynı yay kuvveti tesiri altında (135 N) sadece yay değişikliği yapılarak, grafikteki değişiklik gözlemlenebilir.

Öncelikle 30 mm'lik piston için kullanılan ve 90 N/m'lik yay sabiti değerine sahip bir yay kullanılmıştır. Fakat bunun öncesinde yay sıkma kuvveti değeri hedef karakteristiğe yaklaşılması bakımından 50 N'dan başlayıp 135N'a kadar yükseltilmiştir. Bu yay seçimiyle birlikte oluşan eğri program tarafından grafikte kırmızı kesikli çizgi ile gösterilmektedir. Kalın çizgi ile gösterilen eğri, grafikte farklı renklerle ifade edilmiş tüm seçim parametrelerinin toplamını simgelemektedir. Bu şartlar altında yapılmış olan piston yayı seçiminin grafiğimiz üzerinde nasıl etki yaptığını, tüm parametreler sabit iken değerlendirme şansımız olmaktadır. Şekil 8.4 ilk piston yayı seçimine ait eğriyi göstermektedir. Kullanılan yayın tel kalınlığı 2,9 mm ve aktif sarım sayısı 1,75 toplam sarım sayısı ise 3,75'tir.

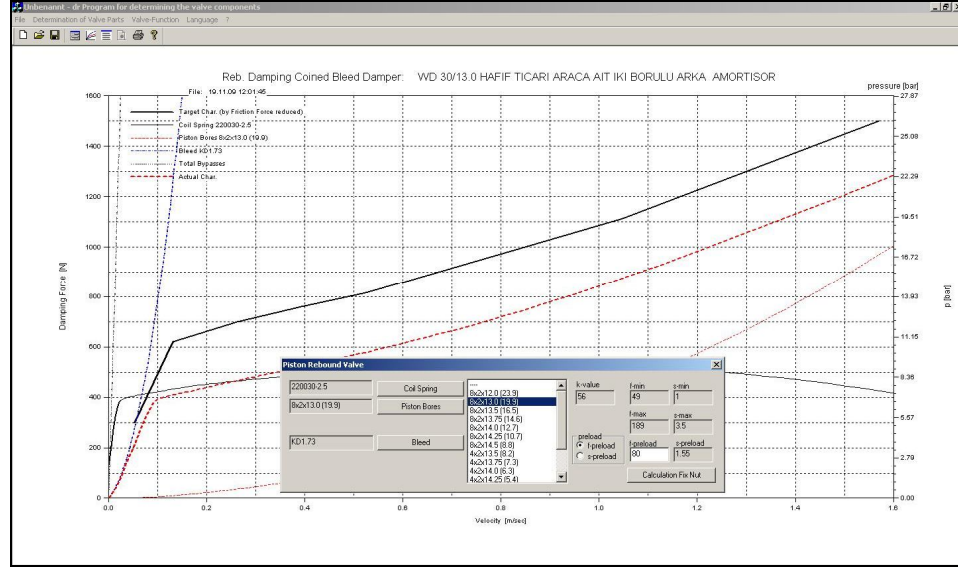


Şekil 8.4: Piston yayı seçimi, ilk deneme sonucu

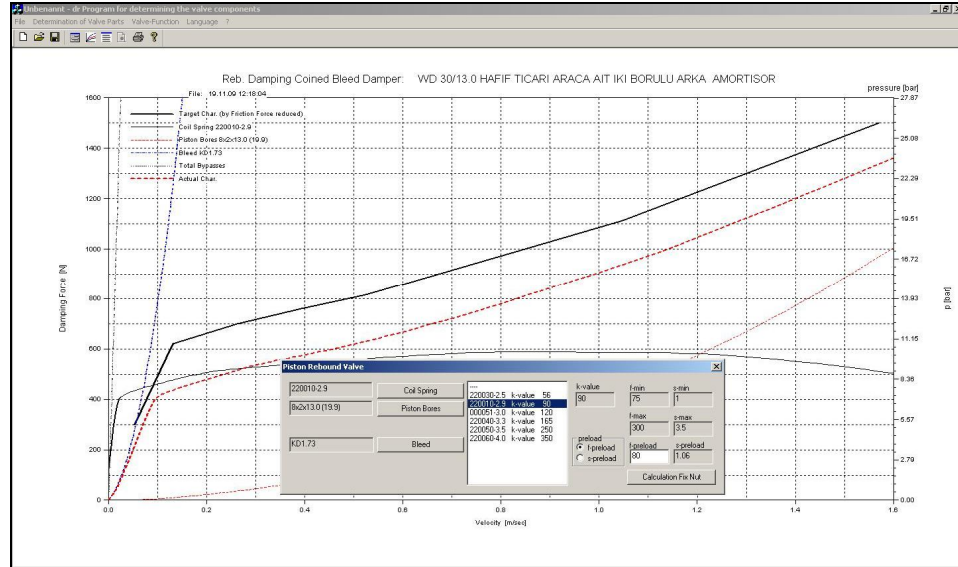
Aynı yayı kullanmak koşuluyla, yay üzerindeki sıkma kuvveti değerini (ön yük) 135 N'dan 80 N'a düşürdüğümüzde ise grafikte değişim Şekil 8.5'teki gibi olmaktadır. Yük değerinin azalması grafiğin bütünü gözle görülür miktarda aşağıya doğru tesir etmektedir.

Karakteristik eğriye yakın bir eğri oluşturabilmek için daha yumuşak yapıda bir yay seçimi yapılması gerektiğinden 56 N/m'lik yay sabiti değerine sahip bir yay seçilip etkinin incelenmesi için yay kuvveti değeri 80 N'da bırakılıyor. Bu yayın aktif sarım sayısı 2 ve toplam sarım sayısı 4'tür. Piston yayının gösterdiği direnç sadece yayın sertliği ile ilintili olduğundan dolayı, bu sertliğin ifadesi olan yay sabiti doğrusal bir etki gösteriyor ve amortisörün çalışma hızından tamamen bağımsız bir biçimde tüm hız değerlerinde etki gösteriyor. Piston yayının grafiğin bütününde etki sahibi

olmasının nedeni herhangi bir başlangıç aktivasyon kuvvetine gereksinim duymamasıdır. Bu değişikliklerin de yapılmasından sonra yeni karakteristik eğri Şekil 8.6'daki gibi oluşmaktadır.

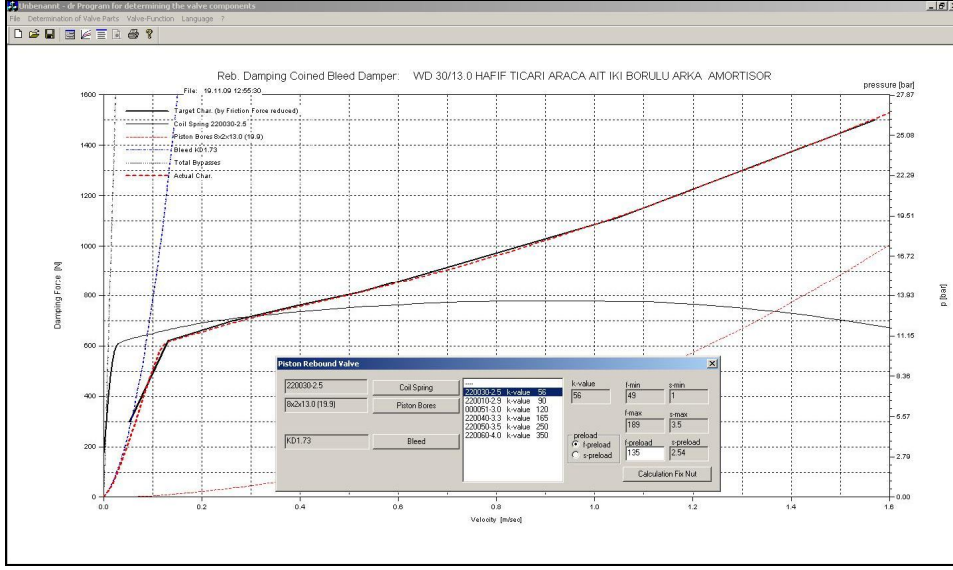


Şekil 8.5: Piston yayı seçimi, ikinci deneme sonucu



Şekil 8.6: Piston yayı seçimi, üçüncü deneme sonucu

Bu değişikliğin üzerine son olarak yay kuvveti 80 N'dan 135 N'a çıkartılıp, daha yumuşak bir yay seçimi yapıldığında, elde edilmek istenen açma eğrisine çok yakın bir eğri oluşturulmuş oluyor. Piston yayı seçiminde elde edilebilecek en iyi sonuç 135N'luk ön yük ile sıkıştırılmış ve 56 N/m'lik yay sabitine sahip seçim ile mümkün olmaktadır. Şekil 8.7'de görülebileceği gibi, hedef karakteristiğe en yakın sonucu verecek nitelikte bileşen seçimi yapılmalıdır.



Şekil 8.7: Piston yayı seçimi, son deneme sonucu

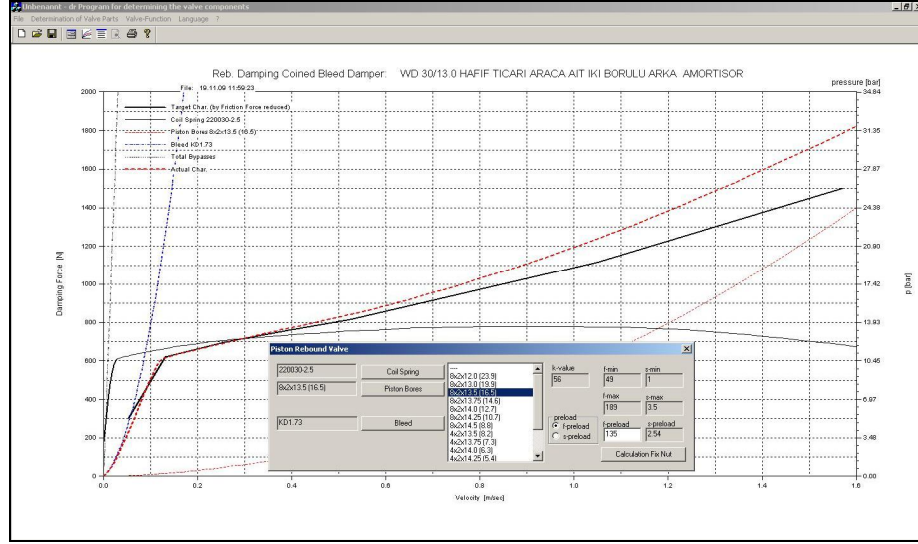
Burada belirtilmesi gereken bir önemli not da şudur; mevcut gözlemlenebilir durumda olan grafikler, bu çalışmanın adım adım ilerleyen aşamalarını değil, başarılı sonuç alındıktan sonra parametre değişikliklerinin eğri üzerinde oluşturduğu etkilerin incelenmesi amacıyla oluşturulmuştur. Dolayısıyla grafikler, bir parametre değişikliği yapıldığında, gerçek değerlerden ne kadar uzaklaşıldığını da göstermiş olur. Diğer tüm parametreler doğru iken kasten yanlış olarak seçilmiş etki grafik üzerindeki dalgalanmayı anlamamızı yardımcı olur.

8.4.2 Piston gözenekleri etkisi

Piston gözenekleri açma direnç eğrisinin son hızlarında etki sahibidir. Düşük hız değerlerinde gözeneklerinden hidrolik sıvının geçişi kolaydır ve sıvı gözeneklerden geçerken zorlanmadığı için direnç oluşmaz. Hız arttıkça zaman gözeneklerden sıvı geçişi zorlaşır. Hız arttıkça direnç de artar. Gözeneklerin etkisinin düşük hızlarda da olabilmesi ancak ve ancak gözeneklerin küçük olmasına bağlıdır. Gözenekler ne kadar büyükse direnç etkisinin devreye girmesi o kadar yüksek bir hız ve debi gerektirir.

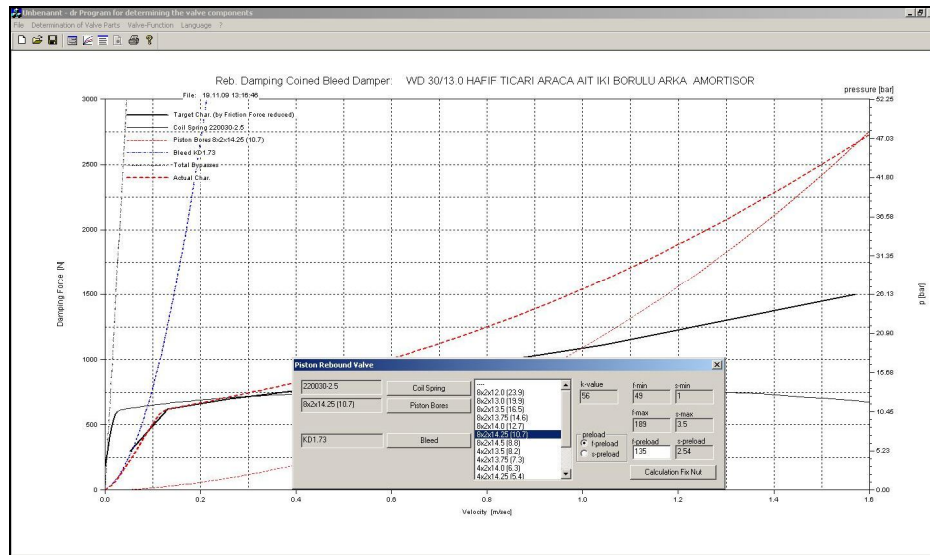
Piston gözenekleri ile ilgili olarak programda tanımlanmış veriler sırasıyla, gözeneklerin adedi, çapı ve kısma diski çap ifadeleridir. Kısma diski oturduktan sonra gözeneklerden sıvı geçişini sağlayan kullanım alanı parantez içerisinde belirtilmiştir. Piston gözeneklerinin grafik üzerinde gösterdiği etkiyi incelemek için öncelikli olarak direnç kuvvetini yukarıdaki Şekil 8.8'deki gibi olması gerekenden

daha yukarı seviyede tutacak nitelikte bir seçim yapılmıştır. 2 mm çapında 8 gözenekli ve akış alanı 19.9 milimetre kare olan 30 mm çağında bir piston seçildiğinde grafik yukarıdaki gibi oluşmaktadır. Bu farkın belirginleşebilmesi adına, farklı bir deneme daha yapılmıştır. Gözenek adedi ve çap ölçüsü sabit tutarak kısma diski çapı artırılıp derinliği sonucu tekrar incelendiğinde aşağıdaki grafikteki gibi bir sonuç oluşmaktadır.



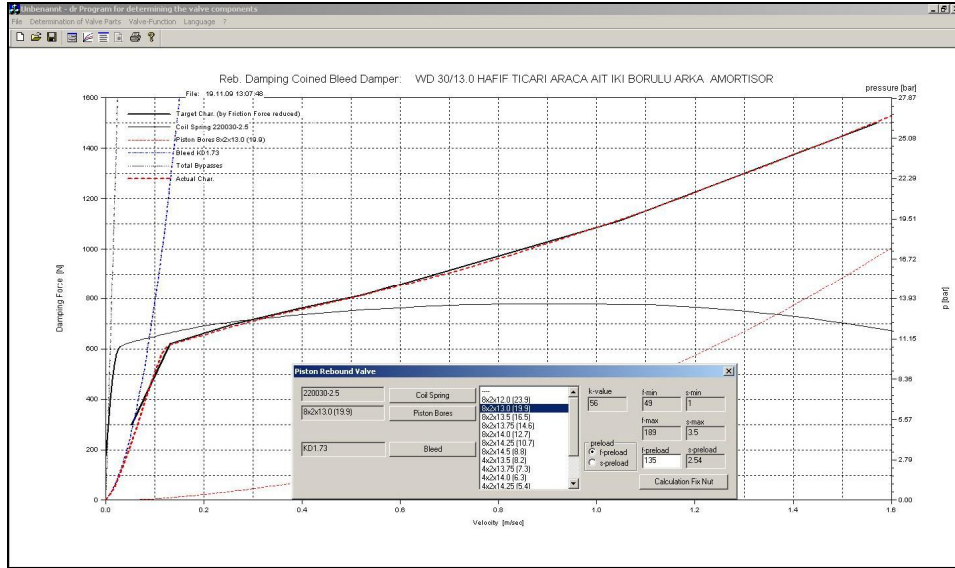
Şekil 8.8: Piston gözenek etkisi, ilk deneme sonucu

Şekil 8.9’da piston gözenekleri etkisinin incelenebilmesi için ilaveten bir seçim daha yapılmıştır. Kısma diski çapının artmış olması, sıvı geçiş alanını daraltmakta olup akışa karşı direnç oluşturmaktadır. Sıvı geçişi zorlaştıkça yüksek hızlarda etkin olan piston gözenekleri ve kısma diski, grafiğin üst bölümünde artırıcı etki göstermektedir



Şekil 8.9: Piston gözenekleri etkisi, ikinci deneme sonucu

Bu bağlamda piston gözeneklerinden sıvı geçişini kolaylaştırıcı nitelikte adet, çap ve derinliğe sahip başka bir seçim denenmelidir. Bu seçim grafiğin yüksek hızdaki kontrolünü sağlayıp, hedef karakteristiğe yaklaştıracak yapıda olmalıdır.



Şekil 8.10: Piston gözenekleri etkisi, son deneme sonucu

Diğer tüm parametreler sabit tutularak gözenek kısma diski çapının azaltılması ile (14.25 mm den 13 mm ye düşürülmüştür), arzu edilen direnç düşüşünün sağlanabileceği Şekil 8. 10'daki gibi görülmektedir. Piston gözeneklerinin direnç kuvveti üzerindeki etkisi açıklanırken yapılan ilk denemede, kullanılan piston kısma diskinin çapı 13.5 mm'den 13 mm'ye düşürüldüğünde, direnç azalışı, yukarıdaki grafikte görüldüğü gibi, karakteristik eğriye çok yakın bir sonuç vermektedir.

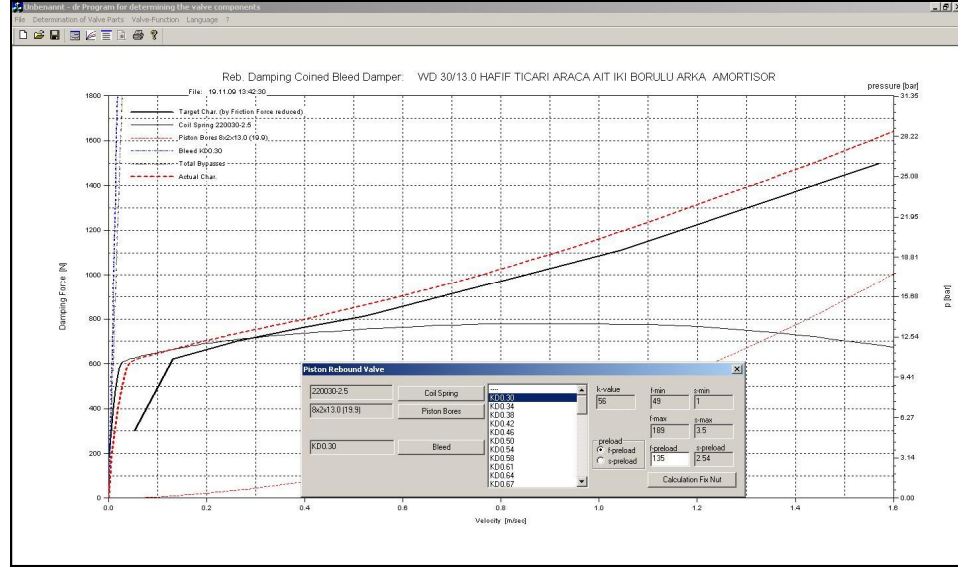
8.4.3 Ayar pulu veya piston çentiği etkisi

Dr programı kısma etkisini iki farklı biçimde sağlamaya imkan vermektedir. Amortisör bilgileri girilirken kısma etkisini nasıl gerçekleştirmek istediğimizi amortisör ebatları ile beraber programa girebilmekteyiz. Bu çalışmada yapılan seçimle piston çentiği kullanımı ile kısma etkisi sağlamak amaçlanmıştır.

Kısma etkisi direnç eğrisinin düşük hız değerlerinde etkindir. Gerek ayar pulunun gerekse de piston çentiğinin sıvı geçişlerindeki aktivasyonu en küçük hız değerinde başlar ve hızın artışı ile birlikte gösterilen direnç de belli bir seviyeye kadar artıp maksimum değerine ulaşır. Ayar pulunun maksimum açıklığa gelmesiyle veya piston çentiklerinden geçen sıvının maksimum debiye ulaşmasıyla birlikte direnç en yüksek

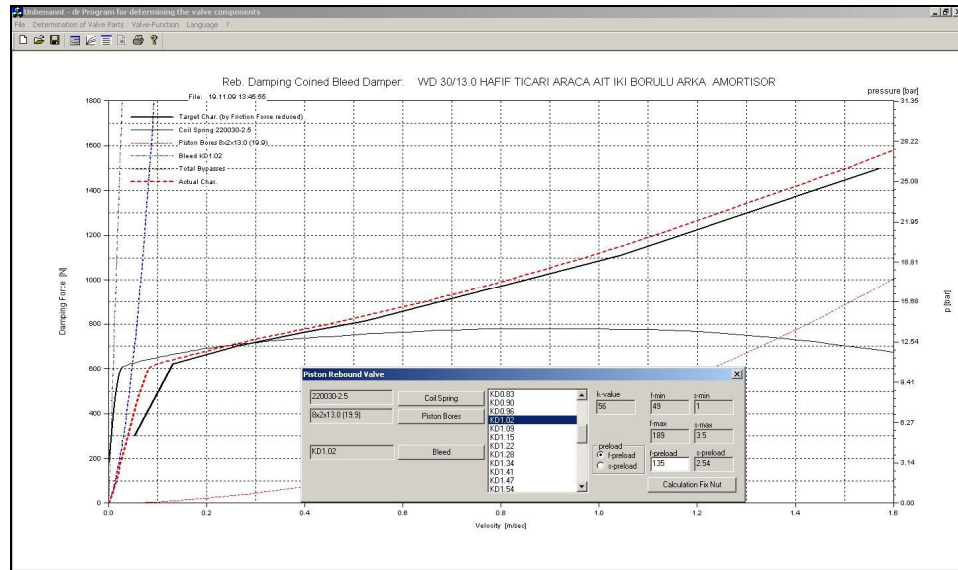
seviyesine ulaşır. Bu anlamda ilk hızlardaki direnç kuvvetinin ayarlanabilmesi bakımından ayar pulunun veya tercihe göre piston çentiğinin seçimi önemlidir.

İlk olarak 30 milimetrekare'lik (KD0,30) çentik denendiğinde, Şekil8.11'deki gibi bir grafik elde edilmiştir.



Şekil 8.11: Piston çentiği etkisi, ilk deneme sonucu

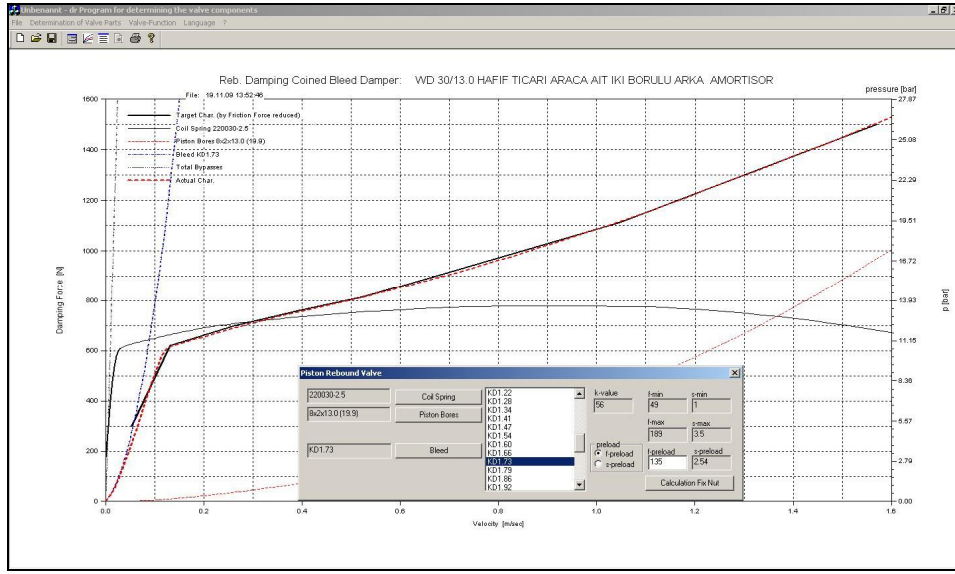
Çentik alanının büyümesi, sıvı akışını kolaylaştırması bakımından başlangıç direnç değerlerinde düşüşe sebebiyet verir. Bu etkinin net bir şekilde görülebilmesi için 0,30 milimetreküplük çentik hacmini 1,02 milimetreküp olarak değiştirildiğinde grafik şekil 8.12'deki biçimde oluşmaktadır.



Şekil 8.12: Piston çentiği etkisi, ikinci deneme sonucu

Son değişiklik grafikte başlangıç direnç değerini düşürmüştür. Grafiğin yüksek hızlardaki direnç değerinin düşüyor oluşu grafiğin bütün olarak davranmasından kaynaklanır. İlk hızlardaki bu etki grafiğin bütününde artış ya da azalış etkisi gösterir ancak bu dolaylı bir etkidir.

Son olarak 1,73 milimetrekarelik piston çentiği denendiğinde grafiğin Şekil 8.13'teki gibi, karakteristik eğriye oldukça yakın değerlerde oluştuğu görülmektedir.



Şekil 8.13: Piston çentiği etkisi, son deneme sonucu

8.5 Alt Sübap Kapama Durumu

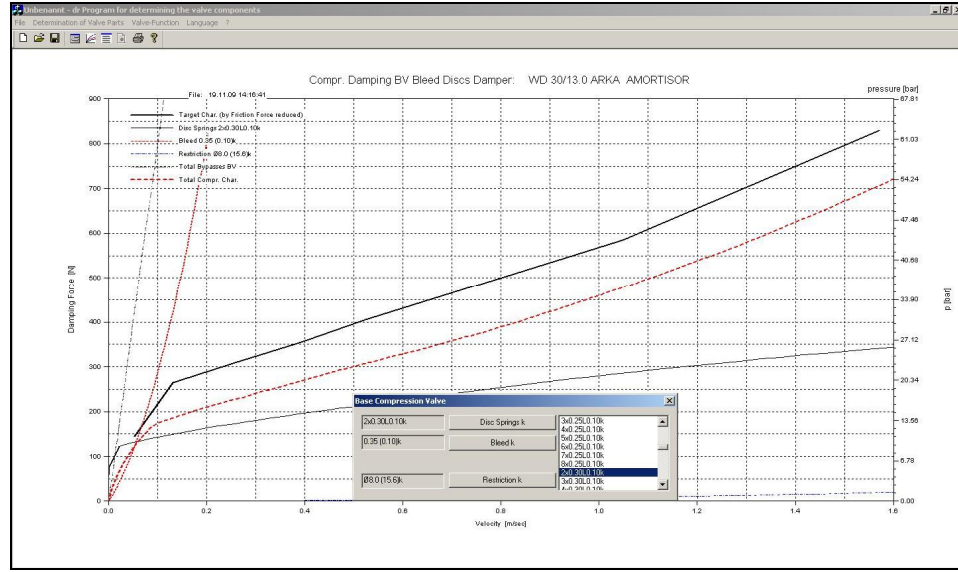
8.5.1 Alt sübap disk grubu etkisi

Çalışmanın bu kısmında öncelikli olarak alt sübap disk grubunun, kapama sönümlemesine etkileri incelenmektedir. Disk grubuna ait seçim parametreleri sırasıyla kullanılması gereken disk sayısı, disklerin kalınlıkları ve fatura yüksekliğidir. Fatura yüksekliği, disklerin oturdukları yüzey ile altında kalan ve perçinin içinden geçtiği deliğin en üst kısmı arasındaki mesafedir.

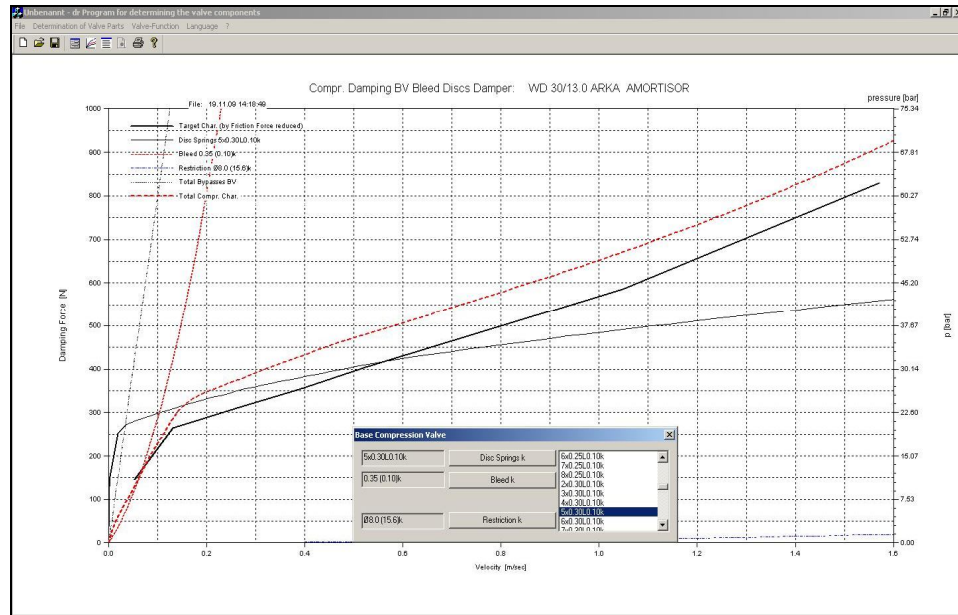
Yapılan çalışmada ilk olarak ofseti 0,1 mm olan bir alt sübapta, 2 adet ve 0,3 mm kalınlıkta disk grubu denenmiştir. Bu durumda sonuç Şekil 8.14'teki gibi elde edilmiştir.

Daha sonra hiçbir parametre değiştirilmeden, sadece disk sayısı 2'den 5'e çıkarıldığında sonuç Şekil 8.15'teki gibi elde edilmiştir. Disk sayısının

yükseltilemesi, sıvı geçişlerinde direnç artırıcı bir etki olacağından grafiğe yansımısı da böyle olmuştur.

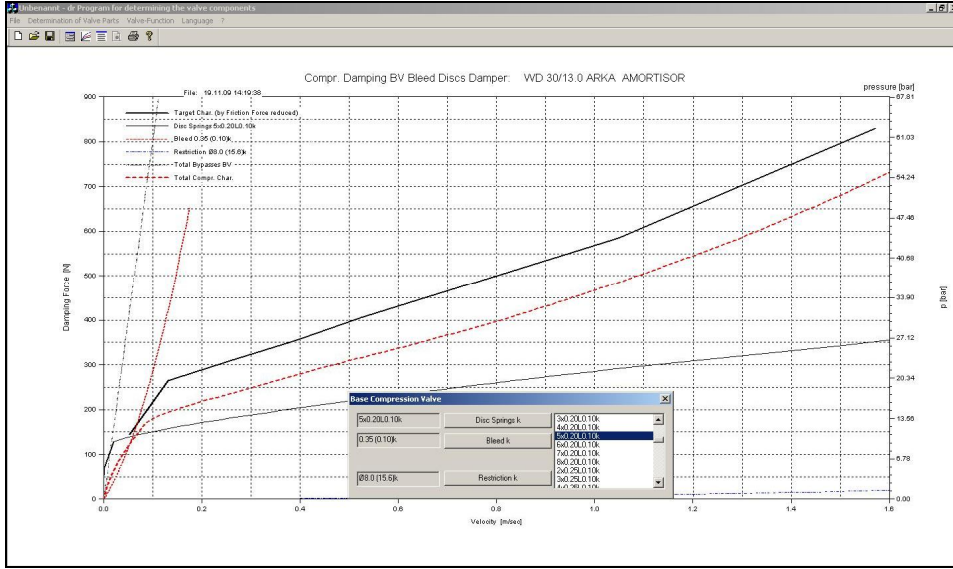


Şekil 8.14: Alt sübap disk grubu etkisi, ilk deneme sonucu



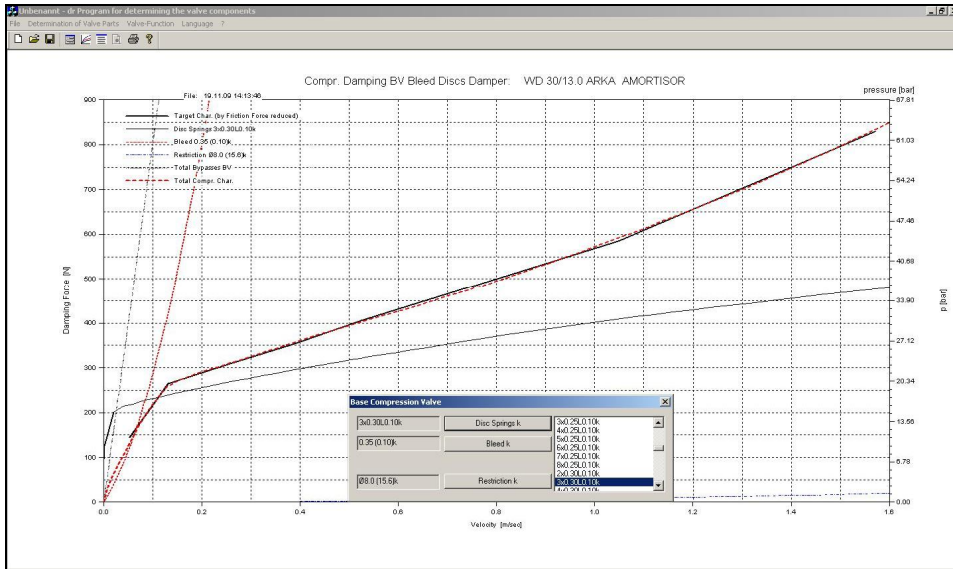
Şekil 8.15: Alt sübap disk grubu etkisi, ikinci deneme sonucu

Bir sonraki denememizde grafiğin değişik parametrelerle nasıl değiştiğini incelemek doğru disk grubu seçimini yapabilmek için disk sayısı 5 ve ofset 0,1 mm olarak kalmış ancak kullanılan disklerin kalınlıkları 0,3 mm'den 0,2 mm'ye düşürülmüştür. Bu durumda disk kalınlıklarının azalmasının, direnç üzerinde azaltıcı bir etki oluşturması beklenir. Sonuç Şekil 8.16'daki gibi olmuştur.



Şekil 8.16: Alt sübap disk grubu etkisi, üçüncü deneme sonucu

Son denemede alt sübap ofseti sabit bırakılarak ve disk kalınlıkları 0,3 mm'ye çekilerek 3 adet disk kullanıldığı takdirde grafiğin Şekil 8.17'deki gibi istenilen karakteristik eğriye yaklaştığı görülmüştür. Program içeriğinde bulunan seçim parametrelerinin fazla olması, fazla sayıda alternatifin oluşu ve fazla sayıda hız ölçümünün yapıyor oluşu grafiğe yakın sonuçlar elde etmeyi kolaylaştıracı etkilidir.

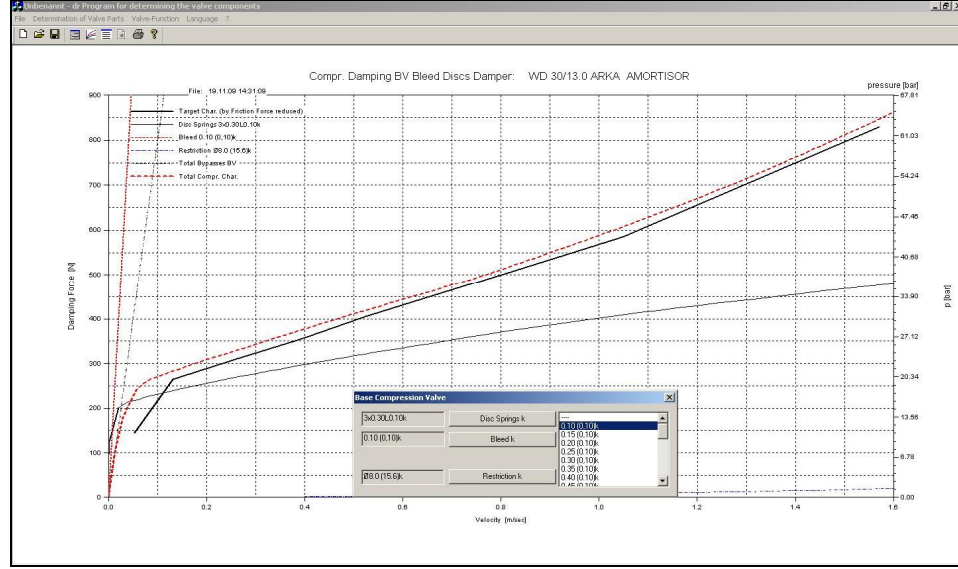


Şekil 8.17: Alt sübap disk grubu etkisi, son deneme sonucu

8.5.2 Ayar pulu etkisi

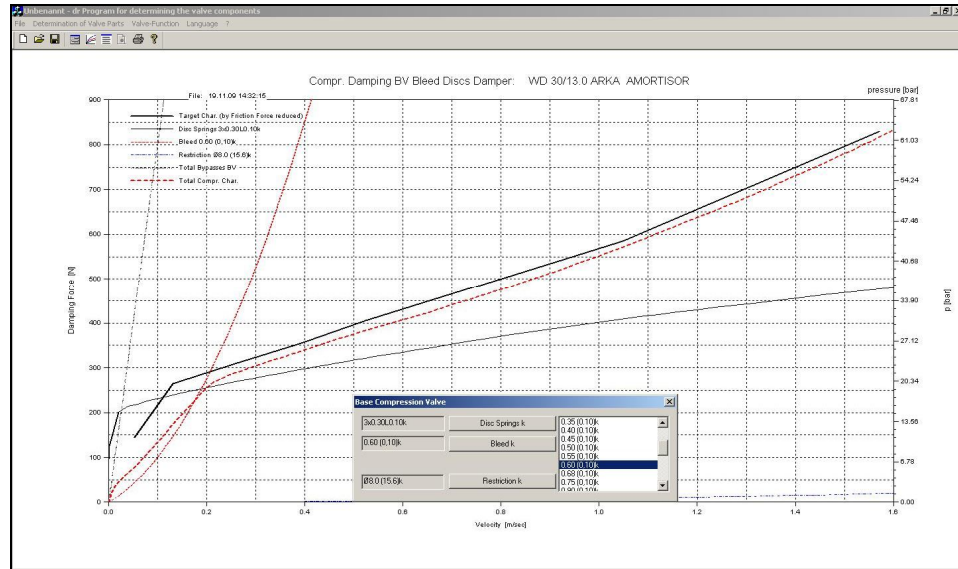
Kullanılan ayar pulunun kapama eğrisi üzerine etkisini incelemek üzere öncelikle 0,10 milimetrekare çentik alanına sahip ve 0,1 mm kalınlığında bir ayar pulu tercih

ediliyor. Bu seçim yakalanması gereken karakteristik eğriden daha yüksek sönümle etkisi gösteriyor (Şekil 8.18). Dolayısıyla direncin azaltılması için farklı bir seçim daha yapmak gerekiyor. Program üzerindeki gösterimiyle 0,60 (0,10k) sırasıyla ayar pulu üzerindeki çentiklerin oluşturduğu boşluğun toplam alanını ve ayar pulu kalınlığını ifade ediyor.



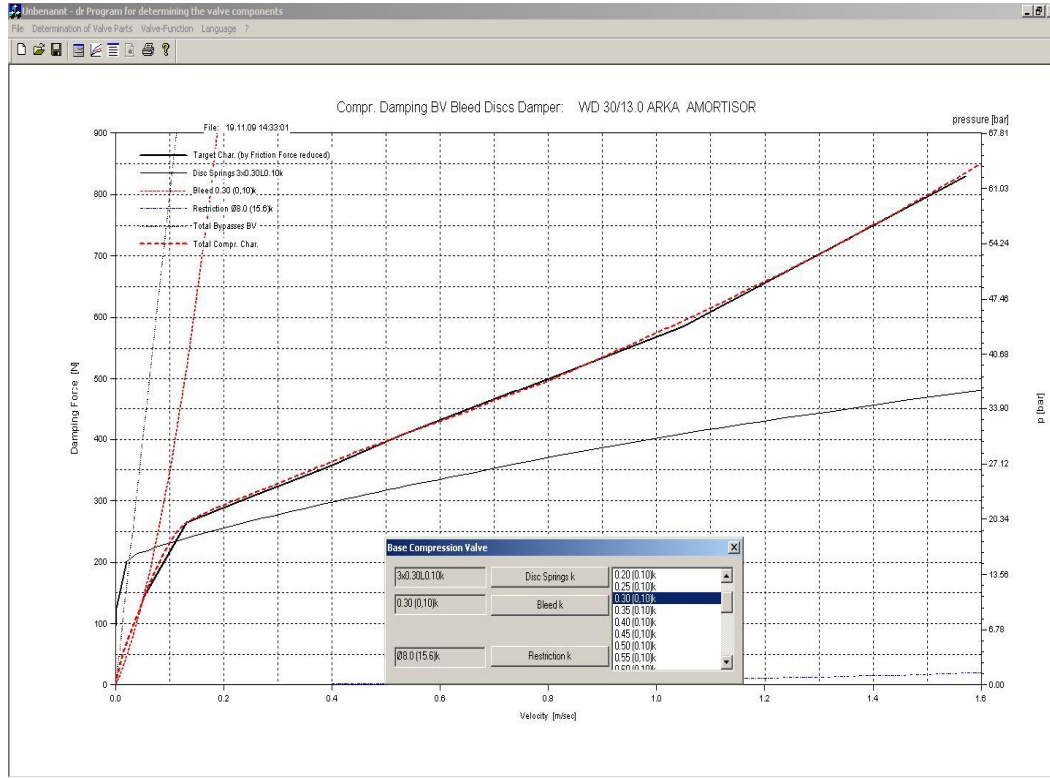
Şekil 8.18: Ayar pulu etkisi, ilk deneme sonucu

Direncin düşmesi aynı çaptaki ve aynı kalınlıktaki ayar pulunda bulunan boşluk yüzeyini artırmakla mümkün olduğundan, çentik alanı 0,6 milimetrekare olan bir başka ayar pulu tercih ediliyor. Bu seçimle oluşan eğri Şekil 8.19’da gösterilmiştir.



Şekil 8.19: Ayar pulu etkisi, ikinci deneme sonucu

Bu seçimle ayar pulu üzerindeki boşluğun fazla olduğu ve sıvı geçişinde direnç oluşturması ve grafiğe yukarı yönde etkimesi bakımından çentik boşluğu alanı 0,3 milimetrekare olan ve kalınlığı 0,1 mm olan başka bir ayar pulu seçiliyor ve grafik Şekil 8.20'deki gibi istenilen noktaya taşınmış oluyor.

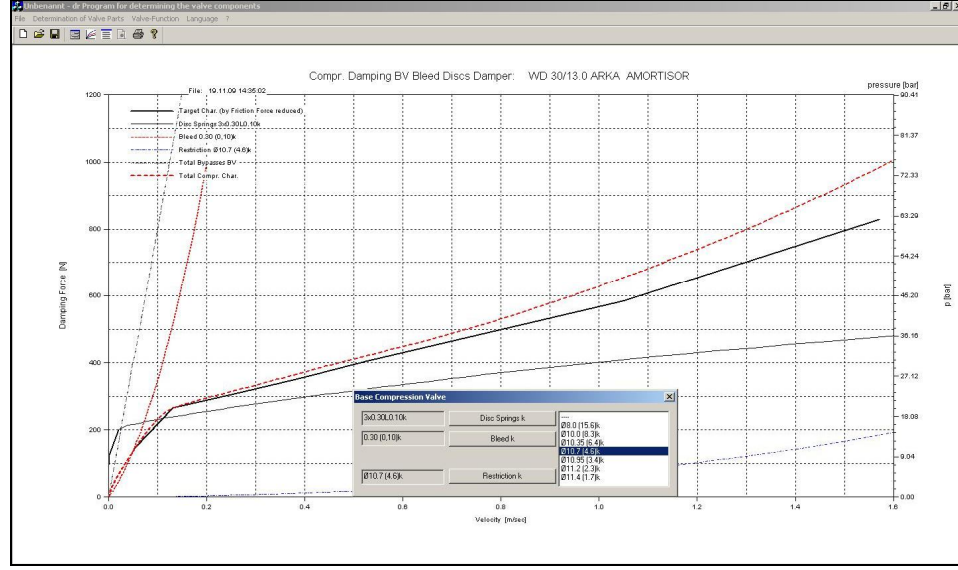


Şekil 8.20: Ayar pulu etkisi, son deneme sonucu

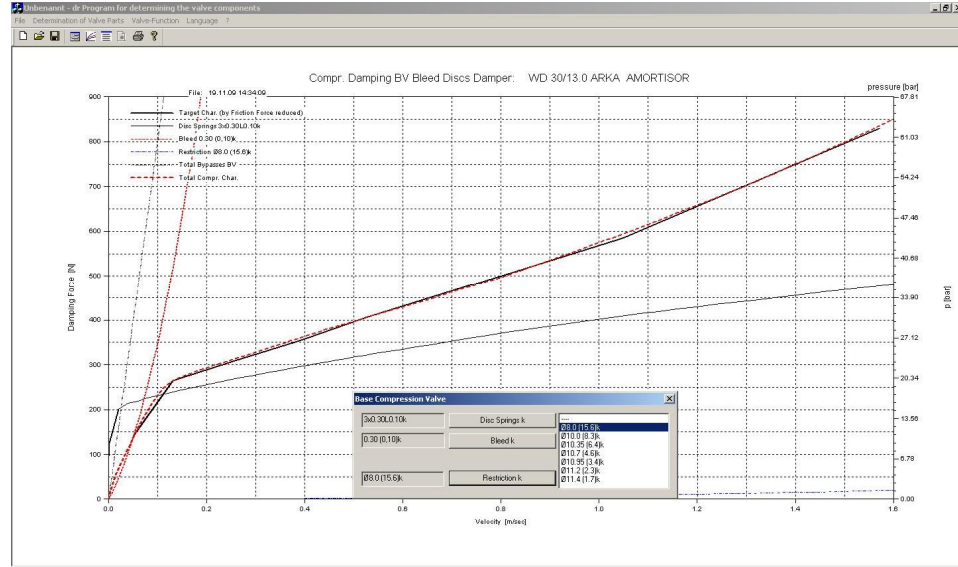
8.5.3 Kısmi diski etkisi

Alt sübap grubunda kullanılan kısmi diskinin kapama eğrisine etkisinin incelenmesinde, program iki ayrı parametre ile değişiklik yapmamıza müsaade ediyor. Örneğin Ø10.0 (8.3)k şeklinde gösterilen alternatifte 10, kısmi diski çapını ve 8.3 de akış alanını ifade ediyor. İlk seçimde 10.7 milimetre çapında ve 4.6 milimetre akış alanına sahip bir kısmi diski tercih ediliyor. Bu seçim doğrultusunda, kısmi diskinin kapama eğrisi üzerindeki etkisi Şekil 8.21'deki gibi oluyor.

Kısmi diski çapının azaltılması ve akışın rahat olabilmesi için akış alanının fazla olduğu bir başka alternatifin seçimiyle direnç eğrisinin biraz daha düşürülmesi sağlanabilir. Bu bağlamda Ø8.0 (15,6) k ile belirtilen kısmi diski alternatifinin seçiyle programa çözüm yaptırıldığı takdirde, grafiğin istenilen noktaya geldiği Şekil 8.22'de olduğu gibi gözlemlenebilir.



Şekil 8.21: Kısmi disk etkisi, ilk deneme sonucu



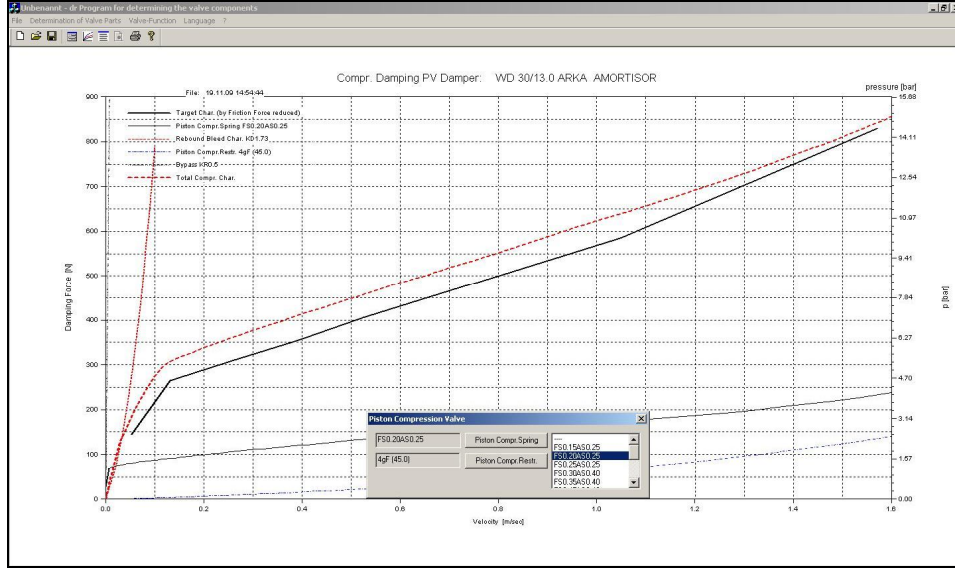
Şekil 8.22: Kısmi disk etkisi, son deneme sonucu

8.6 Piston Kapama Durumu

8.6.1 Emme sübap yayı ve ayar pulu etkisi

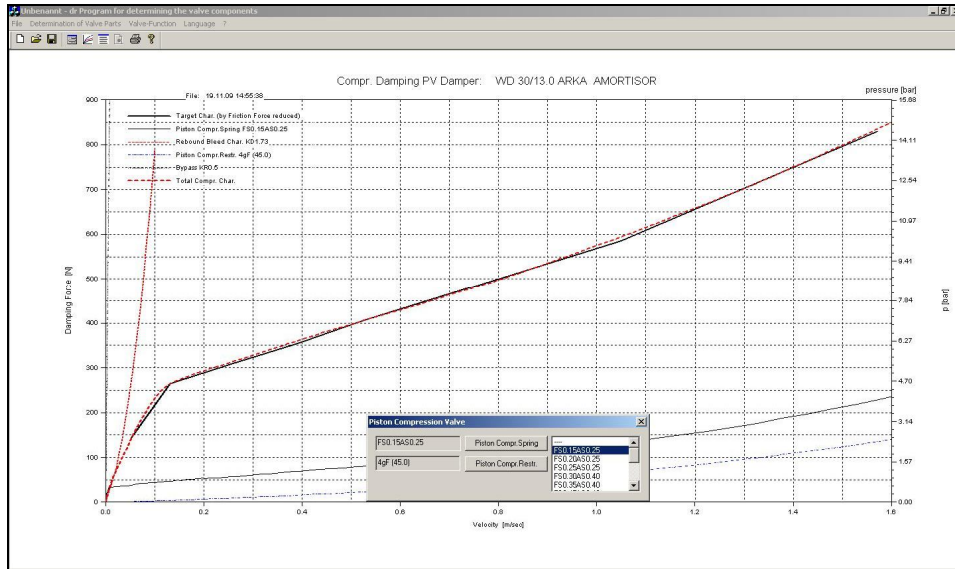
Piston kapama valfi içerisinde emme sübap yayının ve ayar pulunun programdaki gösterim biçimi FS0.15AS0.25 şeklindedir. İlk sayısal değer (0.15) emme sübap yayının kalınlığını, ikinci sayısal değer ise (0.25) ayar pulunun kalınlığını ifade eder. Bu iki valf parçasının farklı kombinasyonlarında grafik üzerindeki etkilerinin nasıl oluştuğunu inceleyebilmek için ilk olarak FS0.20AS0.25 seçimi yapılıyor. 0.20 mm kalınlığında emme sübap yayı ve 0.25 mm kalınlığında ayar pulu ile grafik Şekil

8.23’de görüldüğü gibi olması gerekenden yüksek bir direnç kuvveti etkisi oluşturduğu görülmektedir.



Şekil 8.23: Emme sübap yayı ve ayar pulu kalınlıkları etkisi, ilk seçim sonucu

Bu anlamda direnç değerini düşürebilmek için kullanılan emme sübap yayı kalınlığını 0.20 mm’den 0.15 mm’ye düşürdüğümüzde yeni oluşan grafik Şekil 8.24’te görülebileceği gibi kapama karakteristiği beklentisini karşılar nitelikte oluşmaktadır.

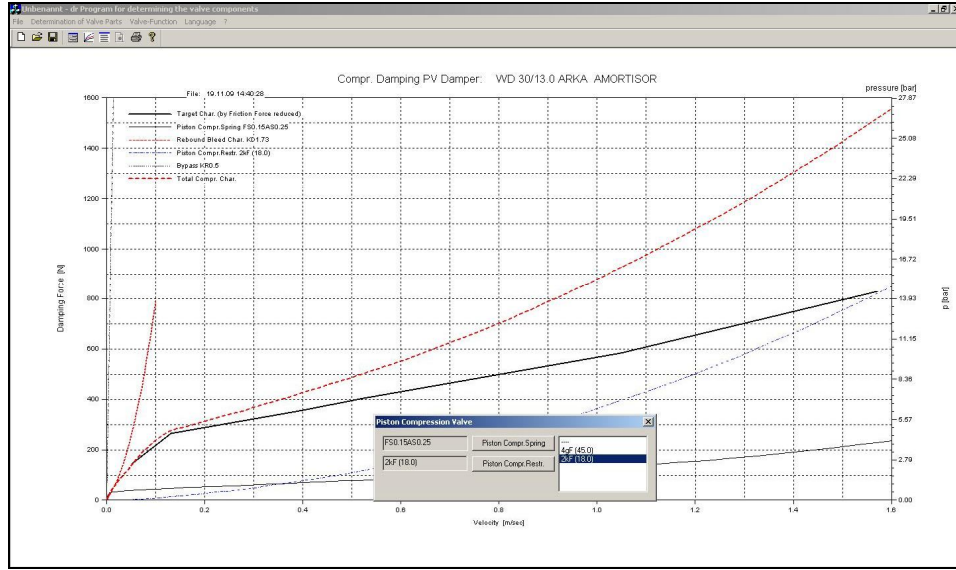


Şekil 8.24: Emme sübap yayı ve ayar pulu kalınlıkları etkisi, son seçim sonucu

8.6.2 Piston kapama kısmı etkisi

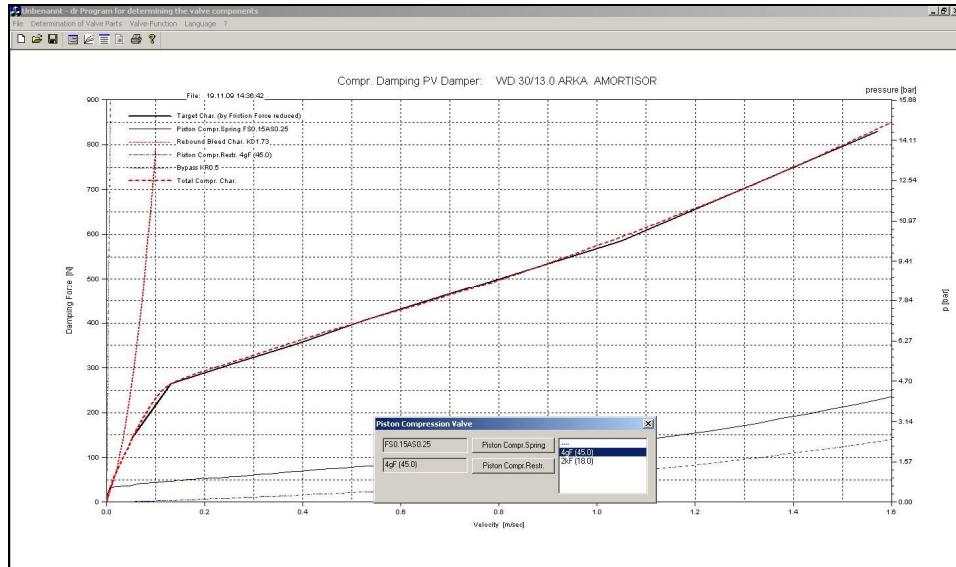
Programın bu kısmında son olarak piston gözeneklerinin çevresinde bulunan pencerelerin etkisi incelenmiştir. 4gF (41.6) olarak gösterilen ifade sırasıyla piston

üzerinde 4 pencere ve toplam yağ akış alanının 41.6 milimetrekare olduğu anlamına gelmektedir. Buradan yola çıkarak yapılan 2 pencereli ve 18 milimetrekarelik akış alanına sahip alternatifi seçimi Şekil 8.25'te görüldüğü gibi bir etki göstermiştir.



Şekil 8.25: Piston kapama etkisi, ilk seçim sonucu

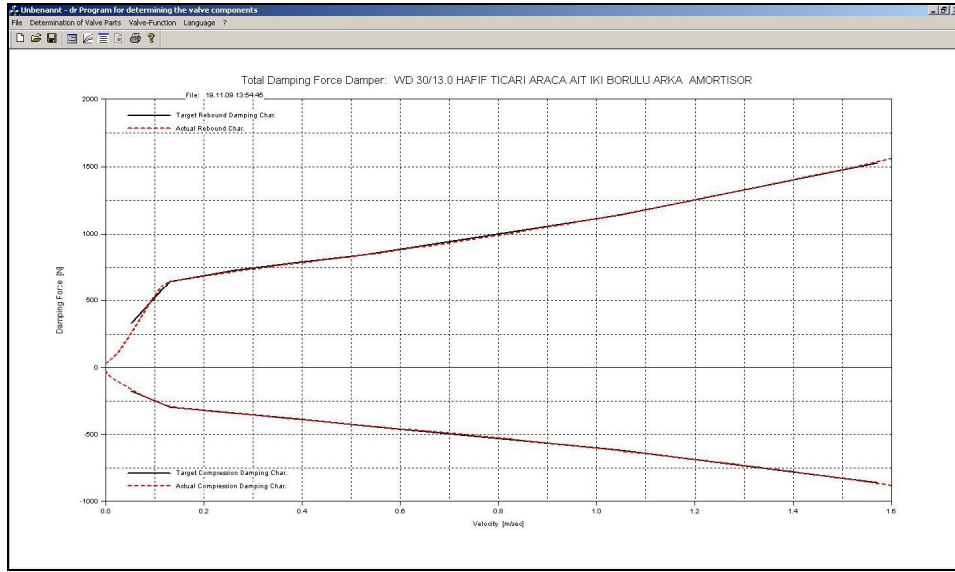
Bu seçeneğin yerine akışı kolaylaştıracak daha geniş bir akış alanına sahip piston seçilirse direnç eğrisinde istenilen azalma sağlanabilecektir. Bu doğrultuda 4gF (45) ile programda belirtilen seçimin yapılmasıyla 4 gözenekli ve 45 milimetrekarelik bir başka piston denendiğinde oluşan grafik aşağıdaki Şekil 8.26'da görüldüğü gibi istenen karakteristik eğriye çok yakın bir sonuç vermektedir.



Şekil 8.26: Piston kapama etkisi, son seçim sonucu

8.7 Sonuç Eğrisi

Yapılan tüm seçimlerin doğrultusunda sonuç eğrisi hem açma hem de kapama durumları için ayrı ayrı neticelendirilmiş olup, karakteristik eğriyi oluştururken girilen değerlerle elde edilen eğri ile beraber tek bir grafik olarak aşağıdaki gibi görüntülenebilmektedir. Programın sonuç eğrisi grafiği Şekil 8.27'deki gibi görüntülememize imkan verir.



Şekil 8.27: Sonuç grafiği

Kırmızı kesikli çizgi ile gösterilen eğri, yapılan çalışmada kullanılan valf parçalarının tasarımlarıyla birebir ilintili olup, ne kadar doğru kombinasyonlarla bir araya getirildikleri yorumu ancak ve ancak başta belirlenen karakteristik eğri ile örtüşme yakınlığı ile mümkündür.

8.8 Sonuç Listesi

Sonuç listesi yapılan tüm çalışmanın özeti niteliğindedir. Başta programa tanımlanmış olan tüm veriler, yapılan seçimler doğrultusunda elde edilen tüm sonuçlar ve bu sonuçların birbirlerine olan yakınlıkları, yakınsama oranları program sonuç listesinde ayrı ayrı ayrı görülebilmektedir. Çalışma sonucunda neredeyse birebir uyum yakalanmıştır. Bu da, seçilen valf parça tiplerinin, kullanım miktarlarının, ebatlarının ve basınç borusu ve mil gibi amortisör ana bileşenleri ile bu seçimlerin olumlu bir uyum sağladıklarının göstergesi olarak değerlendirilebilir. Sonuç listesi Şekil 8.28'de görüldüğü gibidir.

Program, başta belirlenen hedef karakteristiğe uygun nitelikte valf tasarımının gerçekleştirilmesi bakımından önemlidir ancak esasen, programdan elde edilen sonuçlara göre valf parçalarını gerçekleştirilerek bir araya getirilen bir amortisörün, direnç performansının da programda elde edilen kuvvet değerleriyle uyuşması gerekmektedir. Bu anlamda yapılan valf tasarımının gerçek değerlere ne kadar yakın olduğu gözlemlenebilecektir.

Unbenannt - dr Program for determining the valve components

Drucken...

Nächste

Vorherige

Zwei Seiten

Vergrößern

Verkleinern

Schließen

Determination of Components for the Twin Tube Damper: ARKA AMORTISOR

File:

Date - Time: 19.11.09 13:58:54

dr Version 1.24 Aug 9 2005 Built of dr.mdb: 10.8.2005

Input Data:

Valve Type: World-Design

Type of Components: Production Parts

Damper Size: 30.0// 13.0 Fill Overpressure:25.0 bar

Friction Force Component: +- 30 N

Bleed PV: coined bleed Bleed BV: bleed disc

BV Sealing Land: 14.6 BV Rivet: standard

Text: SONUMLERLE KARAKTERISTIGI DOGRULAMASI ICIN VALF TASARIMI

Bypasses:

Piston Ring Gap : KR0.5

Rod Guide Play : 20MY

Replenishing Ports: EK2X0.13

Selected Components:

Rebound Valve Bleed KD_4X1.6X0.27=1.73 qmm 4998120040

Coil Spring - Var. 220030-2.5 4913220030

k-value 56 N/mm

Preload 135 N

Preload Displacement 2.54 mm

Piston Bore/Restr. 8X1.95X13.00=19.90 qmm

Piston Compr. Valve Spring FS0.15A0.25 4910520150

Backflow Bores 4gF (45.0) qmm

Base Valve Bleed 2X1.75X0.1=0.35k qmm 4910000077

Spring Disc Stack 3X0.30L0.10k 4910620080

Restriction VDR08.0 (15.6)k mm 4910420020

Damping Forces (N)

Velocity (m/sec)	0.052	0.13	0.26	0.39	0.52	1.05	1.57
Rebound Target	330	650	730	790	845	1145	1530
Actual	260	645	721	785	845	1148	1535
Difference [N]	-70	-5	-9	-5	0	3	5
Difference [%]	-21	-1	-1	-1	0	0	0
Press.Diff PRV [bar]	4.0	10.7	12.0	13.2	14.2	19.5	26.2
Compression Target	175	295	340	385	435	615	860
Actual	160	289	342	389	433	622	864
Difference [N]	-15	-6	2	4	-2	7	4
Difference [%]	-9	-2	1	1	-1	1	0
Press.Diff PCV [bar]	0.7	0.9	1.2	1.5	1.8	3.4	6.2
Press.Diff BCV [bar]	6.9	15.7	18.5	20.7	22.7	29.9	36.0
Press. PCV/Press. BCV	0.10	0.06	0.06	0.07	0.08	0.11	0.17

KD-rate: (A St*KD KV)/(A R*KD BV)

Target: > 1 Actual: 1.14

Seite 1

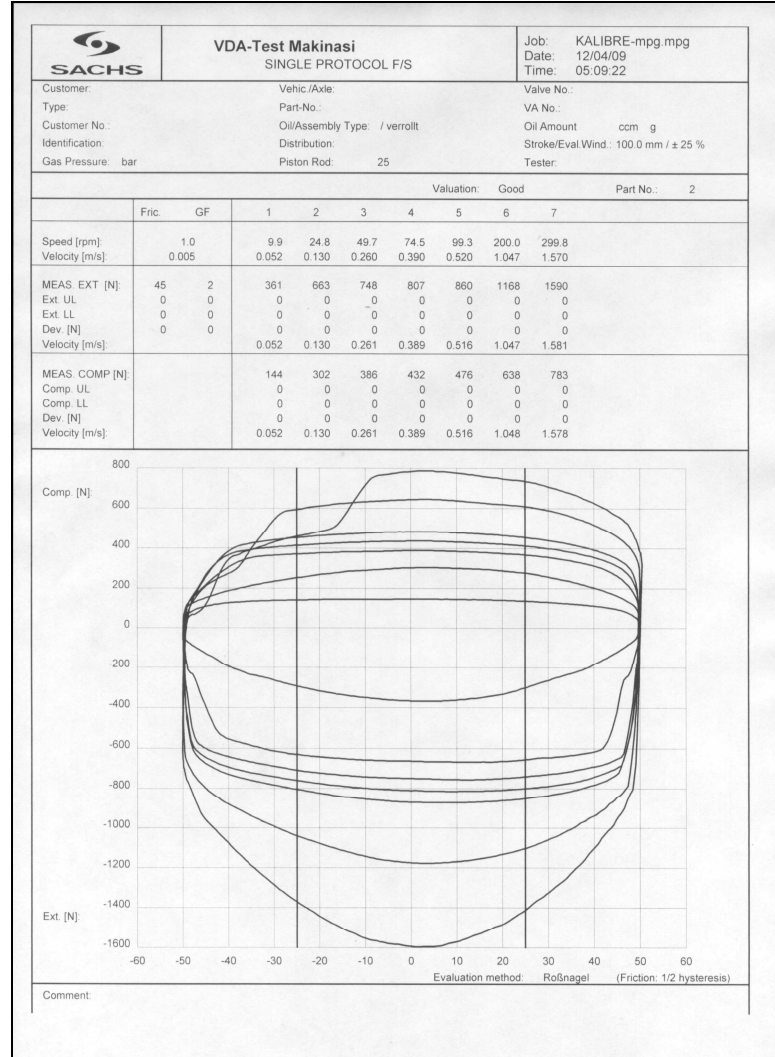
NUM

Şekil 8.28: Sonuç listesi

9 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

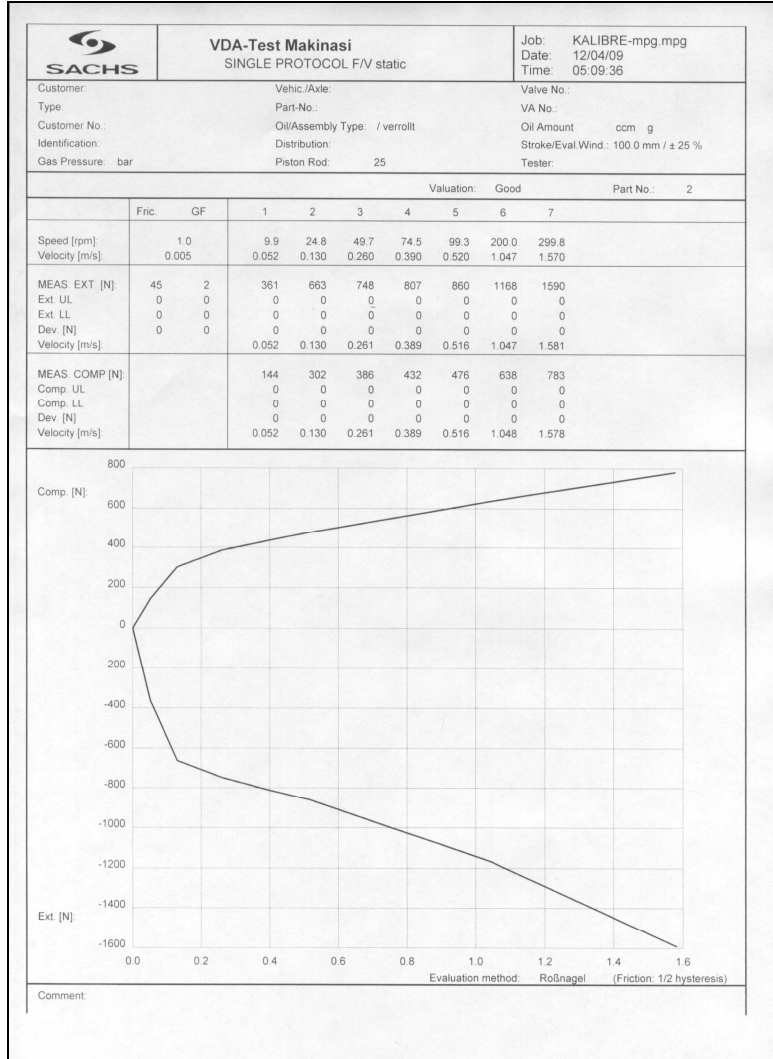
9.1 Performans Testi ve Sönümlleme Kuvveti Mukayesesi

Bilgisayar programının, doğru valf tasarımı yapılabilmesi için bizi yönlendirmiş olduğu parçalar ile toparlanan amortisörün, istenilen karakteristiğe ne kadar yakın sonuçlar verdiğini görebilmek amacıyla, performans testi gereklidir. Bu anlamda, yapılacak çalışma için amortisör hazırlanmış ve direnç ölçüm makinesine bağlanmıştır. Hedef karakteristik isteminde belirtildiği üzere yedi (7) ayrı hız değerinde ölçüm yapılmıştır. Ölçüm sonuçları Şekil 9.1’de görüldüğü gibidir.



Şekil 9.1: Direnç ölçüm sonuçları, F(N)-x(m) eğrisi

Aynı değerler ayrıca Kuvvet(N)-Hız(m/s) grafiği olarak da gösterilmiştir. Bu format, ”Dr” programı formatı ile aynıdır. Grafiğin, bizden beklenen hedef karakteristik eğrisi ile son derece benzer olduğu görülmüştür.



Şekil 9.2: Direnç ölçüm sonuçları, F(N)-V(m/s) eğrisi

9.2 Sonuçların Değerlendirilmesi

Elde edilen ölçüm sonuçları ve hedef karakteristik değerleri bir araya getirildiğinde, sonuçların birbirlerine olan yakınlığını gözlemleyebilmek bakımından bir grafik çalışması yapılmıştır. Şekil 9.3, Çizelge 9.1’de belirtilen değerler ile oluşturulmuştur.

Çizelge 9.1’de belirtilen toleranslar dahilinde, elde edilen amortisör sönümleme kuvveti değerlerinin sadece tolerans dahilinde olmadığı, nominal denebilecek düzeyde yakın sonuçlar verdiği Şekil 9.3’de açık olarak görülmektedir. Tabloda belirtilen tolerans değerleri, TS 3034 kalite standartında (EK A.1) belirtilmiş olan

“Sönümlleme Kuvveti Toleransları” başlığı dahilindeki tolerans ifadelerine, belirli bir güvenlik hesabı katılıp, indirgenerek yazılmıştır.

Çizelge 9.1: Hedef karakteristik direnç değerleri amortisör ölçüm sonuçları ve toleranslar

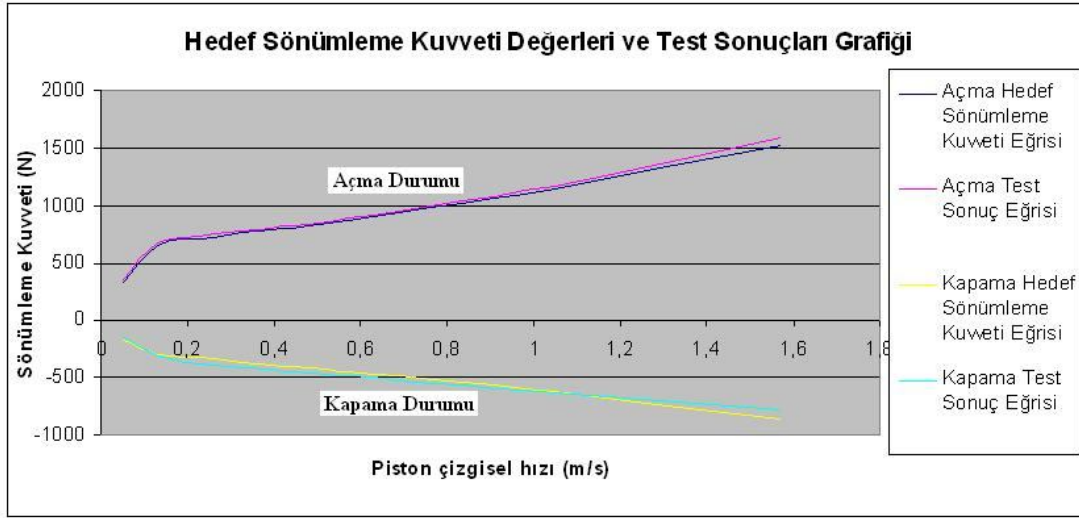
Hızlar (m/s)	Hedef		Elde edilen		Toleranslar
	Açma (N)	Kapama (N)	Açma (N)	Kapama (N)	
0, 052	-330	175	-361	144	±20% N
0, 131	-650	295	-663	302	±17, 50% N
0, 262	-730	340	-748	386	±15% N
0, 393	-790	385	-807	432	±12, 50% N
0, 524	-845	435	-860	476	±10% N
1, 048	-1145	615	-1168	638	±10% N
1, 571	-1530	860	-1590	783	±10% N

Ölçülen amortisöre ait kuvvet-yerdeğiştirme grafiğinde görülen şekil düzensizliği, hazırlanan amortisörün gazsız bir amortisör olmasıdır. Amortisör açma hareketini tamamlayıp kapama hareketine geçtiği anda bu düzensizlik başlar ve yüksek hızlarda yüksek sönümlmeler oluşacağından daha da belirginleşir. Ancak bu düzensizlik amortisöre ait bir problem olduğu anlamına gelmemektedir. Gazlı tip amortisörlerde de benzer bir eğri yapısı oluşabilmekte ve bu eğri düzensizliğine 50% oranında (grafik üzerinde yerdeğiştirme ekseninin -50 ile 0 arasında kalan bölgesi) müsaade edilmektedir.

Bu sonuçlardan yola çıkarak, kullanılan “Dr” programının vermiş olduğu sonuçlar doğrultusunda hazırlanan amortisöre ait sönümlleme kuvveti değerlerinin, hedeflenen değerlere yakın olduğu ve programın doğruluğu teyyid edilmiştir.

9.3 Öneriler

Valf tasarımı gerçekleştirilirken kullanılan “Dr” programı doğru sonuçlar vermektedir. Bu program iki borulu pasif süspansiyon sistemlerinin valf tasarımı için oldukça zaman kazandırıcı bir etkiye sahiptir. Amortisör üreticisi olan kurumların ilk numune üretim süreçlerinde zaman kazandırıcı bir etkisi vardır.



Şekil 9.3: Hedef karakteristik değerleri ve gerçek değerlere ait grafik

Otomotiv ana sanayi şirketleri, amortisörden bekledikleri çalışma karakteristiğini Sönümlleme kuvveti adında belirli bir tolerans bandı içerisinde talep ederler ve “Dr” programı kesin sonuçlar verebilmesi bakımından önemiyet taşır. Bu bakımdan, amortisör üreticisi kurum, müşteri talep değişikliklerini hızlı ve etkin çözümleyebilmektedir. Ne var ki, program kullanıcısı, her değişikliği adım adım iletirmek zorundadır. Yapılan değişikliğin, eğriler üzerinde oluşturduğu etki gözlemlenebilir durumda olsa dahi, valf sisteminin herhangi bir yerinde yapılan değişiklik bir bütün olarak görülememektedir. Başlangıç olarak doğru seçildiği düşünülen bir valf parçası, değişebilmekte ve çok daha farklı bir kombinasyon ile istenilen sönümlleme kuvveti değerleri elde edilmektedir. Bu süre kaybettirici etki, belli valf parçaları için sabitlenerek, çalışma aralığı sınırlandırılabilir ve çalışmanın başında seçilen valf sistemi bileşeniyle, elde edilebilecek muhtemel çözüm aralığı öngörüsü, farklı bir pencerede görüntülenebilir olmalıdır. Bu şekilde kullanıcı doğru sönümlleme kuvvet aralığını elde edip edemeyeceğini deneme yanılma ile değil, kesin bir biçimde görmüş olacaktır.

KAYNAKLAR

Baalmann H. ve Lichtlein O., 2002: World design twintube dampers and struts, ZF Sachs AG Schweinfurt, Almanya.

Causemann, P., 2001: Automotive shock absorbers : features, designs, applications Verlag Moderne Industrie, Sachs , Almanya.

Demirsoy, M., 1997 : *Motorlu Araçlar*, Cilt 3, İstanbul.

Fahrwerk, G., 2007, Design manuel for dampers and struts, Suspension division, advanced development, ZF Sachs AG Schweinfurt, Almanya.

Thein, A., 2002: World design monotube, ZF Sachs AG Schweinfurt, Almanya.

ZF Sachs, 2002: Technical guide shock absorbers and suspension struts for passenger vehicles, Information for design engineers, ZF Sachs AG Schweinfurt, Almanya.

URL-1 <http://en.wikipedia.org/wiki/Active_suspension> alındığı tarih 27/09/2009

URL-2 <<http://tr.wikipedia.org/wiki/Amortis%C3%B6r>> alındığı tarih 28/09/2009

EKLER

EK A.1: Türk Standardı

Çizelge 3³⁾ - Sönümleme kuvveti toleransları

Piston hızı	0,05 m/s (referans) ²⁾		0,1 m/s (referans)		0,3 m/s (temel)		0,6 m/s (referans)	
Ana gövde anma çapı (d) (mm)	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma
20								
25	± (%30 +20 N)	± (%30 +20 N)	± (%25 +20 N)	± (%25 +20 N)	± (%13 +20 N)	± (%16 +20 N)	± (%13 +20 N)	± (%16 +20 N)
30								
35	± (%30 +30 N)	± (%30 +30 N)	± (%25 +30 N)	± (%25 +30 N)	± (%13 +30 N)	± (%16 +30 N)	± (%13 +30 N)	± (%16 +30 N)
40	-	-	± (%25 +40 N)	± (%25 +40 N)	± (%13 +40 N)	± (%16 +40 N)	± (%13 +40 N)	± (%16 +40 N)
50								

- 1) Çizelge 3'te verilenler dışındaki piston hız ve toleransları, ilgili taraflar arasındaki anlaşmaya tâbidir.
- 2) 0,3 m/s dışındaki piston hızı toleransları, referans değerlerdir ve ilgili tarafların anlaşmasına tâbi olarak gerçek tolerans değerlerinin belirlenmesinde kullanılmalıdır.

1.2.10 Kaplama

Piston milleri, TS EN 12540'a göre sert krom kaplanmış olmalı ve Madde 2.1'e göre alınan numuneler Madde 2.3.7'ye göre denendiğinde kaplamada herhangi bir bozulma görülmemelidir.

1.3 Boyut ve toleranslar

Amortisörlerin temel boyut ve toleransları (Şekil 5), önceden belirtilen boyut ve toleranslara uygun olmalıdır.

Geleneksel teleskopik amortisörlerde basınç borusunun iç çapı: $20 \text{ mm} \leq d \leq 50 \text{ mm}$,

Strat teleskopik amortisörlerde basınç borusunun iç çapı: $25 \text{ mm} \leq d \leq 35 \text{ mm}$ olmalıdır.

Toleransı verilmeyen boyutlar için, TS 1980-1 EN 22768-1'de verilen toleranslar geçerlidir.

1.4 Özellik, muayene ve deney madde numaraları

Bu standarddaki özellikler ile bunlara ait muayene ve deney madde numaraları, Çizelge 1'de verilmiştir.

Çizelge 4 - Özellik, muayene ve deney madde numaraları

Sıra No	Özellik Madde No	Muayene Madde No	Deney Madde No	Açıklamalar
1	1.2.1	2.2.1	-	Gözle muayene
2	1.2.4	-	2.3.1	Akma ve parlama deneyi
3	1.2.5	-	2.3.2	Korozyon deneyi
4	1.2.6	-	2.3.3	Sessiz çalışma deneyi
5	1.2.7	-	2.3.4	Sönümleme kuvveti deneyi
6	1.2.8	-	2.3.5	Kayma direnci deneyi
7	1.2.9	-	2.3.6	Çalışma (ömür) deneyi
8	1.2.10	-	2.3.7	Kaplama deneyi
9	1.3	2.2.2	-	Boyut muayenesi

2 Numune alma, muayene ve deneyler

Şekil A.1: Türk Standartı

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Adem Engin ÇOTUR

Doğum Yeri ve Tarihi : Tutak, 28/07/1981

**Adres : Barbaros Mah. Fesleğen Sok. Southside
D1 Blok D:91 PK: 34674 Batı Ataşehir / İSTANBUL**

Lisans Üniversite : Gaziantep Üniversitesi