



**BİNALARIN DEPREME KARŞI KORUNMASI İÇİN BURULMALI HİSTERETİK ENERJİ
SÖNÜMLEME CİHAZI**

Program Kodu: 1001

PROJE NO: 113M321

**Proje Yürütücüsü:
Prof. Dr. Murat DİCLELİ**

Bursiyerler:

**Ali SALEM MILANI
Burak Çağrı DURAN**

**28 EKİM 2015
ANKARA**

ÖNSÖZ

“BİNALARIN DEPREME KARŞI KORUNMASI İÇİN BURULMALI HİSTERETİK ENERJİ SÖNÜMLEME CİHAZI” başlıklı çalışma, binaların depreme karşı korunabilmesi için yeni bir histeretik enerji sönümleyici geliştirilmesi üzerine yapılmıştır. Yeni sistemin ismi Burulmalı Histeretik Enerji Sönümleyici (Damper) (BHD) olarak belirlenmiştir. BHD sünek çelikten yapılmış silindirlerin buruluma akmasını kullanan ve göreceli hareketlerden dolayı oluşan kinetik enerjiyi dağıtmak için tasarlanmış mekanik bir cihazdır. Yeni geliştirilen damper ters-V çaprazlar kullanılarak yapı çerçevelerin yerleştirilmesi için tasarlanmıştır. Bu çalışma, BHD cihazının, konsept olarak tasarım, analitik ve sayısal çalışmaları ve doğrulama testleri dahil, bütün geliştirme aşamalarını kapsamaktadır.

Bu araştırma, TÜBİTAK Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projelerini Destekleme Programı (1001) kapsamında, TÜBİTAK tarafından desteklenmektedir (Proje No. 113M321).

ÖZ

BİNALARIN DEPREME KARŞI KORUNMASI İÇİN BURULMALI HİSTERETİK ENERJİ SÖNÜMLEME CİHAZI

Son yıllarda, yapıların deprem etkisi altında kontrol edilebilmesi için ilave sistemlerin kullanılması giderek artan bir kabul görmüştür. Buna bağlı olarak bilimsel araştırmalar da bu tip sistemlerin gelişimi ve performansı üzerinde yoğunlaşmıştır. Bu ilave sistemler, sismik izolasyon sistemleri ve enerji sönmüleyici cihazlardan (damperlerden) oluşmaktadır. Bu çalışma, binaların depreme karşı korunabilmesi için yeni bir histeretik enerji sönmüleyici geliştirilmesi üzerine yapılmıştır. Yeni sistemin ismi Burulmalı Histeretik Enerji Sönmüleyici (Damper) (BHD) olarak belirlenmiştir. BHD sünek çelikten yapılmış silindirlere burulma yükleri altında plastikleşme davranışını kullanan ve göreceli hareketlerden dolayı oluşan kinetik enerjiyi emmek için tasarlanmış mekanik bir cihazdır. Yeni geliştirilen damper ters-V çaprazlar kullanılarak yapı çerçevelerine yerleştirilmek üzere tasarlanmıştır. Bu çalışma, BHD cihazının, konsept olarak tasarım, analitik ve sayısal çalışmaları ve doğrulama testleri dahil, bütün ar-ge aşamalarını kapsamaktadır. Bu rapor verilen üçüncü ve son rapor olarak, yeni damperin tasarım ve geliştirme süreci (Bölüm 1-2) dâhil olmak üzere araştırmanın tüm evreleri hakkında detaylı bilgi içerir. Kuvvet-deplasman davranışını belirlemek üzere gerekli denklemlerin elde edilmesi için yapılan analitik çalışmaların detayları bu raporda 3., 4. ve 5. Bölümlerde sunulmuştur. Raporun ikinci kısmında üç adet ölçekli çerçeve numunesi üzerinde yapılan deneyler anlatılmıştır. Test numunelerinin detaylı tasarımları 6. Bölüm'de verilmiştir. Çerçeveler bir ters-V çaprazlı (Chevron) çerçeve, bir H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve bir tane de BHD'li çerçevedir. 7. Bölüm'de test düzeneği ve testten önce yapılan hazırlık aşamaları anlatılmıştır. 8. Bölüm'de ise testlerin sonuçları raporlanmış ve tartışılmıştır. Bu araştırmanın son aşamasında bir bilgisayar programı geliştirilmiş ve bu sayede BHD bileşenlerinin daha kolay tasarlanması sağlanmıştır. Bu raporun 9. Bölümünde tasarım algoritması anlatılmış ve program açıklanmıştır. Raporun 10. ve son Bölümü ise araştırmadan elde edilen sonuçları özetlemektedir.

Anahtar Kelimeler: damper, pasif kontrol, sismik, burulma, çapraz, bina

ABSTRACT

TORSIONAL HYSTERETIC DAMPER FOR SEISMIC PROTECTION OF BUILDING FRAMES

During the past decades, employment of supplementary systems for seismic control of structures has gained increasing acceptance, and research has flourished on development and performance characterization of such systems. These include isolation systems and energy dissipation devices (dampers). This study is devoted to development of a new hysteretic damper for seismic protection of buildings. The new system is named “Torsional Hysteretic Damper” (THD). THD, is a mechanical device designed to utilize torsional yielding of cylinders made of ductile steel to dissipate the kinetic energy associated with imposed differential movements. The newly-developed damper is designed for deployment in building frames using inverted-V braces. The scope of this research includes all of the developmental stages of THD, namely, conceptual development, analytical and numerical studies and verification tests.

This report is the third and the final report of the project and contains detailed information on all phases of the research including the developmental stages (Chapter 1-2) of the new damper and analytical and experimental studies. Details of analytical studies which were performed to establish the necessary equations for force-displacement analysis of the new damper and its components are presented in this report (Chapter 3 to 5). In the second part of the report, the experimental studies which were performed on three scaled frame specimens are described. Detailed design of the test specimens are given in Chapter 6. The frames are an inverted-V braced (Chevron) frame, a H-link eccentrically braced frame and a frame equipped with THD damper. Chapters 7 presents a description of the test setup and the preparatory steps taken prior to the execution of the tests. In Chapter 8, the observations from the tests are reported and the results from the tests are presented and discussed. In the final stage of this research a computer program has been developed to allow for easy design of the components of the THD. In Chapter 9 of this report a description of the design algorithm is given and the developed program is explored. In the last chapter (Chapter 10) of this report, summary and conclusions are presented.

Keywords: damper, passive control, seismic, torsion, bracing, building

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
ÖZ	iii
ABSTRACT	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
TABLO LİSTESİ	xv
1. GİRİŞ.....	16
1.1 ENERJİ SÖNÜMLEYİCİLER.....	16
1.2 KAYNAK TARAMASI	17
1.2.1 Çelik Histeretik Damperler.....	17
Burkulma-sınırlayıcı çaprazlar (BRBs)	26
1.2.2 Sürtünmeli cihazlar	27
1.2.3 Kurşunlu damperler	31
Kurşun sıkma cihazlar.....	31
1.2.4 Şekil hafızalı alaşımların sönümlenme sistemlerinde kullanımı	33
1.2.5 Viskoz akışkan damperler	33
1.2.6 Viskoelastik damperler	34
1.2.7 Damperlerin kurulumu ve uygulanması	35
1.2.8 Yarı aktif ve aktif kontrol stratejileri	35
1.3 AMAÇ VE KAPSAM.....	35
1.4 RAPORUN ÖZETİ.....	36
2. KONSEPT GELİŞTİRİLMESİ	37
2.1 BURULMA TEMELLİ HİSTERETİK DAMPER	37

2.1.1 Nihai tasarım: Burulmalı Histeretik Enerji Sönümlenme Cihazı (Damper) (BHD)	38
2.1.2 Fikirten Tasarıma.....	47
2.2 SİLİNDİRİK ENERJİ SÖNÜMLEYİCİLER	48
3. KATI PRİZMATİK SİLİNDİRLERDE BURULMA	49
3.1 ETKİLİ GERİLME VE BİRİM UZAMA KONSEPLERİ	49
3.2 SADECE BURULMA ALTINDA DÜZGÜN SİLİNDİR	50
3.2.1 Elasto-plastik malzeme modeli	54
3.2.2 Ramberg-Osgood formunda malzeme modeli	55
3.2.3 Elastik/Üstel-sertleşme malzeme modeli	56
3.2.4 Çift doğrusal malzeme modeli	56
3.3 BURULMA MOMENTİ-BURULMA AÇISI TEPKİ EĞRİSİ	58
3.4 DÖNGÜSEL GERİLİM-GERİNME EĞRİSİ	62
3.5 TEKDÜZE BURULMA MOMENTİ-DÖNME AÇISI İLİŞKİSİNİN TAM TERS ÇEVİRİLMİŞ DÖNGÜSEL YÜKLEMeye ÇEVİRİLMESİ	62
3.6 GENEL YÜKLEME DURUMU: WEN PLASTİSİTE HİSTERETİK MODELİ.....	64
3.7 ÖZET	66
4. BHD'NİN ENERJİ SÖNÜMLEME BİRİMİNİN KUVVET-DEPLASMAN ANALİZİ	67
4.1 KOL VE KAYICI KİNEMATİĞİ.....	67
4.2 BHD'NİN ENERJİ SÖNÜMLEME BİRİMLERİNDE SÜRTÜNME	72
4.2.1 Enerji sönümleyici-destek plakası temas yüzeyinde sürtünme.....	72
4.2.2 Kayıcı-ray ve Kayıcı-şaft temas yüzeyindeki sürtünme	74
4.2.3 Şaft-kayıcı blok temasında sürtünmeli dayanım burulma momenti	79
4.3 BURULMA KOLU DENGELİ DENKLEMLERİ.....	79
4.3.1 Özel durum: tekdüze deplasman yüklemesi:	89
4.3.2 Özel durum: sürtünmesiz enerji sönümlenme ünitesi	90

4.4 BHD'nin enerji sönümlenme ünitesinde geometrik sertleşme	90
4.4.1 Kayıcının kuvvet eğrisi ve kayıcı ped malzemesi seçimindeki önemi	91
4.5 ÖZET	95
5. BHD CİHAZININ KUVVET-DEPLASMAN DAVRANIŞI	96
5.1 BHD'NİN MATEMATİKSEL MODELİ	96
5.1.1 BHD'nin enerji sönümleyicilerinin basitleştirilmiş sonlu eleman modellemesi	98
5.1.2 Bileşen sürtünmesinin BHD'nin tepki kuvvetine katkısı	100
5.1.3 Özel durum: Tek yönlü, monotonik deplasman altında sürtünmesiz BHD	100
5.2 BHD'NİN ENERJİ SÖNÜMLEYİCİLERİ İÇİN SONLU ELEMANLAR MODELİ	101
5.3 ÖZET	104
6. DENEY NUMUNELERİNİN TASARIMI	105
6.1 DENEY NUMUNELERİ: GENEL BAKIŞ	105
6.2 TERS-V ÇERÇEVENİN TASARIMI.....	106
6.2.1 Deprem Yükleme	108
6.2.2 Sismik Taban Kesme Kuvveti	108
6.2.3 Tasarımda Kullanılan Yük Kombinasyonları	110
6.2.4 Analiz ve Tasarım.....	111
Çapraz elemanlar	111
Kirişler	111
Kolonlar	112
6.3 TERS-V ÇERÇEVELERİN ÖLÇEKLENMESİ	112
6.4 DIK H-PROFİL BAĞLANTILI EKSANTRİK ÇAPRAZLI ÇERÇEVE TASARIMI	116
6.5 BHD'Lİ ÇERÇEVENİN TASARIMI	120
6.6 ÖZET	123
7. DENEYLERİN PLANLAMASI VE DENEY DÜZENİĞİNİN HAZIRLANMASI ...	124

7.1	DENEY NUMUNELERİ	124
7.2	DENEY DÜZENEĞİ.....	126
7.3	DENEY ÇERÇEVESİNE BAĞLANTI.....	126
7.3.1	Yükleme Aparatı.....	127
7.3.2	Çerçeve Numunelerinin Yanal Destekleri.....	129
7.4	ÖLÇME DÜZENEĞİ	131
7.5	NUMUNELERİN ÜRETİMİ	136
8.	DENEYLER VE SONUÇLAR	138
8.1	DENEYLERE GENEL BAKIŞ.....	138
8.2	DENEYLE İLGİLİ GENEL GÖZLEMLER	138
8.3	NUMUNELERİN KUVVET-DEPLASMAN DAVRANIŞI.....	139
8.4	ÜÇ ÇERÇEVENİN ENERJİ SÖNÜMLEME KAPASİTELERİ.....	145
8.5	BHD CİHAZININ PERFORMANSI.....	145
8.6	ANALİTİK ÖNGÖRÜLERİN DENEYSEL SONUÇLARLA KARŞILAŞTIRILMASI.....	147
8.7	BHD CİHAZLARININ DÜŞÜK-DÖNGÜ YORULMA PERFORMANSI	148
8.8	ÖZET VE SONUÇ.....	149
9.	YENİ DAMPERİN BİLEŞEN TASARIMLARI İÇİN BİLGİSAYAR KODU GELİŞTİRİLMESİ	151
9.1	STATİK İTME VE ZAMAN TANIM ANALİZLER İÇİN BHDNİN BASİTÇE MODELLEMESİ.....	151
9.2	BHD'NİN BİLEŞEN TASARIMI	153
9.3	PARÇALARIN PARAMETRİK KARAKTERİZASYONU	154
9.4	GENEL TASARIM ALGORİTMASI	160
9.4.1	Enerji sönmleyicileri tasarımı	160
9.4.2	Tıpa bağlantılarının tasarımı	161

9.4.3	Kolların tasarımı.....	162
9.4.4	Kayıcıların tasarımı.....	162
9.4.5	Destek plakasının tasarımı	164
9.4.6	Burulma sınırlayıcı plakanın tasarımı.....	165
9.4.7	Bağlantıların tasarımı.....	166
9.4.8	BHD tepkisinin hesabı için gerekli altprogramlar.....	166
9.5	GELİŞTİRİLEN PROGRAMLA YAPILAN ÖRNEK TASARIMLAR.....	166
9.5.1	TASARIM 1.....	167
9.5.2	TASARIM 2.....	169
9.5.3	TASARIM 3.....	171
9.6	ÖZET VE SONUÇ.....	173
10.	ÖZET VE SONUÇ.....	174
10.1	BHD CİHAZININ GELİŞTİRİLMESİ.....	174
10.2	ANALİTİK VE SAYISAL ÇALIŞMALAR.....	174
10.3	DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE DOĞRULAMA TESTLERİ.....	175
10.4	YENİ DAMPERİN BİLEŞEN TASARIMLARI İÇİN BİLGİSAYAR KODU GELİŞTİRİLMESİ.....	175
	REFERANSLAR.....	176
	EKLER.....	184
	A. TRİGONOMETRİK ÖZELLİKLER.....	185
	B. GELİŞTİRİLMİŞ TASARIM KODU: ANA KOD.....	186
	C. FONKSİYON: BHD_ED_Designer_fun.m.....	192
	D. FONKSİYON: BHD_D1_Designer_fun.m.....	194
	E. FONKSİYON: BHD_ARM_Designer_fun.m.....	195
	F. FONKSİYON: BHD_TRPLATE_Designer_fun.m.....	196
	G. FONKSİYON: BHD_SPLATE_Designer_fun.m.....	197

H. FONKSİYON: BHD_BOLTDesigner_fun.m.....	198
I. FONKSİYON: BHD_MONO_fun.m	199
J. FONKSİYON: MULTILINEAR_fun.m.....	200
K. FONKSİYON: TORQUE_TWIST_func.m	201

ŞEKİL LİSTESİ

ŞEKİLLER

- Şekil 1-1. Birinci nesil histeretik damperler: (Kelly vd. 1972 ve Skinner vd. 1975): (a) Bükülgen giriş damperi (Tip U) ya da düzgün moment eğilen-giriş damperi; (b) U-şerit damperi; (c) Bükülgen giriş damperi; (d) Çelik konsol (Tip T) ya da konik çubuk damperi. 19
- Şekil 1-2. Burulma-temelli mekanizmaya sahip histeretik damperler: (a) DSIR laboratuvarında üretilen 450kN, 80 mm kapasiteli burulmalı çelik damper (Skinner vd. 1980). (b) FIP Industriale tarafından üretilen çelik histeretik burulmalı damper (Dusi vd. 2000). 19
- Şekil 1-3. Çelik plakalı histeretik damperler (a) ADAS elemanları (fotoğraf Seismic Protection Technologies (Sirve)'den alınmıştır); (b) Köprülerde kullanılmak için uyarlanmış ADAS elemanları (kelebek şekilli sönümleme elemanları; fotoğraf FIP Industriale S.p.A.'dan alınmıştır). (c) TADAS elemanları. 20
- Şekil 1-4. E-şekilli ve C-şekilli damperler (Ciampi vd. 1993). 20
- Şekil 1-5. Yapı çerçevesine yüklenmiş yuvarlak-delikli ve çift X-şekilli damperler (Li & Li, 2007). 21
- Şekil 1-6. Yarıkli Çelik Damperi (Chan & Albermani, 2008). 21
- Şekil 1-7. Çapraz çubuklardan yapılmış akan çerçeve (Tyler 1985). 21
- Şekil 1-8. Çapraz değişken kesitli akan çerçeve (Ciampi ve Samuelli-Ferretti 1990). 22
- Şekil 1-9. Çok yönlü histeretik damperlerin şematik gösterimi: (a) Hilal şekilli cihaz (b) Tek konik pim elemanı; (c) Çift konik pim elemanı; (d) Çan damperi (Kobori vd. 1988); (e) Kajima Corporation binasında kullanılan konik olmayan konsol damperi (Kelly 1988); (f) Sekiz U-şekilli plakadan oluşan U-kısaç cihaz, üst ve alt plakalar; (g) Tek U-kısaç, U-kısaç cihazının enerji sönümleme elemanı; (f), (g) LESSLOSS Rapor No.2007/03 (Forni 2007)'dan alınmıştır. 24
- Şekil 1-10. Kauçuk mesnetler ve sargı şekilli elasto-plastik damper Fotoğrafta Tokyo'daki bir uygulaması gösterilmiştir. 25
- Şekil 1-11. Ishinomaki Red Cross Hastanesi'nin 100 doğal kauçuk mesnetten ve U-şekilli çelik damperden oluşan izolasyon bodrumu (Fotoğraf Seismic Isolation Engineering, SIE, Inc.'den alınmıştır.). Bina M9.0 Büyük Tohoku Depreminden (11 Mart 2011) sonra da kullanılabilir durumda kalmıştır (Taylor ve Aiken 2012). 25
- Şekil 1-12. Burkulma sınırlayıcı çapraz (Clark vd. 1999^a). 27
- Şekil 1-13. Burkulma sınırlayıcı desteğin histeretik döngüsünün tipik şekli (Clark vd. 2000). 27
- Şekil 1-14. Pall sürtünmeli damperi: (a) Çizim (Pall ve Marsh 1982); (b) 14 katlı bir binanın sismik geliştirilmesi için kullanılan Pall damper çeşidi, Shao vd. (2006)'dan alınmıştır. 29
- Şekil 1-15. (a) Sumitomo sürtünmeli damper (Aiken 1990); (b) Enerji sönümleyici desteği (Richter 1990, Nims 1991). 30
- Şekil 1-16. Döngüsel kayma temelli sürtünmeli damper (Takai vd. 1988). 30

Şekil 1-17. (a),(b) Mualla ve Nielsen (2000)'in sürtünmeli damper cihazı; (c) DAMPTECH tarafından yapılan 5000kN sürtünmeli damper. (Fotoğraf DAMPTECH'ten alınmıştır: http://www.dampotech.com/test_large_capacity.html).	31
Şekil 1-18. Sönümleme elemanı olarak kurşun kullanımı: (a) Kurşun eklem damperi (Sakurai vd. 1992); (b) Kurşunlu damper (Fotoğraf TIS Technology Co., Ltd.'dan alınmıştır: http://www.tis-tech.com/products/nippon-steel-products/lead-damper/); (c) Kurşun-kaçuk mesnetlerin sönümleme elemanlarında kullanılan silindir şekilli kurşun çekirdek (Fotoğraf Robinson Seismic Ltd.'dan alınmıştır).	32
Şekil 1-19. Kurşun sıkma temelli damperin çalışma prensibi (Robinson ve Greenbank 1975).	32
Şekil 1-20. Kiriş-kolon bağlantılarında kullanılan kurşun sıkma temelli yüksek-kuvvet-hacim cihazı (Mander vd. 2009).	32
Şekil 1-21. Viskoz akışkan damperin uzunlamasına kesiti (MAURER SÖHNE Tuned Mass and Viscous Dampers product Brochure 2011).	34
Şekil 1-22. Akışkan kontrollü ağız, bi-metalik termostat ve akümülatörlü viskoz akışkan damper çizimi (Lee ve Taylor 2001, Constantinou 1993).	34
Şekil 1-23.Viskoelastik damper	35
Şekil 2-1. Bina çerçevelerinde BHD'nin yerleştirilmesinin şematik çizimi.	38
Şekil 2-2. Ters-V çaprazlı çerçevelerdeki bağıl deplasmanın (a) deforme olmamış; ve (b) deforme olmuş çizimi	38
Şekil 2-3. BHD, perspektif görünüm.	41
Şekil 2-4. BHD'nin yandan (Y-Z düzleminden) görünümü: (Şekil 2-1'deki koordinat sistemine göre).	42
Şekil 2-5. BHD'nin önden (X-Z düzleminden) görünümü (Şekil 2-1'deki koordinat sistemine göre): Şekil 2-4'te belirtildiği gibi S1-S1 görünümü.	43
Şekil 2-6. BHD'nin S2-S2 görünümü, Şekil 2-4'te gösterildiği gibi.	44
Şekil 2-7. BHD cihazının (a) deplasmana uğramamış ve (b),(c) deplasmana uğramış durumlarda şematik olarak önden görünümü.	45
Şekil 2-8. BHD'nin enerji sönümleme ünitesi: Enerji sönümleyici/Kol/Kayıcı blok.	46
Şekil 2-9. Ray içinde ve montaj shaftı çevresinde kayıcı bloğun kayma ve dönme mekanizması.	46
Şekil 2-10. BHD: ilk tasarımdan son tasarıma: (a) ilk fikir, (b) önerme aşamasındaki BHD, (c) BHD'nin son tasarımı.	47
Şekil 3-1. Sadece burulma altında silindirik cisim.	52
Şekil 3-2. Sadece burulma altındaki katı silindirik cismin kesitlerindeki gerilme ve gerinme	52
Şekil 3-3. Çift-doğrusal malzeme modelinde aksenal gerilme-gerinme	57
Şekil 3-4. S355J2+AR çeliğinin döngüsel gerilme-birim uzama modeli, Ramberg-Osgood, Çift doğrusal ve Elastik/Üstel-Sertleşme formlarında.	59
Şekil 3-5. Tablo 3-1'de verilen ve Şekil 3-4'te çizilen modellere göre $D_0=46mm$, $H_0=92.5mm$ ölçülerindeki silindirin burulma momenti-burulma açısı ilişkisi.	60
Şekil 3-6. Uçları büyütülmüş silindir, geometrik olarak BHD'nin enerji sönümleyicilerine benzerdir.	60
Şekil 3-7. Uçları büyütülmüş silindirin sadece burulma altındaki tepki eğrileri (bakınız Şekil 3-6). Hem tam-uzunluk integrasyonu hem de büyütülmüş parçalar yok sayılarak hesaplanmıştır: (a) Burulma momenti-burulma açısı ilişkisi; (b) Maksimum kesme gerinme-burulma açısı eğrisi.	61

Şekil 3-8. Silindirik elemanın ($D_0=46mm$, $H_0=92.5mm$) örnek burulma momenti-burulma açısı ilişkisi (a) Ramberg-Osgood malzeme modelindeki tekdüze tepki; (b) İki ile genişletilmiş tekdüze eğriden elde edilmiş döngüsel tepki (Masing kuralı).	64
Şekil 3-9. Silindir ($D_0=46.0mm$, $H_0=92.5mm$) Ramberg-Osgood malzeme modeli temelli döngüsel burulma momenti-burulma açısı ilişkisine göre kalibre edilmiş Wen modeli.	66
Şekil 4-1. BHD'nin tipik enerji sönümleyici ünitesini gösteren ideal sürtülmeli kayıcının şeması (a) düzlemsel görünüm, (b) yan görünüm, (c) perspektif.	68
Şekil 4-2. Kol uzunluğuna bölünmüş kayıcı deplasmanına karşılık kolun burulma açısı grafiği	71
Şekil 4-3. Kol uzunluğuna bölünmüş $dS/d\theta$ değerine (Denklem (4-12)) karşılık kolun burulma açısı grafiği.	71
Şekil 4-4. Destek plakası içinden geçerek üst bağlantı noktasına (üst-kat kirişi) bağlanan enerji sönümleyici: (a),(b) Yan ve ön görünüm.	73
Şekil 4-5. Serbest cisim diyagramı (a) Kol-kayıcı; (b) Kol-montaj şaftı.	74
Şekil 4-6. Kayıcının serbest cisim diyagramı; (a) $\Delta S > 0$ ve $\mu_1 < \mu_2$ durumu; (b) $\Delta S > 0$ ve $\mu_1 > \mu_2$ durumu; (c) $\Delta S < 0$ durumu.	77
Şekil 4-7. Kayıcı bloğun serbest cisim diyagramı, raydan cisme uygulanan kuvvetler, Ω_2 ve T değerlerinin işaretine göre gerçekleşebilecek altı durum için de gösterilmiştir.	81
Şekil 4-8. Enerji sönümleme ünitesinin Ramberg-Osgood modele göre döngüsel kuvvet eğrisine, $f * \text{sgn}(T)$ (Denklem (4-37)) karşılık kol burulma açısı θ .	89
Şekil 4-9. Kayıcı-ray temas yüzeyindeki dik temas kuvveti çarpı kayma hızına karşılık kol burulma açısı, titreşim periyodu 3.0 s olarak alınmıştır.	94
Şekil 4-10. Kayma hızına karşılık kol burulma açısı, titreşim periyodu 0.50 s olarak alınmıştır.	94
Şekil 5-1. BHD'nin enerji sönümleme ünitesinin ANSYS® kullanılarak yapılan basit modeli.	99
Şekil 5-2. Artan döngüsel deplasman altında sürtünmesiz BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisi, malzeme modeli S355J2+AR çeliğine kalibre edilmiştir (Şekil 3-9).	99
Şekil 5-3. Sürtülmeli ve sürtünmesiz durumlarda BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisi	100
Şekil 5-4. BHD'nin enerji sönümleyicisinin ANSYS® kullanılarak oluşturulmuş 3B katı sonlu eleman modeli: (a) FEM meş; (b) Enerji sönümleyici üzerinde gerilmelerin dağılımı (von Mises toplam eşdeğer gerinme)	103
Şekil 5-5. (a) BHD'nin analitik öngörülerden (Denklem (5-10)) ve 3B-katı sonlu eleman modelinden elde edilen kuvvet-deplasman eğrisi; (b) BHD'nin analitik öngörülerden (Bölüm 3.2) ve 3B-katı sonlu eleman modelinden elde edilen enerji sönümleyicisi üzerindeki maksimum von Mises toplam eşdeğer birim uzama grafiği.	104
Şekil 6-1. Deney programında test edilen çerçeveler: (a) Ters-V özel merkezi olarak çapraz çerçeve (SCBF); (b) Dik H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve; (c) BHD'li Ters-V çaprazlı çerçeve.	105
Şekil 6-2. Çerçeve, döşeme giriş yönü, kolon oryantasyonu ve seçilen çapraz dikmeleri gösteren tipik kat planı.	106
Şekil 6-3. Ters-V çapraz çerçevelerde ölü ve hareketli yükleme.	109
Şekil 6-4. OPENSEES modelinden elde edilen ölçeklenmiş ters-V çapraz çerçevenin itme eğrisi (McKenna 1997).	114
Şekil 6-5. OPENSEES modelinden elde edilen ölçeklenmiş ters-V çapraz çerçevenin kat deplasmanı (McKenna 1997).	114

Şekil 6-6. Ölçeklenmiş H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin SAP2000 modelinden alınmış itme eğrisi (Swanson Analysis Systems 2009). 119

Şekil 6-7. Ölçeklenmiş H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin SAP2000 modelinden alınmış kat deplasmanı (Swanson Analysis Systems 2009). 119

Şekil 6-8. Ölçeği küçültülmüş Ters-V çerçevelerde yerleştirme için tasarlanan BHD'nin öngörülen kuvvet-deplasman eğrisi (a) birinci kattaki BHD, (b) ikinci kattaki BHD. 122

TABLO LİSTESİ

TABLolar

Tablo 3-1. Üç malzeme modelinin S355J2+AR üzerindeki burulmalı düşük-döngü yorulma testi döngüsel tepki verilerine oturtulmuş parametreleri	59
Tablo 4-1. 130kN-80mm-kapasiteli BHD'nin enerji sönümlenme ünitesinin geometrik ve mekanik teknik özellikleri.	84
Tablo 4-2. Tipik kol için on iki mümkün denge durumu.	85
Tablo 6-1. Yatay kuvvet dirençli sistemin özellikleri ve tam-ölçekli çerçevede kullanılan tasarım parametreleri.	107
Tablo 6-2. Katlar arası deprem yükünün dağılımının hesaplanması.	109
Tablo 6-3. Gerçek ölçekli ters-V çelik çapraz çerçevenin ve ölçeklendirilmiş modelin eleman kesiti.	115
Tablo 6-4. Ölçeklendirilmiş Ters-V çerçevenin elastik ve plastik tasarım deplasmanları ($C_d=5.0$).	117
Tablo 6-5. Ölçeklendirilmiş dış-merkez çaprazlı (H-link) çerçevenin elastik ve plastik tasarım deplasmanları ($C_d=4.0$)	118
Tablo 6-6. Ölçeklendirilmiş dış-merkez çaprazlı (H-link) çerçevede sönümlenme elemanı olarak kullanılan H-profil özellikleri.	118
Tablo 6-7. Ölçeklendirilmiş dış-merkez çaprazlı (H-link) çerçevede sönümlenme elemanı olarak kullanılan H-profillerde plastik dönmeler.	118
Tablo 6-8. BHD'li çerçevede kullanılacak BHD'nin özellikleri.	121
Tablo 9-1. BHD'nin basitçe modellenebilmesi için çoklu doğrusal kuvvet-deplasman eğrileri (Devam).	152

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Önemli yapıların deprem etkisi altında kontrol edilebilmesi ve yapılardaki hasarların en aza indirilebilmesi için sismik izolasyon/sönümleme cihazlarıyla entegre olarak özelleşmiş sismik tedbirler son yıllarda önem kazanmıştır. Sismik izolasyon sistemleri, etkili periyodları arttırıp yapıları düşük enerji bölgesine çekerek üst yapıya etki eden kuvvetleri azaltır. Enerji sönümleyiciler (damperler), içeriye alınan enerjinin bir kısmını emip sönümleyerek deplasman ve yapısal bileşenlerin süneklik ihtiyacını azaltır. Altmışların sonları ve yetmişlerin başındaki ilk ortaya çıkışlarından beri histeretik damperler, etkili tepki kontrolü ve yapı güçlendirilmesindeki önemlerinden dolayı büyük ilgi çekmişlerdir. Bu nedenle, yapılarda kullanılması için pek çok histeretik damper (akma-tipi) geliştirilmiştir. Bu araştırma yeni bir histeretik damper geliştirilmesi üzerine yapılmıştır. Son kırk yılın bu konuyla ilgili kaynak taraması Bölüm 1.2'de verilmiştir.

1.1 ENERJİ SÖNÜMLEYİCİLER

Yüksek sismik risk taşıyan çoğu binada elastik davranışa dayalı sismik tasarım kullanılamaz çünkü bu maliyeti önemli ölçüde arttırır. Ciddi bir deprem yapıyı kaçınılmaz bir şekilde elastik limitlerinin dışına iter. Bir yapısal elemanın birim uzamasının plastik safhaya geçmesi hasara yol açar. Yapı elemanlarındaki plastik dönme/deplasman döngüleri sonsuza kadar tekrar edilemez ve sonuçta düşük döngü yorulması meydana gelerek yapısal elemanın kopmasına neden olur. Diğer taraftan, plastik deformasyonların avantajı enerji sönümleme sayesinde deprem kuvvetlerinin azaltılmasıdır. Döngüsel plastik deformasyonlar deprem enerjisinin sönümlenmesine neden olur. Depremden dolayı oluşup yapının içine alınan enerjinin geri kalanı ya hareketten dolayı oluşan kinetik enerjidir ya da bu enerji yapı elemanları içinde elastik bir şekilde muhafaza edilir. Bu demektir ki, enerji sönümlemesi, hangi şekilde olursa olsun, yapıdaki mevcut enerjii azaltır ve bu da yapı elemanlarına etki eden deprem kuvvetlerini azaltır. Yapısal elemanların enerji sönümleme kapasitesine dayanarak deprem kuvvetlerinin azaltılması, histeretik damperlerin icadından önceye dayanır.

Enerji sönümleyicilerin tasarlanmasındaki amaç, hasarın belirli ikincil elemanlara verilip birincil veya daha zayıf yapısal elemanlardaki hasarı en aza indirmek; enerji açısından bakıldığında, ikincil elemanların enerji sönümleme kapasitesini arttırmaktır. Bu yüzden, bunlara damper de denir.

1.2 KAYNAK TARAMASI

Pasif enerji sönümleyici cihazlar çalışma prensiplerine göre birkaç kategoriye ayrılırlar. Bunlar, sürtünmeli damperler, viskoz ve visko-elastik damperler, kurşun çekirdekli damperler, metalik histeretik damperleri ve elemanının şekline göre isim alan alaşım damperleridir. Elektro ve magneto-reolojik damperler gibi yüksek teknoloji cihazları aktif ya da yarı-aktif sistemler kategorisine girerler. Damperler üzerine kaynakların çok fazla olması ve geliştirilen sistemlerin çeşitliliğinden dolayı bütün kaynak taramasını bu rapora sığdırmak mümkün değildir. Detaylı bir tarama Casarotti (2004)'nin çalışmasında bulunabilir. Bu raporda değişik enerji sönümleme sistemlerinden bahsedilse de üzerinde durulan nokta metalik histeretik damperleridir.

1.2.1 Çelik Histeretik Damperler

Çelik histeretik damperlerin ilk çıkışı altmışların sonları ve yetmişlerin başlarında Fizik ve Mühendislik Laboratuvarının (DSIR) Mühendislik Sismoloji Bölümündeki bir çalışmaya dayanır (Kelly vd. 1972; Skinner vd. 1975). Bu çalışmada farklı form ve biçimdeki çelik elemanları akma temelli enerji sönümleyicilerde kullanım için incelenmiş ve ilk nesil damperler geliştirilmiştir. Bu elemanlar kiriş tipi, plaka tipi, bükülme temelli ve burulma temelli elemanlardır. Bazı ilk nesil damperlerin şematik gösterimi Şekil 1-1'dedir. Bunların bazıları, ileriki paragraflarda anlatıldığı gibi yeni sistemler için tekrar geliştirilmiştir. Bu enerji sönümleyicilerin köprülerde kullanılması amaçlanmıştır. Bu ilk seri damperler Şekil 1-2-a'da gösterildiği gibi burulmalı dikdörtgen çelik damperlerdir ve bunlar başka bir burulma temelli damperlerle tasarlanıp FIP Industriale tarafından üretilmiştir (Dusi vd. 2000). Bu burulmalı dikdörtgen çelik damper 450 kN, 80 mm kapasitededir ve histeretik damperlerin ilk kullanıldığı yapı olan Rangitikei Köprüsünün sağlamlaştırılmasında kullanılmıştır (Skinner vd. 1980). Bu damperin geliştirilmesi üzerine daha fazla bilgi Kelly vd. (1972)'de bulunabilir.

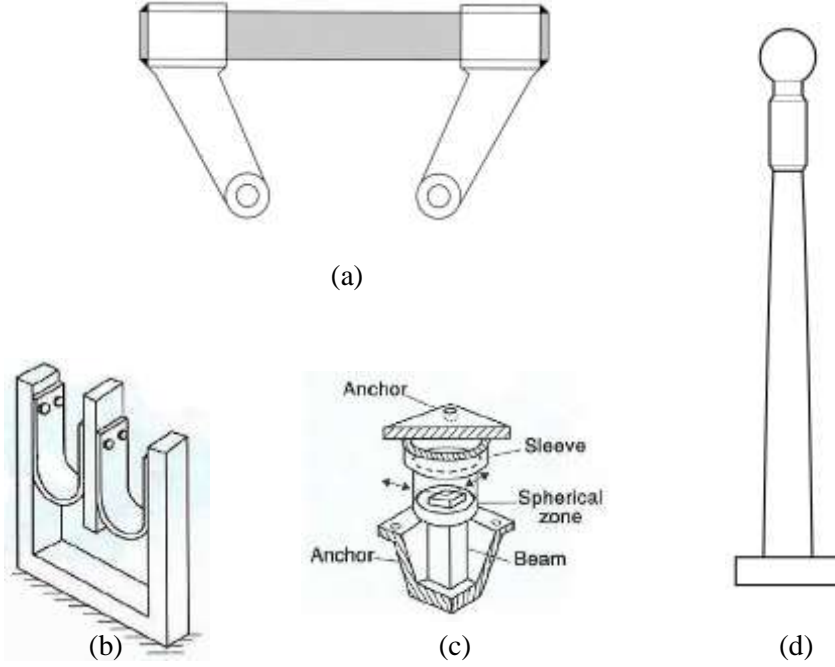
Çelik damperler çaprazlı çerçevelerde de kullanılmaktadır. En çok bilineni Şekil 1-3-a'da gösterilen "Added Damping And Stiffness" (ADAS) elemandır (Whittaker vd. 1991). ADAS, X

şeklinde plakaların kelepçelenmesi ve üst ve alta vidalı bağlantıyla sabitlenmesiyle oluşturulur. Tam ölçekli testler birincil yapısal elemanların hasarının azaltılması, küçük ve orta ölçekli depremlerde katlar arası deformasyonun azaltılması ve destekleme sisteminin istikrarlı histeretik davranış göstermesi için ADAS damperlerinin kullanılmasında yarar olduğunu göstermiştir. Tsai vd. (1992, 1993) tarafından geliştirilen “Triangular-plate Added Damping And Stiffness” (TADAS) cihazları ADAS elemanlarının bir varyasyonudur. TADAS elemanları daha önceki konik konsol damperlerle şekil açısından benzerdir (Tyler 1978, Kelly 1980). Şekil 1-3-c’de gösterildiği gibi TADAS’ta, üçgen plakalar kaynaklamayla plakanın bir ucuna sabitlenir; pin ve oluklu plaka bağlantısıyla kullanarak da üstüne menteşelenir. Bu tip oluklu plakalar bina çerçeveleri yapımından önce zemin izolasyonunda kullanılmaktaydı (Kelly vd. 1972, Boardman vd. 1983). TADAS damperleri döngüsel yüklemelerde rijitlik ya da mukavemet kaybetmeksizin istikrarlı histeretik davranış gösterirler. TADAS damperlerin çaprazlı çerçevelerde performansı tam ölçekli testler tarafından da doğrulanmıştır.

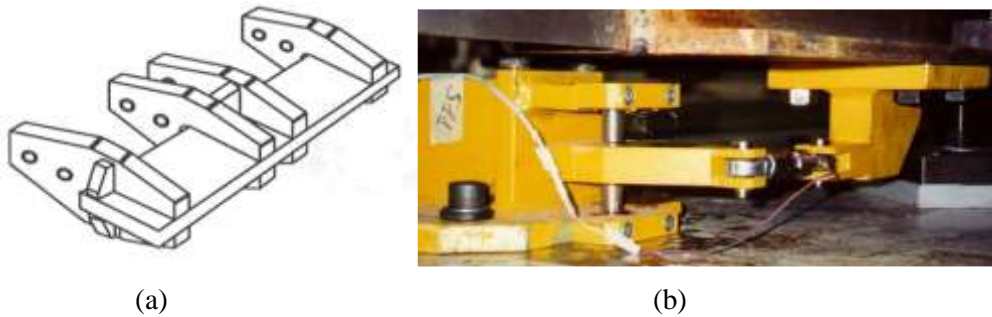
Ciampi ve araştırma grubu tarafından sunulan (Ciampi vd. 1993; Ciampi 1995) E-şekilli ve C-şekilli akma cihazları da Ters-V-tipi çaprazlı sistemleri için başka bir tür metalik eğilen-plaka damperdir. C-şekilli elemanlar temel olarak değişken kesit alanlı, uzunluğu boyunca neredeyse düzgün akma sağlayacak şekilde tasarlanmış kavisli kiriş-kolonlardır. Şekil 1-4’te bu elemanların ters-V çaprazlı çerçevelerindeki sermesi gösterilmiştir. Çaprazlar plastik deformasyon yaparken, çekme ve basmada elastik davranmaları için tasarlanmışlardır. Şekil 1-5’te gösterilen yuvarlak-delikli ve çift X-şekilli damperler Li H. N. ve Li G. (2007) tarafından tasarlanıp test edilmiştir. Bu iki damper de eğilen-plaka damperler sınıfındadır. Başka bir eğilen-plaka damper de yarıklı çelik damperdir (Chan & Albermani 2008), Şekil 1-6’da gösterildiği gibi standart yapısal geniş başlıklı profillerin gövdesine yarıklar atılarak yapılır. Yarıklı plaka tipi sönümleyicilerin performansı ve açıklıklar da analitik ve deneysel olarak Ma vd. (2011) tarafından çalışılmıştır.

Histeretik damperlerin çaprazların yerleştirilmesi için de tasarlanmıştır. Bu amaç için tasarlanmış iki tip cihaz Şekil 1-7 ve Şekil 1-8’de gösterilmiştir. Sistemdeki akma çerçevesi, Tyler (1985) tarafından sunulmuş olup Şekil 1-7’de gösterilmiştir. Bu çerçeve basitçe bir çubuk kesitinden oluşur. Çaprazlardan dolayı dikdörtgen çerçevelerde oluşan tahribat akma ve enerji sönümlemesine neden olur. Şekil 1-8’de gösterilen Ciampi ve Samuelli-Ferretti (1990) tarafından yapılmış sistem daha karmaşık bir tasarıma sahiptir. Bu sistem değişken kesit alanlarına sahip plakalardan yapılmıştır. Bunun nedeni plaka uzunlukları boyunca daha

düzdün dağıtılmış bir akma sağlamak ve daha düşük birim uzama değerleri ile daha yüksek düşük-döngü yorulma zamanları elde etmektir.



Şekil 1-1. Birinci nesil histeretik damperler: (Kelly vd. 1972 ve Skinner vd. 1975): (a) Bükülgen kiriş damperi (Tip U) ya da düzdün moment eğilen-kiriş damperi; (b) U-şerit damperi; (c) Bükülgen kiriş damperi; (d) Çelik konsol (Tip T) ya da konik çubuk damperi.

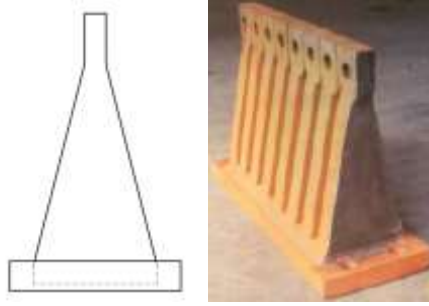


Şekil 1-2. Burulma-temelli mekanizmaya sahip histeretik damperler: (a) DSIR laboratuvarında üretilen 450kN, 80 mm kapasiteli burulmalı çelik damper (Skinner vd. 1980). (b) FIP Industriale tarafından üretilen çelik histeretik burulmalı damper (Dusi vd. 2000).



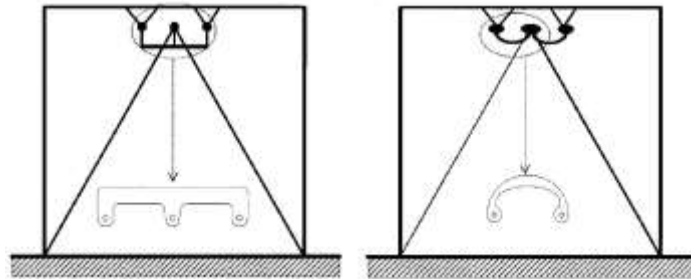
(a)

(b)



(c)

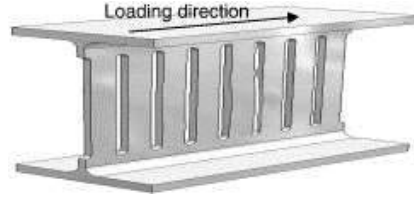
Şekil 1-3. Çelik plakalı histeretik damperler (a) ADAS elemanları (fotoğraf Seismic Protection Technologies (Sirve)'den alınmıştır); (b) Köprülerde kullanılmak için uyarlanmış ADAS elemanları (kelebek şekilli sönümlenme elemanları; fotoğraf FIP Industriale S.p.A.'dan alınmıştır). (c) TADAS elemanları.



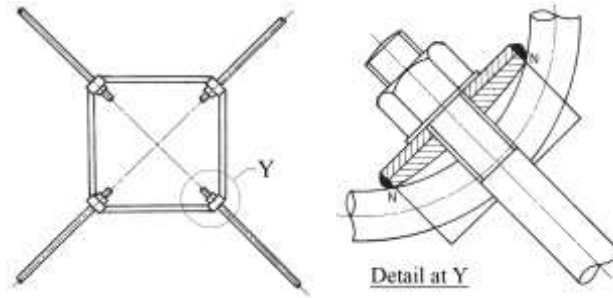
Şekil 1-4. E-şekilli ve C-şekilli damperler (Ciampi vd. 1993).



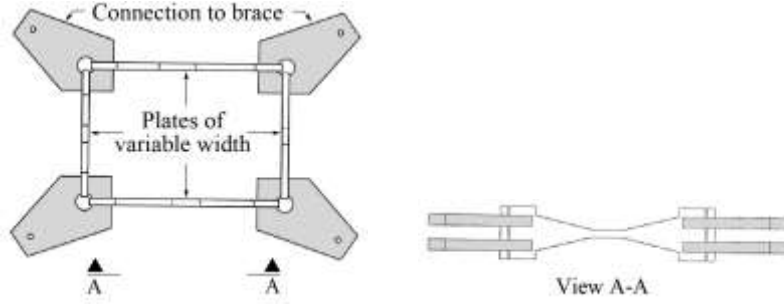
Şekil 1-5. Yapı çerçevesine yüklenmiş yuvarlak-delikli ve çift X-şekilli damperler (Li & Li, 2007).



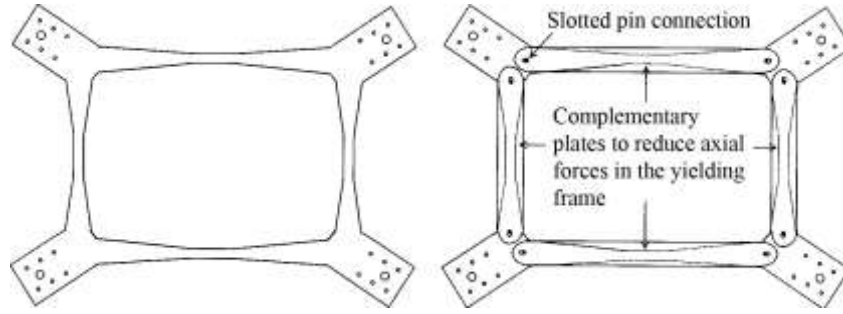
Şekil 1-6. Yarıklı Çelik Damperi (Chan & Albermani, 2008).



Şekil 1-7. Çapraz çubuklardan yapılmış akan çerçeve (Tyler 1985).



(a)



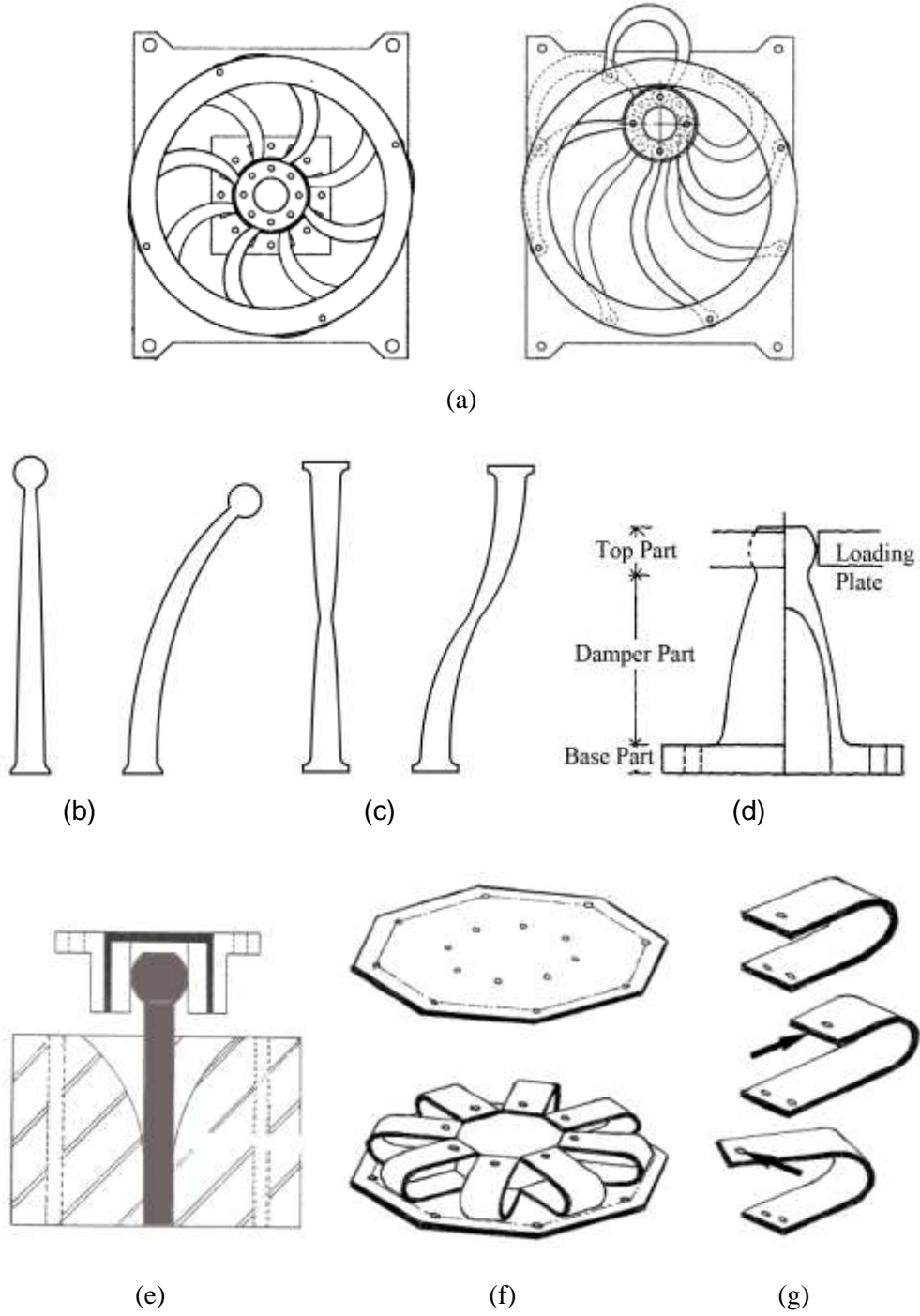
(b)

Şekil 1-8. Çapraz değişken kesitli akan çerçeve (Ciampi ve Samuelli-Ferretti 1990).

Bina çerçeveleriyle karşılaştırıldığında, histerik damperlerin köprülere yerleştirilmesi çok yönlü deplasmanlar oluşması nedeniyle daha zordur. Çok yönlü deplasmanlardan dolayı damperler mekanik olarak her yönde deplasman yapabilen ve deplasman yönünden bağımsız olarak düzgün tepki sağlayabilen cihazlar olmalıdırlar. Sonuç olarak, histeretik köprü damperleri, bina damperlerinden çok da farklı değildir. Çok yönlü hareket yapabilen histeretik damperler aşağıdaki gibidir:

- Hilal şekilli EDU (Marioni 1996), (Şekil 1-9-a), Ciampi vd. (1993) tarafından çalışılan sekiz C-şekilli elemanların bir araya getirilmesinden oluşur.
- Tip-T Çelik konsol (Şekil 1-1-d) ve bir varyasyonu olan konik-pim elemanları (Infanti ve Castellano 2004) ve içi boş kesitli daha eski bir versiyonu çan damperleri (Kobori vd. 1988). Konik olmayan prizmatik kesitler Japonya'da kullanılmaktadır (Kelly 1988), (Şekil 1-9-e).
- Sekiz U-şekilli plakanın düzenlenmesiyle oluşmuş U-kıskaç cihazı (Scalfati 1996), (Şekil 1-9-f). U-şerit damperleri (Kelly vd. 1972), (Şekil 1-1-b).
- Sargı-şekilli elasto-plastik damperler, (Şekil 1-10).

İlk iki sistem řu an Avrupa'da köprülerin sismik korumasında kullanılmaktadır. U-şekilli sargı-şekilli damperlerin (Şekil 1-10 ve Şekil 1-11) kullanımı Japonya'da yaygındır. Diğer uygulama örnekleri Kelly (1988)'de bulunabilir. Konik-pim elemanları ve varyasyonları hariç diğer cihazlarda çok yönlülük, tek yönlü elemanların değiştirilmesiyle sağlanmalıdır. Bu değiştirme yapıldığında düzgün global çok yönlü davranış elde edilmelidir. Hilal şekilli elemanlardan yapılan EDU ve U-kıskaç cihazları bu tasarımlara örnektir. Tasarım gerekliliklerine dayanarak, eğer histeretik damperler sadece bir yönde avantajlıysa, damper tek yönlü olabilir. Buna örnek olarak kelebek şekilli sönümlenme elemanları verilebilir (Şekil 1-3-b), çünkü bunlar kendiliğinden tek yönlüdürler. Çok yönlü histeretik damperler arasında hilal şekilli EDU en büyük deplasman kapasitesine sahiptir. Kullanılmakta olan damperlerin çoğu enerji sönümlemesine göre çalışır. Birkaç damper burulma mekanizmasına göre çalışır, bunların hepsi tek yönlüdür. Rangitikei Köprüsü'nde kullanılan burulmalı giriş damper, kullanılan ilk metalik damperdir (Soong ve Dargush 1997).



Şekil 1-9. Çok yönlü histeretik damperlerin şematik gösterimi: (a) Hilal şekilli cihaz (b) Tek konik pim elemanı; (c) Çift konik pim elemanı; (d) Çan damperi (Kobori vd. 1988); (e) Kajima Corporation binasında kullanılan konik olmayan konsol damperi (Kelly 1988); (f) Sekiz U-şekilli plakadan oluşan U-kıskaç cihaz, üst ve alt plakalar; (g) Tek U-kıskaç, U-kıskaç cihazının enerji sönmüleme elemanı; (f), (g) LESSLOSS Rapor No.2007/03 (Forni 2007)'dan alınmıştır.



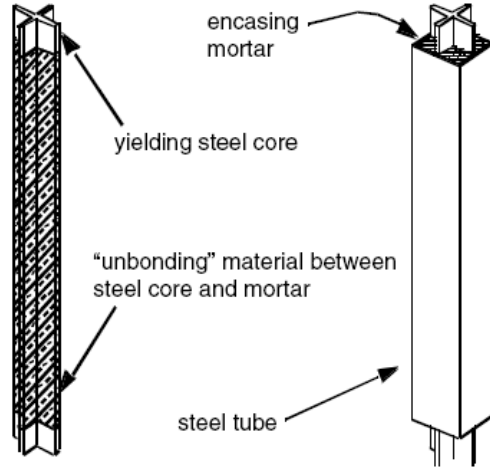
Şekil 1-10. Kauçuk mesnetler ve sargı şekilli elasto-plastik damper Fotoğrafta Tokyo'daki bir uygulaması gösterilmiştir. (<http://www.flickr.com/photos/goemon/1399271700/sizes/o/in/photostream/>, retrieved in July 16, 2013.)



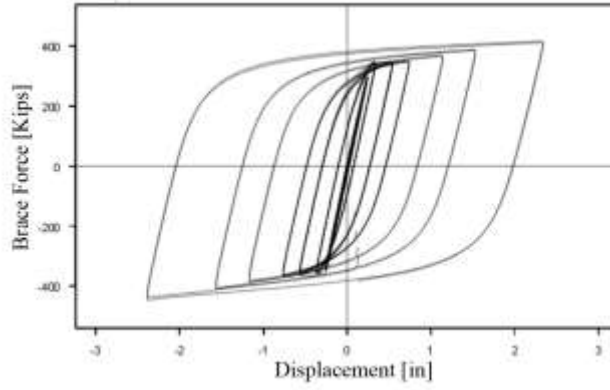
Şekil 1-11. Ishinomaki Red Cross Hastanesi'nin 100 doğal kauçuk mesnetten ve U-şekilli çelik damperden oluşan izolasyon bodrumu (Fotoğraf Seismic Isolation Engineering, SIE, Inc.'den alınmıştır.). Bina M9.0 Büyük Tohoku Depreminden (11 Mart 2011) sonra da kullanılabilir durumda kalmıştır (Taylor ve Aiken 2012).

Burkulma-sınırlayıcı çaprazlar (BRBs)

Çaprazlı çerçeveler büyük depremlere maruz kaldıklarında düşük bir performans sergilerler. Çünkü çaprazların burkulmasından dolayı kuvvet-deplasman eğrisi altındaki alanı düşük olan bir histeretik döngü oluşur ve yapıdaki enerji sönümlenmesi hissedilir oranda azalır (Sabelli vd. 2003). Burkulmadan dolayı oluşan değişimleri iyileştirmek için araştırmacılar çaprazlardaki burkulmaları önleyecek yöntemler sunmuşlardır (Wakabayashi 1973; Watanabe 1988). Bu yöntemler burkulma-sınırlayıcı çaprazların (BRB) geliştirilmesini sağlamıştır. Şekil 1-12'de basit bir BRB'nin tasarımı gösterilmiştir. Çaprazlar beton harçla doldurulmuş çelik tüplerin içine yerleştirilip beton harçtan bir kayıcı yüzey ile ayrılır. Bu sayede, çaprazlar aksenal yük alırken, etrafını sargılayan beton harçla doldurulmuş çelik tüp sayesinde ise burkulmaları engellenir. BRB çaprazlar konusunda yapılan güncel araştırmalar genellikle sistemde daha iyi malzemelerin kullanılması ve merkezlenme etkisinin iyileştirmesi üzerinedir (Miller vd. 2011). BRB'ler geçtiğimiz yıllarda araştırmacıların odak noktası olmuştur. BRB kullanılan yapılar üzerinde tam ölçekli testler yapılmıştır (Clark vd. 2000, Yu vd. 2013). BRBler damper olarak adlandırılmaz çünkü damperler tamamlayıcı donanımlardır. Öte yandan, Şekil 1.13'teki histeretik döngünün tipik şeklinden de anlaşılacağı gibi BRBler güçlü bir enerji sönümlenme kapasitesine sahiptir. BRBler hakkında daha fazla bilgi Uand ve Nakashima'dan (2003) edinilebilir.



Şekil 1-12. Burkulma sınırlayıcı çapraz (Clark vd. 1999^a).



Şekil 1-13. Burkulma sınırlayıcı desteğin histeretik döngüsünün tipik şekli (Clark vd. 2000).

1.2.2 Sürtünmeli cihazlar

Belirli tür enerji sönmüleyiciler, sürtünmeyi sönmüleme mekanizmalarında kullanırlar. Sürtünme her yapıda olduğu gibi, özellikle yapısal olmayan elemanlarda da önemlidir. Pall (1979), prefabrik yapılarda, yapısal sönmülemeyi arttırmak için kısıtlı kayma eklemlerini icat etmiştir. Sürtünmenin enerji sönmülemesinde kullanılabilmesi için sönmüleme aracında normal kuvvet oluşturacak bir mekanizma ve gerekli kayma yüzeylerinin olması gerekir. Sürtünmeli cihazlar mekanik açıdan ve kayma yüzeyi olarak kullanılan malzemeler açısından değişiklik gösterir. Şekil 1-14-a'da görüldüğü gibi Pall Sürtünmeli Damper olarak bilinen ilk

sürtünmeli cihaz mafsallı dikdörtgen çerçeveden ve kaymayı azaltan bir eklemden oluşmaktadır (Pall ve Marsh 1982). Bu cihaz X-çerçevelerin çakışma noktasına konur ve dikdörtgen eklemli çerçevede enerji sönümlenmesini sağlar. Pall sürtünmeli damper'in çeşitleri ikili çaprazlarda, tek çaprazda ve V-tipi çaprazlarda kullanılır. Şekil 1-14-b'de Pall sürtünmeli damper'in bir çaprazda kullanımı gösterilmiştir. Bu damper Filiatrault ve Cherry (1987, 1990) ve Aiken vd. (1988) tarafından deneysel olarak çalışılmıştır. Sürtünmeli arayüzlerin enerji sönümleyici olarak çaprazlarda kullanımı Anagnostides vd. (1989) tarafından da teklif edilmiştir. Basit öngerme oluklu-cıvatalı bağlantılar sürtünmeli sönümleyiciler olarak Fitzgerald vd. (1989) ve Grigorian ve Popov (1994) tarafından kullanılmıştır. Sürtünme kuvveti yaratmak için gerekli normal kuvvet genellikle kayma yüzeyinin ön sıkıştırılmasıyla sağlanır. Daha karmaşık sistemlerde Suminoto sürtünmeli damperinde olduğu gibi yaylar da kullanılabilir.

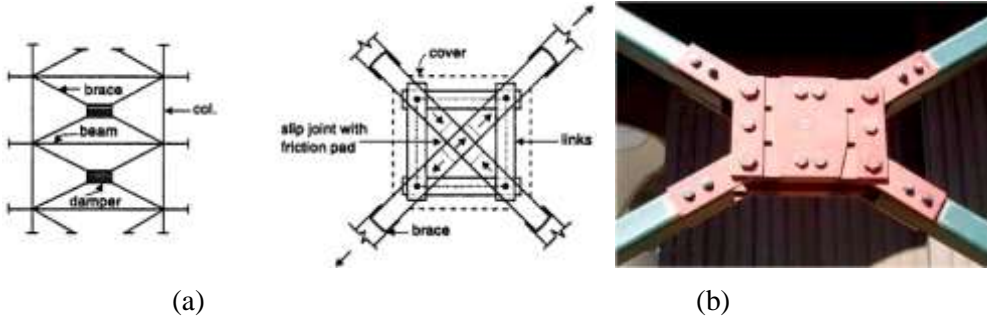
Sürtünmeli damperlerde, aracın öngerme kuvvetini sürdürebilmesi ve sürtünme dayanımını oluşturabilmek için gerekli normal kuvvet uzun zaman için bakıldığında önemlidir. Kullanılan malzemeler sünmeye dayanıklı olmalıdır. Sürtünme yüzeyleri için kullanılan malzemeler düşük-karbon çelik (Fitzgerald vd. 1989), paslanmaz çelik, hatta balata malzemesi olabilir (Tyler 1985). Japonya'daki Sumitomo Metal Industries tarafından üretilen Sumitomo sürtünmeli damperde grafitle aşılınmış bakır pedler kullanılmıştır (Constantinou 1994). Bu damper Şekil 1-15-a'da gösterilmiştir. Kayma yönüne dik bir kuvvet bileşeni oluşturmak için içte ve dışta birer tane olmak üzere iki takoz ve uzunlamasına bir yay kullanılır. Dış takozla bağlanmış sürtünme pedi dıştaki çelik silindire temas halindedir. Grafit aşılama, yağlamayı ve sürtünme kuvvetinin sabitliğini artırır. Bu damperin 9 katlı bir model binada deneysel çalışması Aiken vd. (1990) tarafından yapılmıştır. Başka bir sürtünmeli cihazda grafit aşılınmış bronz kızaklar kullanılmıştır (Constantinou vd. 1991).

Aiken tarafından test edilen başka bir sürtünmeli cihaz da enerji sönümlenme sınırlayıcısıdır (EDR). Bu cihaz aslında ilk olarak borularda şok emici olarak tasarlanmıştır (Richter 1990, Nims 1991). Şekil 1-15-b'de gösterilen bu damperin ayırt edici özelliği deplasmana göre gösterdiği tepki kuvvetidir. Bu tepki kuvveti yataydaki yay ve takozların kayan yüzeylere dik yay kuvvetinin izdüşümünü oluşturması sonucunda deplasmana bağlı dik kuvvet ve sürtünme kuvveti oluşturmasıyla oluşur.

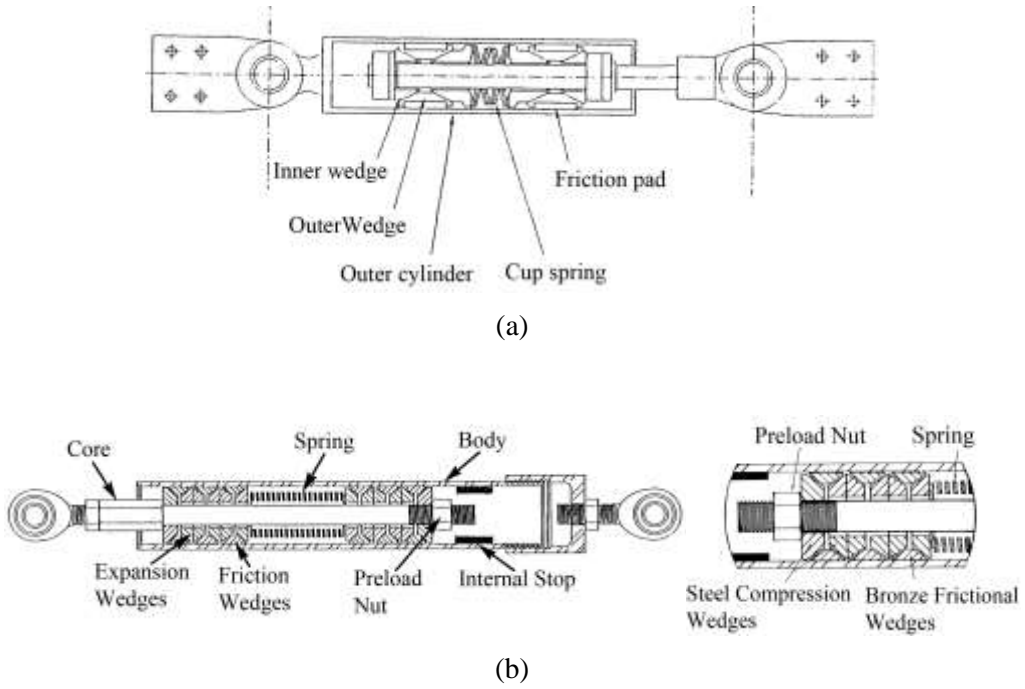
Kayan sürtünmeli damperlerin kinematiği çevirisel ya da dönmeli olabilir. İzole edilmiş binalarda kullanılması için Takai vd. (1988) tarafından tasarlanmış ve test edilmiş olan

damper dönmeli kayma sürtünmeli damperlere bir örnektir ve Şekil 1-16'de gösterilmiştir. Bu cihazdaki kayan yüzey paslanmaz çelik ve cürüflü metalden yapılmıştır. Çevirisel hareketi dönmeye çevirmek için bir bağlantı mekanizması kullanılmıştır. Mualla ve Nielsen (2000) Şekil 1-17-a,b'de gösterilen sürtünmeli damperi dönmeli sürtünme eklemler şeklinde çaprazlı çerçevelerde kullanılması için tasarlamıştır. Bu damperin deprem simülasyon testi (sarsıntı tablası) üç katta yapılmıştır (Liao vd. 2004). Bu tasarımın çeşitli varyasyonları DAMPTECH şirketi tarafından yapıların sismik güçlendirmesi için kullanılmaktadır (Şekil 1-17-c). Bu damper hakkında ayrıntılı bilgi ve teknik özellikler DAMPTECH'in internet sayfasında (<http://www.damptech.com/downloads.html>) bulunabilir.

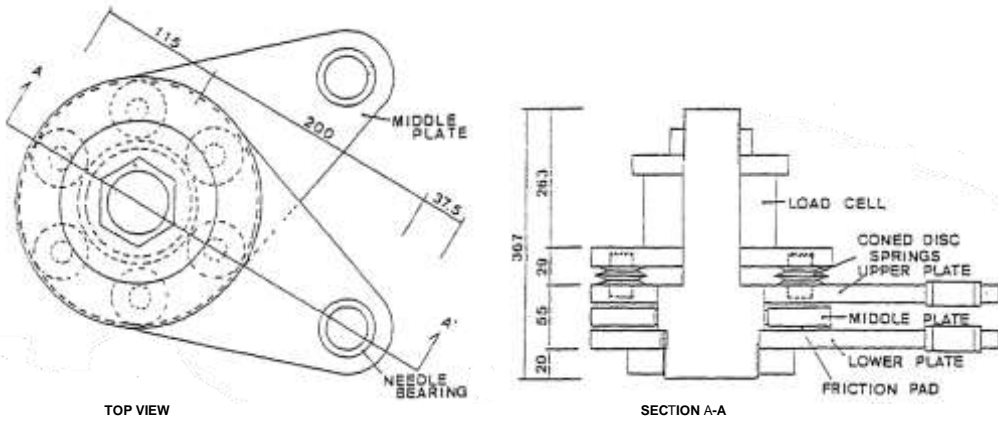
Sürtünmeli damperlerde güvenilir performans elde etmek için sürtünme katsayısı ve normal kuvvetin değişimi, sürtünmeden dolayı oluşan ısınma, kayma hızı (titreşim frekansı), yaşlanma, çevresel faktörler dikkate alınmalı ve kabul edilebilir limitler içinde olmalıdır. Sürtünmeli cihazların avantaj ve dezavantajları hakkında daha çok bilgi Constantinou (1994) tarafından sağlanmıştır.



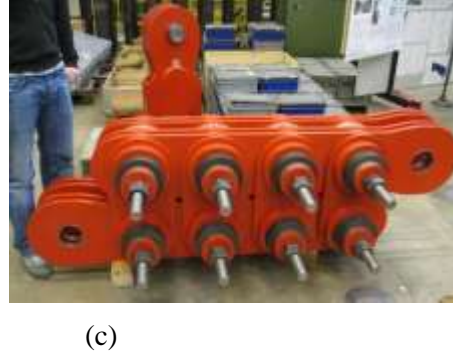
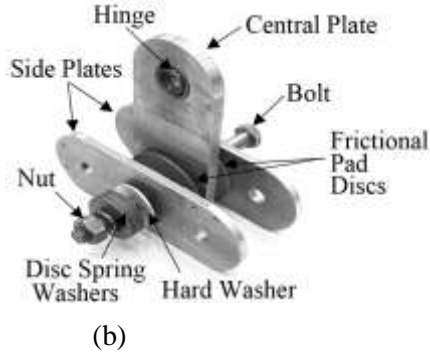
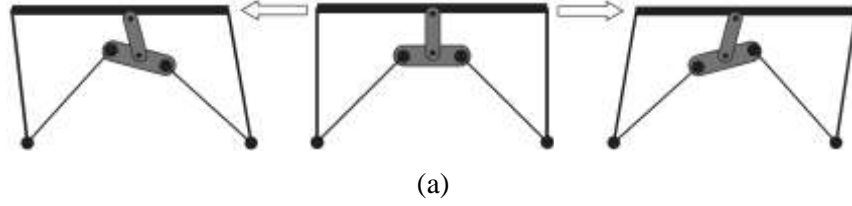
Şekil 1-14. Pall sürtünmeli damperi: (a) Çizim (Pall ve Marsh 1982); (b) 14 katlı bir binanın sismik geliştirilmesi için kullanılan Pall damper çeşidi, Shao vd. (2006)'dan alınmıştır.



Şekil 1-15. (a) Sumitomo sürtümlü damper (Aiken 1990); (b) Enerji sönmüleyici desteği (Richter 1990, Nims 1991).



Şekil 1-16. Döngüsel kayma temelli sürtümlü damper (Takai vd. 1988).



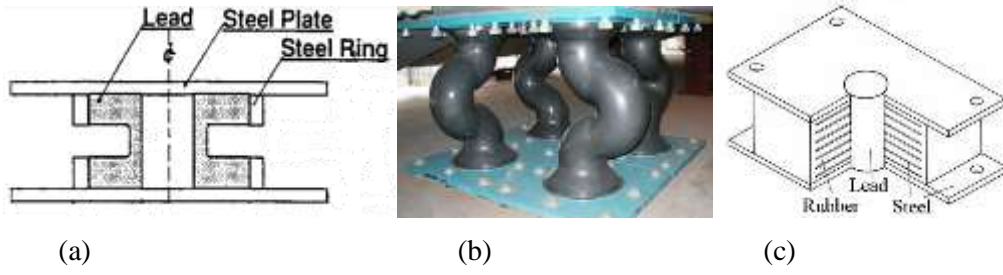
Şekil 1-17. (a),(b) Mualla ve Nielsen (2000)'in sürtümlü damper cihazı; (c) DAMPTECH tarafından yapılan 5000kN sürtümlü damper. (Fotoğraf DAMPTECH'ten alınmıştır: http://www.dampotech.com/test_large_capacity.html).

1.2.3 Kurşunlu damperler

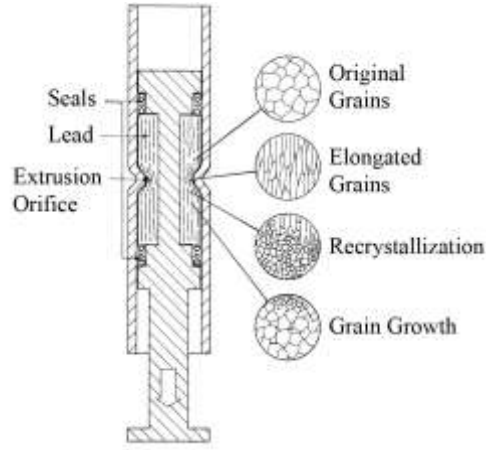
Kurşun sünek bir malzeme olduğundan damperlerin sönümlenme elemanlarında kullanılmaktadır. Şekil 1-18-a'da gösterilen eklem damperi iki bina arasına kurulmuştur. Bu binaların sallanma hareketi damperde kesme deformasyona sebep olmuştur (Sakurai vd. 1992). Şekil 1-18-b'de gösterilen P-kapan şeklindeki kurşunlu damper izolasyon yüzeyinde kullanılmıştır. Bu tarz damperler Japonya'da kullanılmaktadır (Kelly 1980). Silindir şekilli kapalı kurşun, histeretik damper olarak karakterize edilmemekle beraber, sönümlenme elemanı olarak kurşun-kauçuk taşıyıcılarda kullanılır (Şekil 1-18-c).

Kurşun sıkma cihazlar

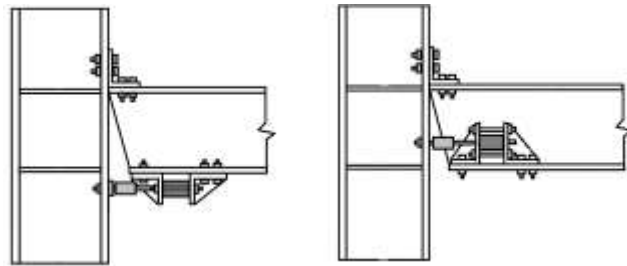
Bu damperlerde kurşun kullanılmasındaki bir sebep de kurşunun oda sıcaklığında sıcak işlenik olmasıdır. Kurşun bastırılarak bir ağızdan geçirildiğinde yapısında oluşan değişim enerji tüketimine sebep olur. Malzeme kristalizasyon ile eski şekline geri döner (Robinson ve Greenbank 1975). Bu süreç art arda tekrar edilebilir. Kurşun sıkma damperlerin çalışma prensibi Şekil 1-19'da gösterilmiştir. Kurşun sıkma damperler ayrıca çerçevelerin eklem yerlerine konumlanabilecek şekilde üretilmişlerdir (Şekil 1-20).



Şekil 1-18. Sönümlenme elemanı olarak kurşun kullanımı: (a) Kurşun eklem damperi (Sakurai vd. 1992); (b) Kurşunlu damper (Fotoğraf TIS Technology Co., Ltd.'dan alınmıştır: <http://www.tis-tech.com/products/nippon-steel-products/lead-damper/>); (c) Kurşun-kauçuk mesnetlerin sönümlenme elemanlarında kullanılan silindirik şekilli kurşun çekirdek (Fotoğraf Robinson Seismic Ltd.'dan alınmıştır).



Şekil 1-19. Kurşun sıkma temelli damperin çalışma prensibi (Robinson ve Greenbank 1975).



Şekil 1-20. Kiriş-kolon bağlantılarında kullanılan kurşun sıkma temelli yüksek-kuvvet-hacim cihazı (Mander vd. 2009).

1.2.4 Şekil hafızalı alaşımların sönümlenme sistemlerinde kullanımı

Şekil hafızalı alaşımlar (SMAs) ısı ya da stresin kaldırılmasıyla orijinal şekillerine geri dönebilme özelliğine sahiptirler. SMA'ların sismik güvenlik cihazlarında kullanımı MANSIDE projesi (Memory Alloys for New Seismic Isolation and Energy Dissipation Devices) tarafından kapsamlı bir şekilde çalışılmıştır (MANSIDE Consortium 1998; Nicoletti vd. 1990). SMA'ların köprülerde etki geciktirici olarak kullanılması (DesRoches ve Delemont 2002), burkulma-sınırlayıcı çaprazların merkezleme kapasitelerinin artırılması (Fahnestock 2003) ve kiriş-kolon bağlantılarında kullanılması (Ocel vd. 2004, Youssef ve Nehdi 2008) üzerine de çalışılmıştır.

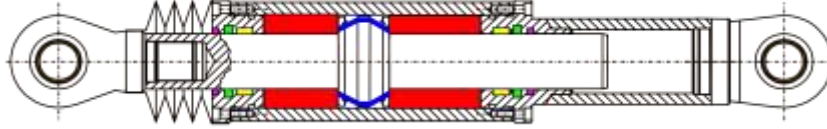
1.2.5 Viskoz akışkan damperler

Viskoz akışkanların bir ağızdan basınçla geçirilmesi, akışkan ve ağız arasındaki etkileşimden dolayı basınç kaybı ve enerjinin ısıya dönüşüp kaybedilmesine sebep olur. Böyle bir mekanizmadaki kuvvet, F , hızla, V , doğru ya da üstel orantılıdır.

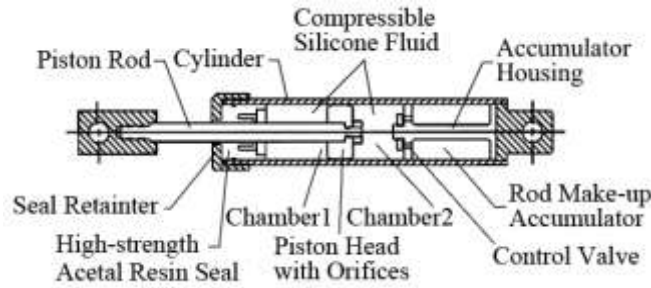
$$F = C \cdot V^\alpha \quad (1-1)$$

C ve α sabit sayılardır. Hız üsteli α aracın mekanik ve geometrik özelliklerine bağlıdır ve değiştirilebilir. α sabiti küçüldükçe kuvvetin hıza bağımlılığı azalır. Temel konseptlere dayalı olarak modellenmiş bir viskoz damperin tepkisinin 1-1 denkleminde uyacağı kesin değildir. Damperin kuvvet deplasmanını etkileyen ikincil faktörler ağızdaki sıcaklık artışının etkisi ve akışkanın sıkıştırılabilirliğinden dolayı ortaya çıkan elastik tepki olarak gösterilebilir. Bu yüzden, basit bir konsept olmasına karşın pratikte viskoz damperlerin uygulanmasında zorluklarla karşılaşılabilir. Güvenilir sonuçlar için basınç değişimlerinden kaynaklanan kuvvetteki dalgalanmalar en aza indirilmeli, akışkanın performansı sabitleştirilmeli, yüksek basınç altındaki akışkanın sızdırmaması için mühürleme işlemine dikkat edilmelidir. Viskoz akışkan damperler teknolojik olarak en ileri düzeydeki pasif deprem tedbirlerindedir. Şekil 1-21'de iki akışkan yataklı ve ağızlı bir viskoz akışkan damperin uzunlamasına kesiti verilmiştir. Aracın iki montaj noktası arasındaki bağıl hareket akışkanın bir yataktan diğerine akmasına, bu arada da ağızdan geçmesine neden olur. Ağızdan geçerken basıncı artan akışkan türbülant akış yaratır ve bu türbülantstan dolayı enerji kaybı yaşanır. Daha karmaşık olarak tasarlanmış viskoz akışkan damperler, kuvvet-deplasman tepkisini iyileştirmek için çalışılmışlardır (Şekil 1-22).

Diğer damper çeşitleriyle karşılaştırıldığında viskoz akışkan damperler daha yeni bir teknolojidir. İlk kullanımı 1897 yılına dayanır (Constantinou 1994, Taylor) Bu konuda daha ayrıntılı bilgi için Taylor Devices veritabanı incelenebilir (<http://taylordevices.com/literature.html>).



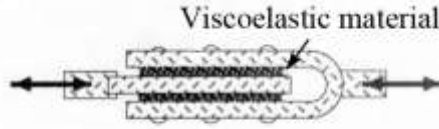
Şekil 1-21. Viskoz akışkan damperin uzunlamasına kesiti (MAURER SÖHNE Tuned Mass and Viscous Dampers product Brochure 2011).



Şekil 1-22. Akışkan kontrollü ağız, bi-metalik termostat ve akümülatörlü viskoz akışkan damper çizimi (Lee ve Taylor 2001, Constantinou 1993).

1.2.6 Viskoelastik damperler

Bazı malzemeler, örneğin akrilik polimerler, elastik tepkinin yanısıra doğal olarak sönümlenme davranışı gösterirler. Viskoelastik damperler olarak bilinen damperlerde bu malzemeler sönümleyici eleman olarak kullanılırlar (Mahmoodi 1969). Bu damperlerde viskoelastik malzeme pedleri çelik plakalara bağlanır (Şekil 1-23). Bu bağlanma sonucu plakalardaki bağıl deplasman viskoelastik malzemeye kesme gerilmesi uygular. Viskoelastik damperler rüzgardan kaynaklanan titreşimlere karşı rezistans sağlar. Aiken vd. (1993) ve Lobo vd. (1993) tarafından bu damperlerin deprem karşısındaki performansları da deneysel çalışmalarla incelenmiştir.



Şekil 1-23.Viskoelastik damper

1.2.7 Damperlerin kurulumu ve uygulanması

Bir yapıdaki göreceli deplasmana sahip her hangi iki nokta damperlerin kurulumu için kullanılabilir. Yarı rijit durumun bağıl dönmeye neden olduğu moment bağlantılarında (örn, Mander vd. 2009), sallamalı kesme duvarları ve rijit makas çerçeveleri de dahil kontrollü sallama sistemlerinin bağlantılarında (Eatherton ve Hajjar 2010), köprülerin sallanan orta ayaklarında (El-Bahey ve Bruneau 2012), ve hatta iki bina arasındaki bağlantıda (örn, Yang 2003) bile kullanılabilir. Damperler ilk uygulamalarında yapıların sallanma hareketine karşı kullanılmışlardır (Kelly vd. 1972). İzole yapılarda, damperler deplasmanın en çok olduğu yerler olan izolasyon arayüzlerinde kullanılmışlardır. Damperlerin uygulanması üzerine daha çok örnek (Clark vd. 1999^b) Kelly (1988), Mayes (1990), McKay vd. (1990) ve Symans (2008) tarafından verilmiştir.

1.2.8 Yarı aktif ve aktif kontrol stratejileri

Diğer inşaat mühendisliği disiplinleriyle karşılaştırıldığında, depreme dayanıklı yapı tasarımı, tasarım ve analiz sırasında karşılaşılan belirsizliklerden dolayı diğer disiplinlerden ayırt edilebilir. En büyük belirsizliklerden biri deprem yüklemesidir. Deprem sırasında oluşacak zemin hareketi, çevredeki aktif faylara, sismik dalga yollarına ve çevre toprak profiline bağlıdır. Deprem yüklemesi hakkında en az varsayım yapılan tasarımlar en çok tercih edilen tasarımlardır. Yarı-aktif ve aktif kontrol sistemleri, depremlere karşı oldukça sağlam yapıların tasarımı için umut verse de henüz yeterli teknolojinin olmaması ekonomik ve pratik açıdan uygulanabilir çözümler sunulabilmesinin önüne geçmektedir.

1.3 AMAÇ VE KAPSAM

Bu raporda yapıların sismik koruması için bir histeretik damper geliştirilmesi amaçlanmıştır. Geliştirilen aracın sismik performansı çok katlı binalarda uygulanabilecek şekilde olmalıdır.

Özellikle, kuvvetlerin binanın yüksek katlarına doğru dağılmasını sağlamak ve zayıf kat oluşumunu engellemek için yeterli elastik-ötesi rejiliye sahip olması amaçlanmıştır. Bu araştırmanın kapsamında yeni bir histeretik damper tasarlanmış ve Burulmalı Histeretik Damper (BHD) olarak adlandırılmıştır. Damperin geliştirilmesinin analitik ve deneysel her basamağı ve cihazın pratikte uygulanabilirliği için gereken her aracın geliştirilmesi bu projenin kapsamı içindedir.

1.4 RAPORUN ÖZETİ

Bu rapor, yeni geliştirilen damper BHD'nin son haline getirilmesi için gereken bütün kavramsal ve analitik çalışmaları özetlemektedir. Bölüm 2'de bu cihazın geliştirilme aşamaları ve BHD detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Bölüm 3, 4 ve 5 analitik çalışmaları içermektedir. BHD burulmalı mekanizmaya sahip, bir ya da daha çok enerji sönümlenme ünitesi olan bir sistemdir. Dairesel kısımların ve silindirik elemanların burulma tepkisi farklı malzeme modelleri kullanılarak Bölüm 3'te verilmiştir. Bölüm 4'te BHD'nin enerji sönümleyici ünitesinin kinematiği ve kuvvet-deplasman tepkisi analiz edilmiştir. BHD tepkisinin farklı yönleri ve kuvvet-deplasman tepkisinin pratikteki uygulamalarının geleceği Bölüm 5'te açıklanmıştır. Bölüm 6'da araştırmanın deneysel çalışma kısmında test edilecek test çerçevelerin tasarlanması anlatılmıştır.

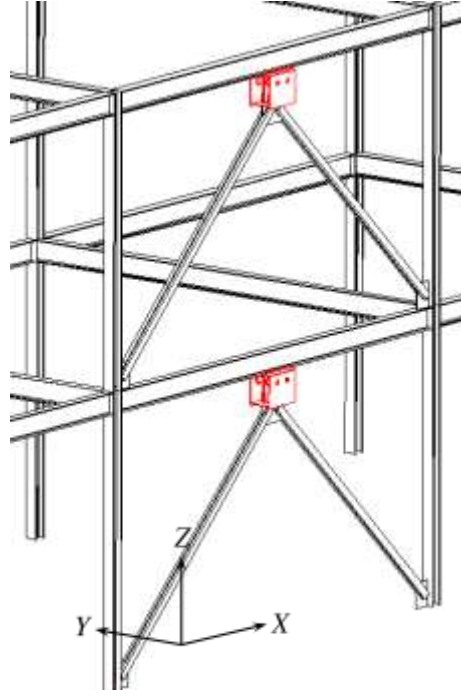
BÖLÜM 2

KONSEPT GELİŞTİRİLMESİ

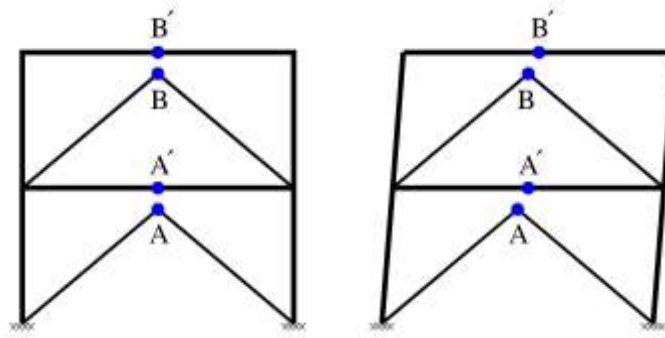
Endüstriyel bir ürün, konseptin oluşturulmasından fiziksel prototip üretilmesine kadar olan süreçte birçok aşamadan geçer. Bu süreçte ürün iyileştirilir, simülasyon hazırlanıp performansın endüstride kullanılabilir boyutta olması için testlerden geçer. İlk yapılan tasarım birçok iyileştirmeden geçer, hatta temel konseptlerde bile değişiklik yapılabilir. Burulmalı Histeretik Enerji Sönümlenme Cihazı'nın (Damper) yapımında da bu aşamalardan geçilmiştir. Bu bölümde yeni bir histeretik damper yapımındaki amaç, karşılaşılan engeller ve son tasarım yapılırken atılan adımlar anlatılmıştır. Yeni cihaz, Burulmalı Histeretik Damper (BHD) detaylı bir şekilde tarif edilmiştir. BHD'nin analitik ve deneysel geliştirilme süreci gelecek bölümlerde anlatılmıştır.

2.1 BURULMA TEMELLİ HİSTERETİK DAMPER

Yeni damper, Burulmalı Histeretik Damper (BHD), silindirlerin burulma akmasını kullanan bir cihazdır ve hareketlerden kaynaklı kinetik enerjinin sönümlenebilmesi için sünek çelikten yapılmıştır. Yeni yapılan damper, Şekil 2-1'de gösterildiği gibi, ters-V çaprazlarla yapı çerçevelerinde kullanılmak için tasarlanmıştır. Damperin bir ucu desteğe, (A ve B noktaları, alt katta), diğer ucu kirişe (A' ve B' noktaları, üst katta) bağlanacaktır (Şekil 2-2). Sismik olaylar sırasında iki kat arasında oluşabilecek göreceli deplasmanlar sırasında damper harekete geçecek ve damperin bu iki ucu arasında deplasman yaratacaktır. İleride gösterileceği gibi, BHD'de enerji sönümlenmesi dönme ve burulma hareketleri sonucu oluşur. Bu cihazdaki temel hareket, iki uçta oluşan düzlemsel deplasmanları silindir sönümleyicilere aktararak burulma hareketine çevirmektir. Bir sonraki bölümde yeni cihaz detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Sonra da son tasarımının oluşmasında gerekli ara aşamaların kısa anlatımı verilmiştir.



Şekil 2-1. Bina çerçevelerinde BHD'nin yerleştirilmesinin şematik çizimi.



Şekil 2-2. Ters-V çaprazlı çerçevelerdeki bağıl deplasmanın (a) deforme olmamış; ve (b) deforme olmuş çizimi

2.1.1 Nihai tasarım: Burulmalı Histeretik Enerji Sönümlenme Cihazı (Damper) (BHD)

BHD çaprazlı çerçeveler için tasarlanmış bir damperdir. Şekil 2-1'de bir Kartezyen koordinatı tanımlanmıştır ve bu koordinat sistemi ileride referans olarak kullanılacaktır. BHD'nin üç boyutlu şekli Şekil 2-3'te verilmiştir. Y-Z düzleminde BHD'nin yan görünümü Şekil 2-4'te verilmiş ve görünen bütün kısımlar numaralandırılmıştır. BHD'nin önden görünümü (S1-S1

görünümü) Şekil 2-4'te, X-Z düzleminde görünümü de Şekil 2-5'te gösterilmiştir. Cıvata, vida ve kaynaklar hariç, BHD 19 kısımdan oluşmaktadır. Bu kısımlar şöyle isimlendirilir:

- Enerji sönmleyici (Energy dissipater) (ES) (1. kısım),
- Kol (Arm) (2. kısım),
- Destek plakası (Support plate) (3. kısım),
- Burulma sınırlayıcı plaka (Torsional restraint plate) (4. kısım),
- Ray (Rail) (5. kısım) ve vidayla tutturulmuş paslanmaz çelik levha (stainless steel sheet) (13. kısım),
- Kayıcı blok (Slider block) (6. kısım) ve kayıcı bloğun parçası olan düşük sürtümlü kayıcı ped (slider pad) (15. kısım),
- Montaj şaftı (Mounting shaft) (7. kısım),
- Taban plakası (Base plate) (8. kısım),
- Bağlantı plakası (Attachment plate) (9. kısım) ve iki yandan vidalanmış, deforme olmuş, ve şekillendirilmiş paslanmaz çelik levha (12. kısım),
- Kaplama plakası (Cover plate) (10. kısım),
- Vidalanmış düşük sürtümlü kayıcı şeritleri (slider strip) (16. kısım) olan yönlendirici şerit (Guide strips) (11. kısım). Kayıcı şerit yönlendirici şeritin bir parçasıdır,
- Başlık plakası (Cap plate) (14. kısım),
- Mesnet 1 (Bearing 1) (17. kısım),
- Mesnet 2 (Bearing 2) (18. kısım).
- Çapraza bağlanan yatay plaka (Horizontal connection plate to brace) (19. kısım),

Şekil 2-5 ve Şekil 2-6'da gösterildiği gibi, BHD bir ya da birden fazla enerji sönmleme ünitesinden (ESÜ) oluşabilir. Şekil 2-8'de bir ESÜ'nün üç boyutlu görünümü verilmiştir. Her ESÜ aşağıdaki kısımlardan oluşur:

- Genişletilmiş uçlu silindir şeklinde bir enerji sönmleyici (ES), Şekil 2-8, (1. kısım),
- Enerji sönmleyiciye (1. kısım) tıpa-tipi bağlantı ve başlık plakası (14. kısım) ile bağlı burulma kolu (2. kısım),
- Düşük sürtümlü kayan pedli (15. kısım) kayıcı blok (6. kısım). Kola montaj şaftı (7. kısım) ve düşük-sürtümlü mesnet (18. kısım) ile tutturulmuştur.

Bu tasarımın altındaki mantık kolların uç noktalarındaki hareketi silindirik enerji sönmleyicilerde burulma hareketine çevirmektir (Şekil 2-7). Bu olurken de ES'nin

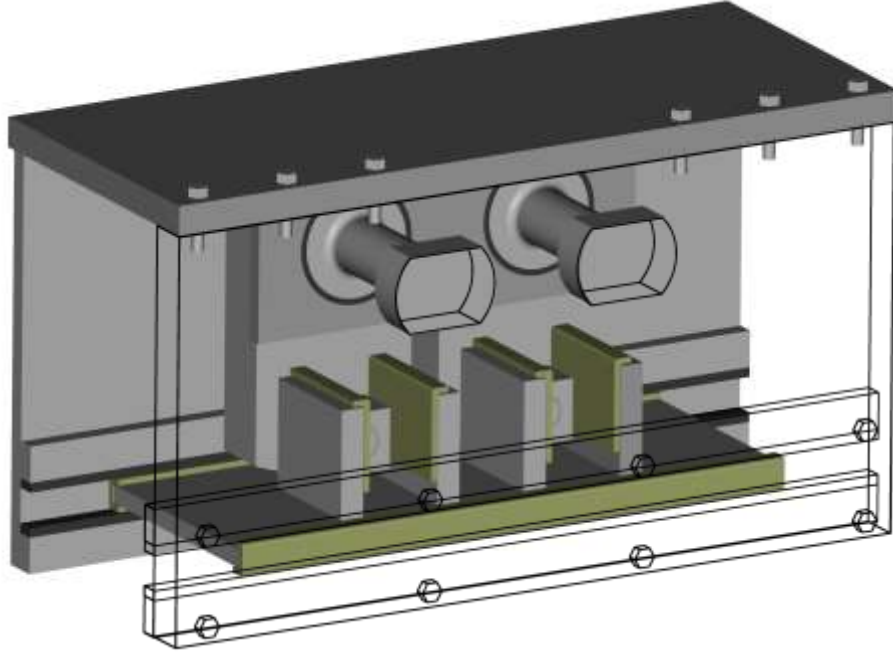
bükülmemesi gerekir. Bu yüzden, silindirik ES sabit çap bölgesinde düzgün akma yapmalıdır. ES'nin bükülmesi yanal destekler (destek plakası, 3. kısım) sayesinde önlenir. Destek plakası, taban plakasına (8. kısım) kaynatılmıştır. Taban plakası da çerçeve kirişine sürgülenmiştir (Şekil 2-4). Bu yüzden destek plakası ES'ten kesme kuvvetini alıp taban plakasına ve sonra da kirişe iletir. İletilen kesme kuvveti de damperin tepki kuvvetidir. ES'in düşük sürtünmeli burulma yapabilmesi için bir düşük sürtünmeli mesnet (17. kısım) ES ve destek plakasının bağlantı noktasına konmuştur. Silindirik montaj şaftı (4. kısım) ile kolun öteki ucuna bir kayıcı blok (6. Kısım) monte edilmiştir. Kayıcı pedleri (15. Kısım) içinde bulunduran kayıcı blok çelik bloktan yapılmıştır. Kayıcı blok düşük sürtünmeli kayan pedler aracılığıyla raya (9. Kısım) bağlıdır. Ray iki plakadan oluşur. Rayın her plakasında vidalarla tutturulmuş ince paslanmaz çelik levhalar vardır. Bu levhaların amacı düşük sürtünme için kayma arayüzü oluşturmaktır. Ray, bağlantı plakasına (9. Kısım) bağlıdır. Bu plaka desteğe bağlantı sağlar. Bağlantı plakası, yönlendirici şeritler (11. Kısım) sayesinde yatay yönde kayabilir. Bu sayede desteklerin eğilmesi önlenir. Kayıcı blok ve ray ya da bağlantı plakası arasında bir parça ile bağlantı yoktur, sadece sürtünme ile birbirlerine bağlıdırlar. Kayıcı blok, yönlendirici raylarla bir araya geldiğinde, kol ve rayın uç noktaları arasında hareketli-mesnet tipi bağlantı oluşturur (Şekil 2-7 ve Şekil 2-9). Böyle bir bağlantıya ihtiyaç duyulmasının sebebi kayıcı ve ray arasındaki, kolun dönmesi sonucu oluşan dikey hareketlerdir.

Şekil 2-7 ve Şekil 2-9'da BHD'nin hareketi nasıl dönme hareketine çevirdiği gösterilmiştir. Kolun dönmesi silindirik enerji sönümleyicinin burulmasına sebep olur, akmayla beraber yapısal çerçevenin kinematik hareketinin enerjisini sönümler. Silindirik enerji sönümleyicilerin uzak uçtaki burulma sınırlaması burulma sınırlayıcı plaka (4. kısım) tarafından sağlanmıştır (Şekil 2-3 ve Şekil 2-4). Burulma sınırlayıcı plaka (4. kısım), taban plakasına civatalanmıştır. Burulma sınırlayıcı plaka burulma momentini taban plakasına ve sonra da çerçeve kirişine taşır.

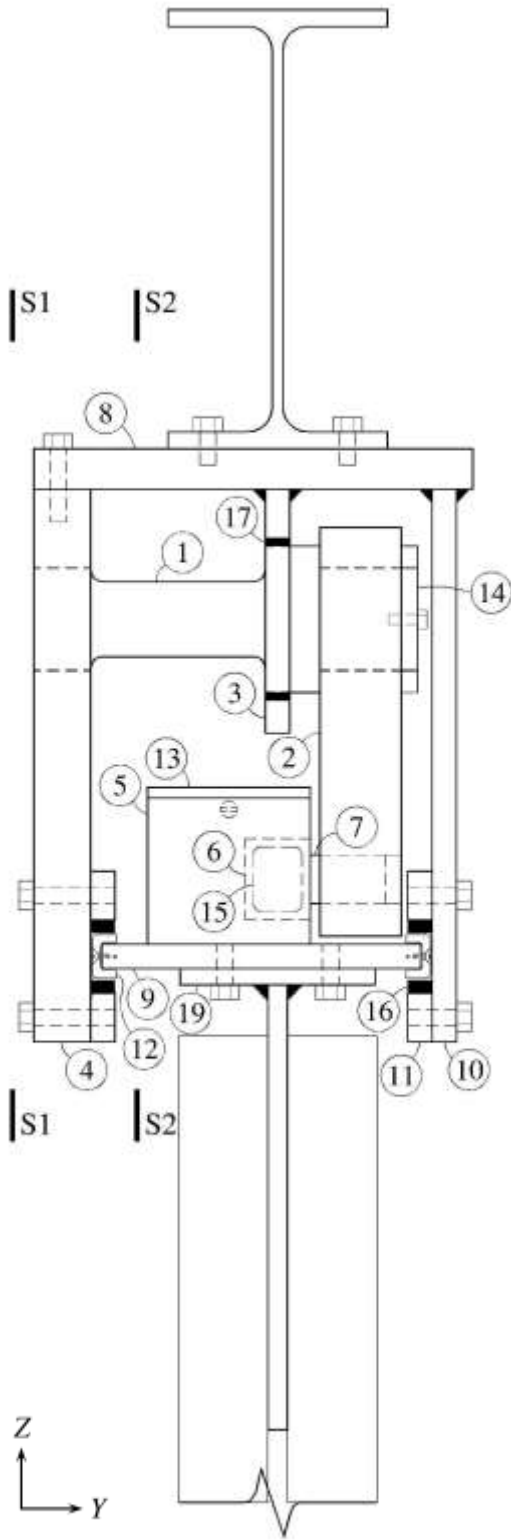
Yukarıda da bahsedildiği gibi yönlendirici şeritler (11. kısım), bağlantı plakasının (9. Kısım) yatay yönde hareket edebilmesini saplayıp desteklerin düzlem içi eğilmesini önler. Yönlendirici şeritler, bir tarafından burulma sınırlayıcı plakaya (4. kısım), diğer tarafından kaplama plakasına (10. kısım) civatalanmış; yönlendirici şeritlere (11. Kısım) tutturulmuş düşük sürtünmeli kayan şeritler (16. kısım) aracılığı ile bağlantı plakasıyla bağlantılı çelik plakalardır. Rayın kayma arayüzleri gibi, bağlantı plakasının iki kenarında da şekil verilmiş paslanmaz çelik levhalar vardır (12. kısım). Hem burulma sınırlayıcı plaka (4. kısım) hem de

kaplama plakası (10. kısım), taban plakasına bağlıdır (Şekil 2-3 ve Şekil 2-4) ve yönlendirici şeritteki kuvvetleri alıp taban plakasına, oradan da kirişe taşırlar. Kol tarafından raya yapılan ya da ray tarafından bağlantı plakasına yapılan yatay düzlemdeki kuvvet (X-yönü) damperin sönümlenme kuvvetidir ve bu kuvvet çapraza bağlanan yatay plaka (19. kısım) tarafından çapraza aktarılır.

Özetle, BHD iki ucu monte edilen noktaların göreceli hareketinden oluşan silindirik enerji sönümleyicinin dönme ve akması vasıtasıyla histeretik sönümleyici kuvvet tepkisi sağlamak üzere tasarlanmıştır. Bu sırada bütün ikincil eğilme momentleri destekten uzaklaştırılıp çerçeve kirişine aktarılır.

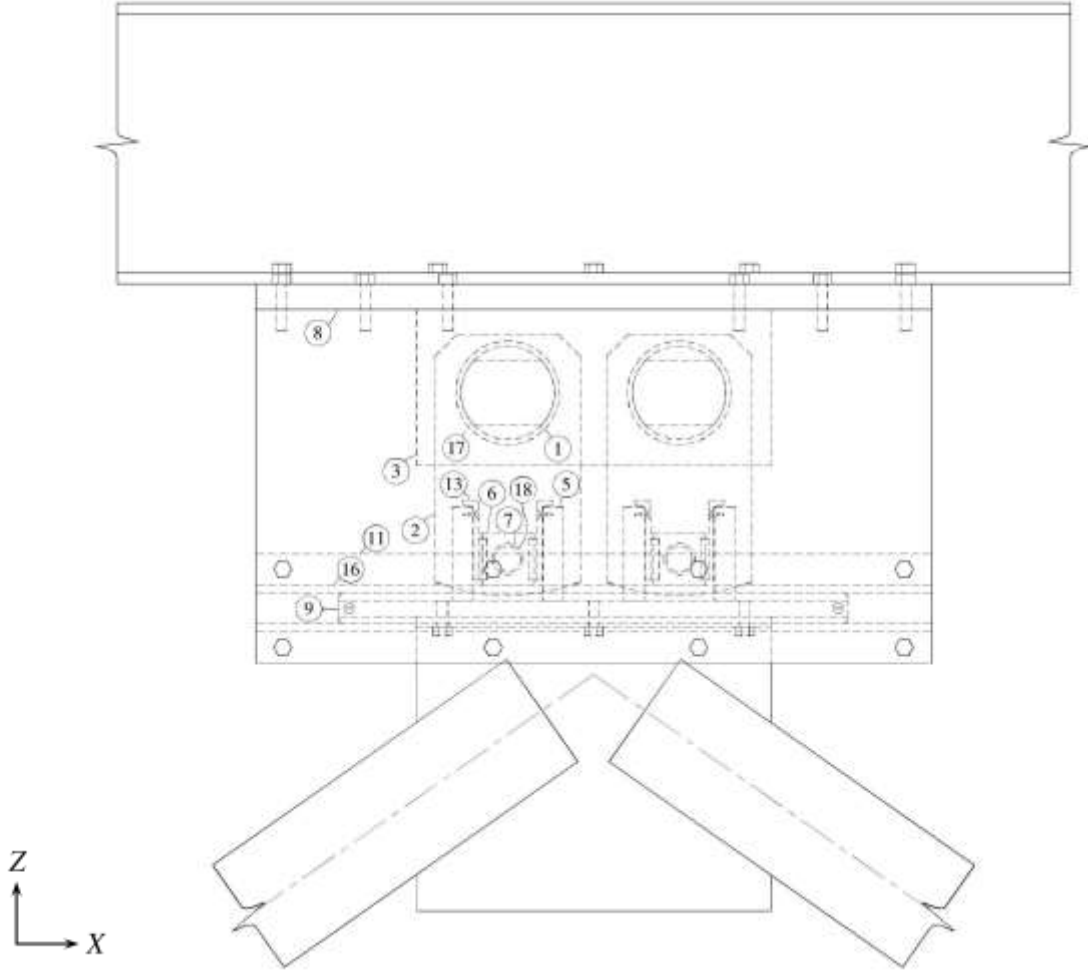


Şekil 2-3. BHD, perspektif görünüm.

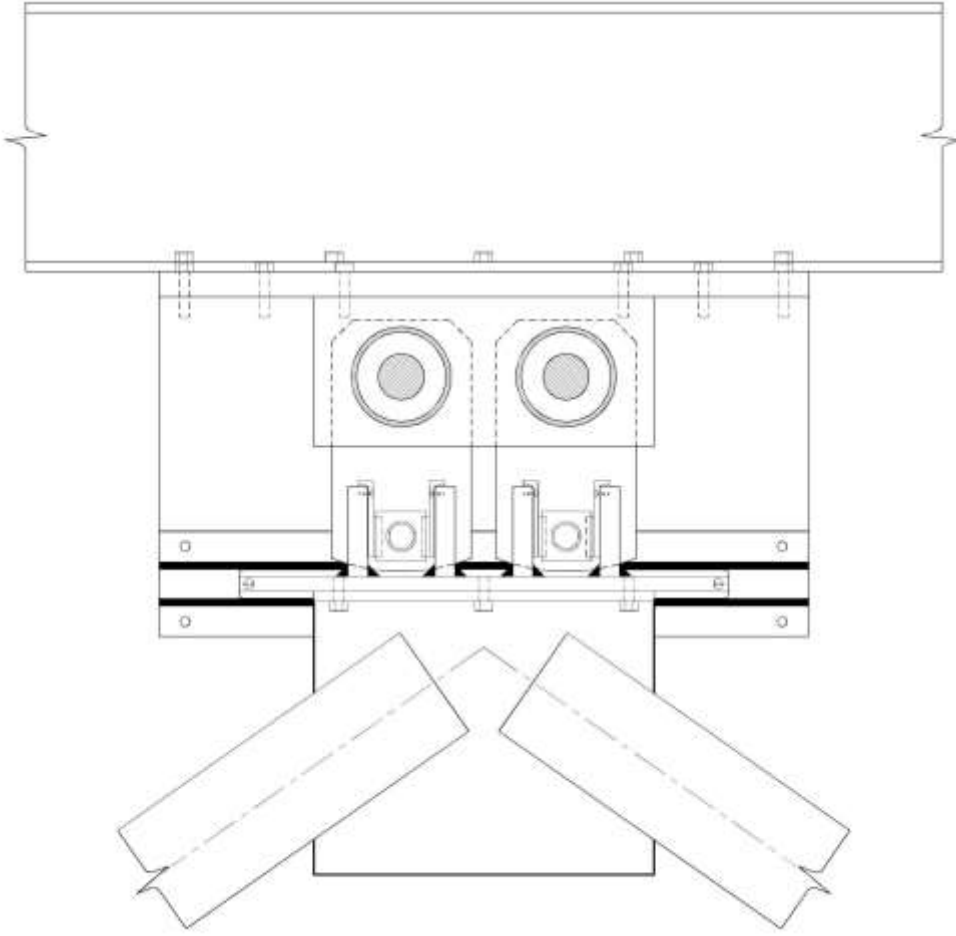


1. Energy sönümleyici,
2. Kol,
3. Destek plakası,
4. Burulma sınırlayıcı plaka,
5. Ray,
6. Kayıcı blok,
7. Montaj şaftı,
8. Taban plakası,
9. Bağlantı plakası,
10. Kaplama plakası,
11. Yönlendirici şeritler,
12. Şekillendirilmiş paslanmaz çelik levha,
13. Paslanmaz çelik levha,
14. Başlık plakası,
15. Kayıcı ped,
16. Kayıcı şerit,
17. Mesnet 1,
18. Mesnet 2 (Şekil 2-4'te gösterilmemiştir; bakınız Şekil 2-5).
19. Çaprazba bağlanan yatay plaka.

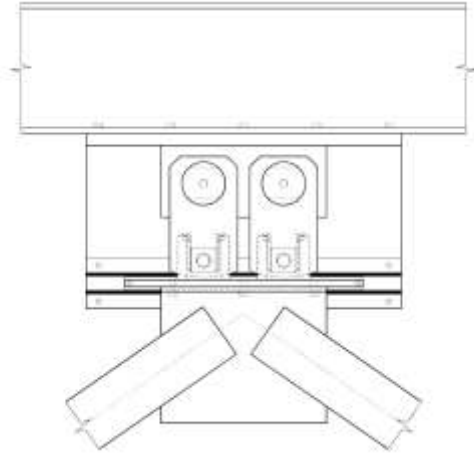
Şekil 2-4. BHD'nin yandan (Y-Z düzleminde) görünümü: (Şekil 2-1'deki koordinat sistemine göre).



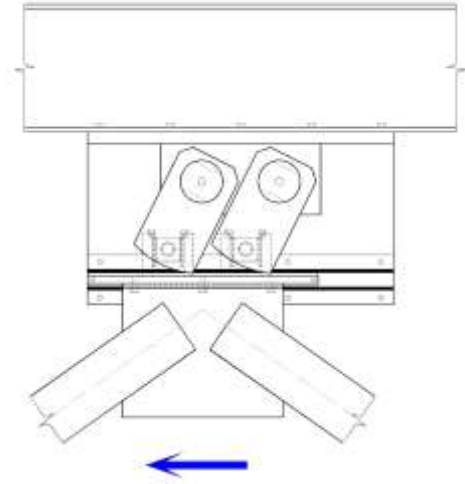
Şekil 2-5. BHD'nin önden (X-Z düzleminde) görünümü (Şekil 2-1'deki koordinat sistemine göre): Şekil 2-4'te belirtildiği gibi S1-S1 görünümü.



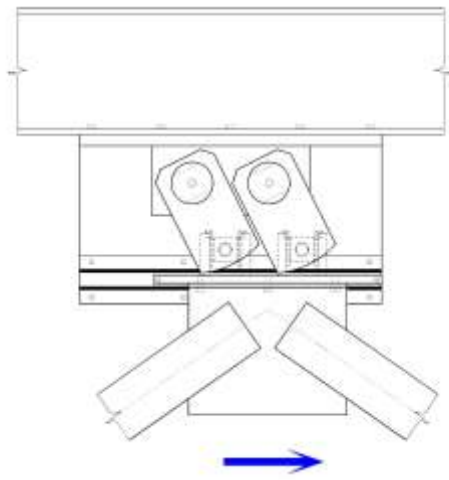
Şekil 2-6. BHD'nin S2-S2 görünümü, Şekil 2-4'te gösterildiği gibi.



(a)

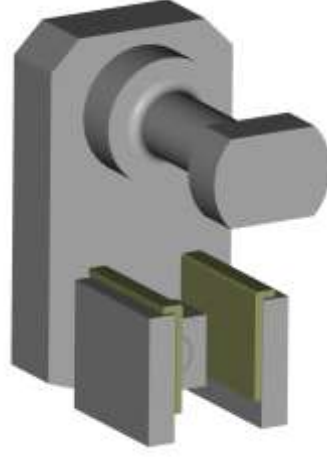


(b)

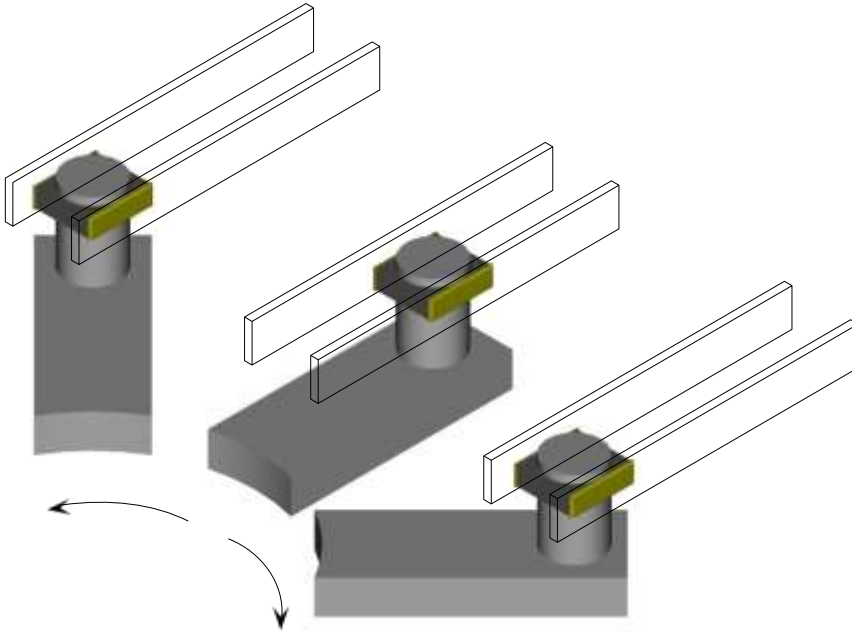


(c)

Şekil 2-7. BHD cihazının (a) deplasmana uğramamış ve (b),(c) deplasmana uğramış durumlarda şematik olarak önden görünümü.



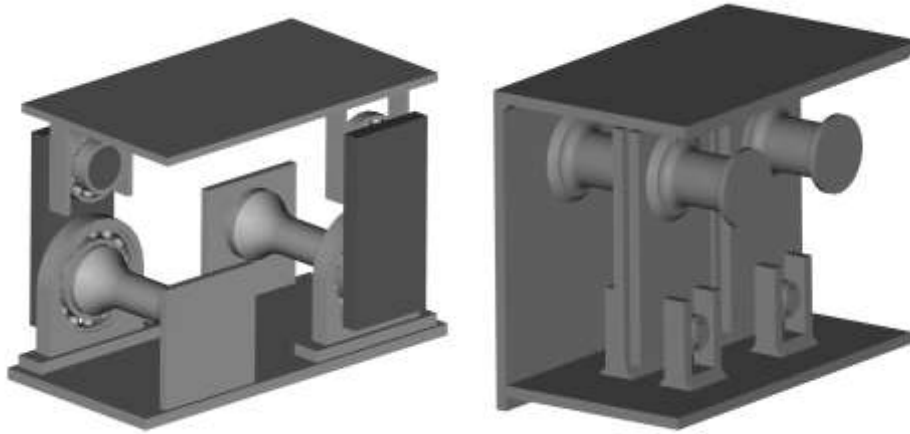
Şekil 2-8. BHD'nin enerji sönümlenme ünitesi: Enerji sönümleyici/Kol/Kayıcı blok.



Şekil 2-9. Ray içinde ve montaj şaftı çevresinde kayıcı bloğun kayma ve dönme mekanizması.

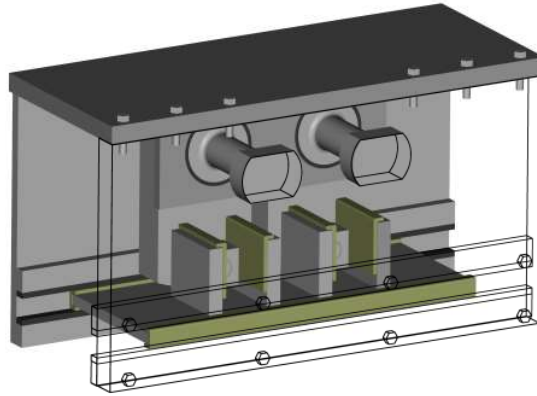
2.1.2 Fikirden Tasarıma

BHD'nin kavramsal tasarımı sistematik olmak yerine daha çok deneme yanılma şeklinde gerçekleşmiştir. Son tasarıma ulaşmadan önce birçok yanlış girişimde bulunulmuştur. Tasarımın ilk ham halinden başlayan cihaz pek çok düzeltme ve iyileştirmeden geçtikten sonra şu anki endüstriyel alanda kullanılabilir halini almıştır (Şekil 2-10). İyileştirme aşamalarında simülasyonlar, sonlu elemanlar modeli çalışmaları yapılmış ve deneme yanılma yöntemleri kullanılmıştır. Tasarım sırasında parametrik simülasyonlar MATLAB, AutoCad Kodlama Özelliği ve Sonlu Elemanlar Programları kullanılmıştır. Bu sayede tasarım alternatifleri daha hızlı incelenebilmiştir.



(a)

(b)



(c)

Şekil 2-10. BHD: ilk tasarımdan son tasarıma: (a) ilk fikir, (b) önerme aşamasındaki BHD, (c) BHD'nin son tasarımı.

2.2 SİLİNDİRİK ENERJİ SÖNÜMLEYİCİLER

Bir silindir düzgün burulmaya maruz kaldığında radyal olarak yüksekliğine aynı uzaklıktaki her noktasında düzgün gerilme ve birim uzama gösterir. Bu durum elastik, plastik birim uzamalarda geçerlidir. Bu çalışmanın kapsamı içinde bu özelliğin önemi düzgün birim uzamaların oluşmasının daha düşük birim uzamalara ve daha uzun yorulma ömrüne yol açmasıdır. Düzgün olmayan kesit özelliklerine ya da yüklemeye sahip prizmatik olmayan elemanlarda kaçınılmaz olarak bazı kesitler daha erken plastikleşecektir. Plastikleşme gerçekleştikten sonra, bu kesitler gerilmeler/kuvvetlerdeki ufak artışlar ile deforme olur. Böylelikle kuvvetlerin artması engellenir dolayısıyla komşu kesitlerin akması önlenmiş olur. Bu durumun sonucunda plastik birim uzamalar plastikleşme olan bazı bölümlerde toplanırken yerel plastikleşmiş bölgeler yüksek plastik getinmelere maruz kalırlar. Eğilme elemanlarında; örneğin plastik mafsalarda eleman dönmeleri yoğunlaşmıştır. Büyük bir enerji sönmemesi gerçekleşse de büyük plastik birim uzamaların oluşması deplasman (dönme) kapasitesini kısıtladığından plastik mafsal iyi enerji sönmeyiciler değildirler. Diğer yandan, histeretik damper tasarımında, plastik birim uzamaların düzgün dağılımı en çok önem verilen parametrelerden biridir. Zira düzgün dağılım sonucunda büyük deplasmanlar damper tarafından bastırılabilir.

Diğer bir deyişle, histeretik damperin şekil tasarımında dikkat edilen bir konu plastikleşme ve enerji sönmemesinin cihaza masrafının minimum olmasını sağlamaktır; yani minimum plastik birim uzama olmalıdır. Cihazın şekli, sönmeyici boyunca düzgün birim uzama dağılımı olacak şekilde tasarlanmalıdır. Sadece burulma temelli çalışan bir sönmeyicide düzgün silindir en uygun şekil olarak bulunmuştur. Uygulamada sadece burulma temelli sönmeyicilere ulaşılamaz. İstenmeyen eğilme ve kesme az da olsa oluşup birim uzamaların düzgünlüğünü bozacaktır. Bu durum BHD'nin enerji sönmeyicilerine benzer şekilli ve yükleme durumlu modellerde test edilmiştir (Salem Milani 2014). BHD'nin tasarımında bu ikincil tesirler minimum tutulmuştur. Bunun için kuvvetin uygulandığı nokta kolun uç noktasında tutulmuş (ki bu nokta da destek plakasının orta çizgisinden sıfır uzaklıktadır) ve kuvvetin sapması önlenmiştir.

2.3 ÖZET

Bu bölümde yeni geliştirilen Burulmalı Histeretik Enerji Sönmeme Cihazı (Damper) (BHD) detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Yeni cihazın geliştirilmesini kapsayan çalışmalar özetlenmiştir.

BÖLÜM 3

KATI PRİZMATİK SİLİNDİRLERDE BURULMA

BHD'nin enerji sönümleyicileri iki ucunda büyütülmüş parçalar olan masif çelik silindirlerdir. İlerideki bölümlerde damperin kuvvet-deplasman tepkisini analitik olarak anlatabilmek için bu bölümde düzgün katı silindirin farklı malzeme modelleriyle (elasto-plastik, çift doğrusal, elastik/üstel-sertleşme ve Ramberg-Osgood) burulma momenti-burulma açısı ilişkisi verilmiştir. Bu bölümün ilk kısmında ileriki kısımlarda kullanılacak olan deformasyon teorisiyle ilgili bazı kavramlar kısaca anlatılmıştır.

3.1 ETKİLİ GERİLME VE BİRİM UZAMA KONSEPLERİ

Çok yönlü gerilme/birim uzama altındaki bir malzeme noktasında, eşdeğer gerilme esas gerilme türünden, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (3-1)$$

Gerilme tansör bileşenleri türünden, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$, şöyle tanımlanmıştır:

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (3-2)$$

Bu, sekizyüzlü kesme gerilmesi ile orantılı olup tek yönlü durum için $\bar{\sigma} = \sigma_1$ durumuna gelir (Dowling 2006). Benzer şekilde, eşdeğer plastik gerilme, esas plastik birim uzamalar cinsinden aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\bar{\varepsilon}_p = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_{p1} - \varepsilon_{p2})^2 + (\varepsilon_{p2} - \varepsilon_{p3})^2 + (\varepsilon_{p3} - \varepsilon_{p1})^2} \quad (3-3)$$

Bu da, eşdeğer gerilmede olduğu gibi, sekizyüzlü düzlemdeki plastik kesme gerilmeleri ile orantılıdır ve tek yönlü durumda $\bar{\sigma}_p = \sigma_{p1}$ şekline dönüşür (Dowling 2006). Sonuç olarak, eşdeğer gerilme ve birim uzamalar *von Mises eşdeğer gerilme ve birim uzama* olarak da bilinir. Etkili toplam birim uzama elastik ve plastik birim uzamaların toplamı olarak hesaplanır:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\bar{\sigma}}{E} + \bar{\varepsilon}_p \quad (3-4)$$

Burada E elastisite modülüdür. Etkili toplam gerinme, birim uzamaların son değerleri ile direk bağlantılıdır:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\nu')} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{xz}^2)} \quad (3-5)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\nu')} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2} \quad (3-6)$$

Burada, ν' etkili Poisson oranıdır, ν (Poisson oranı) ve 0.5 arasında değişir. Tam olarak elastik birim uzamalar için bu katsayı Poisson oranına eşittir. Eğer birim uzamaların büyük kısmı plastikse katsayı 0.5'e yaklaşır.

Bu gerilme/birim uzama tanımı çok eksenli gerilme/birim uzama durumuna bir malzeme noktasındaki gerilme/birim uzama durumunun tanımlanması için tek sayısal ölçüm gerektiğinde de kullanılabilir. Bu yolla, 9 elemanlı bir tansör yerine bir skalerle çalışılmış olur. Etkili gerilme kavramı aynı zamanda isotropik malzemelerinin, özellikle metallerin, kopma teorisiyle de alakalıdır. Plastik deformasyon teorisi von Mises kriterine dayanmaktadır, eşdeğer gerilme ve eşdeğer birim uzama arasında evrensel bir bağ olduğunu varsayar (Manson 1966, Dowling 2006). Bu deplasman teorisinin bir sonucudur. Bu teori etkili gerilme ve gerinmeleri ilişkilendiren eğrinin, tek eksenli olan için aynı olacağını söyler:

$$\bar{\varepsilon} = f(\bar{\sigma}) \quad (3-7)$$

Bu demektir ki başka gerilme durumları için gerilme-birim uzama eğrileri basit çekme testinin sonuçlarından elde edilebilir.

3.2 SADECE BURULMA ALTINDA DÜZGÜN SİLİNDİR

Homojen bir malzemedeki yapılmış katı silindir bir cismin dönmesi katı mekaniği içinde klasik bir problemdir. Aynı zamanda bu silindirler endüstriyel açıdan da önem taşırlar. Dairesel şaftlar; otomotiv, deniz ve hava araçları mühendisliğinde sıkça kullanılan şaftlardır ve genelde döngüsel yükleme altında kalırlar. Silindirik simetri malzeme testi tasarlanmasında kullanılacak karakteristik özellikler kazandırır. Örneğin; basit çekme testi, döngüsel düşük-döngü yorulma testi, çift eksenli düşük-döngü yorulma testi (ASTM E2207-08), ve çarpılmasız burulmada gerilme/birim uzamaların düzgün oluşu silindirik simetriden kaynaklıdır.

Düzgün elemanların burulma momenti, kesitlerdeki kesme tarafından karşılanır. Bu direnç kuvveti kesit düzleminin birbiri üzerindeki kaymasına karşıdır ve *Saint Venant* kesmesi olarak

adlandırılır. Elemanda dışsal burulma momentine karşı oluşan içsel dayanıma başka bir sebep de düzlem dışı sehimden dolayı oluşan dik gerilmedir. Buna çarpılma dayanımı denir. Deneysel sonuçlar gösteriyor ki sadece burulmaya maruz kalan dairesel kesitler çarpılma göstermezler. Bu demek oluyor ki, eksene dik düz kesitler saptırılmazlar ve sadece merkezleri etrafında dönerler. Şekil 3-1'de gösterildiği gibi, yarıçapı R_0 ve uzunluğu H_0 olan, sadece burulmaya maruz kalan silindirik bir cisim için, eğer kesme gerilmeleri boyasal kısalma yaptıramayacak kadar küçükse ve çarpılmasız burulma koşulları sağlandıysa;

$$\varepsilon_{zz} = 0 \quad (3-8)$$

denebilir. Bu durumda enine kesitte dik gerilmenin oluşmayacağı varsayılabilir;

$$\sigma_{zz} = 0 \quad (3-9)$$

Gerilme/gerinmenin diğer bileşeninin sıfır olması, cismin gerilme/ birim uzamasının yüzey gerilme/birim uzama olması demektir. Şekil 3-1-a incelendiğinde, A noktasının x-y-z kordinatlarındaki gerilmeyi aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$\sigma = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\tau_{max} \\ 0 & 0 & 0 \\ -\tau_{max} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3-10)$$

Bu durumda, esas gerilmelerin ve maksimum kesme gerilmenin birbirlerine aşağıdaki gibi bağlı olduğu gösterilebilir:

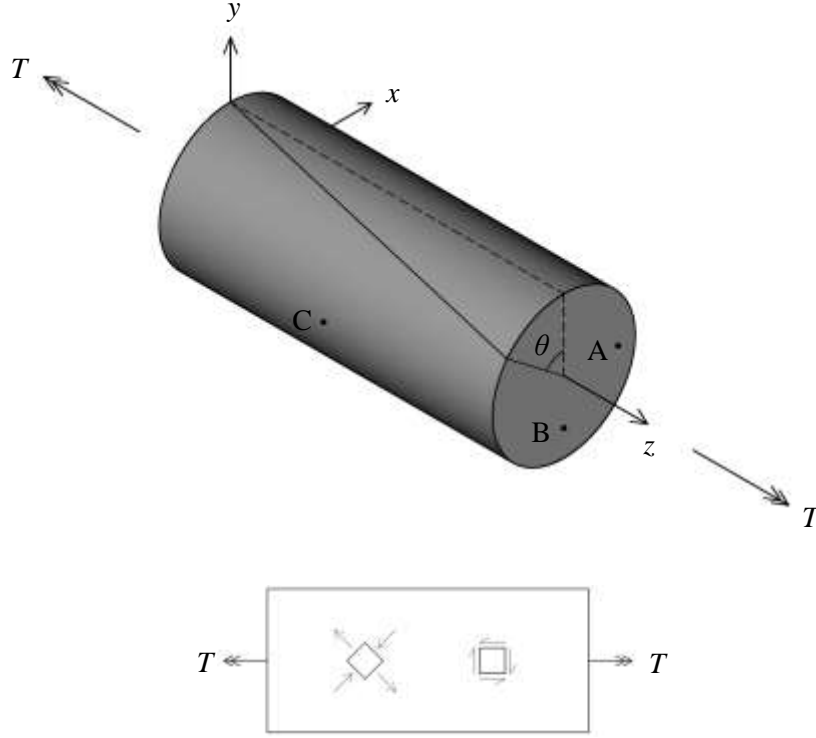
$$\sigma_1 = -\sigma_2 = \tau_{max} \quad (3-11)$$

Elastik ve izotropik bir ortam varsayılırsa boyuna ve enine kesme gerilmeleri birbirine eşit olur. Böylece:

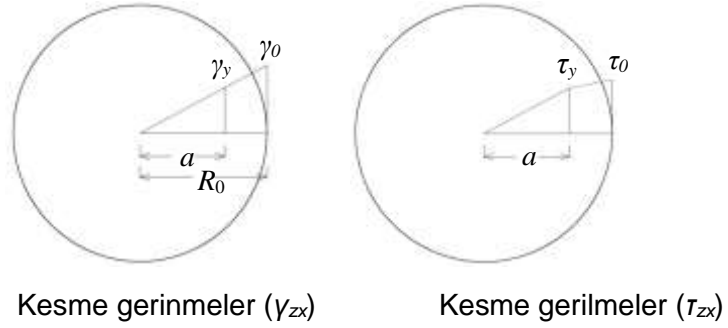
$$\varepsilon = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{\tau_{max}}{2G} \\ 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\tau_{max}}{2G} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3-12)$$

Esas birim uzama kordinatlarında birim uzama tensörü aşağıdaki gibi olur:

$$\varepsilon' = \begin{bmatrix} \frac{\gamma_{max}}{2} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\gamma_{max}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3-13)$$



Şekil 3-1. Sadece burulma altında silindir cisim.



Şekil 3-2. Sadece burulma altındaki katı silindir cismin kesitlerindeki gerilme ve gerinme

Ya da, mühendislik kesme birim uzaması cinsinden:

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{\gamma_{max}}{2} \quad (3-14)$$

Burada, γ_{max} silindirik cisimde herhangi bir noktadaki maksimum mühendislik kesme gerinmesidir. İçsel deformasyon modelini kurmak için çarpılmazsızlık varsayımının yanında bir varsayım daha yapmak gerekir. Şekil 3-2'deki z eksenine dik kesitlerin çizimleri göz önüne alınarak, orta hatta dik ve uzunluk boyunca alınan bir kesitte, $0 < r < R_0$, kesme birim uzamalarının doğrusal olarak değiştiği varsayımı yapılır. Kesme birim uzamalar merkezde sıfır ($r=0$) ve en dışta ($r= R_0$) maksimum olur:

$$\gamma(r) = \frac{r}{R_0} \gamma_0 \quad (3-15)$$

Yukarıdaki önerme ve Şekil 3-1 göz önüne alındığında, silindirin uzunluğu boyunca alınan bir kesitte dönme açısındaki değişme, $d\theta$, en dış yapıdaki kesme birim uzaması ile aşağıdaki gibi ilişkilendirilebilir:

$$R_0 \cdot d\theta = \gamma_0 \cdot dz \quad (3-16)$$

Yukarıdaki denklemin integrali alındığında maksimum kesme birim uzaması maksimum dönme açısı ile ilişkilendirilir (Popov, 1976):

$$\gamma_0 = \frac{R_0 \theta}{H_0} \quad (3-17)$$

$$\theta = \frac{\gamma_0 H_0}{R_0} \quad (3-18)$$

Eleman uzunluğunda düzgün olmayan kesitlerde Denklem 3-16'nın genel hali şöyle yazılabilir:

$$r(z) \cdot d\theta = \gamma(z) \cdot dz \quad (3-19)$$

Maksimum dönme açısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\theta = \int_{Length} d\theta = \int_0^L \frac{\gamma(z)}{r(z)} \cdot dz \quad (3-20)$$

Analizi plastik gerinmeye genişletirken, deneysel verilere dayanarak aynı birim uzama dağılımı modelinin elastik limitler dışında da geçerli olacağı bulunmuştur. 3-15'ten 3-20'ye kadar olan denklemler geçerlidir. 3-13 ve 3-14 denklemleriyle verilen gerilmeler kullanılarak,

cisim üzerindeki herhangi bir noktadaki von Mises toplam eşdeğer birim uzama Denklem 3-6 kullanılarak ve $\nu=0.5$ alınarak hesaplanabilir.

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\gamma}{\sqrt{3}} \quad (3-21)$$

Eğer gerilme Denklem 3-11 ile açıklanıyorsa, von Mises eşdeğer gerilme Denklem 3-1 kullanılarak hesaplanabilir:

$$\bar{\sigma} = \sqrt{3}\sigma_1 \quad (3-22)$$

Kesit burulma momenti dengesi ve iç gerilmelerden dolayı:

$$T = \iint_{\substack{\text{Circular} \\ \text{Section}}} \tau(r) \cdot r \cdot dA \quad (3-23)$$

Eğer gerilme merkezden eşit uzaklıktaki noktalar için aynıysa (Denklem 3-15); alan elemanı, dA , yarıçapı r ve genişliği dr olan bir halka olarak varsayılabilir. Problemin aksisimetrisinden dolayı, aynı şeyler gerilme için de geçerli olacaktır:

$$dA = 2\pi \cdot r \cdot dr \quad (3-24)$$

Böylece,

$$T = 2\pi \int_0^R \tau(r) \cdot r^2 dr \quad (3-25)$$

3.2.1 Elasto-plastik malzeme modeli

Çeliğin elasto-plastik modele uyduğu varsayılarak elastik ve plastik aralıkları da kapsayan dairesel kesit için tekdüze burulma momenti-kesme birim uzama ilişkisi aşağıdaki gibi yazılabilir (Dowling 2006):

$$T = \begin{cases} \frac{\pi R_0^3 G \gamma}{2} & \text{if } \gamma \leq \frac{\tau_y}{G} \\ \frac{\pi R_0^3 \tau_y}{6} \left[4 - \left(\frac{\tau_y}{G \gamma} \right)^3 \right] & \text{if } \gamma > \frac{\tau_y}{G} \end{cases} \quad (3-26)$$

Burada G ve τ_y sırasıyla kesme modülü ve kesit malzemesinin kesme akmasıdır. γ kesit boyunca maksimum kesme birim uzaması ve R_0 kesit yarıçapıdır.

3.2.2 Ramberg-Osgood formunda malzeme modeli

Gerilme/birim uzama eğrilerinin Ramberg-Osgood ilişkisi aşağıdaki gibidir (Dowling 2006):

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{H} \right)^{1/n} \quad (3-27)$$

Burada σ gerilmeyi belirtir. ε , elastik ve plastik birim uzamaların toplamı, toplam gerinmedir. E parametresi eğrinin başındaki eğimi kontrol eder ve elastik modülle yakından ilişkilidir. n birim uzama sertleşmesi üstü ve H da ek bir parametredir. İlişki, eşitliğin sağındaki ilk ve ikinci terimlerle gösterilmiş elastik ve plastik birim uzamaların kombinasyonu halindedir. Burulmaya maruz kalmış bir silindirin burulma momenti-burulma açısı ilişkisinin kapalı formda analitik formülü yazılabilir. Çünkü dairesel kesitler ve Ramberg-Osgood malzeme modeli için burulma momenti-kesme gerilmesi ilişkisi analitik bir şekilde gösterilmiştir (Dowling 2006):

$$T = 2\pi R^3 \tau \left[\frac{\frac{1}{4} + \frac{2n+1}{3n+1} \beta_\tau + \frac{n+2}{2n+2} \beta_\tau^2 + \frac{1}{n+3} \beta_\tau^3}{(1 + \beta_\tau)^3} \right] \quad (3-28)$$

Burada T torqk, R kesit yarıçapı, τ en dış yapıdaki kesme gerilmeyi (maksimum kesme gerilmeyi) ve β_τ en dış yapıdaki ($r=R$) plastik kesme gerinmesinin (γ_p) elastik kesme gerinmesine (γ_e) oranı olarak tanımlanmıştır:

$$\beta_\tau = \frac{\gamma_p}{\gamma_e}, \quad \gamma_p = \left(\frac{\tau}{H_\tau} \right)^{1/n}, \quad \gamma_e = \frac{\tau}{G}, \quad \gamma = \gamma_e + \gamma_p \quad (3-29)$$

Ayrıca H_τ ve n Ramberg-Osgood modelinin kesmede gerilme-birim uzama eğrisinin parametreleridir.

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} + \left(\frac{\tau_{xy}}{H_\tau} \right)^{1/n} \quad (3-30)$$

Denklemler 3-27'de verilen Ramberg-Osgood model aksenal gerilme-birim uzama eğrisiyle aynıdır, H_τ aksenal gerilme-birim uzama eğrilerinin Ramberg-Osgood formundaki H ve n parametreleri ile ilişkilendirilebilir (Dowling 2006):

$$H_\tau = \frac{H}{3^{(n+1)/2}} \quad (3-31)$$

Ramberg-Osgood modelinde, gerilme birim uzama cinsinden açık olarak yazılmadığı için burulma momenti de kesme birim uzaması, dönme açısı ya da

deplasmana bağılı olarak açık bir şekilde ifade edilemez. Bu yüzden, belirli bir dönme açısındaki burulma momentini bulmak için interpolasyon yapılmalıdır.

3.2.3 Elastik/Üstel-sertleşme malzeme modeli

Gerilme-birim uzama ilişkisi için elastik/üstel-sertleşme modeli aşağıdaki parçalı fonksiyon olarak tanımlanmıştır:

$$\tau = \begin{cases} G\gamma & \text{for } \tau \leq \tau_y \quad (\text{elastic}) \\ H_\tau \gamma^n & \text{for } \tau > \tau_y \quad (\text{plastic}) \end{cases} \quad (3-32)$$

Burada τ ve γ sırasıyla kesme gerilmeyi ve gerinmesidir. n birim uzama sertleşmesi üssü olarak adlandırılır ve H_τ ile n model sabitleridir. Bu model malzemenin kesmedeki davranışını gösterir. Ramberg-Osgood modelde (Bölüm 3.2.2) olduğu gibi, bu modelin sabitleri de aksenal gerilme-gerinmedeki karşılıklarıyla ilgilidir. Elastik/üstel-sertleşme modelinde burulma momenti en dış yapıdaki kesme gerinmesiyle (maksimum kesme gerinmesi) ilgilidir (Dowling 2006):

$$T = \begin{cases} \frac{\pi R_0^3 G \gamma}{2} & \text{for } \gamma \leq \frac{\tau_y}{G} \quad (\text{tam elastik}) \\ \frac{2\pi R_0^3}{n+3} \left[\frac{G \gamma_y^4 (n-1)}{4 \gamma^3} + H_\tau \gamma^n \right] & \text{for } \gamma > \frac{\tau_y}{G} \quad (\text{kısmi plastik}) \end{cases} \quad (3-33)$$

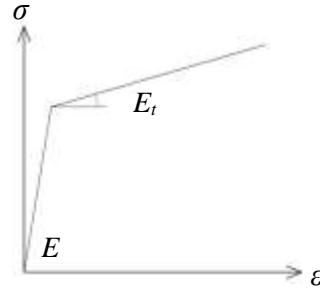
Elastik/üstel-sertleşme model için model parametre belirlemesi kuvvet yasası modelindekinden değişiktir çünkü bu parçalı bir modeldir. Modelin üstel kısmı, kuvvet modelinin aksine belirli bir noktadan, akma noktasından geçmek zorundadır. Raporu kısa tutmak adına modelin ayrıntıları raporda belirtilmemiş, sadece Tablo 3-1'de sonuçlar verilmiştir. Ölçülen veriye göre kalibre edilmiş model grafiği Şekil 3-4'te diğer malzeme modelleriyle beraber verilmiştir.

3.2.4 Çift doğrusal malzeme modeli

Çift doğrusal gerilme-birim uzama modeli parçalı fonksiyon kullanarak tanımlanabilir:

$$\bar{\varepsilon} = f(\bar{\sigma}) = \begin{cases} \frac{\bar{\sigma}}{E} & \text{for } \bar{\sigma} \leq \sigma_y \quad (\text{elastik}) \\ \frac{\sigma_y}{E} + \frac{\bar{\sigma} - \sigma_y}{E_t} & \text{for } \bar{\sigma} > \sigma_y \quad (\text{plastik}) \end{cases} \quad (3-34)$$

Burada , $\bar{\sigma}$ ve $\bar{\varepsilon}$ sırasıyla etkili gerilme (Denklem 3-1) ve gerinmeyi (Denklem 3-6) gösterir. σ_y akma gerilmeyi, E elastik modül ve E_t *tanjant modül* ya da birim uzama sertleşmesi modülünü gösterir (Şekil 3-3).



Şekil 3-3. Çift-doğrusal malzeme modelinde aksenal gerilme-gerinme

Yuvarlak bir kesitte, çift doğrusal model varsayıldığında, burulma momenti, T , en dış yapıdaki (maksimum) kesme gerinmesi, γ_R , ile aşağıdaki denklem ile ilişkilendirilir (Salem Milani 2014):

$$T = \begin{cases} \frac{\pi R^3 G \gamma_R}{2} & \gamma_R \leq \gamma_y \\ \pi R^3 \left\{ \frac{\tau_y}{2} \left(\frac{\gamma_y}{\gamma_R} \right)^3 + G_t \left[\left(\frac{\gamma_y}{\gamma_R} \right)^3 \left(\frac{C_0}{3} - \frac{\gamma_y}{4} \right) - \left(\frac{C_0}{3} - \frac{\gamma_R}{4} \right) \right] \right\} & \gamma_R > \gamma_y \end{cases} \quad (3-35)$$

Burada R kesit yarıçapı, G kesme modülü, γ_y kesme akma gerinmesidir. G_t , C_0 , C_1 parametreleri aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$G_t = \frac{1}{\frac{2\nu-1}{E} + \frac{3}{E_t}} \quad (3-36)$$

$$C_0 = \sqrt{3} \sigma_y \left(\frac{1}{E} - \frac{1}{E_t} \right) \quad (3-37)$$

$$C_1 = \frac{2\nu-1}{E} + \frac{3}{E_t} \quad (3-38)$$

Bu denklemler çift doğrusal malzeme modele uyan sadece burulma altındaki prizmatik silindirik yapının burulma momenti-kesme birim uzama ilişkisini açıklar. Herhangi bir kesme birim uzamasına karşı gelen burulma momenti yukarıdaki denklemlerden hesaplanabilir. Kesme gerilmeyi ve birim uzaması arasında ayrıca aşağıdaki ilişkiler vardır:

$$\gamma = C_0 + C_1 \tau \quad (3-39)$$

$$\tau = - C_0 G_t + G_t \gamma \quad (3-40)$$

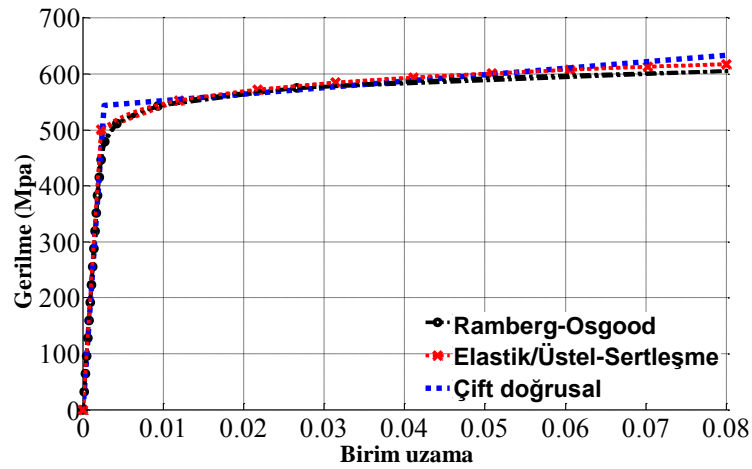
3.3 BURULMA MOMENTİ-BURULMA AÇISI TEPKİ EĞRİSİ

Ramberg-Osgood, çift-doğrusal ve Elastik-Üstel-Sertleşme malzeme modelleri S355J2+AR çeliğinin döngüsel burulma testlerinden elde edilen dairesel gerilme-birim uzama verisine göre kalibre edilmiştir (Salem Milani 2014). Bu üç model çapı $D_0=46mm$ ve uzunluğu $H_0=92.5mm$ olan bir silindirin burulma momenti-dönme ilişkisini elde etmek için kullanılmıştır. Modellerin parametreleri Tablo 3-1'de özetlenmiş ve grafikleri Şekil 3-4'te verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, çift doğrusal modeli oturtmak için gerilme-birim uzama eğrisinin akma noktası ve ilk kısmı değiştirilmiştir. Şekil 3-5'te hesaplanan burulma momenti-dönme açısı eğrileri verilmiştir. Temel olarak döngüsel testteki istikrarlı histeretik döngü gerilme-birim uzama verisi malzeme model karakterizasyonunun temeli olacaktır. Çeliğin türüne bağlı olarak bu döngü farklı şekiller alacak ve önerilen malzeme modellerinden biri daha iyi uyum gösterecektir. Şekil 3-5'te verilen diyagramlar gerilme-birim uzama eğrisinin karakterizasyonunda hiçbir modelin üstünlüğünü kanıtlayamamaktadır.

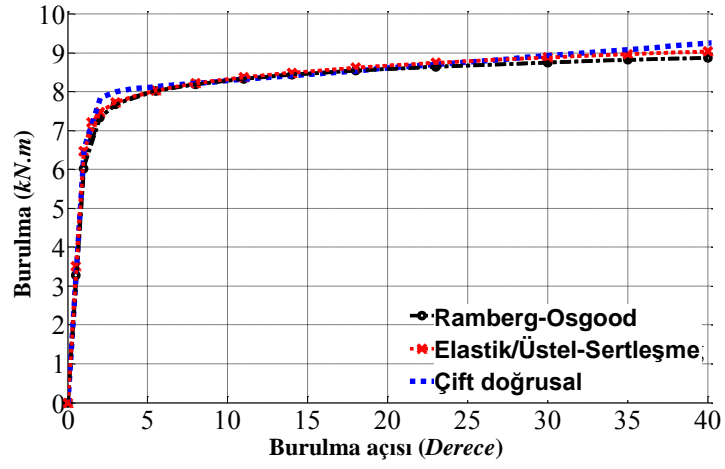
Bu araştırmanın konusu olan yuvarlak-kesit elemanları uçları genişletilmiş silindirik elemanlardır, ölçüleri Şekil 3-6'dakiler gibidir. Şekil 3-6'da BHD'nin enerji sönümleyicilerinin geometrik ölçülerinde bir silindir gösterilmiştir. Kısım 3.2'de anlatıldığı gibi, böyle bir elemanın burulma momenti-dönme davranışını elde etmek için, düzgün silindirlerden farklı olarak (Denklemler 3-18), eleman boyunca integrali alınarak dönme açısı belirlenmelidir (3-20). Bütün elemanın varsayımını sadece ortadaki düzgün silindirik parçayı kullanıp genişletilmiş kısımları ihmal ederek yapmanın doğruluğunu değerlendirmek için iki yolun da grafikleri Şekil 3-7'de verilmiştir.

Tablo 3-1. Üç malzeme modelinin S355J2+AR üzerindeki burulmalı düşük-döngü yorulma testi döngüsel tepki verilerine oturtulmuş parametreleri

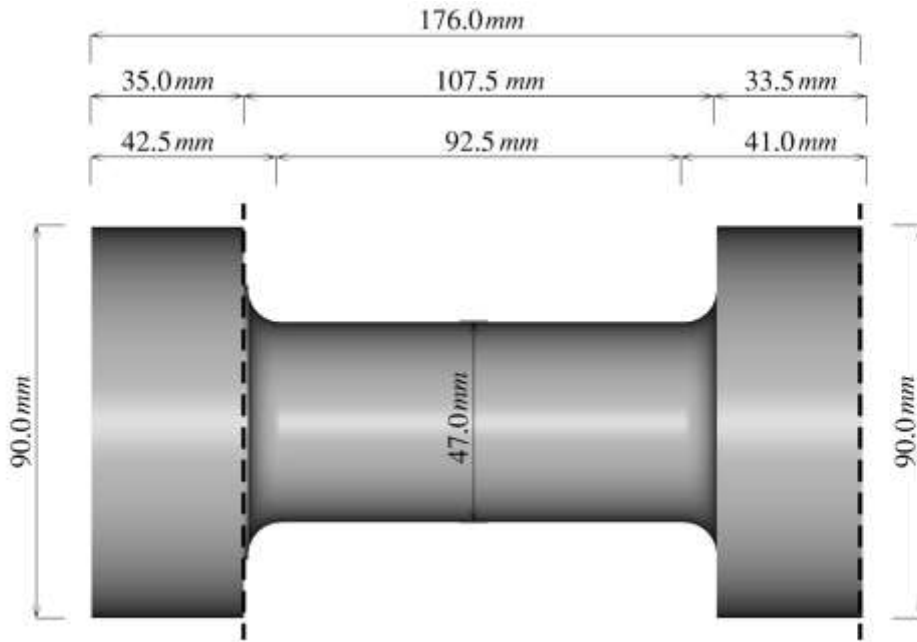
Malzeme Modeli	Parametre	Değer
Ramberg-Osgood	E	2.05×10^5
	H	700 MPa
	n	0.047
Elastik/Üstel-Sertleşme	E	2.05×10^5
	f_y	470 MPa
	H	717 MPa
Çift doğrusal	E	2.05×10^5
	f_y	544 MPa
	E_t	1156 MPa



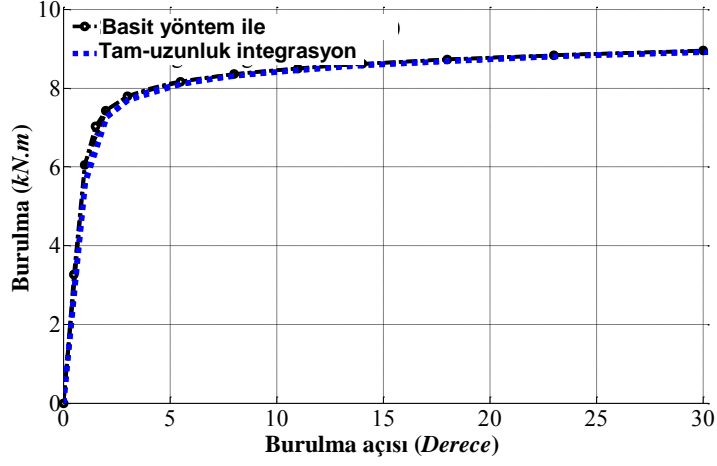
Şekil 3-4. S355J2+AR çeliğinin döngüsel gerilme-birim uzama modeli, Ramberg-Osgood, Çift doğrusal ve Elastik/Üstel-Sertleşme formlarında.



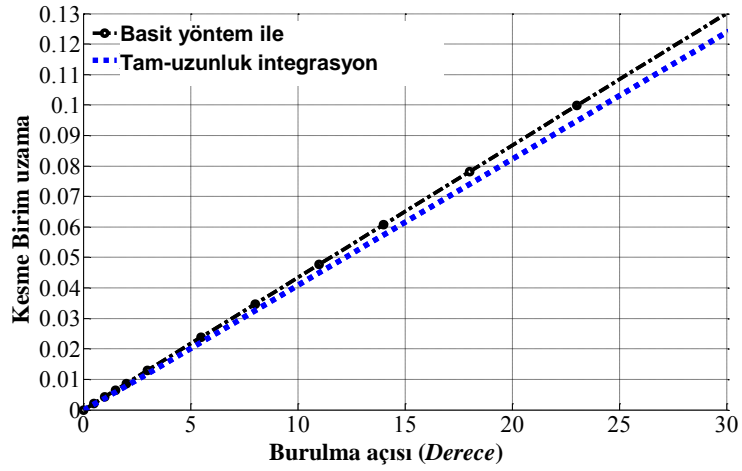
Şekil 3-5. Tablo 3-1’de verilen ve Şekil 3-4’te çizilen modellere göre $D_0=46mm$, $H_0=92.5mm$ ölçülerindeki silindirin burulma momenti-burulma açısı ilişkisi.



Şekil 3-6. Uçları büyütülmüş silindir, geometrik olarak BHD’nin enerji sönmleyicilerine benzerdir.



(a)



(b)

Şekil 3-7. Uçları büyütülmüş silindirin sadece burulma altındaki tepki eğrileri (bakınız Şekil 3-6). Hem tam-uzunluk integrasyonu hem de büyütülmüş parçalar yok sayılarak hesaplanmıştır: (a) Burulma momenti-burulma açısı ilişkisi; (b) Maksimum kesme gerinme-burulma açısı eğrisi.

3.4 DÖNGÜSEL GERİLİM-GERİNME EĞRİSİ

Döngüsel gerilme-birim uzama eğrileri histeretik döngülerin farklı büyüklükteki gerinmelerden elde edilen uç noktaları olarak tanımlanır (Dowling 2006). Bu eğrilerin kesit plastikliği analizlerindeki önemi aşağıda anlatılmıştır. Eksenel basma/çekme altındaki bir çubuğun birim uzama durumlarından farklı olarak, burulma momenti altındaki bir silindirde ya da eğilme olan bir elemanda, merkezden olan uzaklığa göre, farklı noktalarda farklı birim uzamalar görülür. Bir silindirin tam ters çevrilmiş döngüsel burulması düşünüldüğünde, her malzeme noktası merkeze olan uzaklığıyla orantılı olarak farklı bir büyüklükte tam ters çevrilmiş döngüsel birim uzama yapar. Bu yüzden, iç momenti (burulma momenti) hesaplamak için integrali alınan gerilme fonksiyonu (Denklemler 3-23) farklı büyüklükte döngüsel gerinmelere maruz kalan malzeme noktalarındaki pik birim uzamaların gerilme değerlerini içermelidir. Bu eğri döngüsel gerilme/birim uzama eğrisidir ve genelde istikrarlı histerezis döngülerde ifade edilen gerilme-birim uzama eğrilerinden farklıdır. Bu iki eğri aynı olan malzemelere Masing Davranış gösteren malzemeler denir (Masing 1972). Böyle bir malzemede, farklı birim uzama büyüklüklerindeki histerezis döngüler aynıdır ve döngüsel gerilme-birim uzama eğrisi ile özgün bir ilişkisi vardır.

Bu çalışmada döngüsel gerilme/birim uzama eğrisi tanımlanırken Ramberg-Osgood denklemiyle ifade edilen model kullanılacak ve katı silindir elemanların deneysel olarak elde edilen burulma momenti-dönme ilişkisi eğrilerinin kalibrasyonu ile elde edilecektir. Model parametreleri döngüsel burulma testinin sonuçları kullanılarak kalibre edilecek ve bu aşamada Ramberg-Osgood modelin burulma momenti-dönme ilişkisi denklemleri kullanılacaktır.

3.5 TEKDÜZE BURULMA MOMENTİ-DÖNME AÇISI İLİŞKİSİNİN TAM TERS ÇEVİRİLMİŞ DÖNGÜSEL YÜKLEMeye ÇEVİRİLMESİ

Döngüsel yükleme için üst üste yükleme ve boşaltma yapılır. Sabit-genlik döngüsel yüklemenin tekdüze yüklemekten farkı boşaltma sırasında oluşan ters çeviren yük dalıdır. Şimdiye kadar farklı malzeme modelleri için geliştirilen burulma momenti-birim uzama ilişkilerinin hepsi burulma momenti ve maksimum gerinmenin ilişkisinden ortaya çıkan cebirsel fonksiyonlardır. Bu yüzden, bunlar döngüsel tepkileri modelleyemezler. Döngüsel tepkiler genel plastik problem olarak ele alınıp klasik akma-yüzeyli yaklaşım kullanılarak çözülmeye çalışılabilir ama bu yöntem bazı uygulamalar için kullanışsızdır. Eğer yükleme koşulları gerinmenin yol ya da büyüklüğünün değişmediği özel bir durum olarak düşünülürse

Masing Kuralı olarak bilinen alternatif bir yaklaşım uygulanabilir. Tek yönlü histeretik sistemlerin çoklu elastik-plastik elemanların paralel birleşimi olarak düşünüldüğü Masing alt-eleman modeli, Masing (1926) tarafından ortaya atılmıştır. Bu modelde döngüsel tepki eğrileri aşağıdaki başlangıç (tekdüze) yüklem eğrilerinden düzenlenebilir:

$$f(T, \theta) = 0 \quad (3-41)$$

Başlangıç eğrilerinin genişletilmesi ile:

$$f\left(\frac{T-T^*}{2}, \frac{\theta-\theta^*}{2}\right) = 0 \quad (3-42)$$

Burada (T^*, θ^*) yük tersinme noktasıdır. Bu nokta, eğer döngüsel tepki eğrisini maksimum ve minimum nokta arasında, (T_{max}, θ_{max}) (T_{min}, θ_{min}) , iki dal olarak görülürse, bu iki dal aşağıdaki iki denklem ile ifade edilebilir:

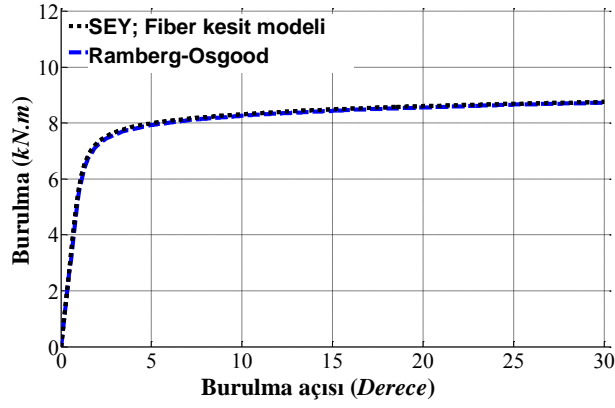
$$T_U(\theta) = T_{min} + 2f\left(\frac{\theta - \theta_{min}}{2}\right) : \theta_{min} \leq \theta \leq \theta_{max} \quad (\text{Upper Branch}) \quad (3-43)$$

$$T_L(\theta) = T_{max} - 2f\left(\frac{\theta_{max} - \theta}{2}\right) : \theta_{max} \leq -\theta \leq \theta_{min} \quad (\text{Lower Branch}) \quad (3-44)$$

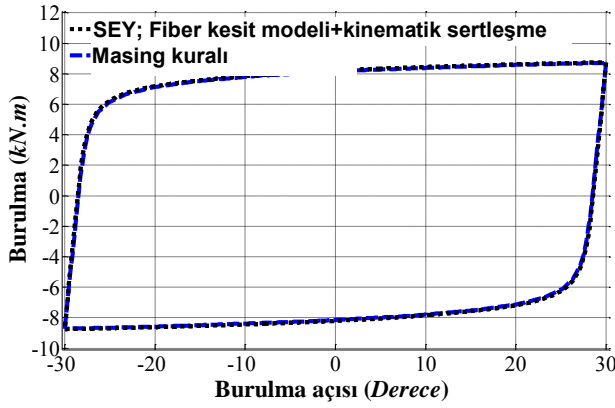
Masing modeli ilk olarak katı mikromekanikler için geliştirilmiştir. Ancak, aynı fiziksel model, benzer histeretik sistemler için uyarlanabilir. Bu uyarlama Iwan'ın Dağıtılmış Eleman Modeli (1966) olarak yapısal dinamiklere uygulanmıştır. Şekil 3-8'de bu metodun çapı $D_0=46mm$ ve uzunluğu $H_0=92.5mm$ olan silindirin burulma momenti-dönme ilişkisi için uygulanışı gösterilmiştir. Lifli-kesit modele dayalı FEM çözümlerinden elde edilen döngüsel tepki ve kinematik sertleşme kuralı kullanılarak oluşturulmuş grafikler yakın benzerlikler göstermektedir. Bu metodun simetrik döngüsel tepkiler için olduğu unutulmamalıdır:

$$(T_{min}, \theta_{min}) = (-T_{max}, -\theta_{max}) \quad (3-45)$$

Genel olarak, gerinmenin büyüklüğü ve geçmişi malzemenin histeretik davranışını etkiler. Bu görüngü metallerin döngüsel sertleşme/yumuşamasında görülebilir. Ancak, bu yaklaşım çelik histeretik damperlerin modellenmesi için yeterince doğru varsayılmaktadır. Bu yöntem sabit büyüklükte yüklemeler için kullanılabilir. Bu durumun genel yüklem durumlarına genişletilebilmesi için yeni varsayımlar ve kurallar eklenmelidir (Jayakumar 1987) ve bunların numerik olarak uygulaması daha zordur. Genel yüklem durumları için bir sonraki kısımda anlatılacak göreceli denklem temelli model kullanılacaktır.



(a)



(b)

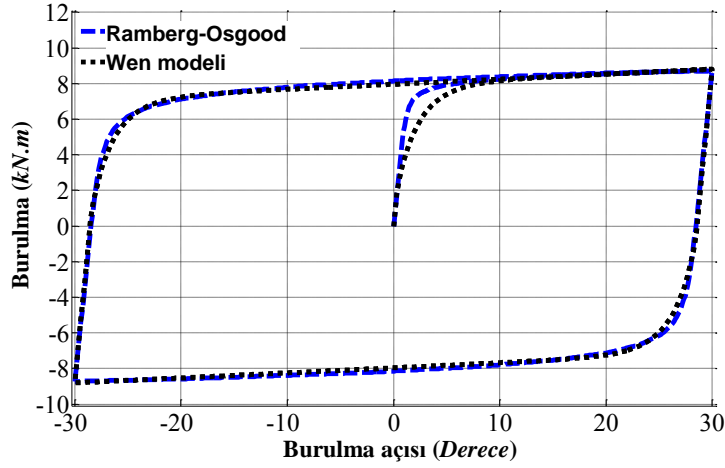
Şekil 3-8. Silindirik elemanın ($D_0=46mm$, $H_0=92.5mm$) örnek burulma momenti-burulma açısı ilişkisi (a) Ramberg-Osgood malzeme modelindeki tekdüze tepki; (b) İki ile genişletilmiş tekdüze eğriden elde edilmiş döngüsel tepki (Masing kuralı).

3.6 GENEL YÜKLEME DURUMU: WEN PLASTİSİTE HİSTERETİK MODELİ

Masing'in iki ile genişletme kuralını genel yükleme durumuna uyarlarken Wen modeli (Wen 1976) kullanılacaktır. Wen modeli, daha genel 7 parametrelili Bouc-Wen modelinin 4-parametrelili basitleştirilmiş halidir (Ikhouane & Rodellar 2007). Wen modeli, değişken ve parametrelerin burulma momenti-burulma açısı bağlamında daha kolay anlaşılabilmesi için tekrar isimlendirilmiş hali ile aşağıdaki gibidir:

$$\begin{cases} T(\theta, Z) = ak\theta + (1-a)T_y Z \\ \dot{Z}(\dot{\theta}, Z) = \frac{k}{T_y} \dot{\theta} \left[1 - \frac{1}{2}|Z|^n - \frac{1}{2} \text{sgn}(\dot{\theta} Z) |Z|^n \right] \end{cases} \quad (3-46)$$

Burada; k , T_y , a ve n model parametreleri ve $\text{sgn}(\cdot)$ signum fonksiyonu; θ bağımsız değişken ve T model eğrisidir. Modelin davranışı öyledir ki bu dört parametre tipik bir doğrusal olmayan tepki eğrisinin genel özellikleri ile doğrudan ilişkilendirilebilir. Tekdüze tepkinin ilk kısmı neredeyse doğrusaldır, ikinci kısımda eğim azalır ve geçiş eğrisi aracılığı ile ilk kısım ile birleşir. Boşaltma kısmı da ilk yükleme kısmı ile paralel gider. k parametresi elastik rijitliği, T_y rijitliğin değiştiği yerdeki akma kuvvetini (burulma momenti), ve a , T_y den sonraki kısımdan boşaltma kısmına kadarki eğimi kontrol eder. Geçiş eğrisinin eğriliğini n parametresi etkiler. Bu model bir sonraki bölümde BHD damperinin histeretik elemanları anlatılırken kullanılacaktır. Şekil 3-9'da modelin davranışı görülebilir. Model parametreleri silindir elemanın (Çap $D_0=46.0mm$, uzunluk $H_0=92.5mm$) burulma momenti-burulma açısı ilişkisine uyması için Ramberg-Osgood malzeme modeli varsayılarak kalibre edilmiştir. Wen modeli geçiş eğrisi dışında Masing's Kuralı ve Ramberg-Osgood modeli kullanılarak elde edilen dögüsel eğriyi takip eder.



Şekil 3-9. Silindirin ($D_0=46.0mm$, $H_0=92.5mm$) Ramberg-Osgood malzeme modeli temelli döngüsel burulma momenti-burulma açısı ilişkisine göre kalibre edilmiş Wen modeli.

3.7 ÖZET

Yeni geliştirilen BHD damper, histeretik bir damper olup silindirik enerji sönümleyicilerin burulmasına göre çalışır. BHD'nin kuvvet-deplasmanına analitik çalışma bulabilmek için gerekli farklı malzeme modelleri bu bölümde verilmiştir. Bunlar elasto-plastik, çift doğrusal, elastik/üstel-sertleşme ve Ramberg-Osgood modelleridir. Analizi tam ters çevrilmiş döngüsel genişletebilmek için Masing Kuralı kullanılmış ve tekdüze tepki eğrileri döngüsel çevrilmiştir. Genel yükleme durumunda Wen modeli kullanılmıştır. Geliştirilen yöntem ve formüller bir sonraki bölümde kullanılacaktır.

BÖLÜM 4

BHD'NİN ENERJİ SÖNÜMLEME BİRİMİNİN KUVVET-DEPLASMAN ANALİZİ

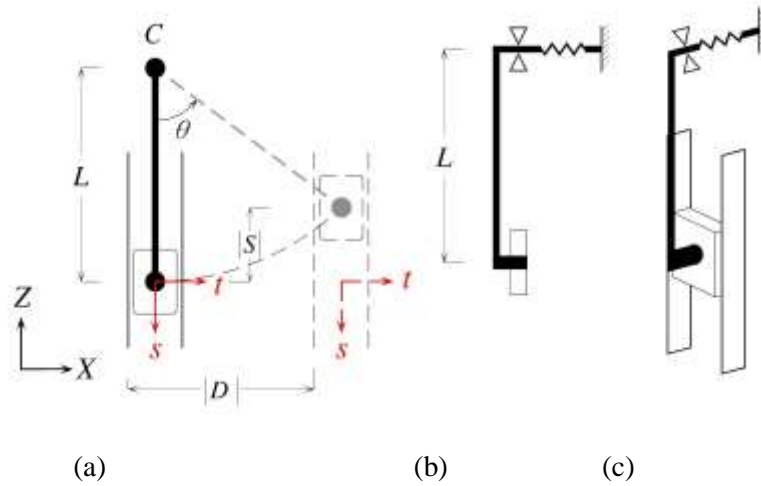
Bu bölümün odağı BHD'nin enerji sönmleyici biriminin kinematik ve kuvvet- deplasman eğrisinin analitik olarak incelenmesidir. Bahsedilen enerji sönmleyici birimi uçları genişletilmiş silindir şeklinde bir enerji sönmleyici, burulma kolu, kayıcı blok ve raydan oluşmaktadır. Tek bir enerji sönmleyici ünitesinin kuvvet-deplasman analizi için gerekli olan denklemler çıkarılmıştır. Bu denklemler bir ya da daha çok enerji sönmleyici ünitelerden oluşan BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisini elde etmek amaçlı kullanılacaktır.

4.1 KOL VE KAYICI KİNEMATİĞİ

BHD'nin raylar içindeki kayıcı bloğun hareketinin analitik tanımı için yapılacak denge analizinde kayıcı pozisyonu ve hızı bilinmelidir. Denge analizinde eğilme momentleri hesaplanacak ve kayıcı bloğun kayıcı pedlerinde kullanılabilecek malzemeler araştırılacaktır. Şekil 4-1 BHD'nin tipik enerji sönmleyici ünitesinin kol, kayıcı blok ve ray kısımlarını göstermektedir. Hem orijinal hem de deplasmana uğramış pozisyonlar gösterilmiştir. Yerel bir koordinat düzlemi $s-t$ tanımlanmıştır. Bu düzlemin s eksenini ray ile hizalanmış ve rayın uzak olan ucuna doğru ilerlemektedir (Şekil 4-1-a).

Kayıcı/ray temas yüzeyindeki sürtünme kuvveti, seçilen global koordinat sisteminden bağımsız olarak kayıcının raya göre hareketi ile yönlendirilir. Bu yüzden, kayıcının hareketi doğru koordinat sistemi ile formülize edilmelidir. Ancak, ray hareket etmediğinden, global koordinat sistemi $X-Z$ ve yerel koordinat sistemi $s-t$ her zaman çakışacağı ve X eksenine dik olduğundan bu sistemin tanımlanması çok elzem değildir. Kinematik analizler için kol ve ray rijit kabul edilmiştir. Kolun pivot noktası C , $X-Z$ koordinat sistemine göre sabittir. Ray X eksenini boyunca hareket eder ve bu hareket kolda dönmeye, kayıcının ray içinde kayması ve burulmalı elastik/plastik yayda kuvvetler oluşmasına neden olur. Şekil 4-1-a'da gösterilen D , θ ve S değişkenleri aşağıdaki gibi tanımlanır:

- D : Rayın X-eksenindeki (desteklenmiş çerçevenin yatay yönü), C noktasına göre bağıl deplasmanı, enerji sönümleyicilerin bağlantı noktaları (desteklenmiş çerçevede üst kattaki kiriş); deforme olmamış durumdan ölçülür
- θ : kolun dönme açısı, deforme olmamış durumdan ölçülür
- S : raya göre kayıcının kayma sonucu oluşan bağıl deplasmanı; deforme olmamış durumdan ölçülür



Şekil 4-1. BHD'nin tipik enerji sönümleyici ünitesini gösteren ideal sürtümlü kayıcının şeması (a) düzlemsel görünüm, (b) yan görünüm, (c) perspektif.

Kayıcı hareketinin formülizasyonu s koordinatında yapılacaktır. Amaç, bağıl kayma deplasmanını, S , yönlendirici rayın deplasmanı, D , ile ilişkilendirmektir. Kayıcının s koordinatındaki hareketi aynı zamanda kayıcının raya göre s - t koordinatlarında s yönünde yaptığı bağıl harekettir. Ray Z yönünde hareket etmediğinden, S kayıcının koldaki dönmeden dolayı oluşan hareketine eşit olur ve bu hareket θ ile basit trigonometri kullanarak ilişkilendirilebilir. Şekil 4-1-a göz önüne alınarak:

$$S = -L (1 - \cos \theta) \quad (4-1)$$

Denklem (4-1) ray içindeki kayıcı deplasmanını kolun dönme açısı ile ilişkilendirmektedir. Kol dönmesi de deplasman D ile alakalı olduğundan bu ilişki ray deplasmanı, D , cinsinden de yazılabilir. Aşağıdaki denklem göz önüne alınarak,

$$D = L \cdot \sin \theta \quad (4-2)$$

Dönme açısı θ deplasman ile şu şekilde ilişkilendirilebilir:

$$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{D}{L}\right) \quad (4-3)$$

Dönme açısını, θ , sadece D ile ilişkilendirebilmek için aşağıdaki şart sağlanmalıdır:

$$-90 \leq \theta \leq 90 \quad (4-4)$$

Böylece dönme açısının her zaman dar açı olması sağlanır. Bu, genel kayma mekanizması için bir şart olmasa da mekanik aracın kinematik karakteristiklerini kayıcı problemi içinde tutabilmek için koyulması gereken bir şarttır. Denklem (4-3)'ü Denklem (4-1)'in içine yazıp trigonometrik özelliklerden $\cos(\sin^{-1}(\theta))$ 'i kullanınca kayıcı deplasmanı S , deplasman D ile aşağıdaki gibi ilişkilendirilir:

$$S = -L + \sqrt{L^2 - D^2} \quad (4-5)$$

Kayma yönünü (dS ya da göreceli kayma) elde etmek için Denklem (4-5)'in türevi alınır. Zincir kuralı kullanılarak:

$$\dot{S} = \frac{dS}{dD} \dot{D} \quad (4-6)$$

Üstteki denklemdeki göreceli terimler zaman ya da sözde-zaman türevleri ile yazılıp bazı bağımsız zaman değişkenleri dinamik analizdeki hareketi belirlediği kabul edilir. Denklem (4-5)'in türevinin alınıp (4-6) içine konması ile aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\dot{S} = \frac{-D}{\sqrt{L^2 - D^2}} \cdot \dot{D} \quad (4-7)$$

Denklem (4-7) kayma hızını deplasman ve deplasman hızı cinsinden vermektedir. Bu denklem hızdan bağımsızdır çünkü zaman değişkeni iki taraf da dt ile çarpılarak elenebilir. İlerideki numerik analizlerde, \dot{S} 'in (kayıcının kayma yönünün) değeri değil işareti önemli olacaktır. Kayma malzemeleri düşünüldüğünde $p.v$ değeri (basınç x hız) önem kazanır. Denklem kayma malzemesi seçiminde kullanılabilir. \dot{S} 'in işareti, D ve \dot{D} 'nin işaretine aşağıdaki şekilde bağlıdır:

$$\text{sgn}(\dot{S}) = -\text{sgn}(D \cdot \dot{D}) \quad (4-8)$$

Burada $\text{sgn}(\bullet)$ Signum fonksiyonudur. Dönmeye a göre kayma hızı denklemi de ileride kullanışlı olacaktır. Denklem (4-1)'in türevi alındığında:

$$\frac{dS}{d\theta} = -L \sin \theta \quad (4-9)$$

θ 'nın zaman türevini almak için Denklem (4-2)'nin iki tarafının da zamana göre türevi alınır:

$$\dot{\theta} = \frac{\dot{D}}{L \cos \theta} \quad (4-10)$$

Denklem (4-9) zamandan bağımsızdır. Bu demektir ki, ilerideki sayfalarda gösterileceği gibi bu denklemin çizimi doğru zaman faktörü kullanıldığında herhangi bir salınım periyodunda kayıcı hızı hesaplamalarında kullanılabilir. Bu denklemin normalize olmuş hali, eşitliğin her iki tarafı da kol uzunluğu, L'ye bölüldüğünde elde edilir:

$$\frac{S}{L} = -1 + \sqrt{1 - \left(\frac{D}{L}\right)^2} \quad (4-11)$$

$$\frac{1}{L} \frac{dS}{d\theta} = -\sin(\theta) \quad (4-12)$$

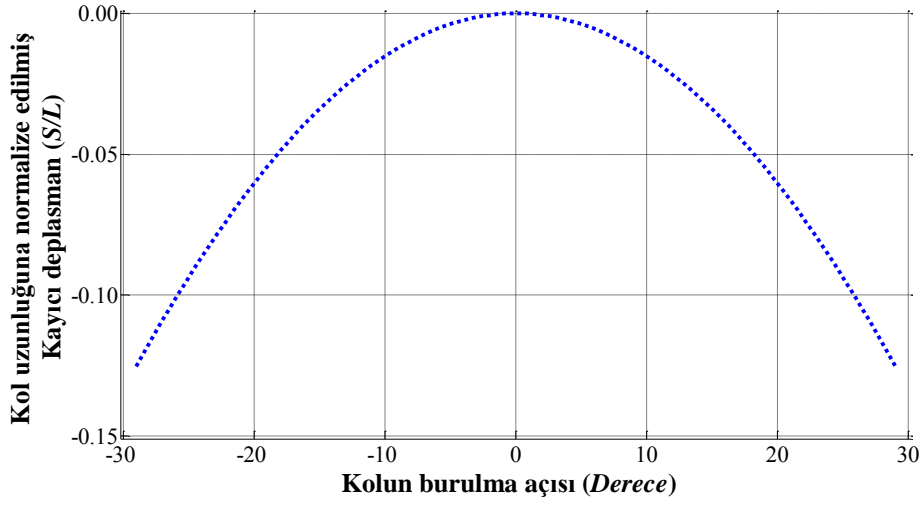
$$\frac{\dot{S}}{L} = \frac{-D}{\sqrt{L^2 - D^2}} \cdot \frac{\dot{D}}{L} \quad (4-13)$$

Alternatif olarak, Denklem (4-3) ve trigonometrik özellik; $\tan(\sin^{-1}(\theta))$ düşünüldüğünde:

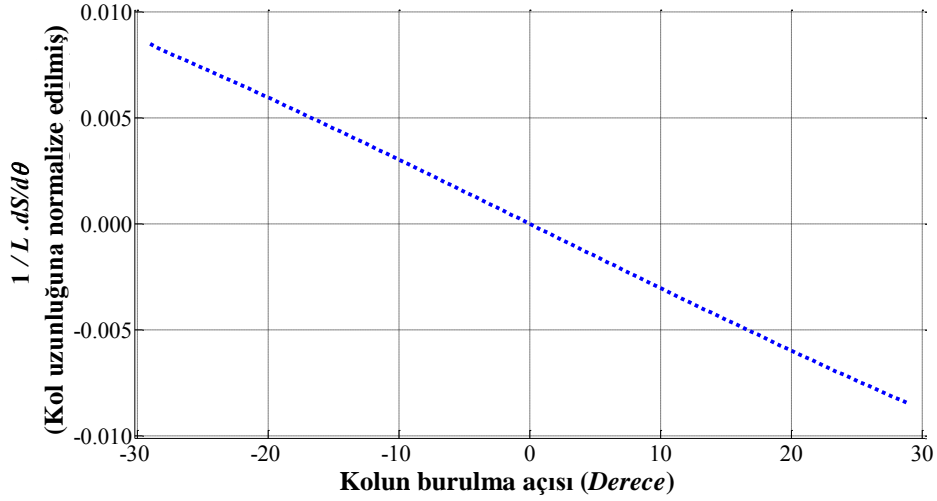
$$\frac{\dot{S}}{L} = -\tan(\theta) \cdot \frac{\dot{D}}{L} \quad (4-14)$$

Üstteki denklemlerde hem kayıcı deplasmanı, S, ve kayıcı hızı, \dot{S} , uzunluk değişkenlerinin, (D, \dot{D}), kol uzunluğuna, L, bölünmesi ile boyutsuz olarak yazılmıştır. Bu, eğer grafikler normalize formda verilirse, grafiklerin kol uzunluğunun ve deplasmanın mutlak değerlerinden bağımsız olmasını sağlar.

Şekil 4-2 ve Şekil 4-3'te kayıcı deplasmanı ve $dS/d\theta$ 'ye karşı dönme açısı θ grafikleri tam ters çevrilmiş dögüsel deplasman varsayılarak verilmiştir. Tam dögüsel tepki pozitif ve negatif dönme açılarıyla gösterilmiştir. Bu da pozitif ve negatif deplasman bölgelerini, $D>0$ ve $D<0$, gösterir.



Şekil 4-2. Kol uzunluğuna bölünmüş kayıcı deplasmanına karşılık kolun burulma açısı grafiği



Şekil 4-3. Kol uzunluğuna bölünmüş $dS/d\theta$ değerine (Denklem (4-12)) karşılık kolun burulma açısı grafiği.

4.2 BHD’NİN ENERJİ SÖNÜMLEME BİRİMLERİNDE SÜRTÜNME

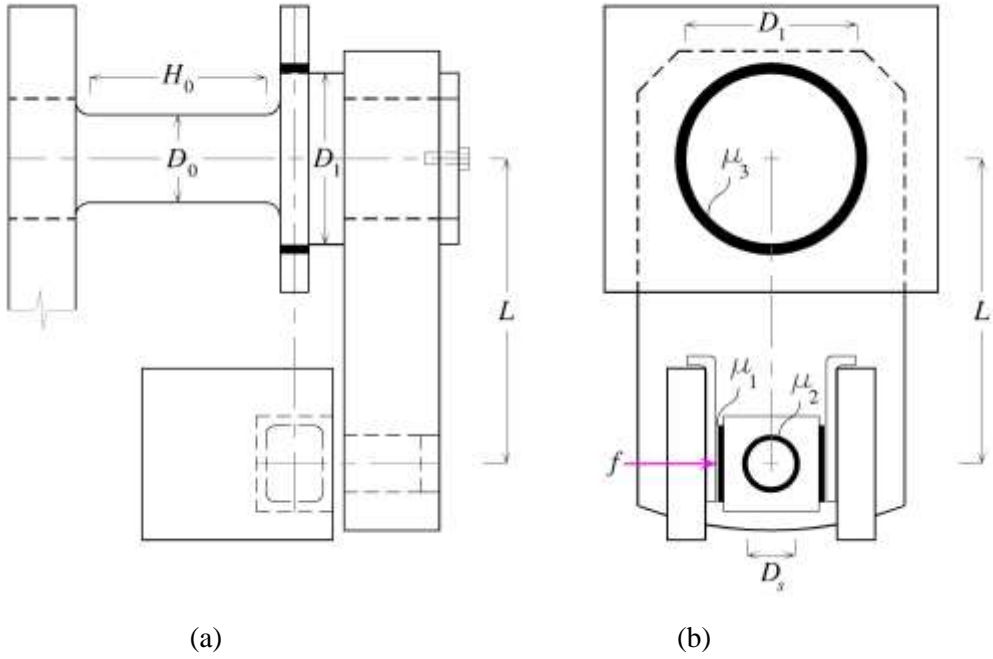
BHD’de kayan parçaların olması sürtünme kuvvetlerine neden olacak ve bu sürtünme de BHD’nin kuvvet-deplasman davranışını etkileyecektir. Bu bölümde BHD’nin tipik bir enerji sönmleme ünitesindeki sürtünme analitik olarak incelenecek ve gerekli denklemler çıkarılacaktır. BHD’de sürtünme olmasına neden olan kaynaklar şunlardır:

1. Kayıcı-ray temas yüzeyindeki sürtünme (μ_1).
2. Montaj şaftı-kayıcı blok temas yüzeyindeki sürtünme (μ_2),
3. Enerji sönmleyici-destek plakası temas yüzeyindeki sürtünme (μ_3),

Parantez içinde yazılan değerler “Coulomb” sürtünme modeli varsayılarak elde edilmiş her bir ilişkiden kaynaklı sürtünme katsayılarını ifade eder. Her bir sürtünme etkisi ele alınacak ve gerekli denklemler çıkartılacaktır. İleride BHD’nin üç sürtünme kaynağını da ele alan formülasyonlar verilmiştir. Bu derivasyonlarda amaç kayıcı-ray temasındaki kuvveti, f , enerji sönmleyicideki burulma momenti, T , ile ilişkilendirmektir. Eğer bu iki değer ilişkilendirilebilirse, BHD’nin, bütün enerji sönmleyici ünitelerden gelen toplam f kuvvetlerinden oluşan tepki kuvvetleri deplasman ile ilişkilendirilebilir. Çünkü farklı malzeme modelleri için burulma açısı-burulma momenti ilişkileri halihazırda vardır ve burulma açısı/kol dönme açısı da deplasman, D , ile ilişkilendirilmiş bulunmaktadır.

4.2.1 Enerji sönmleyici-destek plakası temas yüzeyinde sürtünme

Enerji sönmleyiciler destek plakası ile temas halindedirler. Çelik-çelik arası temasın önüne geçmek için bu bölgelerde düşük-sürtünmeli rulmanlar kullanılır. Bu arayüzlerdeki sürtünme kuvveti, enerji sönmleyicinin burulmasına karşı oluşan burulma momentini, T_D , ve enerji sönmleyiciyi belli bir açıda döndürmek için gerekli burulma momentini artırır. Bu yüzden T_D ’nin yönü her zaman enerji sönmleyicinin burulma açısındaki, θ , değişimin tersidir. Bu burulma momentini hesaba katmak için temas yüzeyindeki tepki kuvvetleri f cinsinden bilinmelidir.



Şekil 4-4. Destek plakası içinden geçerek üst bağlantı noktasına (üst-kat kirişi) bağlanan enerji sönümleyici: (a),(b) Yan ve ön görünüm.

Şekil 4-4-b'de enerji sönümleyici, kol, kayıcı blok, ray ve destek plakasının yan görünümü verilmiştir. Kayıcı seviyesinde raya uygulanan kuvvet f ile gösterilmiştir. "Coulomb" sürtünme modeli var sayılarak enerji sönümleyicinin dış yüzeyindeki sürtünmeli kesme gerilmeleri tarafından oluşturulan burulma momenti toplam normal temas kuvvetlerinin burulma kolu ile çarpılmasıyla bulunur:

$$T_D = -\text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \mu_3 \cdot \int_A |\sigma_N| dA \quad (4-15)$$

Burada T_D sürtünmeden dolayı oluşan burulma momenti; D_1 enerji sönümleyicinin destek plakası ile temasa geçtiği yerdeki çapı; σ_N ve A temas normal gerilmeyi ve temas alanını belirtir. $\text{sgn}(\bullet)$ Signum fonksiyonu ve $\dot{\theta}$ burulma hızıdır, burulma hızının işareti sürtünmeden dolayı oluşan burulma momentinin zıttıdır. Bütün f kuvvetlerinin destek plakası tarafından alınmış ve üretilen normal temas gerilmeyi ile dengelenmiş, sonra destek plakasına transfer edilmiş olduğu var sayılmıştır. Böylece:

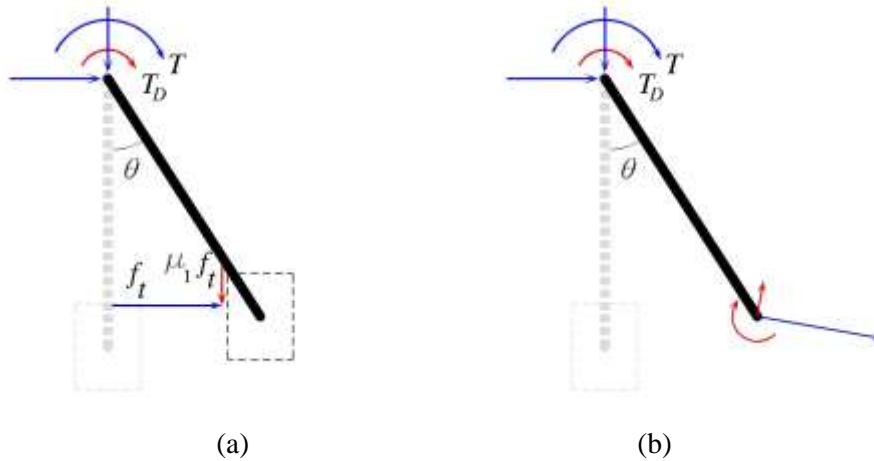
$$T_D = -\text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \mu_3 \cdot \frac{D_1}{2} \cdot f \quad (4-16)$$

Bu demektir ki direnç gösteren sürtünmeden dolayı oluşan burulma momenti; toplam kuvvet ve enerji sönümleyicinin destek plakası ile temasa geçtiği yerdeki çapıyla orantılıdır.

4.2.2 Kayıcı-ray ve Kayıcı-şaft temas yüzeyindeki sürtünme

Şekil 4-5-a'da kolun serbest cisim diyagramı gösterilmiştir. Kayıcı-ray temas yüzeyindeki normal temas kuvveti f_t ile gösterilmiştir. Sürtünme kuvveti rayın kayıcı ile arayüzeyinde ilave bir kuvvet olarak görünmektedir. Bu kuvvet raya paraleldir ve bu yön boyunca kayma görülür ve büyüklüğü $\mu_1 \cdot f_t$ olur. Sürtünme kuvvetinin yönü kayma yönüne bağlıdır, yani ΔS ya da \dot{S} 'in işareti önemlidir.

İkinci bir sürtünme kaynağı da şaft-kayıcı blok temasından dolayı ortaya çıkan, kayıcı bloğun montaj şaft çevresinde dönmesine karşı koyan burulma momentinin neden olduğu sürtünmedir (Şekil 4-5-b). Enerji sönümleyici burulma yaptıkça, kola bağlı olan şaft kayıcı bloğa göre döner. Kayıcı bloğun kayma yüzleri ray tablalarına paralel kalıp bunlar üzerinden kayacağından kayıcı bloğun şaft etrafındaki hareketi serbest olmalıdır. Kol-kayıcının denge denklemlerine geçmeden önce kayıcının dengesi analiz edilmelidir.



Şekil 4-5. Serbest cisim diyagramı (a) Kol-kayıcı; (b) Kol-montaj şaftı.

Kayıcı-ray arasındaki gerilme dağılımının tam doğru profilini belirlemek zordur. Ama denge analizi yapabilmek için, bu kayıcı üzerine etkiyen bileşke kuvvet, f ile değiştirilebilir. Bölüm 4-1'de anlatılıp Şekil 4-1'de gösterildiği gibi, f büyüklüğündeki bileşke kuvvet iki bileşene ayrılabilir ve bileşenler s-t koordinatlarında gösterilebilir. Şekil 4-5-a'da gösterildiği gibi bunlar, ray ve kayıcının kayma yüzlerine bağlı olarak, toplam kuvvetin normal ve teğet bileşenleridir. Teğet bileşen s doğrultusundaki kesme kuvvetidir ve kayan sürtünme

sonucunda ortaya çıkar ve f_s ile gösterilir. “Coulomb” sürtünme modeli varsayılırsa kesme ve normal bileşenlerin büyüklükleri aşağıdaki gibi ilişkilidir:

$$\|f_s\| = \mu_1 \cdot \|f_t\| \quad (4-17)$$

Böylece, bileşke kuvvet; Ω_1 ile gösterilen belli bir açıda uygulanan, tek bir kuvvet olarak gösterilebilir. Bu kuvvetin izdüşümü normal kuvvete, f_t , eşit olur. Bu yüzden normal ve kesme kuvvetlerin oranı açı Ω_1 'nin tanjantına eşit olur. Diğer yandan, Denklem 4-17'ye göre bu oran μ_1 'e eşittir. Bu yüzden,

$$\Omega_1 = \tan^{-1}(\mu_1) \quad (4-18)$$

kayıcının üst görünüm serbest cisim diyagramında (Şekil 4-6) da gösterildiği gibi. Normal ve kesme kuvvetler bileşke kuvvet f ile aşağıdaki gibi ilişkilidir:

$$\|f_s\| = \sin(\Omega_1) \cdot f \quad (4-19)$$

$$\|f_t\| = \cos(\Omega_1) \cdot f \quad (4-20)$$

f bileşke kuvvetin büyüklüğünü gösterir ve her zaman pozitif değerlidir. Sürtünme kuvveti her zaman kayma doğrultusunun tersindedir. Bu yüzden $-\text{sgn}(\dot{S})$ ya da $-\text{sgn}(\Delta S)$ sürtünme kuvveti f_s 'e doğru işareti verir. Normal kuvvet f_t , temas kuvvetidir ve ray tarafından kayıcıya uygulanır. f_t 'nin yönü böylelikle temas eden raya dışa doğru normale aynıdır. Bu yüzden kayıcı ve rayın temasına bağlıdır. Tek bir enerji sönmleme ünitesinin mekaniğinin incelenmesi sonucunda kayıcının iki raydan biriyle pozitif temas içinde olduğu görülmüştür. Bu temas elastik-plastik eleman (enerji sönmleyici) tarafından uygulanan burulma momenti ile bağlantılıdır. Saat yönünde kol üzerine uygulanan burulma momenti kayıcıyı ray tarafına doğru döndürüp iter. Ray tarafı t ekseninin negatif tarafında kalır ve bu yüzden pozitif normal temas kuvveti ortaya çıkar çünkü rayın dışa doğru normal vektörü t eksen yönünde konumlanmıştır (Şekil 4-1).

Diğer taraftan, Bölüm 4-1'de elde edildiği gibi, saat yönünün tersine burulma açısı pozitif olarak var sayılır. Ayrıca Bölüm 3.2'de geliştirilen burulma momenti-burulma açısı denklemlerinde burulma momenti ve burulma açısının işaretleri aynıdır. Geliştirilen işaret düzeneğine ve denklemlerine uyum içinde olması için, histeretik elemana (BHD'nin enerji sönmleme ünitesine) uygulanan ve elemanın tepki burulma momentine zıt olan dışarıdan etki eden burulma momenti, T , burulma açısı ile aynı işaretli olmalıdır. Bu yüzden pozitif burulma momenti (enerji sönmleyicilere uygulanan saat yönünün tersindeki burulma momenti ve bunun saat yönündeki kola uygulanan eğrisi) pozitif temas kuvveti, f_t , ve negatif

burulma momenti da negatif temas kuvveti oluşturur. Bu yüzden, $-\text{sgn}(T)$ normal kuvvete, f_t doğru işareti verir. Yukarıda anlatılanlar ışığında, 4-19 ve 4-20 numaralı denklemlerin s-t koordinatlarında gösterimi aşağıdaki gibidir (Şekil 4-1):

$$f_s = -\text{sgn}(\dot{S}) \cdot \sin(\Omega_1) \cdot f \quad (4-21)$$

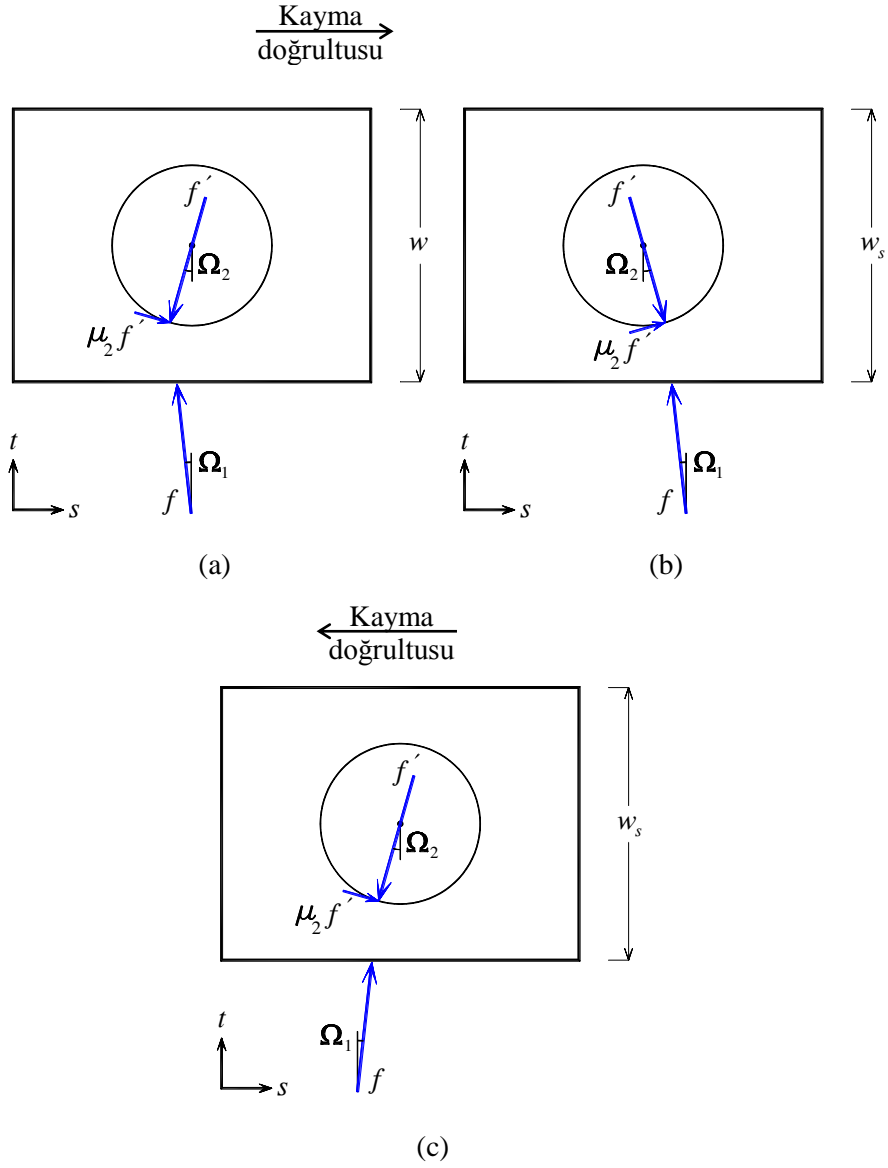
$$f_t = \text{sgn}(T) \cdot \cos(\Omega_1) \cdot f \quad (4-22)$$

$\sin(\tan^{-1}(\cdot))$ ve $\cos(\tan^{-1}(\cdot))$ trigonometrik benzerlikleri uygulanıp Denklem 4-18'de yerine koyulduğunda:

$$f_s = -\text{sgn}(\dot{S}) \cdot \frac{\mu_1}{\sqrt{1+\mu_1^2}} \cdot f \quad (4-23)$$

$$f_t = \text{sgn}(T) \cdot \frac{1}{\sqrt{1+\mu_1^2}} \cdot f \quad (4-24)$$

Yukarıdaki iki denklem kayıcı-ray arayüzeyinde kayıcıya etkiyen kuvvet bileşenlerini s-t koordinatlarında gösterir. Kayıcının denge analizine dönüldüğünde, Şekil 4-6'da kayıcı bloğun serbest cisim diyagramı görülmektedir. w_s kayıcı bloğun raya dik genişliğini gösterir. Kayıcı, s eksenine paralel olan kayma yüzlerinde raylardan gelen kuvvetlere maruz kalır. f' kuvveti şafttan gelen tepki kuvvetinin dik bileşenidir. Bu şaftta silindir bağlıdır ve serbestçe dönebilir. Kayıcı blok'un f ve f' kuvvetlerinin uygulandığı yüzleri şu anki kayma yüzleridir. f ve f' öyle yönlendirilmiştir ki bunların y eksenindeki izdüşümleri ters yönde etki ederler. f' 'in x yönündeki izdüşümü kaymanın tersi yönde etki eder bu yüzden kayma yönüne bağlıdır. Bu nedenle iki durum ayrı ayrı ele alınacaktır. (f')'ın uygulanma noktası Ω_2 açısı ile nitelendirilir.



Şekil 4-6. Kayıcının serbest cisim diyagramı; (a) $\Delta S > 0$ ve $\mu_1 < \mu_2$ durumu; (b) $\Delta S > 0$ ve $\mu_1 > \mu_2$ durumu; (c) $\Delta S < 0$ durumu.

İki kuvvet dengesi denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\sum_{\rightarrow}^{+} F_x = 0 : \text{sgn}(\dot{S}) \cdot f \sin \Omega_1 - f' \sin \Omega_2 + \mu_2 f' \cos \Omega_2 = 0 \quad (4-25)$$

$$\sum_{\uparrow}^{+} F_y = 0 : f \cos \Omega_1 - f' \cos \Omega_2 - \mu_2 f' \sin \Omega_2 = 0 \quad (4-26)$$

Yukarıdaki denklemler $\Omega_2 > 0$ varsayımı ile ve Şekil 4-6-a'daki kayıcı için yazılmışlardır. Ancak bu denklemler Ω_2 'nin negatif olduğu durumlar için de geçerli hale getirilebilir. Bu durumda kuvvetlerin serbest cisim diyagramları Şekil 4-6-b'deki gibi olur. Sinüs terimleri işaret değiştirince denklemler yine geçerli hale gelir. Denklemler f ve Ω_1 terimleri bir tarafta, f' ve Ω_2 terimleri diğer tarafta olacak şekilde tekrar düzenlendiğinde aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\begin{cases} f \sin \Omega_1 \text{sgn}(\dot{S}) = -f'(-\sin \Omega_2 + \mu_2 \cos \Omega_2) \\ f \cos \Omega_1 = f'(\cos \Omega_2 + \mu_2 \sin \Omega_2) \end{cases} \quad (4-27)$$

Denklemler alt-alta bölünüp Denklem (4-18) kullanıldığında:

$$\text{sgn}(\dot{S}) \mu_1 = \frac{\mu_2 \cos \Omega_2 - \sin \Omega_2}{\mu_2 \sin \Omega_2 + \cos \Omega_2} \quad (4-28)$$

Ω_2 içeren terimlerin bir tarafta toplanması ile yukarıdaki denklemin tekrar düzenlenmesi sonucunda:

$$\tan \Omega_2 = \frac{\mu_2 - \text{sgn}(\dot{S}) \mu_1}{1 + \text{sgn}(\dot{S}) \mu_1 \mu_2} \quad (4-29)$$

Böylece:

$$\Omega_2 = \arctan \left(\frac{\mu_2 - \text{sgn}(\dot{S}) \mu_1}{1 + \text{sgn}(\dot{S}) \mu_1 \mu_2} \right) \quad (4-30)$$

Yukarıdaki denklem Ω_2 açısını hesaplamak için kullanılabilir. Yukarıda açıklandığı gibi, negatif değerler için de bu denklem geçerlidir. Ω_2 'nin negatif değerli olması $\mu_1 > \mu_2$ anlamına gelir; bu da kayma sürtünme katsayısının şaft-bağlantı göbeği temasındaki sürtünme katsayısından büyük olması durumudur.

f ve f' terimleri farklı taraflarda toplandıktan sonra iki denge denkleminin kareleri toplamı alındığında iki kuvvet arasında aşağıdaki ilişki olduğu gösterilmiştir:

$$f' = \frac{f}{\sqrt{1 + \mu_2^2}} \quad (4-31)$$

4.2.3 Şaft-kayıcı blok temasında sürtünmeli dayanım burulma momenti

Enerji sönmüleyici-destek plakası temas yüzeyi durumundakine benzer şekilde (Denklem (4-15)), “Coulomb” sürtünme modeli var sayıldığında, şaftın yüzeyindeki sürtünmeden doğan kesme gerilmenin neden olduğu burulma momentinin hesabı toplam normal temas kuvvetinin burulma kolu ile çarpılmasıyla yapılır. Bu yüzden:

$$T_S = -\text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \mu_2 \cdot f' \quad (4-32)$$

burada D_s kayıcı bloğun monte edildiği şaftın çapıdır. Diğer parametreler önceden açıklanmıştır.

4.3 BURULMA KOLU DENGE DENKLEMLERİ

Üzerinde çalışılan mekanik sistem doğrusal olmayan tepkilere yol açan temas ve sürtünmeye maruz kalmaktadır. Temas durumunu değiştirmek, yani kayıcının iki tarafındaki kayma yüzlerinin değiştirilmesi (Şekil 4-7’de anlatıldığı gibi), kuvvetlerin uygulama noktalarında değişikliğe neden olur. Sürtünme kuvvetleri düşünüldüğü zaman, sürtünme kuvveti doğrultusu sadece normal kuvvetlere değil iki yüzün bağlı kayma doğrultusuna, bu yüzden de Ω_2 açısının işaretine bağlıdır. Bu problem çözülürken, sürtünme ve temastan etkilenen bütün kuvvet durumları göze alınacak ve denge denklemleri her biri için ayrı ayrı yazılacaktır. Bundan sonra bütün denge durumlarını tek bir denge durumunda toplayacak bir denklem yazılmaya çalışılacaktır.

Kuvvet denklemlerine giden denge denklemleri yazılırken kol-ve-kayıcı ünitesinin serbest cisim diyagramı (Şekil 4-5-a), ya da kolun kendisinin serbest cisim diyagramı (Şekil 4-5-b) esas alınmalıdır. Ancak ilk durumda fazladan bir parametre denkleme dâhil edilmelidir. Bu parametre kuvvet f ’in uygulanma noktasının kolun uç noktasından (şaftın merkezinden) uzaklığıdır. Bu uzunluk ray boyunca ölçülür ve kayıcı genişliğine bağlıdır. Ancak son denklem kayıcı genişliğinden bağımsızdır. Kayıcı genişliğine bağlılık matematiksel anlamda uzun ayarlamalardan sonra bertaraf edilebilir. Bu yüzden kolun kendi serbest cisim diyagramını kullanmak daha elverişlidir.

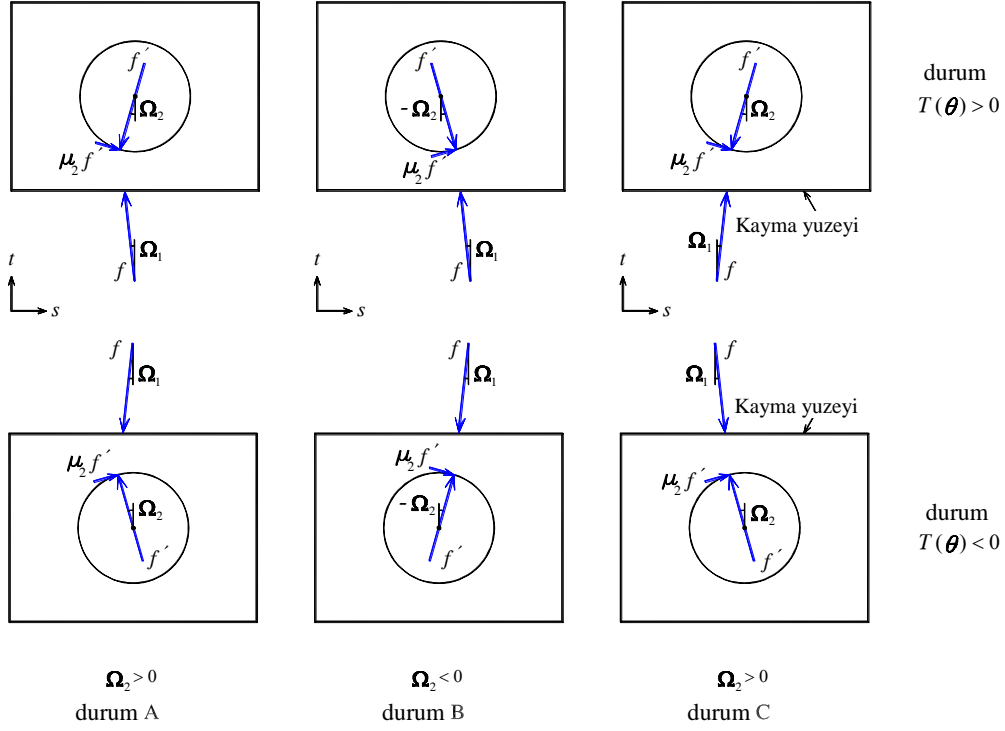
Kayıcı-ray arayüzünün sadece basma türünden olan teması gereği temas kuvvetinin uygulama noktası burulma momenti (T)'un işareti ile ilgilidir. Kuvvet durumları bu yüzden iki parametreye dayalı olmalıdır. Bunlara iki farklı parametre daha eklenecektir: dönme açısı ve dönme açısındaki değişim, θ ve $\Delta\theta$. Toplamda $2 \times 2 \times 2 \times 2 = 16$ farklı durum yaratılmıştır. Bu durumlar aşağıdaki parametrelere bağlıdır:

- Ω_2 açısının işareti, Şekil 4-7'de gösterildiği gibi kayma kuvveti ile ilgilidir,
- Elastik/plastik elemanlardaki burulma momentinin, T , işareti, Şekil 4-7'de gösterildiği gibi kayma yüzlerinin bağlantısını düzenler,
- θ dönme açısının işareti,
- $\Delta\theta$, (ya da $\dot{\theta}$), dönme açısındaki değişimin işareti.

Bunlar arasından, aşağıdaki dört farklı durum fiziksel açıdan imkansızdır:

- $\theta > 0, \Delta\theta > 0, T < 0$ Ω_2 açısının işaretine bakmaksızın
- $\theta < 0, \Delta\theta < 0, T > 0$ Ω_2 açısının işaretine bakmaksızın

Geri kalan 12 kuvvet durumu Tablo 4-2'de listelenmiş ve kayıcı olmadan kolların serbest cisim diyagramları gösterilmiştir. Kolun uç noktasına etkiyen kuvvetler (şemanın sağ tarafındaki) kayıcı blok tarafından şafta uygulanır (Şekil 4-6). Bu kuvvetler şaftın merkezine getirilmiş ve şafta etkiyen teğet sürtünme kuvvetlerinin, $\mu_2 \cdot f'$, sonucu oluşan moment sayesinde statik olarak eşit hale getirilmiştir. Moment denge denklemleri kolun enerji sönümleyiciye bağlantı noktasındaki momentleri sıfır olacak şekilde verilmiştir.



Şekil 4-7. Kayıcı bloğun serbest cisim diyagramı, raydan cisme uygulanan kuvvetler, Ω_2 ve T değerlerinin işaretine göre gerçekleşebilecek altı durum için de gösterilmiştir.

12 denge denkleminin ve bu denklemlere sebep olan dört parametrenin işaretlerinin dikkatlice incelenmesi sonucunda bu denklemler aşağıdaki tek bir denklemde toplanmıştır:

$$\begin{aligned}
 -T - T_D - T_S - \text{sgn}(T) \cdot f' \cos(\theta + \text{sgn}(T) \cdot \Omega_2) \cdot L \\
 - \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \text{sgn}(T) \cdot \Omega_2) \cdot L = 0
 \end{aligned} \quad (4-33)$$

Denklem (4-16) ve (4-32)'deki T_D ve T_S değerlerinin (4-33)'te yerine konması sonucunda aşağıdaki denklem elde edilmiştir:

$$\begin{aligned}
 -T + \text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \mu_3 \cdot \frac{D_1}{2} \cdot f + \text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \mu_2 \cdot f' \\
 - \text{sgn}(T) \cdot f' \cos(\theta + \text{sgn}(T) \cdot \Omega_2) \cdot L - \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \text{sgn}(T) \cdot \Omega_2) \cdot L = 0
 \end{aligned} \quad (4-34)$$

Kayıcı yüzeyindeki kuvvet tepkileri, f , cihazın toplam tepkiyi, f' , formülize edeceği için kolun uç noktasında şafta uygulanan kuvvet Denklem (4-34)'teki f cinsinden, Denklem (4-31) kullanılarak yerine konacaktır. Böylece:

$$\begin{aligned}
& -T + \operatorname{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \mu_3 \cdot \frac{D_1}{2} \cdot f + \operatorname{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \mu_2 \cdot \frac{f}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \\
& \quad - \operatorname{sgn}(T) \cdot \frac{f}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \cdot \cos(\theta + \operatorname{sgn}(T) \cdot \Omega_2) \cdot L \\
& \quad \quad - \mu_2 \cdot \frac{f}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \cdot \sin(\theta + \operatorname{sgn}(T) \cdot \Omega_2) \cdot L = 0
\end{aligned} \tag{4-35}$$

Yukarıdaki denklemde f bulunan terimler bir tarafta toplanacaktır. Böylece:

$$\begin{aligned}
& -T + \left\{ \operatorname{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \left(\mu_3 \cdot \frac{D_1}{2} + \frac{D_s}{2} \cdot \mu_2 \cdot \frac{1}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \right) \right. \\
& \quad \left. \frac{L}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \left(-\operatorname{sgn}(T) \cdot \cos(\theta + \operatorname{sgn}(T) \cdot \Omega_2) - \mu_2 \cdot \sin(\theta + \operatorname{sgn}(T) \cdot \Omega_2) \right) \right\} \cdot f = 0
\end{aligned} \tag{4-36}$$

Yukarıdaki denklem düzenlenerek f tekrar formülize edilebilir. T ve f burulma açısı θ 'ya bağıllığını vurgulamak için fonksiyon formunda gösterilecektir:

$$\begin{aligned}
f(\theta) = & \frac{T(\theta)}{-\operatorname{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \left[\mu_3 \cdot \frac{D_1}{2} + \frac{\mu_2}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \cdot \frac{D_s}{2} \right]} \\
& + \frac{L}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \cdot \left[\operatorname{sgn}(T) \cdot \cos(\theta + \operatorname{sgn}(T) \cdot \Omega_2) + \mu_2 \cdot \sin(\theta + \operatorname{sgn}(T) \cdot \Omega_2) \right]
\end{aligned} \tag{4-37}$$

Denklem (4-37) kayıcı-ray temas yüzeyindeki kayıcıya uygulanan bileşke kuvveti gösterir. Bu denklemdeki elemanlar tanımlanmış olsa da bir kez daha aşağıda sıralanacaktır:

- $T(\theta)$ modelin histeretik elemanına (BHD'nin enerji sönümleyicisine) uygulanan burulma momenti. Bölüm 3.2'de burulma momenti-burulma açısı denklemleri ile ya da seçilen başka bir histerezis modeli ile (Bölüm 3.6) verilmiştir. $\operatorname{sgn}(T)$ T 'nin işaretini verir,
- $T(\theta)$ 'deki θ , burulma açısını belirtir; denklemin geri kalanındaki θ ise kolun dönme açısıdır. Bu iki açı enerji sönümleyici ve kol arasındaki bağlantıda parçalar arası boşluklar olmayan sistemlerde eşittir,

- $\text{sgn}(\dot{\theta})$, $d\theta$ 'nin işaretini verir. Denklem(4-10)'a göre ve (4-4) eşitsizliğinin geçerli olduğu durumlarda $\text{sgn}(\dot{D})$ 'a eşittir,
- Ω_2 şaft-kayıcı blok temas yüzeyindeki kuvvetin uyumlandırma açısıdır. Şekil 4-7'de gösterilmiş ve Denklem (4-30)'da verilmiştir,
- D_1 , D_s ve L sırayla enerji sönümleyicinin üstteki (destek plakası ile temas eden yerdeki) çapını, şaftın kayıcı bloğun monte edildiği yerdeki çapını, ve kol uzunluğunu gösterir, Şekil 4-4'te verilmiştir,
- μ_1 , μ_2 , μ_3 sırayla kayıcı/ray, kayıcı blok/montaj şaftı ve enerji sönümleyici/destek plakası temas yüzeylerindeki "Coulomb" sürtünme katsayılarıdır.

Denklemler, deplasman tersinmeli yükleme dahil her yükleme için geçerlidir. Bu denklemleri genel yükleme durumuna uygulamak için plastik elemanın burulma momenti-burulma açısı ilişkisi histeretik tepkiyi modelleyebilmelidir. Bu modellerden biri Bölüm 3.6'da anlatılan Wen modelidir (Wen 1976). Bu model genel deplasman geçmişi olan BHD cihazlarının kuvvet-deplasman tepkilerini elde etmek için kullanılacaktır.

Şekil 4-8'de tam-ter çevrilmiş deplasman yüklemesinde BHD'nin tek bir enerji sönümleyicisinin döngüsel eğrisi gösterilmiştir. Histeretik elemanın döngüsel burulma momenti-burulma açısı ilişkisi Masing'in iki ile genişleme kuralı kullanılıp tekdüze eğri için Ramberg-Osgood model varsayılarak elde edilmiştir. Bu analizde kullanılan geometrik ve mekanik parametreler Tablo 4-1'de verilmiştir. Bölüm 4-4'te açıklanacağı gibi, bu döngülerde görülen kademeli elastik-ötesi sertleşme, malzeme sertleşmesi ve geometrik rijitleşmenin kombinasyonudur.

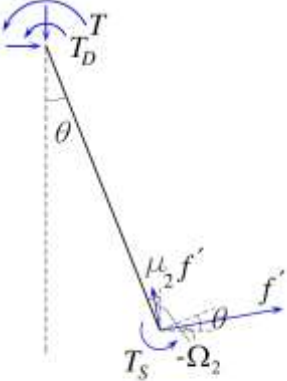
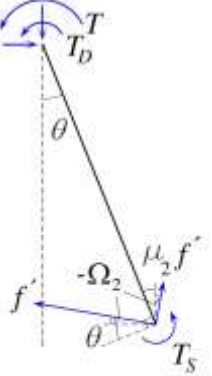
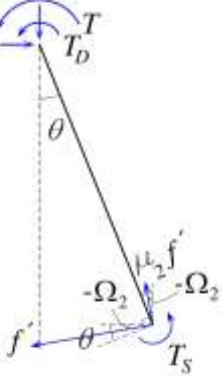
Tablo 4-1. 130kN-80mm-kapasiteli BHD'nin enerji sönümleme ünitesinin geometrik ve mekanik teknik özellikleri.

Açıklama	Parametre	Değer
Enerji sönümleyicilerin düzgün silindirik kısmının çapı	D_0	46.0 mm
Enerji sönümleyicilerin düzgün silindirik kısmının yüksekliği	H_0	92.5 mm
Burulma kolunun uzunluğu	L	165.0 mm
Enerji sönümleyicilerin uçlardaki geniş kısmının çapı	D_1	90.0 mm
Montaj şaftının çapı	D_s	30.0 mm
Kayıcı-ray temas yüzeyindeki sürtünme katsayısı	μ_1	0.05
Montaj şaftı-kayıcı blok temas yüzeyindeki sürtünme katsayısı	μ_2	0.05
Enerji sönümleyici-destek plakası temas yüzeyindeki sürtünme katsayısı	μ_3	0.05
Enerji sönümleyicilerin çelik malzeme modeli		
Elastik modül	E	2.05×10^5 MPa
Ramberg-Osgood malzeme modelinin parametreleri	H	700 MPa
	n	0.047
Enerji sönümleyicilerin burulma momenti-burulma açısı ilişkisine göre kalibre edilmiş Wen modelinin parametreleri	k^{Wen}	0.352×10^6 N.m/rad
	f_y^{Wen}	8.00×10^4 N.m
	a^{Wen}	0.0046
	n^{Wen}	0.546

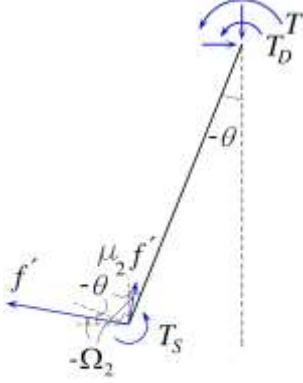
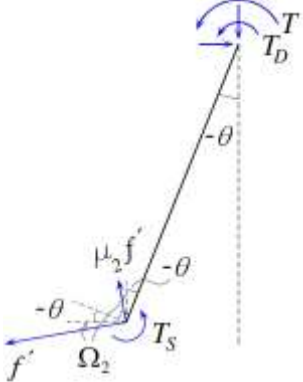
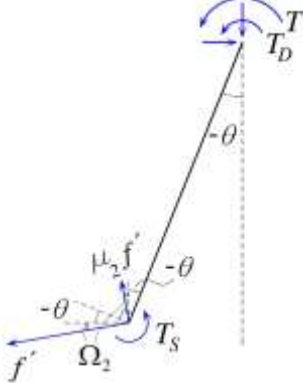
Tablo 4-2. Tipik kol için on iki mümkün denge durumu.

No.	Serbest cisim diyagramı	Denge denklemleri	θ	$\Delta\theta$	Ω_2	T
1	<p> $\theta > 0$ $\Delta\theta > 0$ $\Omega_2 < 0$ </p>	$-T - T_D - T_S - f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	+	+	-	+
2	<p> $\theta > 0$ $\Delta\theta > 0$ $\Omega_2 > 0$ </p>	$-T - T_D - T_S - f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	+	+	+	+
3	<p> $\theta > 0$ $\Delta\theta < 0$ $\Omega_2 > 0$ </p>	$-T - T_D - T_S - f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	+	-	+	+

Tablo 4-2. Devamı.

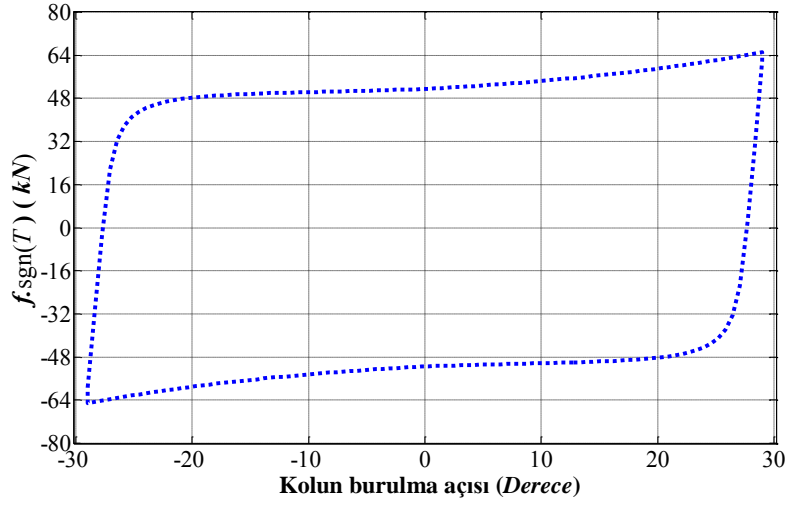
No.	Serbest cisim diyagramı	Denge denklemleri	θ	$\Delta\theta$	Ω_2	T
4	 <p> $\theta > 0$ $\Delta\theta < 0$ $\Omega_2 < 0$ </p>	$-T - T_D - T_S - f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	+	-	-	+
5	 <p> $\theta > 0$ $\Delta\theta < 0$ $\Omega_2 < 0$ </p>	$-T - T_D - T_S + f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	+	-	-	-
6	 <p> $\theta > 0$ $\Delta\theta < 0$ $\Omega_2 > 0$ </p>	$-T - T_D - T_S + f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	+	-	+	-

Tablo 4-2. Devamı.

No.	Serbest cisim diyagramı	Denge denklemleri	θ	$\Delta\theta$	Ω_2	T
7	 <p> $\theta < 0$ $\Delta\theta < 0$ $\Omega_2 < 0$ </p>	$-T - T_D - T_S + f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	-	-	-	-
8	 <p> $\theta < 0$ $\Delta\theta < 0$ $\Omega_2 > 0$ </p>	$-T - T_D - T_S + f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	-	-	+	-
9	 <p> $\theta < 0$ $\Delta\theta > 0$ $\Omega_2 > 0$ </p>	$-T - T_D - T_S + f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	-	+	+	-

Tablo 4-2. Devamı.

No.	Serbest cisim diyagramı	Denge denklemleri	θ	$\Delta\theta$	Ω_2	T
10	<p> $\theta < 0$ $\Delta\theta > 0$ $\Omega_2 < 0$ </p>	$-T - T_D - T_S + f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	-	+	-	-
11	<p> $\theta < 0$ $\Delta\theta > 0$ $\Omega_2 > 0$ </p>	$-T - T_D - T_S - f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	-	+	+	+
12	<p> $\theta < 0$ $\Delta\theta > 0$ $\Omega_2 < 0$ </p>	$-T - T_D - T_S - f' \cos(\theta + \Omega_2) \cdot L$ $- \mu_2 \cdot f' \sin(\theta + \Omega_2) \cdot L = 0$	-	+	-	+



Şekil 4-8. Enerji sönümlenme ünitesinin Ramberg-Osgood modeline göre döngüsel kuvvet eğrisine, $f \cdot \text{sgn}(T)$ (Denklem (4-37)) karşılık kol burulma açısı θ .

4.3.1 Özel durum: tekdüze deplasman yüklemesi:

Tekdüze deplasman yüklemesi, deplasmanın geri dönüş olmaksızın 0'dan D_{max} 'a sürekli artması sonucu oluşan özel bir durumdur. Yüklemin tekdüze doğası sebebiyle, θ açısı Denklem (4-3)'e göre her zaman pozitifdir. Bu yüzden burulma momenti T de her zaman pozitif olmak zorundadır. Bu yüzden sonuç olarak:

$$d\theta > 0 \quad (4-38)$$

$$dT > 0 \quad (4-39)$$

Denklem (4-37) aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$f(\theta) = \frac{T(\theta)}{-\mu_3 \cdot \frac{D_1}{2} - \frac{\mu_2}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \cdot \frac{D_S}{2}} + \frac{L}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \cdot \left[\cos(\theta + \Omega_2) + \mu_2 \cdot \sin(\theta + \Omega_2) \right] \quad (4-40)$$

θ açısının dar açı olması durumunda (Denklem (4-4)), Denklem (4-8)'e göre:

$$\text{sgn}(\dot{S}) < 0 \quad (4-41)$$

Bu durumda kayıcı geriye doğru hareket eder. Şekil 4-1-a'da gösterildiği gibi bu durum akla yatkındır. (4-39) ve (4-45) teki eşitsizlikler göz önüne alındığında, denklemler (4-30), (4-23) ve (4-24) aşağıdaki şekilde sadeleştirilebilir:

$$\Omega_2 = \tan^{-1} \left(\frac{\mu_2 + \mu_1}{1 - \mu_1 \mu_2} \right) \quad (4-42)$$

$$f_s(\theta) = \frac{\mu_1}{\sqrt{1 + \mu_1^2}} \cdot f(\theta) \quad (4-43)$$

$$f_t(\theta) = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu_1^2}} \cdot f(\theta) \quad (4-44)$$

Bunların hepsi tekdüze deplasman yüklemesine uygulanabilir.

4.3.2 Özel durum: sürtünmesiz enerji sönümleme ünitesi

Sürtünmesiz ESÜ için Denklem (4-40) aşağıdaki şekle dönüşür:

$$f(\theta) = \frac{\text{sgn}(T) \cdot T(\theta)}{L \cos \theta} \quad (4-45)$$

Alternatif olarak:

$$f(\theta) = \frac{|T(\theta)|}{L \cos \theta} \quad (4-46)$$

Monoton bir şekilde artan geri dönüşsüz deplasmanlarda ($0 \leq D \leq D_{max}$), $T(\theta) > 0$ olacağından denklem aşağıdaki şekilde sadeleştirilebilir:

$$f(\theta) = \frac{T(\theta)}{L \cos \theta} \quad (4-47)$$

4.4 BHD'NİN ENERJİ SÖNÜMLEME ÜNİTESİNDE GEOMETRİK SERTLEŞME

Denklem (4-47) referans alınarak, $0 \leq \theta \leq 90^\circ$ arasında monoton bir şekilde azalan bir fonksiyon olan $\cos(\theta)$ varlığında (Eşitsizlik (4-4)), denklemin paydası kuvvet-deplasman eğrisinde, deplasmana bağlı bir sertleşme oluşturur. Bu denkleme göre, $\theta = 90^\circ$ civarındaki açılarda kuvvet sınırsız değerlere ulaşır. $\theta \approx 90^\circ$ olduğunda kol raya dik açıyla duracağından kol ray

temas yüzeyindeki sürtünmesiz temas kola dik kuvvet bileşenini karşılayamaz. Bu yüzden de koldaki kesme kuvvetini dengeleyemez. Tipik bir kolda, kayıcı-ray temas yüzeyindeki kuvvet burulma momentini dengeler. Gözlemlenen kademeli sertleşme, etkili moment kolunun azalmasından dolayı oluşan basit bir geometrik rijitleşmedir. Rayın hareket yaptığı ve oryantasyonunun değişmediği; ve kuvvet ile ray arasındaki açısının sabit olduğu (yani sürtünme yoksa 90° olduğu) unutulmamalıdır.

4.4.1 Kayıcının kuvvet eğrisi ve kayıcı ped malzemesi seçimindeki önemi

Kayıcı bloğun ray ile temas ettiği yerde kayma olur, burada kayma hızı maksimumuna, 200mm/s, ulaşır. Bu yüzeyde kullanılan kayma malzemesi (Şekil 2-4'teki kayan pedler) düşük sürtünme sağlamalı ve istikrarlı kayma davranışı göstermelidir. Kayan pedlerin büyüklüğü düşünülduğünde iki temel büyüklük önem kazanır: basınç, p , ve maksimum basıncın hızla çarpımı, $p.v$. Bu bölümde, bu büyüklüklerin BHD tasarımında kullanılan tipik değerleri çalışılmıştır. Basınç dik kuvvetin, f_t , kayan ped alanına bölünmesiyle elde edilir. Sönümlenme ünitesi için özellikler Tablo 4-1'de gösterilmiştir. Büyük kapasiteli bir BHD için f_t 70kN mertebesindedir. Bu değer kayıcı pedleri için kayma malzemesi seçilirken esas alınabilir. Teorik olarak, kayan pedin alanı izin verilen basıncı karşılayabilecek şekilde ayarlanabilir. Ancak büyüklüğün pratik limitlerinden dolayı minimum izin verilen basınç değeri sınırlandırılmıştır. $p.v$ aralığını çalışabilmek için bu değer boyutsuz şekli oluşturulacak ve sonuçlar genelleştirilecektir. Kayıcı pedin alanı A ile gösterilirse:

$$MAX(p.v) = MAX(p.\dot{S}) = MAX\left(\frac{f_t(\theta)}{A} \cdot \dot{S}(\theta)\right) \quad (4-48)$$

Burada MAX(•) maksimum fonksiyon, f_t temas yüzeyindeki dik kuvvet (Bölüm 0) ve θ dönme açısıdır. Denklem (4-14) kullanılarak \dot{S} yerine konursa:

$$MAX(p.v) = MAX\left(\frac{f_t(\theta) \cdot (-\tan\theta \cdot \dot{D})}{A}\right) \quad (4-49)$$

Sinüs eğrisi şeklinde bir hareket varsayıldığında:

$$D = D_{max} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T_n} t\right) \quad (4-50)$$

Burada T_n titreşim periyodudur. Hareketin hızı aşağıdaki gibi olur:

$$\dot{D} = \frac{2\pi}{T_n} \cdot D_{max} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{T_n} t\right) \quad (4-51)$$

Son iki denklem, Denklem (4-7)'de yerine konursa, kayma hızı denklemi aşağıdaki hali alır:

$$\dot{S}(t) = -\left(\frac{D_{max}}{L}\right)^2 \cdot \frac{\frac{2\pi}{T_n} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T_n} t\right) \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{T_n} t\right)}{\sqrt{1 - \left(\frac{2\pi}{T_n}\right)^2 \cdot \sin^2\left(\frac{2\pi}{T_n} t\right)}} \quad (4-52)$$

Denklem (4-49)'a dönüldüğünde, Denklem (4-51)'den yerine yazmak sonucunda aşağıdaki denklem oluşur:

$$\text{MAX}(p.v) = \frac{1}{A} \text{MAX}\left(f_t(\theta) \cdot (-\tan\theta \cdot \cos\beta - \sin\beta) \cdot \frac{2\pi \cdot D_{max}}{T_n} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{T_n} t\right)\right) \quad (4-53)$$

ya da,

$$\text{MAX}(f_t.v) = \text{MAX}\left(-\tan\theta \cdot f_t(\theta) \cdot \frac{2\pi}{T_n} \cdot D_{max} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{T_n} t\right)\right) \quad (4-54)$$

Parantez içindeki değer kayma alanı A 'dan bağımsızdır. Bu yüzden $f_t.v$ fonksiyonu analiz edilip $\text{MAX}(p.v)$ değeri herhangi bir kayma alanı için bulunabilir. 0.5 s titreşim periyodu varsayılarak oluşturulmuş bir $f_t.v$ grafiği Şekil 4-8'de verilmiştir. Denklemdeki diğer parametrelerin değerleri Tablo 4-1'e göre seçilmiştir. Kayma hızı için benzer grafikler Şekil 4-9'da verilmiştir. Diyagramlara göre, maksimum kayma hızları ve kuvvet çarpı kayma hızı değerleri aşağıdaki gibidir:

$$\text{MAX}(f_t.v) = 5.20 \times 10^4 \frac{N.m}{s} \quad (4-55)$$

$$\text{Maksimum kayma hızı} = 0.18 \frac{m}{s} \quad (4-56)$$

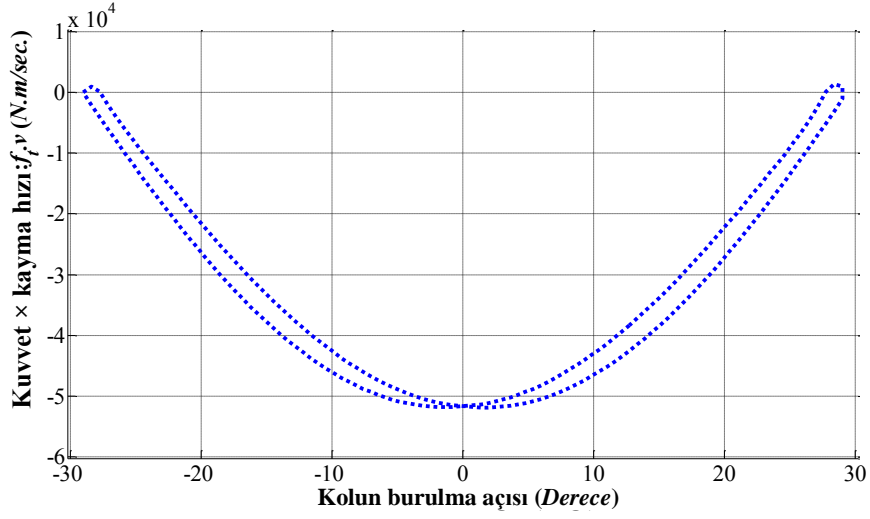
Kayıcı büyüklüğü $40mm \times 30mm$ olarak varsayıldığında maksimum $p.v$ aşağıdaki şekilde bulunur:

$$\text{MAX}(p.v) = 43.0 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{m}{s} \quad (4-57)$$

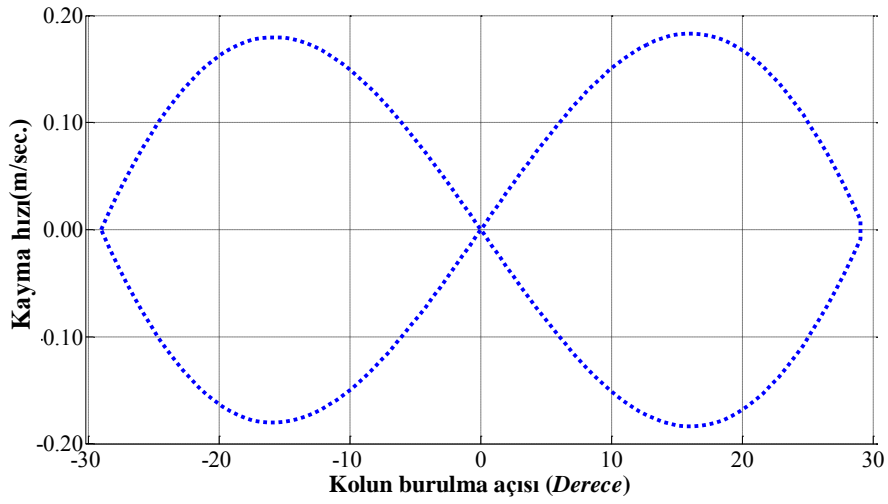
Maksimum temas kuvveti ve alanı için maksimum basınç aşağıdaki gibidir:

$$\text{MAX}\left(\frac{f_t}{A}\right) = \frac{65 \times 10^3}{40 \times 30} = 54.0 \frac{N}{mm^2} [MPa] \quad (4-58)$$

Bu değerler kayıcılara çok ihtiyaç olduğunu gösterir. Yüksek performanslı bir kayma malzemesi olan Maurer Sliding Material (MSM®) (EOTA 2006, MAURER SÖHNE MSM® Sliding Bearings 2013) BHD'nin kayan pedleri ve ray-kol temas yüzeyleri için seçilmiştir. Yukarıdaki değerler kayan ped malzemesi seçimi için rehber olarak kullanılabilir.



Şekil 4-9. Kayıcı-ray temas yüzeyindeki dik temas kuvveti çarpı kayma hızına karşılık kol burulma açısı, titreşim periyodu 3.0 s olarak alınmıştır.



Şekil 4-10. Kayma hızına karşılık kol burulma açısı, titreşim periyodu 0.50 s olarak alınmıştır.

4.5 ÖZET

BHD burulma-temelli enerji sönümlenme ünitesinden oluşan bir sistemdir. Bu bölümde BHD'nin enerji sönümlenme ünitesinin davranışları; hem kinematik hem de kuvvet-deplasman tepkileri açısından incelenmiştir. BHD'nin genel yüklenme koşullarındaki tepki analizi için gerekli denklemler çıkarılmıştır. Denklemlerde bileşen sürtünmelerinin etkisi de göz önünde bulundurulmuştur. Parametrelere numerik değerler atanıp geliştirilen formüller kullanılarak BHD'nin tepki özellikleri analiz edilmiştir.

BÖLÜM 5

BHD CİHAZININ KUVVET-DEPLASMAN DAVRANIŞI

BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisi tekdüze, tam ters çevrilmiş dögüsel ve genel yüklem koşulları için formülize edilmiştir. BHD'nin tepki analizi için genel düzlemsel hareket altında, cihazın histeretik elemanları için göreceli denklem temelli düzgün histeretik model kullanılarak numerik prosedürler geliştirilmiştir. Basitleştirilmiş kuvvet-deplasman modelleri tekdüze ve tam ters çevrilmiş dögüsel yüklemeler için de türetilmiştir.

5.1 BHD'NİN MATEMATİKSEL MODELİ

4. Bölümde gösterildiği gibi, BHD'nin tipik enerji sönümlenme ünitesi için kayıcı tarafından ray üzerine uygulanan kuvvetin bir raya dik bir de raya paralel bileşeni vardır (Denklem (4-23) ve (4-24)). Kolon vektörü olarak düzenlendiğinde kayıcı-ray kuvvetleri aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$\mathbf{f}^{s-t} = \begin{bmatrix} f_s \\ f_t \end{bmatrix} = f(\theta) \cdot \frac{1}{\sqrt{1+\mu_1^2}} \cdot \begin{bmatrix} -\text{sgn}(\dot{S}) \cdot \mu_1 \\ \text{sgn}(T) \end{bmatrix} \quad (5-1)$$

Burada, önceki bölümde olduğu gibi $\text{sgn}(\cdot)$ Signum fonksiyonudur. $f(\theta)$ kayıcı-ray arayüzüne uygulanan bileşke kuvvettir (Denklem 4-35), açı Ω_2 Denklem (4-30)'te verilmiştir. Bu iki denklem bu bölümde de okuma kolaylığı açısından tekrar verilmiştir. Ayrıca, Ω_1 son denklemde bulunmayacağından Ω_2 açısı Ω olarak isimlendirilmiştir. Denklem (4-35) ve (4-30) aşağıdaki şekilde tekrar yazılmıştır:

$$f(\theta) = \frac{T(\theta)}{-\operatorname{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \left[\mu_3 \cdot \frac{D_1}{2} + \frac{\mu_2}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \cdot \frac{D_S}{2} \right]} + \frac{L}{\sqrt{1+\mu_2^2}} \cdot \left[\operatorname{sgn}(T) \cdot \cos(\theta + \operatorname{sgn}(T) \cdot \Omega) + \mu_2 \cdot \sin(\theta + \operatorname{sgn}(T) \cdot \Omega) \right] \quad (5-2)$$

$$\Omega = \tan^{-1} \left(\frac{\mu_2 - \operatorname{sgn}(\dot{S}) \mu_1}{1 + \operatorname{sgn}(\dot{S}) \mu_1 \mu_2} \right) \quad (5-3)$$

Denklem (4-3) aracılığı ile verilen herhangi bir deplasman D için θ açısının değeri hesaplanabilir. Denklem (4-10)'da bu ilişkinin hız formu da verilmiştir. Ancak, plastik elemanların (çelik enerji sönmüleyiciler) eğrisi hızdan bağımsız olduğu için burulma hızı bilgisi gerekli değildir. Denklem (4-8) kayıcı deplasmanının işaretini bulmak için kullanılabilir, Denklem (5-1) ve (5-3)'te olduğu gibi. Yukarıdaki denklemlerin numerik çözümleri enerji sönmüleyicilerin burulma momenti-burulma açısı ($T-\theta$) ilişkilerine bağlıdır. Enerji sönmüleyiciler tekdüze yükleme varsa tekdüze burulma momenti-burulma açısı eğrilerine göre, tam ters çevrilmiş döngüsel yükleme varsa Masing Hipotezi tabanlı uzatılmış tekdüze eğri, genel yükleme varsa Wen modeline göre gösterilirler. Bu yüzden BHD'nin tepki modelini genel yüklemeye genişletmek için enerji sönmüleyiciler Wen modeli ile gösterilmişlerdir.

N adet enerji sönmüleyici ünitesinden oluşan bir BHD'nin kuvvet eğrisi global koordinatlarda, $X-Z$, gösterildiğinde iki bileşene ayrılır. Vektör şeklinde gösterildiğinde şöyle olur:

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_X \\ F_Z \end{bmatrix} \quad (5-4)$$

Bölüm 4.1'de açıklandığı gibi, global koordinat sistemi, $X-Z$, ve yerel koordinat sistemi, $s-t$, ray dönmediği için her zaman çakışır ve her zaman X eksenine diktir. Bu yüzden BHD'nin toplam kuvveti, F_X ve F_Y ; bütün enerji sönmüleme üniteleri, N den gelen bütün f_s ve f_t kuvvetlerinin toplamıdır. Bu yüzden:

$$\mathbf{F} = N \cdot \mathbf{f}^{X-Y} = N \cdot \mathbf{f}^{s-t} \quad (5-5)$$

Denklem (5-1) kullanılarak yerine konulduğunda:

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_z \end{bmatrix} = N \cdot f(\theta) \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \mu_1^2}} \cdot \begin{bmatrix} -\text{sgn}(\dot{S}) \cdot \mu_1 \\ \text{sgn}(T) \end{bmatrix} \quad (5-6)$$

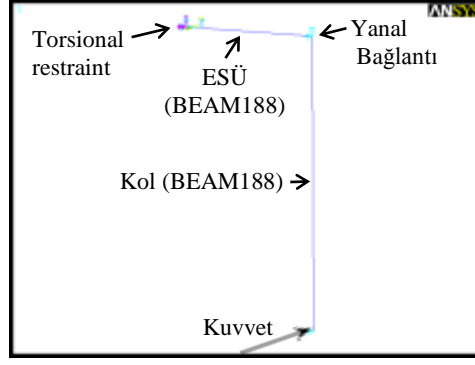
Bütün gerekli formüller çıkarılmıştır. Çözüm algoritmasının özeti aşağıda verilmiştir.

-
- Burulma açısındaki artış Denklem (4-10) kullanılarak, eğer deplasman artışı, \dot{D} bilindiğinde bulunabilir.
- Uygun bir integral alma tekniği Denklem (3-46-b) üzerinde kullanılarak (Runge Kutta metodu gibi) histeretik elemanın Wen Modelinin iç değişkenleri, Z , hesaplanır.
- Burulma açısı Denklem (4-3) kullanılarak hesaplanır.
- Burulma açısı ve geçmiş değişkenler (history variable) bilindiği için, histeretik elemanın iç kuvveti (burulma momenti) Denklem (3-46-a) kullanılarak hesaplanır.
- Burulma momenti ve burulma açıları bilindiğine göre kuvvetler Denklem (5-2), (5-3) ve (4-8) kullanılarak hesaplanır.
- Denklem (5-6) kullanılarak BHD'nin tepki kuvvetleri hesaplanır ve ana programa geçmiş değişkenlerin (history variable) değeri ile geri dönülür.

Bu prosedür MATLAB kodu olarak kullanılmıştır. Sonuçlara geçmeden önce karşılaştırmanın temelini oluşturan sonlu eleman modelinin tanımı aşağıda verilmiştir.

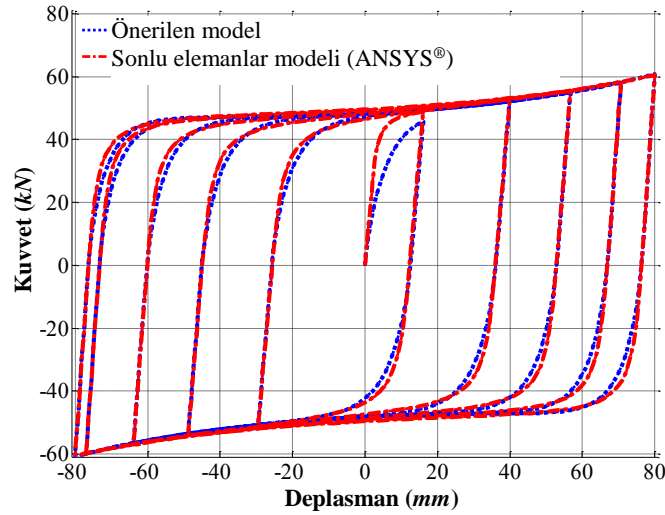
5.1.1 BHD'nin enerji sönümleyicilerinin basitleştirilmiş sonlu eleman modellemesi

BHD'nin enerji sönümleyicilerinin basitleştirilmiş modellemesi ANSYS® (Swanson Analysis Systems Inc. 2009) kullanılarak yapılmıştır. Şekil 5-1'de gösterildiği gibi enerji sönümleyici ve kol, kiriş elemanları (BEAM188) ve lifli kesit modeli kullanılarak modellenmiştir.



Şekil 5-1. BHD'nin enerji sönmleme ünitesinin ANSYS® kullanılarak yapılan basit modeli.

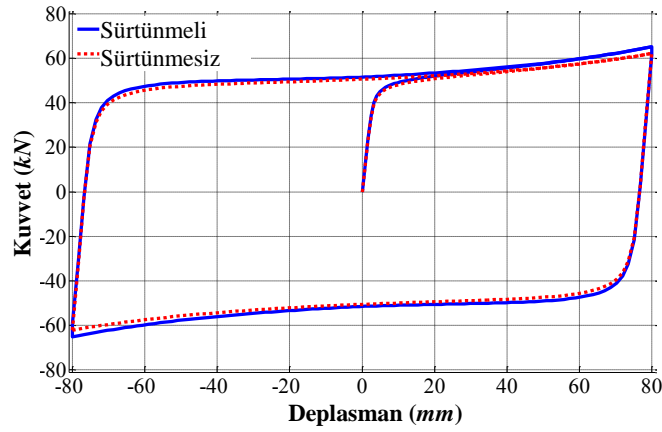
Şekil 5-2'deki diyagramlar artan büyüklükte döngüsel deplasmanlara maruz kalan sürtünmesiz BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisini gösterir. Bu diyagramlarda ayrıca matematik model ve ANSYS model sonuçları da verilmiştir. İki sonuç arasındaki benzerlik matematiksel modelin ilk sıfırdan-yükleme kısmı haricinde oldukça iyidir. Bu farklılık her bir histeretik elemanın burulma momenti-burulma açısı ilişkisi benzerliklerinin iyi olmamasından dolayı olabilir. Bunun nedeni de burulma momenti-burulma açısı ilişkileri Wen modelle tanımlanmışken ANSYS'te material modeli olarak Ramberg-Osgood modelinin kullanılmasıdır (Bölüm 3.6'daki Şekil 3.9).



Şekil 5-2. Artan döngüsel deplasman altında sürtünmesiz BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisi, malzeme modeli S355J2+AR çeliğine kalibre edilmiştir (Şekil 3-9).

5.1.2 Bileşen sürtünmesinin BHD'nin tepki kuvvetine katkısı

Bileşen sürtünmesinin BHD'nin tepki kuvvetine katkısının büyüklüğünü anlayabilmek için kuvvet-deplasman eğrileri sürtülmeli ve sürtünmesiz durumlar için aynı grafik üstünde çizilmiştir. Sürtünme katsayılarının da içinde bulunduğu parametreler Tablo 4-1'den seçilmiştir (MSM®-çelik bağlantı için geçerli değerler: $\mu_1=\mu_3=\mu_3=0.05$). Grafiklerden sürtünmenin katkısının %5 civarında olduğu görülmüştür.



Şekil 5-3. Sürtülmeli ve sürtünmesiz durumlarda BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisi

5.1.3 Özel durum: Tek yönlü, tekdüze deplasman altında sürtünmesiz BHD

Genel denklemlerdeki sürtünme katsayıları sıfır olarak alındığında sürtünmesiz BHD için sonuçlar elde edilir. Denklem (5-6) aşağıdaki şekilde sadeleşir:

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_X \\ F_Z \end{bmatrix} = N \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \text{sgn}(T) \cdot f(\theta) \end{bmatrix} \quad (5-7)$$

Deplasman-dönme ilişkisi, Denklem (4-21), aynı kalır. $\text{sgn}(T) > 0$ olacağından, kuvvet-burulma açısı ilişkisi, Denklem (4-45) aşağıdaki gibi olur:

$$f(\theta) = \frac{T(\theta)}{L \cos \theta} \quad (5-8)$$

Denklem (5-7)'de yerine yazıldığında:

$$F_x = \frac{N \cdot T(\theta)}{L \cos \theta} \quad (5-9)$$

Bu denklem sürtünmesiz BHD'nin tekdüze deplasman altındaki kuvvet tepkisini verir. Ek A'daki A-4 numaralı trigonometrik özellik kullanıldığında üstteki denklem aşağıdaki hale dönüşür:

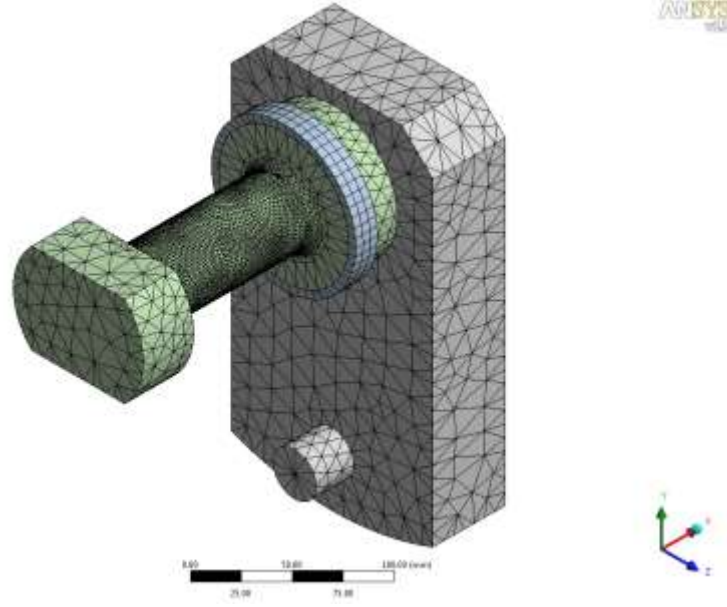
$$F_x = \frac{N \cdot T(\theta)}{\sqrt{L^2 - D^2}} \quad (5-10)$$

Burada, $T(\theta)$ enerji sönümleyicideki burulma momenti ve burulma açısının, θ , ve seçilen modelin parametrelerinin bir fonksiyonudur. Yuvarlak bölümlerdeki burulmaya bağlı tepkiyi karakterize eden denklemler Bölüm 3'te verilmiştir. Kesit burulma momenti, en dıştaki yapıdaki kesme birim uzaması, yani maksimum kesme birim uzamasına bağlıdır. Yukarıdaki denklemdeki gibi burulma momenti burulum açısı cinsinden yazılmak istenirse, burulum açısı maksimum kesme birim uzaması ile ilişkilendirilmelidir. Silindir için ilişki Denklem (3-17)'de verilmiştir. BHD'nin enerji sönümleyicilerindeki genişletilmiş baş ve son kısımlarından dolayı silindir geometrisi için geçerli denklemler değiştirilmelidir. Denklem (3-17) tepkinin plastik aralığı için kullanılabilir. Bu aralıkta deformasyonun büyük kısmı ortadaki düzgün aralıkta toplanmıştır. Alternatif olarak, ortadaki düzgün kısım dışındaki bölümleri de kapsamak için uygun bir parametre tanımlanabilir.

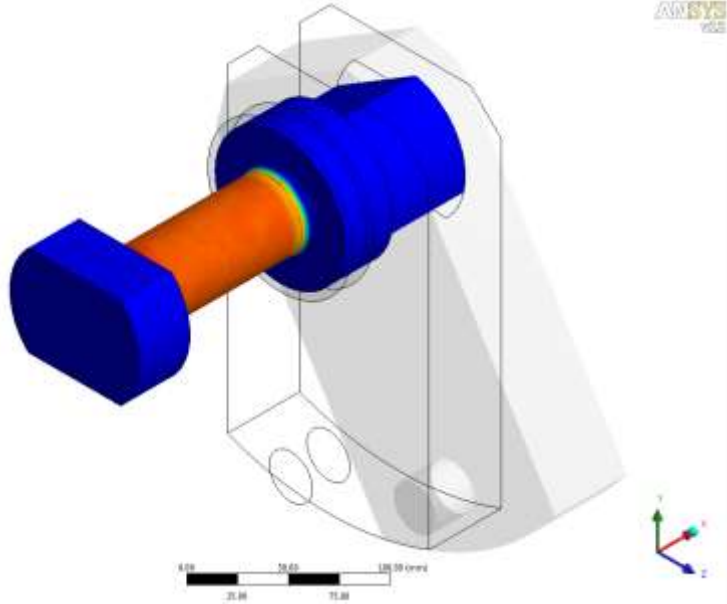
5.2 BHD'NİN ENERJİ SÖNÜMLEYİCİLERİ İÇİN SONLU ELEMANLAR MODELİ

BHD'nin bir enerji sönümleyicisinin 3 boyutlu modeli ANSYS®'te çizilmiştir. Bu model kuvvet-deplasman eğrisinin analitik tahminlerle karşılaştırılması ve birim uzamaların plastikleşmiş enerji sönümleyicilerdeki dağılımı modelinin elde edilmesi için kullanılmıştır. Model Şekil 5-4-a'da gösterilmiştir. Solid 188 elemanı modellemede kullanılmıştır. Enerji sönümleyici monoton olarak artan kuvvet altındadır ve bu kuvvet kolunun uç noktasından, yani şaftın bağlanma yerinden uygulanmıştır.

Birim uzamaların enerji sönümleyici üzerindeki dağılımı (von Mises toplam eşdeğer gerinme) Şekil 5-4-b'de gösterilmiştir. Beklenildiği üzere enerji sönümleyicinin düzgün bölümlerinde düzgün bir dağılım olduğu görülmektedir. Damperin kuvvet-deplasman eğrisinin, toplam von Mises gerinmesinin FEM ve analitik formüller kullanılarak elde edilmiş grafikleri Şekil 5-5-a ve b'de gösterilmiştir. İki çözüm arasındaki benzerlikler yeterli düzeydedir. FEM modeli biraz daha esnektir. Bu farklılık muhtemelen sönümleyici dışındaki toplam sistemin esnekliğine katkıda bulunan parçaların varlığından kaynaklanmaktadır

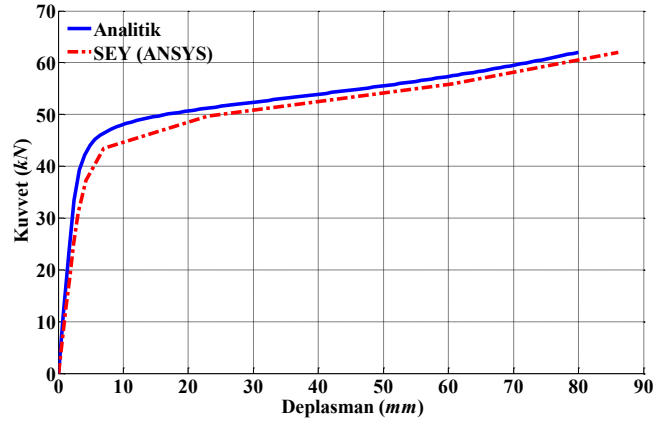


(a)

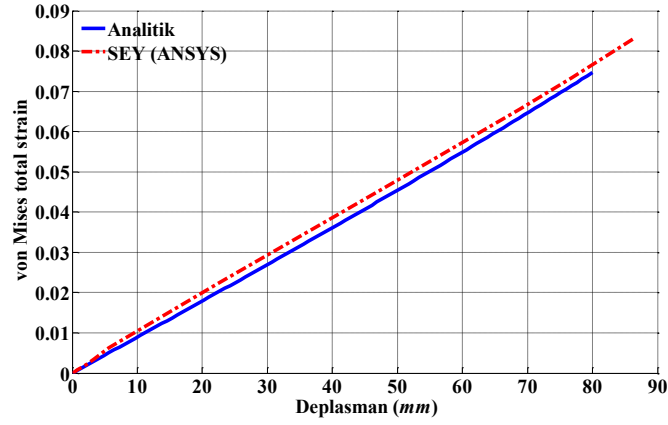


(b)

Şekil 5-4. BHD'nin enerji sönümleyicisinin ANSYS® kullanılarak oluşturulmuş 3B katı sonlu eleman modeli: (a) FEM meş; (b) Enerji sönümleyici üzerinde gerilmelerin dağılımı (von Mises toplam eşdeğer gerinme)



(a)



(b)

Şekil 5-5. (a) BHD'nin analitik öngörülerden (Denklem (5-10)) ve 3B-katı sonlu eleman modelinden elde edilen kuvvet-deplasman eğrisi; (b) BHD'nin analitik öngörülerden (Bölüm 3.2) ve 3B-katı sonlu eleman modelinden elde edilen enerji sönümleyicisi üzerindeki maksimum von Mises toplam eşdeğer birim uzama grafiği.

5.3 ÖZET

Bu bölümde, BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisi tekdüze, tam ters çevrilmiş döngüsel ve genel yükleme durumları için formülize edilmiştir. BHD'nin tepki analizi için numerik prosedürler geliştirilmiştir. Bu prosedürler geliştirilirken göreceli denklem temelli düzgün histeretik model kullanılmıştır. Tekdüze ve tam ters çevrilmiş döngüsel yüklemeler için basitleştirilmiş kuvvet-deplasman modelleri de türetilmiştir. Geliştirilen formüller kullanılarak elde edilen analitik sonuçlarla sonlu elemanlar modeli kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve ikisi arasında iyi bir uyuşma olduğu görülmüştür.

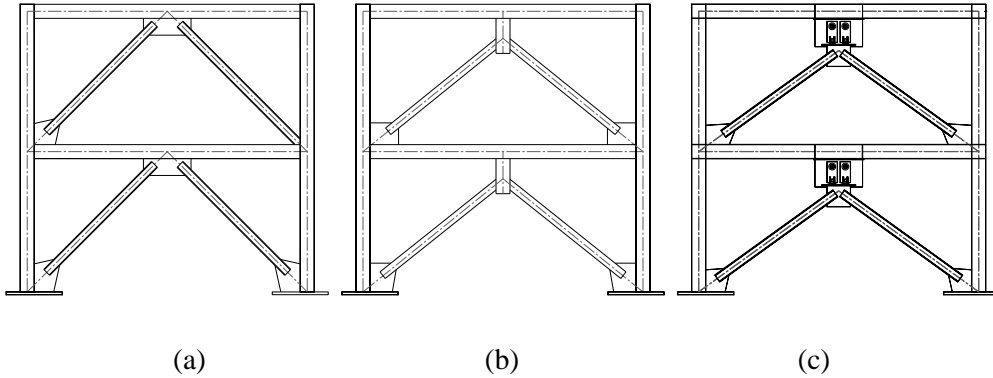
BÖLÜM 6

DENEY NUMUNELERİNİN TASARIMI

Burulmalı histeretik damperin tasarımındaki bir sonraki aşamada tasarım edilen burulmalı damperle, Kesme Link Damperin (Shear Link Damper, SLD) performansını karşılaştıracak deneysel bir program planlanmıştır. Test için üç tane desteklenmiş çerçeve tasarlanmıştır: özel merkezi ters-V çapraz çerçeve (special concentric inverted-V braced frame, SCBF) (AISC 2010b), dik H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve BHD'li Ters-V çaprazlı çerçeve (Şekil 6-1). Test laboratuvarındaki sınırlamalardan dolayı model çerçeveler, gerçek ölçüye göre 1/3.2 oranında küçültülmüştür. Üç test numunesi ve tasarım prosedürü bu bölümde anlatılmıştır.

6.1 DENEY NUMUNELERİ: GENEL BAKIŞ

Deney programı dahilinde çapraz çerçeveler üzerinde quasi-statik testler uygulanmıştır.



Şekil 6-1. Deney programında test edilen çerçeveler: (a) Ters-V özel merkezi olarak çapraz çerçeve (SCBF); (b) Dik H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve; (c) BHD'li Ters-V çaprazlı çerçeve.

Testlerin yapıldığı binadaki sınırlamalardan dolayı çerçeveler tam ölçekli olarak test edilememiştir. İleride detaylı bir şekilde anlatılacağı gibi tam ölçekli Ters-V çerçevesi AISC 360-10, AISC 341-10 ve ASCE 7-10 şartnamelerine göre tasarlanmıştır. Bundan sonra çerçeve 3.2 kat küçültülmüştür. Diğer iki çerçevenin tasarımı için bu küçültülmüş Ters-V çerçeve baz alınmıştır.

Tablo 6-1. Yatay kuvvet dirençli sistemin özellikleri ve tam-ölçekli çerçevede kullanılan tasarım parametreleri.

Tasarım parametresi	Değer	Açıklamalar / İlgili katsayılar; üst/alt sınır	Şartnamedeki referans
Zemin Sınıfı	C	Toprak profiline göre	ASCE 7-10 Bölüm 20
haritalanmış ivme değerleri	$S_s=1.90$	Kısa doğal titreşim periyodu ve 1.0 saniyelik doğal titreşim periyoduna karşı gelen spektral ivme değerleri	ASCE 7-10 Bölüm 22 Alternatif olarak, USGS deprem tehlikesi haritaları
	$S_1=0.82$		
Zemin katsayıları	$F_a=1.0$	Zemin Sınıfı ve S_s değerine göre	ASCE 7-10 Tablo 11.4-1
	$F_v=1.3$	Zemin Sınıfı ve S_1 değerine göre	ASCE 7-10 Tablo 11.4-2
MCE deprem düzeyi için ayarlanmış spektral ivme parametreleri	$S_{MS}=1.90$	$S_{MS}=F_a \cdot S_s$	ASCE 7-10 Bölüm 11.4.3
	$S_{M1}=1.07$	$S_{M1}=F_v \cdot S_1$	
Tasarım spektral ivme parametreleri	$S_{DS}=1.27$	$S_{DS}=2/3 \cdot S_{MS}$	ASCE 7-10 Bölüm 11.4.4
	$S_{D1}=0.71$	$S_{D1}=2/3 \cdot S_{M1}$	
Tasarım spektrumu parametreleri	$T_0=0.36$ sn	$T_0=0.2 S_{D1} / S_{DS}$	ASCE 7-10 Bölüm 11.4.5
	$T_s=1.79$ sn	$T_s= S_{D1} / S_{DS}$	
Kullanım sınıfı	II	Apartman binası	ASCE 7-10 Tablo 11.5-1
Önem katsayısı	$I=1.0$	Kullanım sınıfına göre	ASCE 7-10 Bölüm 11.5.1
Sismik tasarım sınıfı	E	Kullanım sınıfı ve S_{DS} ve S_{D1} değerlerine göre	ASCE 7-10 Bölüm 11.6
Taşıyıcı Sistem Davranış Katsayısı, R	6	Özel merkezi çaprazlı çerçeve; çelik(SCBF)	ASCE 7-10 Tablo 12.2-1
Sistem dayanım fazlası faktörü, Ω_0	2		
Deplasman artırma faktörü, C_d	5		
Sismik tepki katsayısı	$C_S=0.212$	$C_S= S_{DS} / (R / I)$	ASCE 7-10 Bölüm 12.8.1.1
güvenilirlik/hiperstatiklik faktörü, ρ	$\rho =1.0$	alt sınır: 1.0 üst sınır: 1.3	AISC 7-05 Bölüm 12.3.4

6.2.1 Deprem Yüklemesi

Binanın sismik yüklemesi ASCE 7-10'in 12. bölümünde anlatıldığı şekilde yapılmıştır. Buradaki Tablo 12.6-1 binanın sismik tasarım kategorisine, kullanım süresi kategorisine ve endüstriyel özelliklerine göre izin verilen analitik prosedürleri göstermiştir. Sismik taban kesme kuvveti ve bunun bina ve çerçevedeki dağılımının hesabında denk yanal kuvvet prosedürü kullanılmıştır:

$$V = C_S W \quad (6-1)$$

Burada, V , C_S ve W sırasıyla toplam taban kesme, taban kesme katsayısı ve binanın sismik ağırlığını gösterir. Bir sonraki bölümde taban kesme katsayısının ve toplam taban kesmelerin dağılımının hesaplanmaları detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

6.2.2 Sismik Taban Kesme Kuvveti

Binanın yaklaşık temel periyodu ASCE 7-10'teki Tablo 12.8-2'den bulunmuştur (bölüm 12.8.2.1):

$$T_a = 0.0488 h_n^{0.75} \quad (6-2)$$

Bu yüzden:

$$T_a = 0.21 \text{sec} \quad (6-3)$$

Sismik tepki katsayısı ASCE 7-10 12.8.1.1'e göre hesaplanabilir:

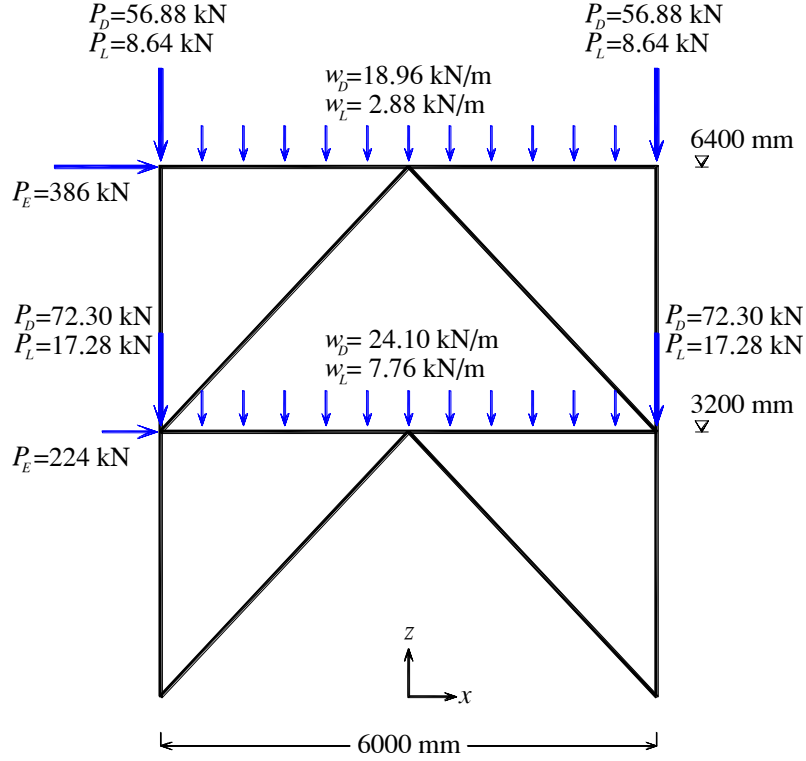
$$C_S = \frac{S_{DS}}{\left(\frac{R}{I}\right)} \quad (6-4)$$

Burada S_{DS} (normalize edilmiş) tasarım spektral ivmedir ve 1.27 olarak seçilmiştir ve bu değer yüksek sismik bölgeyi temsil eder. R tepki modifikasyon faktörüdür ve özel eşmerkezli çelik çerçeveler için 6 olarak alınır. I önem faktörüdür (Tablo 6-1). Bu yüzden:

$$C_S = \frac{1.27}{\left(\frac{6}{1.0}\right)} = 0.212 \quad (6-5)$$

Şekil 6-3 Ters-V çerçevedeki ölü ve hareketli yükleri gösterir. Binanın toplam sismik ağırlığı 8624 kN olarak hesaplanmıştır. Tablo 6-2 katlar arasındaki deprem yükü dağılımının

hesaplamalarını göstermektedir. Çapraz çerçevelerin y-eksenindeki yüzeysel düzenlemesinde simetri olduğu varsayılırsa taban kesmenin paylaşımı üç çapraz çerçevede de aynı olacaktır.



Şekil 6-3. Ters-V çapraz çerçevelerde ölü ve hareketli yükleme.

Tablo 6-2. Katlar arası deprem yükünün dağılımının hesaplanması.

Seviye	Yükseklik h_i (m)	Sismik ağırlık w_i (kN)	$w_i h_i$ (kN.m)	$C_v^k = w_k h_k / \sum w_i h_i$ (ASCE 7-10 Denklem 12.8-12)	F_x (kN)
Kat 1	6.40	3996	27173	0.633	1157
Kat 2 (çatı)	3.20	4628	15735	0.367	671

$$W = \sum w_i = 8624 \text{ kN}$$

$$\sum w_i h_i = 42908 \text{ kN.m}$$

6.2.3 Tasarımda Kullanılan Yük Kombinasyonları

ASCE 7-10'te verilen mukavemet tasarımı için yük kombinasyonları (Bölüm 2.3.2), bu problem için aşağıdaki şekle getirilmiştir:

- 1) $1.4D$
 - 2) $1.2D + 1.6L + 0.5L_r$
 - 3) $1.2D + 1.6L_r + 0.5L$
 - 4) $1.2D + 1.0E + 0.5L + 0.7L_r$
 - 5) $0.9D + 1.0E$
- (6-6)

Burada, D , L , L_r sırasıyla ölü yük, hareketli yük ve hareketli çatı yüküdür (burada, kar yükü). E deprem yüküdür ve aşağıdaki ifadeye eşittir:

$$E = E_h + E_v : 4 \text{ Numaralı yük kombinasyon ile kullanılmalı} \quad (6-7)$$

$$E = E_h - E_v : 5 \text{ Numaralı yük kombinasyon ile kullanılmalı} \quad (6-8)$$

Burada, E_h ve E_v yatay ve dikey sismik kuvvetlerin etkisini gösterir ve aşağıdaki şekilde hesaplanırlar:

$$E_h = \rho Q_E \quad (6-9)$$

Burada ρ hiperstatiklik faktörüdür ve AISC 7-05 Bölüm 12.3.4'e göre tanımlanmıştır. ASCE 7-10 (bölüm 12.4.2.2)'e göre dikey sismik kuvvet etkisi aşağıdaki şekilde belirlenmiştir:

$$E_v = 0.2S_{DS} \cdot D \quad (6-90)$$

Tablo 6-1'deki parametre değerleri Denklem 6-11 ve 6-12'de yerine kondu. Sonra, bu denklemler Denklem 6-7 ve 6-8'de yerine kondu. Daha sonra yük kombinasyonları Denklem 6-6'da yerine yerleştirildi. Bunların sonucunda deprem yüklerini de kapsayan yük kombinasyonları aşağıdaki şekilde gösterildi:

- 4) $1.454D + Q_E + 0.2S + 0.5L$
 - 5) $0.646D + Q_E$
- (6-11)

Burada Q_E yapıya etkiyen sismik yükler sonucu oluşan kuvvet etkisidir. Buna ek olarak, bazı elemanların tasarımında AISC sismik hükümleri bölüm B.2, AISC 341-10'a göre deprem yükü aşırı dayanım faktörü ile çarpılmalıdır. Sonuçta ulaşılan yük kombinasyonuna ASCE 7-10 tarafından "aşırı dayanım faktörlü yük kombinasyonu", AISC 341-10 tarafından "güçlendirilmiş sismik yük" ve UBC 97 1612.4 tarafından "özel sismik yük kombinasyonu" denmiştir. Güçlendirilmiş sismik yük yapıda oluşabilecek en büyük deprem kuvvetinin bir tahminidir. Aşırı dayanım faktörünü de içine alan sismik yük etkisi E_m olarak kısaltılır ve aşağıdaki şekilde gösterilir:

$$E_m = \Omega_0 Q_E + E_v : 4 \text{ Numaralı yük kombinasyon ile kullanılmalı} \quad (6-12)$$

$$E_m = \Omega_0 Q_E - E_v : 5 \text{ Numaralı yük kombinasyon ile kullanılmalı} \quad (6-13)$$

ASCE 7-10 (Tablo 12.2-1)'e göre sistem aşırı dayanım faktörü özel çelik eş merkezli çapraz çerçeveler için $\Omega_0=2.0$ 'dir. Aşırı dayanım faktörlü yük kombinasyonunun göz önünde bulundurulması gereken eleman ve parçalar içeren yapılar için deprem yüklerini de kapsayan yük kombinasyonu aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$$\begin{aligned} 4) & 1.454D + 2.0Q_E + 0.2S + 0.5L \\ 5) & 0.646D + 2.0Q_E \end{aligned} \quad (6-14)$$

Bunlar kolonların tasarımında kullanılmıştır.

6.2.4 Analiz ve Tasarım

Yapı SAP2000 (Swanson Analysis Systems 2009) kullanılarak yarı-rijit bağlantılı düzlemsel çapraz çerçeve olarak modellenmiş ve tasarım edilmiştir. İleriki bölümlerde elemanların tasarımı için düşünülen özel durumlar anlatılmıştır.

Çapraz elemanlar

SCBF'nin kolon ve çapraz elemanları, AISC 2010 sismik hükümlerine göre sismik olarak kompakt bölgeler için genişlik-kalınlık şartlarını (AISC 2010b, Bölüm D1 ve 8.2b) yerine getirecek şekilde tasarlanmalıdırlar. Dikdörtgen HSS bölümleri için:

$$D/t < 0.055\sqrt{E/F_y} \quad (6-15)$$

Burada, D ve t çap ve duvar kalınlığını gösterir. E , F_y sırasıyla elastisite modülü ve çeliğin akma gerilmesidir. Yukarıdaki kısıtlama AISC şartnamesinin doluluk zorunluluğuna göre çok daha katıdır. Çaprazların inceliği (K/r) 200'den az olmalıdır.

Kirişler

Kirişler kiriş-kolon elemanları olarak tasarlanmışlardır. AISC (2005b) bölüm 13.4.a'ya göre kirişlerdeki ağırlık yük etkileri (hareketli ve ölü yükler) çaprazlardan hiçbir destek almadığı varsayılarak hesaplanmalıdır. Bu hesaplama, SAP2000'in basamaklı inşa özelliği kullanılarak yapılmıştır. Aynı yazıda Ters-V çerçevelerde çaprazlarla çakışan kirişlerle basınç altındaki çaprazların burkulmasından dolayı oluşan dengelenmemiş kuvvet etkilerine ve bundan sonra

gelecek yük azalmasına dayanabilmelidir. Bu durum kirişte ek kesme ve eğilme momentlerine sebep olur çünkü çekme çaprazdaki kuvvetin dik bileşeni artık basınç altındaki çaprazın dik kuvvet bileşeni tarafından dengelenmemektedir.

Kolonlar

Kolonlar kiriş-kolon elemanı olarak, yerçekimine ve depremden dolayı oluşacak yük etkilerine karşı koyabilecek şekilde tasarım edilmişlerdir. Bölüm 6.3'te gösterilen iki güçlendirilmiş sismik yük kombinasyonu da dikkate alınmıştır.

6.3 TERS-V ÇERÇEVELERİN ÖLÇEKLENMESİ

Test laboratuvarındaki kısıtlamalardan dolayı çerçeveler tam ölçekli test edilememiş bu yüzden geometrik faktör $S_L = 1/3.2$ oranında küçültülmüştür. Boyutsal analizden elde edilen statik elastik modellemenin benzeşim gereksinimlerine göre; eğer elastik modülün ölçek faktörü S_E olarak gösterilirse, ölçek faktör kuvveti aşağıdaki gibi olur:

$$S_F = S_E \cdot S_L^2 \quad (6-16)$$

Bu da modeldeki kuvvetlerin gerçek ölçekli çerçevenin $S_F = S_E \cdot S_L^2 = 0.098$ katı olacağı anlamına gelir. Buradaki asıl amacın modelin yapısının eğrisini ölçmek değil; üç farklı çerçevenin genel tepkilerinin incelenmesi olduğu unutulmamalıdır.

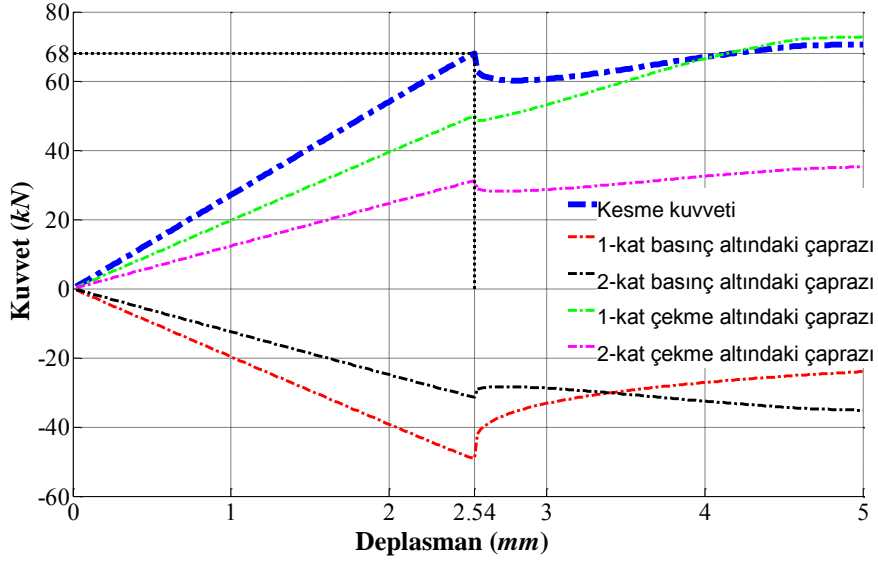
Bazı boyutlarda yuvarlak kesitlerin olması ölçeklenmiş çerçeve için elemanların bölümlerinin seçilmesinde sınırlamalara neden olmuştur. Bu yüzden alan, eylemsizlik momenti, ve kesit modülüne isteğe göre değerler verilememiştir. Bu yüzden ölçeklenmiş çerçevelerin eleman kesitleri geometrik özelliklerin elemanın mekanik karakteristiği üzerindeki bağıl önemine göre seçilmiştir.

Kirişler için odak nokta eğilme etkileri altında davranışıdır. Zira, kirişin eğilme rijitliği, basınç altındaki çaprazların burkulmasından sonra kuvvetlerin tekrar dağılımında önem arz etmektedir. Bu yüzden, küçük ölçekli modeldeki kirişlerin eylemsizlik momentleri ölçek faktörleri $S_L^4 = 0.0095$ olacak şekilde seçilmiştir ve geometrik ölçüler gerçek ölçüdeki çerçevelere benzer tutulmuştur. Kolonlar için de benzer bir yaklaşım izlenmiştir çünkü çapraz çerçevelerde kolonların eğilme rijitliğinin katlar arasındaki kesmenin tekrar dağılımında önemli olduğuna inanılmaktadır (MacRae 2004).

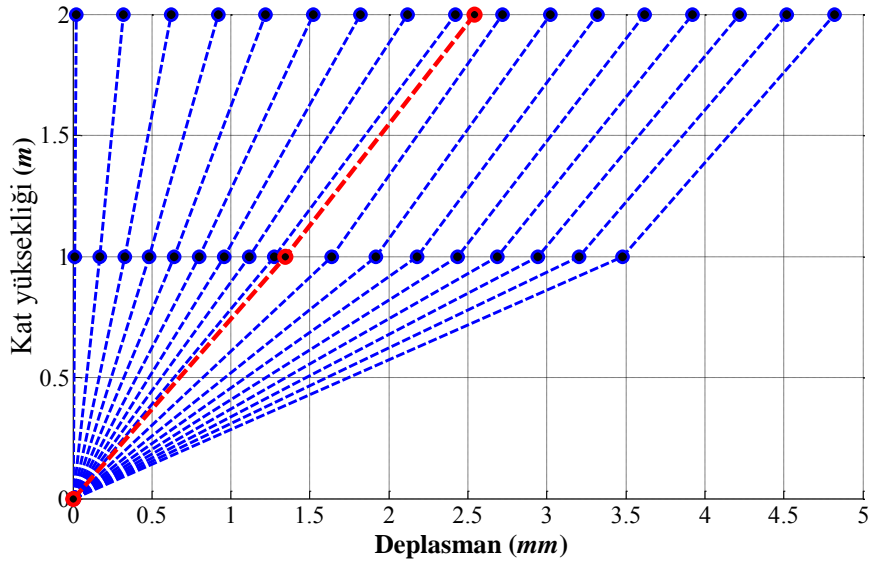
Çaprazların yanal yüklere maruz kalan Ters-V çerçevelerdeki en önemli özelliği elastik ve post-elastik çekme ve basma eğrisidir. Ölçeklenmiş modeldeki çapraz kesitlerin çekme ve basınç dayanımları benzeşim gereksinimlerinin dikte ettiği (Denklem (6-15)) değerlere yakın olacak şekilde, yani gerçek ölçü çerçevedeki benzer kuvvetlerin 0.098 katı olacak şekilde seçilmiştir.

Ölçeklenmiş ters-V çerçevenin itme analizi OPENSEES programında yapılmıştır (McKenna 1997). Çaprazlar doğrusal olmayan kiriş-kolon elemanı ve dönme dönüşümü (corotational transformation) metodu kullanılarak modellenmiştir. Çaprazın uzunluğunun yüzde 0.35'ine eşit bir kavis, çaprazın ortasına tanımlanmış ve düzlemsel burkulma sağlanmıştır. Bu değer modelin AISC 360-10 (Denklem E3-2) kullanılarak elde edilen burkulma yüküne göre yapılan kalibrasyonuna göre seçilmiştir. Bu yüzden bu model burkulma tepkileri de ölçebilmektedir (Uriz vd. 2008). Yanal yük çerçevenin iki katı arasındaki kiriş-kolon bağlantı noktalarına uygulanmıştır. İki yoğunlaşmış kuvvetin oranı eşdeğer statik kuvvet prosedüründen elde edilen değere eşit tutulmuştur (Bölüm 6.2.2, Şekil 6-3). Bu da toplam kuvvetin birinci kat için 0.37, ikinci kat için 0.63 değerine bölünmesidir. Şekil 6-4'te tekdüze yükleme altındaki modelin eğrisi gösterilmiştir. Mavi eğri çatı deplasmanına karşı taban kesme kuvvetini gösterir. Diğer eğriler çaprazlardaki aksenal kuvvetleri gösterir. Kat deplasmanları Şekil 6-5'te verilmiştir. Burada kırmızı çizgi çerçevenin ilk burkulmasını gösterir.

Tasarlanan ters-V çapraz çerçevenin detaylı çizimleri 1. Gelişme Raporu'nun Ek-B kısmında verilmiştir. Söz konusu ek, TÜBİTAK web sitesinin maksimum 3 MB dosya sınır limiti konduğundan Sonuç Raporu'na eklenememiştir.



Şekil 6-4. OPENSEES modelinden elde edilen ölçeklenmiş ters-V çapraz çerçevenin itme eğrisi (McKenna 1997).



Şekil 6-5. OPENSEES modelinden elde edilen ölçeklenmiş ters-V çapraz çerçevenin kat deplasmanı (McKenna 1997).

Tablo 6-3. Gerçek ölçekli ters-V çelik çapraz çerçevenin ve ölçeklendirilmiş modelin eleman kesiti.

Kesit		Narinlik oranı		Genişlik-kalınlık oranı <i>b/t</i>		Basınç dayanımı, P_{nc} (<i>kN</i>)		Çekme dayanımı, P_{nt} (<i>kN</i>)		Kesit elastik modülü (mm^3)		Alan, A (mm^2)	
Gerçek ölçekli	Model	Gerçek ölçekli	Model	Gerçek ölçekli	Model	Gereken	Mevcut	Gereken	Mevcut	Gereken	Mevcut	Gereken	Mevcut
HSS5x4x0.312 5	HSS40x30x2. 5	83	86	15.2	15.2	49.1	49.2	69.3	71.3	-	-	-	-
HSS4x4x0.25	HSS30x30x2. 0	78	82	15.2	14.0	36.7	35.5	49.8	49.2	-	-	-	-
W21x147	IPE200	-	-	-	-	-	-	-	-	164284	194300	2721	2850
W21x111	IPE180	-	-	-	-	-	-	-	-	124209	146333	2060	2390
W12x79	HE100A	-	-	-	-	-	-	-	-	53397	72760	1560	2124

6.4 DIK H-PROFİL BAĞLANTILI EKSANTRİK ÇAPRAZLI ÇERÇEVE TASARIMI

İlk olarak H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve, Ters-V çerçeveden beklenen mukavemete göre tasarım edilecekti ve böylece iki çerçevenin akma dayanımları neredeyse eşit olacaktı. Ancak düşük ölçülü H profillerinin kısıtlı sayısından dolayı bu yaklaşımın uygulanamayacağına karar verildi. Mümkün olan en küçük profil büyüklüğü, HE100A, bu yüzden çatı-seviye bağlantısı olarak belirlenmiştir. Birinci katın bağlantıları seçilirken, bölüm 6.2.2'de gösterildiği gibi kesme akma kuvvetlerinin oranının kat sismik kuvvetlerine olabildiğince yakın olması esas alındı (Şekil 6-3). Bu oran birinci kat için 0.37, ikinci kat için 0.63'tür. Çerçeve, eklemlili çerçeve olduğu için her kattaki kesme H-linklerdeki kesme kuvvetine neredeyse eşittir.

Bağlantıların uzunlukları AISC 341-10, Kısım F3-4a'ya göre belirlenmiştir ve uzunluklar tasarım kat kaymasının plastik dönme açısının limitleri içinde kalmalıdır. Yani kısa bağlantılarda (link uzunluğu $< 1.6M_p/V_p$), bu değer 0.08 radyanı geçmemelidir. Tasarım kat kayması AISC 341-10 tarafından tasarım seviyesi deprem kuvvetinden dolayı oluşan plastik hareketi göz önünde tutarak hesaplanan kat kayması olarak tanımlanmıştır. Çerçeveler için tasarım kat kayması ASCE 7-10, Kısım 12.8.6 ile tutarlı olarak bilgisayar modelinden elde edilen elastik kaymaların sehim arttırma faktörüyle çarpılmasıyla aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$\delta_x = \frac{C_d \cdot \delta_{se}}{I_e} \quad (6-17)$$

Burada C_d ASCE 7-10'de Tablo 12.2-1'e göre sehim arttırma faktörüdür, δ_{se} elastik analizle hesaplanan sehimdir ve I_e önem faktörüdür. Burada elastik deplasmanlar çerçevedeki ilk akmanın deplasmanları olarak alınmıştır. İlk akma aynı zamanda elastik davranışın ihlal edildiği yerdir. Önem faktörünün değeri 1.0'dir (Tablo 6-1). Sehim arttırma faktörün değeri özel merkezi ters-V çaprazlı çerçeveler için $C_d=5.0$ ve dış-merkez çaprazlı çerçeveler (H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve) için $C_d=4.0$ olarak alınmıştır. İki çerçeve için hesaplanan tasarım deplasman değerleri Tablo 6-4 ve Tablo 6-5'te verilmiştir.

Linkler için seçilen uzunluk $L=100mm$ Tablo 6-6 ve Tablo 6-5'teki tasarım kayma değerleri temel alınarak bağlantıların tasarım deplasmanındaki plastik dönmeleri hesaplanmış ve Tablo 6-7'de gösterilmiştir. Tabloda gösterildiği gibi, bağlantıların dönme açıları AISC 341-10'da gösterildiği gibi 0.08 radyan limitleri içindedir. Bükülgen plastikleşmeden önce kesme

akmasının olduğunu garantilemek için kesme bağlantısının uzunluğu aşağıdaki eşitsizliği sağlamalıdır (Dicleli ve Mehta 2007):

$$L \leq 0.8 \frac{M_p}{V_p} \quad (6-18)$$

Linkler için $0.8M_p/V_p$ değerleri Tablo 6-6'nın son satırında verilmiştir. Bu da seçilen uzunlukların yukarıdaki eşitsizliği sağladığını göstermiştir. Linkler seçildikten sonra kiriş ve kolonlar ölçeklenmiş yerçekimi yükleri ve tam plastikleşmiş bağlantılar tarafından uygulanan kuvvetler var sayılarak tasarlanmıştır. Çaprazların tasarımındaki kriter maksimum kesmede burkulma olmasını önlemektir. Çaprazların nominal basma dayanımı, P_n , bu yüzden aşağıdaki eşitsizliği sağlamalıdır (Dicleli ve Mehta 2007):

$$\phi_0 V_p \leq 2P_n \cos \alpha \quad (6-19)$$

Burada V_p bağlantının plastik kesmesi, ϕ_0 bağlantıdaki mümkün aşırı dayanımı hesaba katmak için eklenen aşırı dayanım faktörüdür ve $\phi_0=1.5$ olarak alınmıştır, ve α yatay doğrultudan ölçülen çapraz açısıdır.

Kat deplasmanları Şekil 6-7'de gösterilmiştir. Burada kırmızı doğru çerçevenin ilk burkulmasını gösterir. Ters-V çerçeveden farklı olarak burada yoğunlaşmış hasar (yumuşak kat oluşumu) görülmemiştir. Bunun nedeni iki bağlantının kesme dayanımı oranlarının çerçevelere uygulanan yüklere oranına çok yakın olmasıdır: (0.61,0.39) karşı (0.63,0.37).

Tasarlanan dik H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin detaylı çizimleri 1. Gelişme Raporu'nun Ek-B kısmında verilmiştir. Söz konusu ek, TÜBİTAK web sitesinin maksimum 3.0 MB dosya sınır limiti olduğundan Sonuç Raporu'na eklenememiştir.

Tablo 6-4. Ölçeklendirilmiş Ters-V çerçevenin elastik ve plastik tasarım deplasmanları ($C_d=5.0$).

	Elastik (OPENSEES modeli)			Plastik (Denklemler (6-17))		
	Deplasman (mm)	Kat deplasmanı (mm)	Kat deplasman oranı (%)	Deplasman (mm)	Kat deplasmanı (mm)	Kat deplasman oranı (%)
Kat 1	1.4	1.4	0.0014	7.0	7.0	0.007
Kat 2 (çatı)	2.6	1.2	0.0012	13.0	6.0	0.006

Tablo 6-5. Ölçeklendirilmiş dış-merkez çaprazlı (H-link) çerçevenin elastik ve plastik tasarım deplasmanları ($C_c=4.0$)

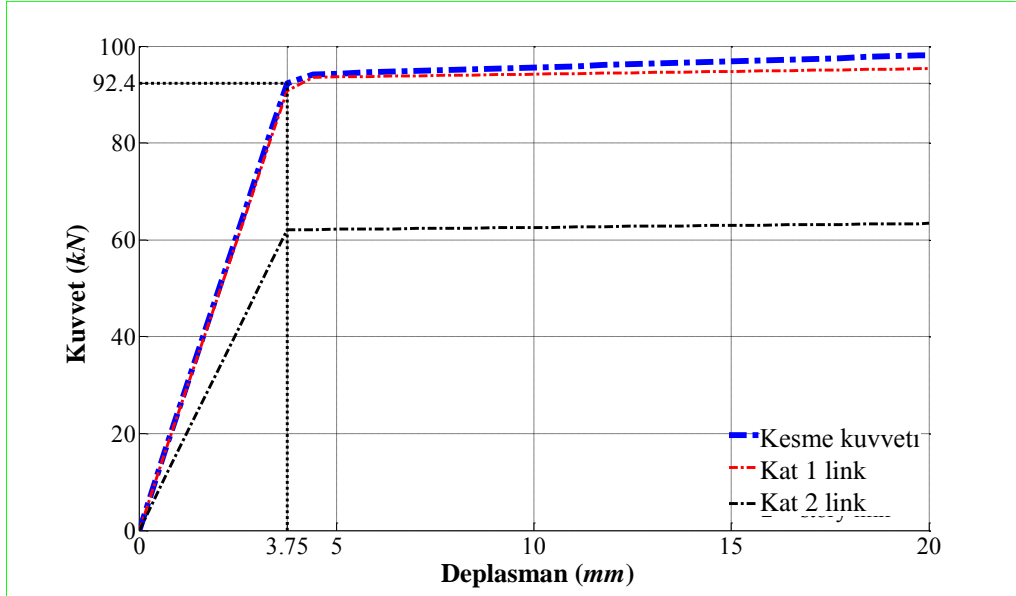
	Elastik (SAP2000 modeli)			Plastik (Denklem (6-17))		
	Deplasman (mm)	Kat deplasmanı (mm)	Kat deplasman oranı (%)	Deplasman (mm)	Kat deplasmanı (mm)	Kat deplasman oranı (%)
Kat 1	2.0	2.0	0.0020	8.0	8.0	0.008
Kat 2 (çatı)	3.7	1.7	0.0017	14.8	6.8	0.007

Tablo 6-6. Ölçeklendirilmiş dış-merkez çaprazlı (H-link) çerçevede sönümleme elemanı olarak kullanılan H-profil özellikleri.

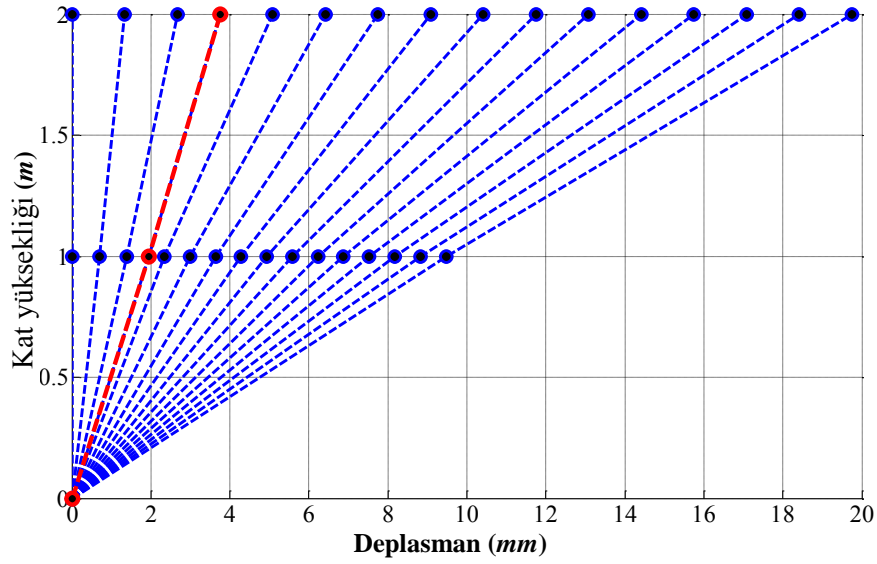
	Kat 1-link	Kat 2-link
	HE140A	HE100A
Uzunluk (mm)	100	100
M_p (kN.m)	40.7	19.5
V_p (kN)	90.0	56.4
M_p/V_p (m)	0.45	0.35
$0.8 M_p/V_p$ (m)	0.36	0.28

Tablo 6-7. Ölçeklendirilmiş dış-merkez çaprazlı (H-link) çerçevede sönümleme elemanı olarak kullanılan H-profillerde plastik dönmeler.

	Toplam dönme açısı (Rad)	Katı gövde dönme açısı (Rad)	H-Link elemanının eğilmesinden dolayı meydana gelen dönme açısı (Rad)		H-Link elemanının eğilmesinden dolayı meydana gelen plastik dönme açısı (Rad)
			Toplam	Elastik	
HE140A (kat 1)	0.080	0.0036	0.076	0.0016	0.074
HE100A (kat 2)	0.068	0.004	0.064	0.0016	0.062



Şekil 6-6. Ölçeklenmiş H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin SAP2000 modelinden alınmış itme eğrisi (Swanson Analysis Systems 2009).



Şekil 6-7. Ölçeklenmiş H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin SAP2000 modelinden alınmış kat deplasmanı (Swanson Analysis Systems 2009).

6.5 BHD'Lİ ÇERÇEVENİN TASARIMI

BHD'li çerçevenin iki katına iki BHD monte edilmiştir. Her bir BHD'nin tasarım akma kuvvetin, H-link çerçevede olduğu gibi, iki kat arasındaki sismik kesme kuvvetlerin beklenen dağılımları göz önüne alınarak bulunmuştur.

BHD'nin tasarım felsefesi aşağıdaki özellikler üzerine kurulmuştur. Bu özellikler ya kuvvet-deplasman eğrisinin şeklini (ilk üç parametre) ya da cihazın düşük-döngü yorulma ömrünü (son iki parametre) kontrol eder:

- Akma kuvveti, F_Y
- Maksimum deplasman kapasitesi D_{max} , maksimum izin verilen katlar-arası kaymanın $0.025 \times \text{kat yüksekliği}$ olarak alınmıştır,
- Maksimum kuvvet, F_{max} , D_{max} 'taki kuvvet
- Tasarım deplasmandaki enerji sönümleyicilerin kesme gerinmesi, γ_D
- Maksimum deplasmandaki enerji sönümleyicilerin kesme gerinmesi, γ_M

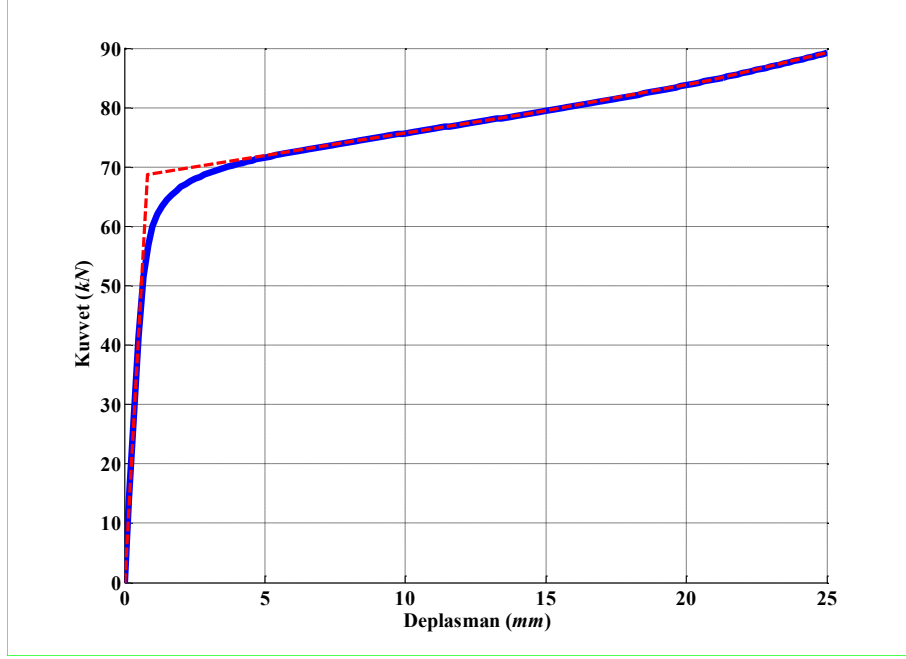
Akma kuvvetinin, F_Y , maksimum kuvvet, F_{max} , ve maksimum deplasman kapasitesi D_{max} , değerleri için; BHD aşağıdaki kriterlere göre tasarlanmıştır:

- Maksimum kuvvet; maksimum deplasmandaki kuvvet $1.30 F_Y$ ile sınırlandırılmıştır.
- $0.01 h_{story}$ katlar-arası kaymaya denk gelen deplasmanlarda, BHD'nin tepki kuvveti $1.10 F_Y$ civarında olmalıdır.
- $0.01 h_{story}$ katlar-arası kaymaya denk gelen deplasmanlarda, BHD'nin enerji sönümleyicilerindeki kesme birim uzaması 0.10 ile sınırlandırılmıştır.
- Maksimum deplasmanda BHD'nin enerji sönümleyicilerindeki kesme birim uzaması mantıklı sınırlarda olmalıdır.
- BHD'nin bileşenleri ve ters-V çaprazları maksimum deplasmanda bile elastik kalacak şekilde tasarlanacaktır.

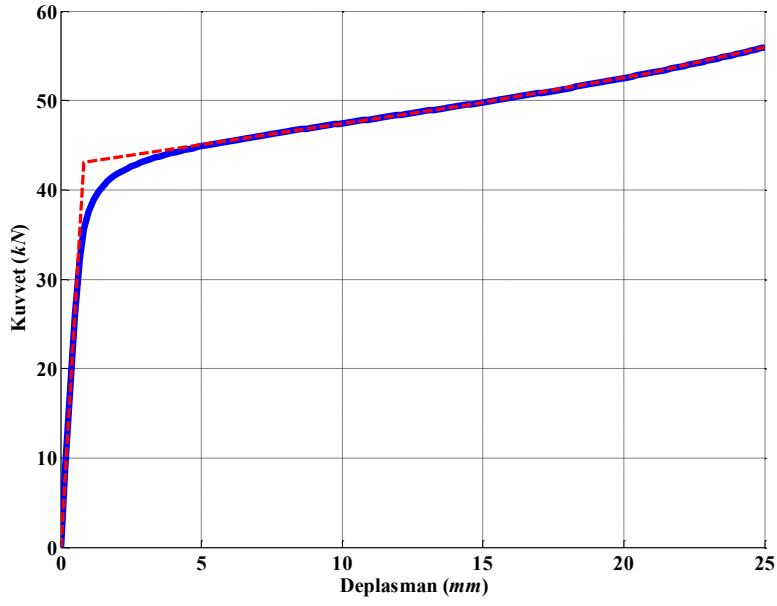
BHD'nin özellikleri Tablo 6-8'de özetlenmiştir. BHD'nin tasarlanmasında MATLAB kodu yazılarak deneme yanılma yöntemi kullanılmıştır. Bu çalışmanın son kısmında tasarım süreci MATLAB'da kodlanacak ve yazılan kod sonucunda girilen parametrenin kullanıcı tarafından tekrar tekrar girilmesine gerek kalmadan tasarım otomatik olarak yapılacaktır. BHD'li çerçevelerin detaylı çizimleri 1. Gelişme Raporu'nun Ek-B kısmında verilmiştir. Söz konusu ek, TÜBİTAK web sitesinin maksimum 3 MB dosya sınır limiti olduğundan Sonuç Raporu'na eklenememiştir.

Tablo 6-8. BHD'li çerçevede kullanılacak BHD'nin özellikleri.

	Akma mukavemeti (kN)	Maksimum deplasman (mm)	$0.01 h_{story}$ değerindeki kat deplasmanında oluşan kuvvet (Maksimum kuvvete bölünmüş halde)	$0.01 h_{story}$ değerindeki kat deplasmanında oluşan kesme gerinmesi	Maksimum deplasmanda oluşan kesme gerinmesi	Enerji sönümleyicilerin sayısı ve ana boyutları: N, D_0, H_0
Kat 1 BHD	90.0	25.0	1.10	0.086	0.167	$N_1=3$ $D_0=24.6 mm$ $H_0=34.5 mm$
Kat 2 BHD	56.0	25.0	1.10	0.083	0.167	$N_1=2$ $D_0=24.1 mm$ $H_0=28.7 mm$



(a)



(b)

Şekil 6-8. Ölçeği küçültülmüş Ters-V çerçevelerde yerleştirme için tasarlanan BHD'nin öngörülen kuvvet-deplasman eğrisi (a) birinci kattaki BHD, (b) ikinci kattaki BHD.

6.6 ÖZET

Bu bölümde test çerçevelerinin tasarımı anlatılmıştır. Bu çerçeveler araştırmanın deneysel kısmında test edileceklerdir. Test için üç tane çaprazlı çerçeve tasarlanmıştır: özel merkezi ters-V çapraz çerçeve, H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve BHD'li Ters-V çaprazlı çerçeve. Üç test numunesi ve tasarım prosedürü bu bölümde anlatılmıştır.

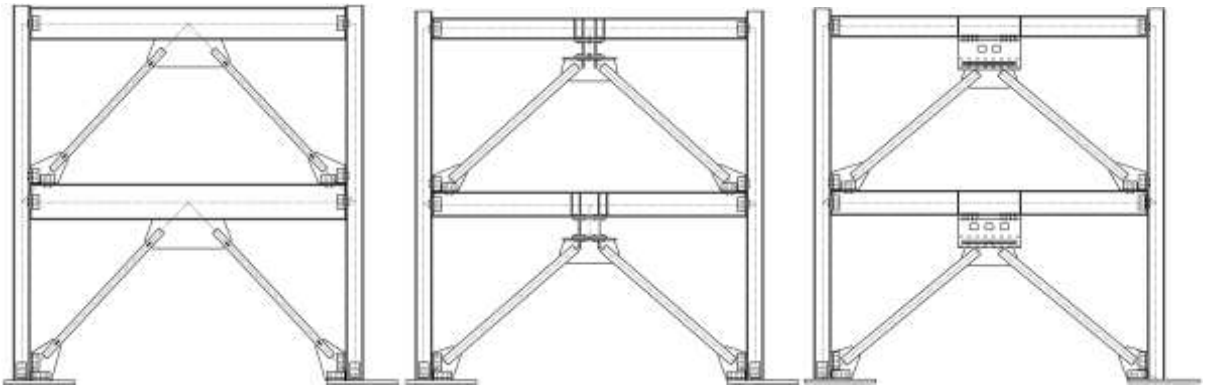
BÖLÜM 7

DENEYLERİN PLANLAMASI VE DENEY DÜZENİĞİNİN HAZIRLANMASI

BHD cihazının teorik olarak geliştirilmesi, cihazla ilgili detaylı analitik çalışmalar ve üç deney numunesinin tasarımı bir önceki raporda sunulmuştu. Bu bölümde, test edilecek ölçekli çerçevelerin deney düzeneği detaylı bir şekilde anlatılmış ve deneyden önce yapılan hazırlıklar sunulmuştur.

7.1 DENEY NUMUNELERİ

Üç deney numunesinin, (Ters-V çaprazlı çerçeve, H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve BHD'li çerçeve) çizimleri ve gerçek fotoğrafları Şekil 7-1 ve Şekil 7-2'de verilmiştir. Laboratuvardaki alan kısıtlamalarından dolayı çerçeveler tam olarak monte edilmiş şekilde deney çerçevesine yerleştirilememiştir. Bu nedenle, çerçeveler farklı kısımlardan oluşacak şekilde tasarlanmış olup bu kısımlar civatalarla birbirine tutturulacak şekilde üretilmiştir. Bütün çerçevede kolonlar ve ilgili bağlantıları çerçevenin diğer elemanlarından bağımsız olacak şekilde tasarlanmıştır. Ters V çaprazlı çerçevede çaprazlar ve kiriş birlikte bir ünite teşkil edecek şekilde tasarlanmış, diğer çerçevelerde ise kiriş ve çaprazlar bağımsız olarak monte edilecek şekilde tasarlanmıştır. Şekil 7-1'de gösterildiği gibi, kiriş/çerçeve ünitesi ve kolon arasındaki bağlantı köşebentlerle ve civatalarla sağlanmıştır. Aynı zamanda üst ve alttaki iki kiriş/çerçeve ünitesi arasındaki bağlantı da köşebentlerle ve civatalarla sağlanmıştır. Alt kattaki kolonlar ve kiriş/çerçeve ünitesi de çerçeve plakalarına köşebentler ve civatalarla bağlanacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 7-1. Üç deney numunesinin şekilleri, Ters-V çaprazlı çerçeve, H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve BHD'li çerçeve.



(a)



(b)



(c)

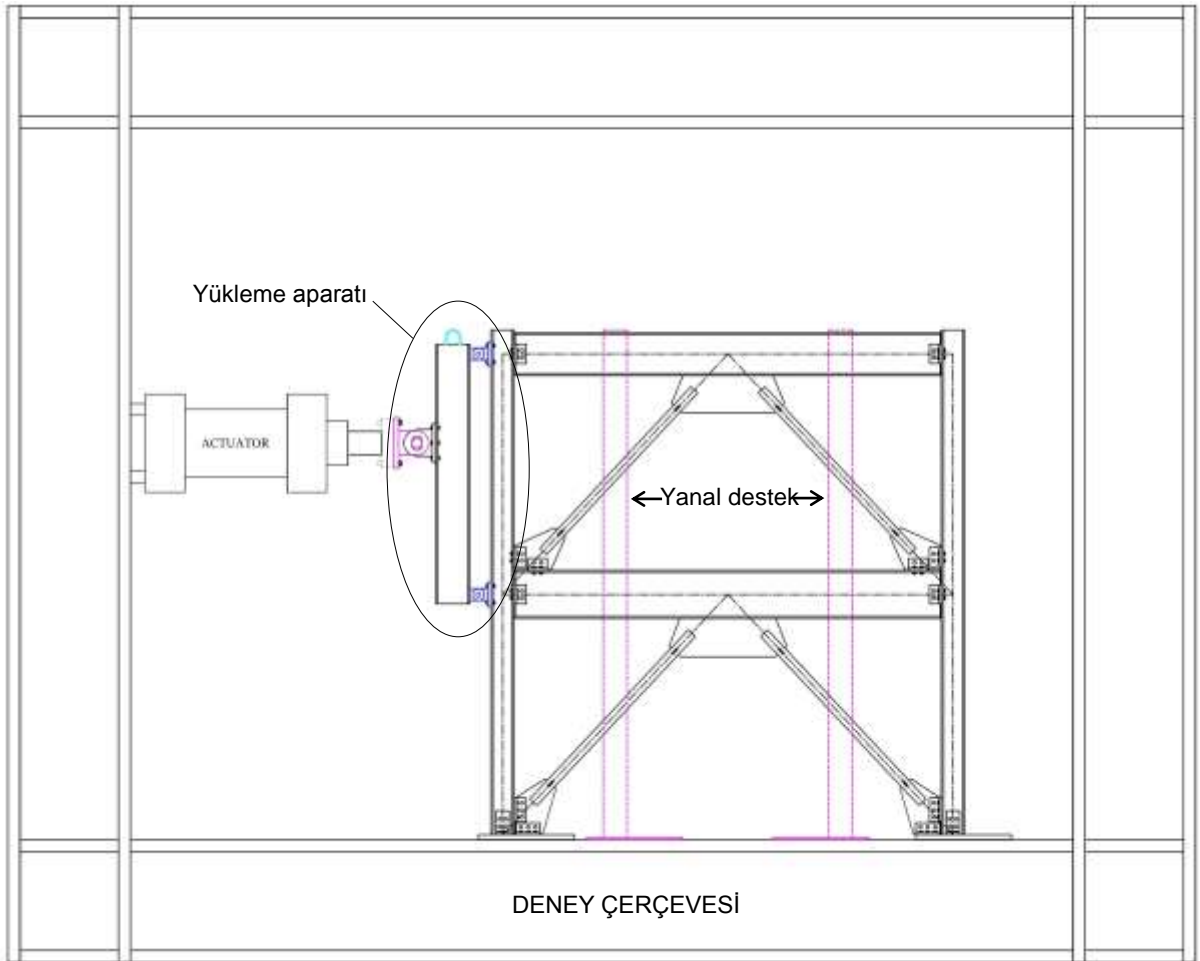
Şekil 7-2. Deney numuneleri: Ters-V çaprazlı çerçeve, H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve BHD'li çerçeve.

7.2 DENEY DÜZENEGİ

Şekil 7-3'te gösterilen deney düzeneğinin parçaları aşağıdaki gibidir:

- (i) Deney teçhizatı: ODTÜ Mühendislik Bilimleri Bölümü Mekanik Laboratuvarı'ndaki 50-tonluk reaksiyon çerçevesi
- (ii) Deney numunesi (Ters-V çaprazlı çerçeve)
- (iii) Yükleme aparatı
- (iv) Deney numunesi yanal destekleri

Deney düzeneğinin elemanları ilerleyen bölümlerde daha ayrıntılı anlatılmıştır.



Şekil 7-3. Deney düzeneğinin şeması.

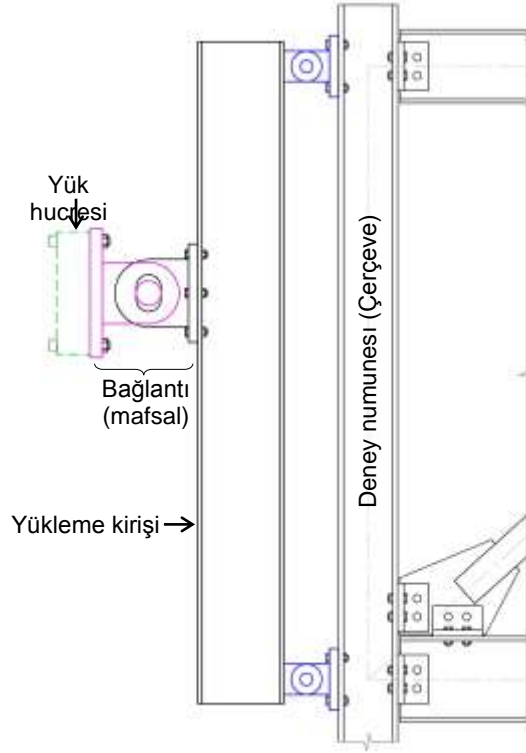
7.3 DENEY ÇERÇEVESİNE BAĞLANTI

Deney numunelerine ait kolon taban plakaları deney çerçevesine civatalarla bağlanmıştır. Kolon boyutları her üç numunede de aynı olduğundan bir set taban plakası üretilmiş ve üç

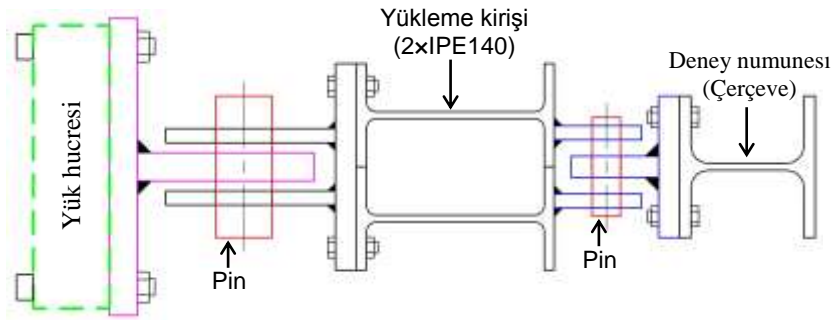
çerçevenin deneylerinde de aynı plaka kullanılmıştır. Bu sayede taban plakaları deney çerçevesine civatalanmış ve sadece deney numunesi değiştirilmiştir.

7.3.1 Yükleme Aparatı

Bir önceki raporda sunulduğu gibi, eşdeğer statik yük metodu kullanılarak deney çerçevelerine deprem yüklemesi yapılmıştır. Toplam kuvvet birinci ve ikinci katlar arasında, sırasıyla %37 ve %63 oranlarıyla bölünmüştür. İstenen yükleme dağılımını bir yükleme pistonu kullanarak elde edebilmek için Şekil 7-4'te gösterilen özel yükleme aparatı tasarlanmış ve üretilmiştir. Yükleme aparatı temelde basit mesnetli bir kiriştir. Deney numunelerinin yükleme noktaları bu iki mesnet noktasıdır. Bu mesnet noktaları numunelerin birinci ve ikinci katındaki kirişlerin tarafsız eksenidir. Pistonun yükleme kirişine etki ettiği nokta, numunelerin birinci ve ikinci katına piston yükünün sırasıyla %37 ve %63 ünü dağıtacak şekilde ayarlanmıştır. Yük hücresi ve yükleme kirişi arasındaki bağlantı oval bir delik ve pim kullanılarak (Şekil 7-4(a)) düşey yönde sınırlı hareket yapabilecek ve çerçeveye dik bir eksen etrafında dönebilecek şekilde bir tasarlanmıştır. Bu şekilde yükleme aparatı numunelerin yanal yük altında yapacakları deformasyonlardan etkilenmeyecektir.



(a)

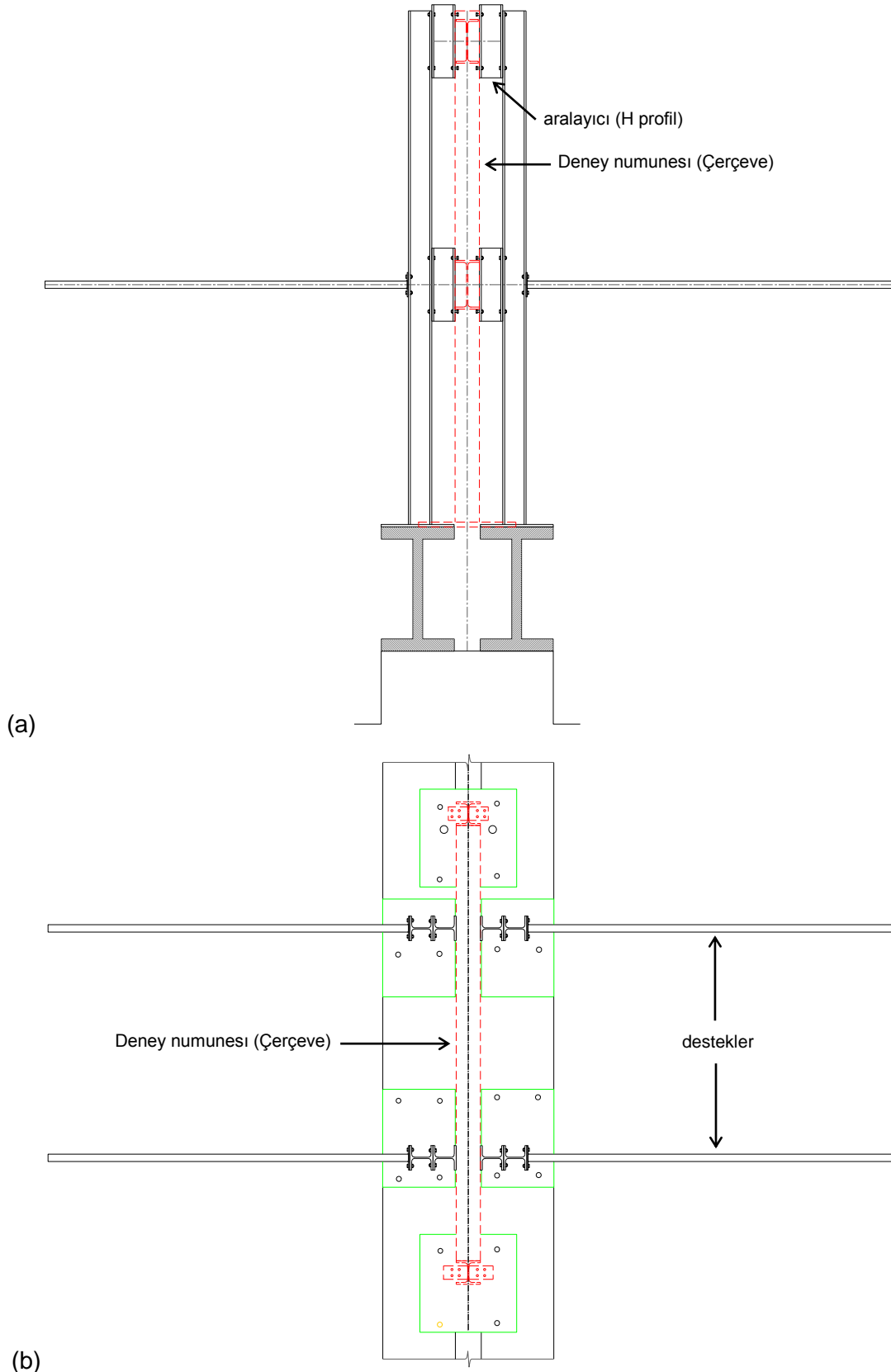


(b)

Şekil 7-4. Yükleme aparatının şeması: (a) Yan görünüm; (b) Plan görünüm.

7.3.2 Çerçeve Numunelerinin Yanal Destekleri

Çerçeve numunelerinin kendi düzlemleri içinde yanal yük uygulanarak test edileceği düşünülürse, gerçek yapı çerçevelerinde olacağı gibi, çerçeve numunelerinin düzlem dışı burkulmaları önlenmelidir. Gerçek bir yapı çerçevesinde, dik yöndeki çerçeveler ve döşeme tarafından sağlanan yanal desteklerle genel stabilite sağlanır. Bu nedenle çerçeve numunelerini düzlem dışı burkulmalardan korumak için dört yanal destek öngörülmüştür (Şekil 7-5). Bu yanal destekler taban plakasına kaynaklanmış ve deney çerçevesine cıvatalanmış H-profil kolonlardan ibarettir. Laboratuvarın beton duvarı ile H-profil kolonlar arasına bağlanan yatay dikmeler yanal rijitliği arttırmak için ilave olarak kullanılmıştır. Yanal destek kolonları ve deney numuneleri arasında yeterli boşluk sağlamak ve ters-V çaprazlı çaprazlı çerçevelerin çaprazları ile yanal destek kolonları arasında oluşabilecek herhangi bir çakışmayı önlemek için boşluk sağlayan aparatlar (aralayıcı) kullanılmıştır (Şekil 7-5(a)).



(a)

(b)

Şekil 7-5. Yanal desteklerin şeması: (a) Yan görünüm (enine yön); (b) Plan görünüm.

7.4 ÖLÇME DÜZENEĞİ

BHD'li çerçevelerin ve H-link dış-merkez çaprazlı çerçevelerin ölçme düzenekleri benzer şekillerde yapılmıştır. Bu iki çerçevenin ölçme düzeneklerinde sekiz adet LVDT kullanılmıştır (Şekil 7-6 ve Şekil 7-7). Yük hücresi, piston ve yükleme aparatının arasına bağlanmıştır (Şekil 7-10). Her kattaki kirişin tarafsız eksenine bir adet LVDT yerleştirilmiş ve bu şekilde yatay yöndeki kat deplasmanı ölçülmüştür (LVDT No. 1 ve No. 3). BHD cihazının net deplasmanını elde etmek için her katta BHD ve desteğin bağlantı noktasına bir adet LVDT yerleştirilmiştir (LVDT No. 2 ve No. 4). Kirişteki dönmeyi ölçmek için her kata ikişer adet LVDT daha konmuştur (birinci katta LVDT No. 5 ve No 7; ikinci katta LVDT No. 6 ve No. 8). Ters-V çaprazlı çerçevenin ölçme düzeneği Şekil 7-8'de gösterilmiştir. Ayrıca, kirişin düşey deplasmanını ölçmek için düşey yönde yerleştirilmiş iki adet LVDT daha kullanılmıştır (LVDT No. 3 ve No. 4). Yukarıda anlatılan ölçme düzeneği Şekil 7-6-9'da verilmiştir.



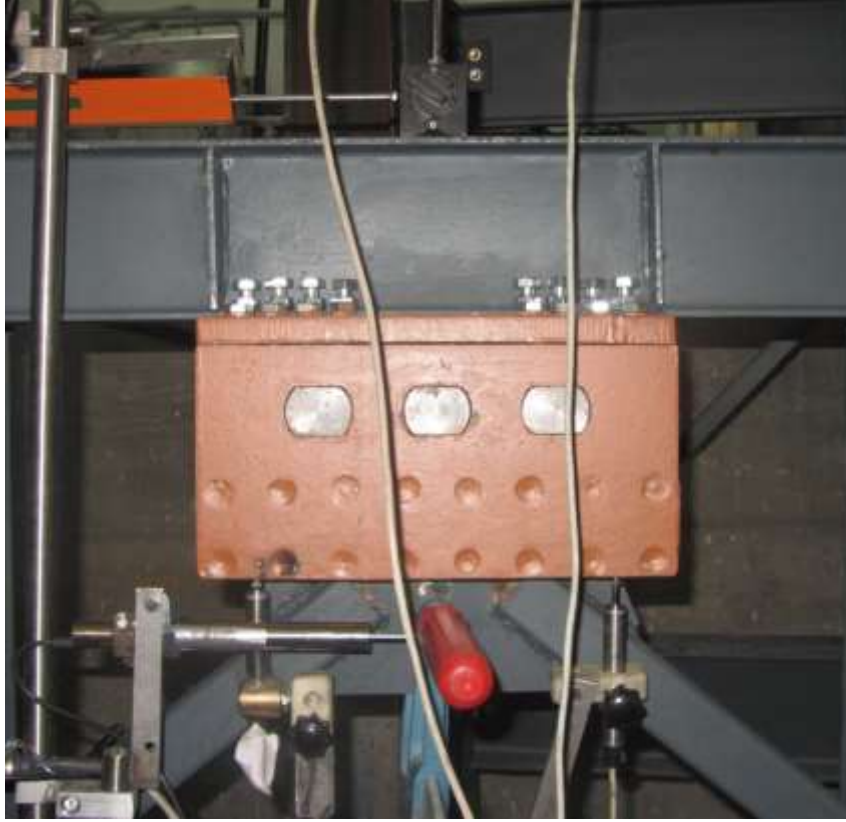
Şekil 7-6. BHD'li çerçevenin ölçme düzeneği şeması.



Şekil 7-7. H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin ölçme düzeneği şeması.



Şekil 7-8. Ters-V çaprazlı çerçevenin ölçme düzeneği şeması.



Şekil 7-9. BHD'li çerçeveye ait ölçme düzeneğinin yakından görünüşü.



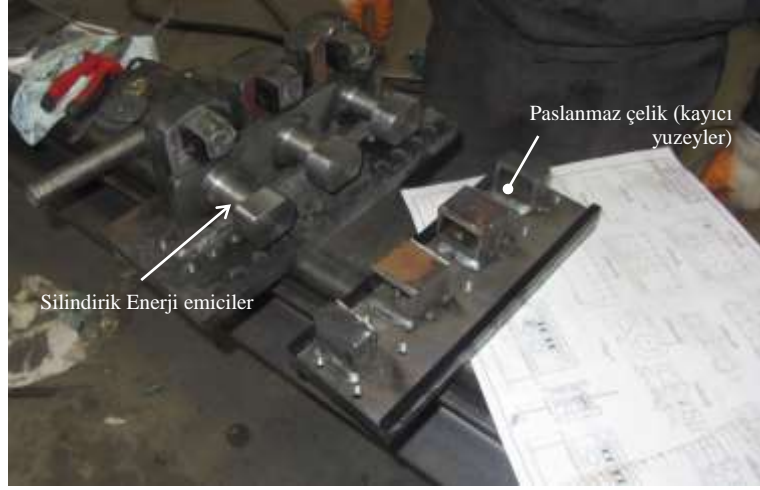
Şekil 7-10. Yük hücresi ve çerçeveye bağlanmış halde görülen yükleme aparatı,

7.5 NUMUNELERİN ÜRETİMİ

Alan kısıtlamalarından dolayı tam olarak daha önceden monte edilmiş çerçeveleri laboratuvarında test etmek mümkün olmamıştır. Bu yüzden, numuneler yerinde kaynaklamaya ihtiyaç duyulmayacak şekilde monte edilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Kaynak gereken parçaların kaynağı atölyede yapılmış ve diğer parçalar cıvatalarla birleştirilmiştir. Benzer şekilde, BHD'ler atölyede üretilmiş ve çerçeveye laboratuvarında çatallanmıştır. BHD'li çerçevenin yerleştirmesi için üretilen iki BHD cihazının fotoğrafları Şekil 7-11'de verilmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 7-11. (a),(b) Üretim sırasında BHD; (c) BHD'nin bitmiş hali.

BÖLÜM 8

DENEYLER VE SONUÇLAR

Bu bölümde deneylerin gerçekleştirilebilmesi için izlenen yol ve deneyler sırasında yapılan gözlemler raporlanmıştır. Sonuçlar açıklanmış ve tartışılmıştır.

8.1 DENEYLERE GENEL BAKIŞ

Numunelerinin çevrimsel yanal deplasmanlar altındaki eğrisini belirlemek için üç set deney yapılmıştır. Gerçekleştirilmiş olan tüm deneyler statik tam ters çevrimli yanal deplasmanların çerçeve numunelerine etki ettirildiği türde deneylerdir. Genel olarak, yükleme protokolünün seçimi deneyin amaçlarına bağlıdır. Çelik yapıların ve elemanların testleri için çeşitli çevrimsel yükleme/deplasman protokolleri mevcuttur (AISC 2010^b, ATC 1992, Richards ve Uang 2006, Krawinkler vd. 2000), Bu çalışmadaki deneylerin asıl amacı önerilen yeni damper BHD'nin özelliklerinin belirlenmesidir. Bu yüzden, yapılan deney çalışmalarında bu tür cihazların tasarımı ve testlerini kapsayan EN 15129 Avrupa standardındaki anti-sismik cihazlara özel olan yükleme protokolü seçilmiştir. EN 15129'a göre azami yükleme önce tasarım deplasmanının dörtte birinde beş döngüden, sonra tasarım deplasmanının yarısında beş döngüden, daha sonra da tasarım deplasmanı büyüklüğünde en az 10 döngüden oluşmalıdır. Çerçeve numunelerindeki kiriş, kolon, çapraz ve diğer elemanların civatalı bağlantılarındaki boşluklardan dolayı, çerçeve numunelerinin hesapta öngörülen net kat deplasmanını pratikte elde etmek mümkün değildir. Bu yüzden teorik olarak hesaplanmış olan net kat deplasmanını elde etmek için gereken piston deplasmanının ne olacağından emin olunamamıştır. Bu yüzden yükleme protokolü artan büyüklükte deplasmanlı ve her deplasman en az beş döngü yapacak şekilde düzenlenmiştir.

8.2 DENEYLE İLGİLİ GENEL GÖZLEMLER

Bütün çerçeve numunelerinin testleri genel olarak beklenmeyen bir sonuç görülmeden, sağlıklı bir şekilde tamamlanmıştır. Numunelerle ilgili tek problem bağlantılar arasındaki boşlukların büyüklüğü olmuştur (Şekil 8-1(a)). Çerçeve numunelerinin, gerçek boyuttaki bir çerçeveye göre 1/3.2 ölçekte olması göz önünde bulundurulduğunda, gerçek çerçevelerde civata başına toplam 2 mm olan civata deliklerinin (tek yönde 1 mm) toleransı da

çerçevelerin ölçek oranlarına göre ölçülendirilmelidir. Bu durum tasarım aşamasında göz önünde bulundurulmuş olsa da, üretim ve kurulum sırasında ortaya çıkan kusurlardan dolayı beklenenden çok daha büyük toleranslar elde edilmiş, bu durum da çerçevelerde daha büyük boşluklar oluşmasına sebep olmuştur. Bağlantılardaki boşluk oluşumu, bağlantılarda haddinden daha fazla kaymaya neden olmuştur (Şekil 8-1(b)). Bu durum da ideal olarak beklenen kuvvet-deplasman davranışından sapmalara neden olmuştur.



(a)

(b)

Şekil 8-1. (a) Bağlantılarda beklenenden daha fazla olan boşluklar (b) bağlantı noktalarında oluşan kayma.

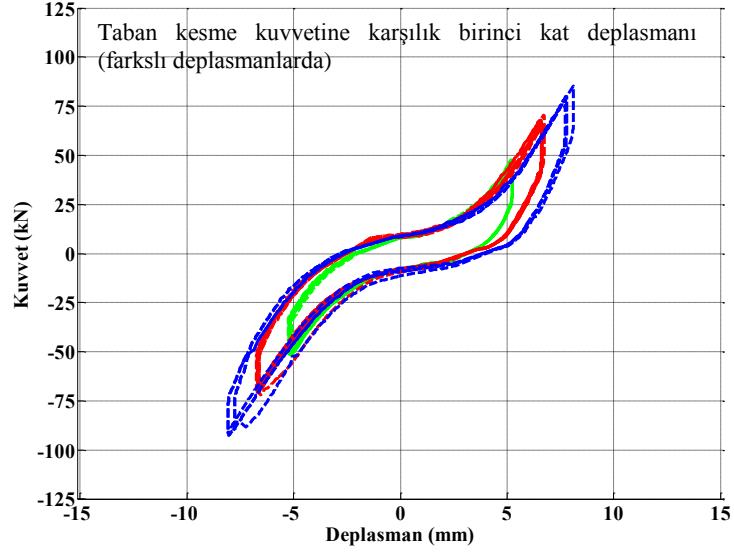
8.3 NUMUNELERİN KUVVET-DEPLASMAN DAVRANIŞI

Farklı büyüklüklerde yanal kat deplasmanları uygulanarak test edilen çerçeve numunelerinin kuvvet-deplasman eğrileri Şekil 8-2, Şekil 8-3 ve Şekil 8-4'te sırasıyla ters-V çaprazlı çerçeve, H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve BHD'li çerçeve için verilmiştir. Her bir şeklin (a) şikkındaki grafikler 1. kat deplasmanına karşı gelen taban kesme kuvvetini gösterirken, (b) şikkındaki grafikler ise ikinci kat (çatı) deplasmanına karşı gelen taban kesme kuvvetini göstermektedir. Üç çerçevenin karşılaştırılabilmesi için kuvvet-deplasman eğrileri aynı şekil üzerinde (Şekil 8-5) normalize edilmiş halleriyle de çizilmiştir. İlk bakışta BHD'li çerçeve numunesi'nin kuvvet-deplasman histeretik eğrisinin diğerlerine göre çok daha dolgun olduğu göze çarpmaktadır. Bu nedenle BHD'li çerçevenin daha fazla enerji sönümlendiği aşikardır.

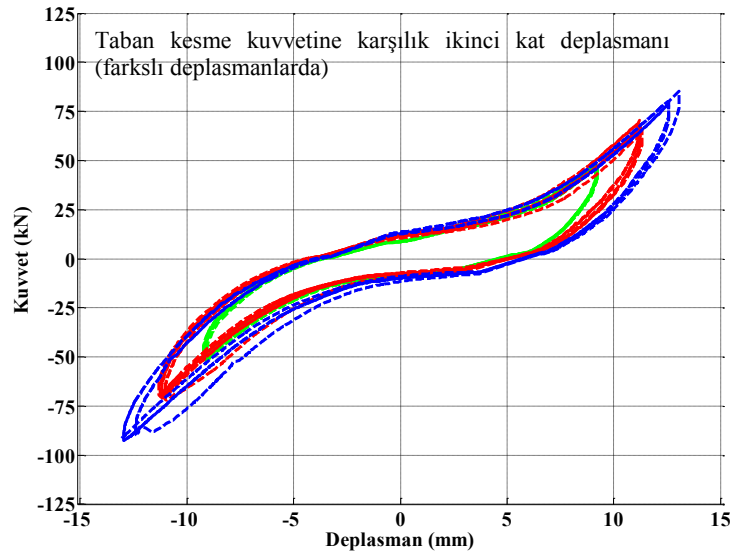
Ters-V çaprazlı çerçevelerde, çerçevelerin burkulma noktaları grafiklerde açıkça görülememektedir. Bu gözlemin nedenini bulabilmek için analitik bir çalışma yapılmıştır.

Ters-V çaprazlı çerçeve OPENSEES programında modellenmiş ve belirli model parametreleri değiştirilip kuvvet-deplasman eğrisi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu parametreler, çerçevedeki bağlantıların durumu (rijit ya da mafsal olma durumları) ve çerçevelerin geometrik kusurlarıdır. Sonuçlar Şekil 8-6'de gösterilmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki basınç altındaki çaprazın burkulma noktasının kuvvet-deplasman döngüsündeki görünümü çerçevenin artan rijitliğinden ve çaprazın ilk konumdaki kavisinden dolayı kaybolmaktadır. Bu durum, deneyler sırasında ortaya çıkan benzer durumun da muhtemel nedenidir.

Deneyleerde gözlemlenen diğer önemli bir nokta da kuvvet-deplasman histeretik eğrilerinin yükleme ve tekrar-yükleme kısımlarında görülen eğriliğin teorik olarak öngörülenden farklılık göstermesidir. Bu ters eğriliğin sebebinin çerçevelerin parça bileşimlerinde oluşan ardışık kaymalar olduğu düşünülmektedir. Diğer bir deyişle, eğer en başta boşluklar nedeniyle bağlantılar aynı anda kayarak tüm boşluklar beraber kapatılsaydı, çerçevenin bütün yapısal elemanları da aynı anda yük alacaktı. Ancak deneyler esnasında çerçeve numunelerinin davranışı bu şekilde olmadı. Çerçeve numunelerine ait yapısal elemanlar bağlantılardaki kaymalar gerçekleştikçe kademeli olarak yüklendi. Muhtemelen kuvvetin büyük olduğu birinci kattaki bağlantılar önce kayarak boşluklar giderildi ve bu sayede birinci kat çerçevesi yüklendi. Daha sonra ikinci kattaki bağlantılar kayarak boşluklar giderildi ve bu sefer ikinci kat çerçevesi yüklendi. Normalde cıvatalı bağlantılara sahip çelik yapıların bağlantılarında bu tür boşlukların olması beklenen bir durumdur. Ancak, bu çalışmadaki çerçevelerin küçük ölçekli olmasından dolayı, bağlantılardaki boşlukların etkisi daha önemli olmuştur.

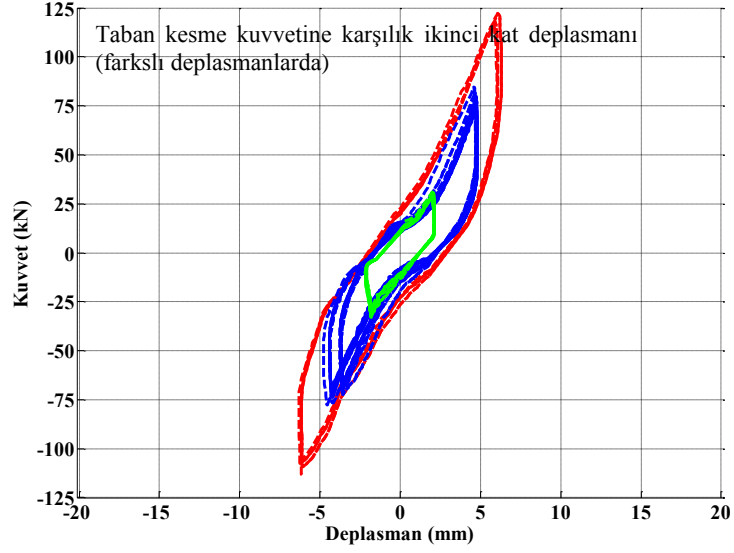


(a)

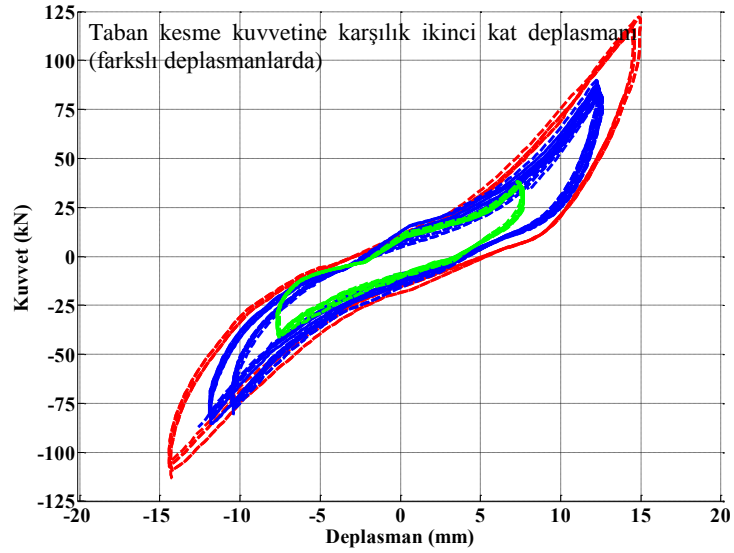


(b)

Şekil 8-2. Ters-V çaprazlı çerçevenin kuvvet-deplasman histeretik eğrileri: (a) Taban kesme kuvvetine karşılık birinci kat deplasmanı; (b) Taban kesme kuvvetine karşılık ikinci kat deplasmanı

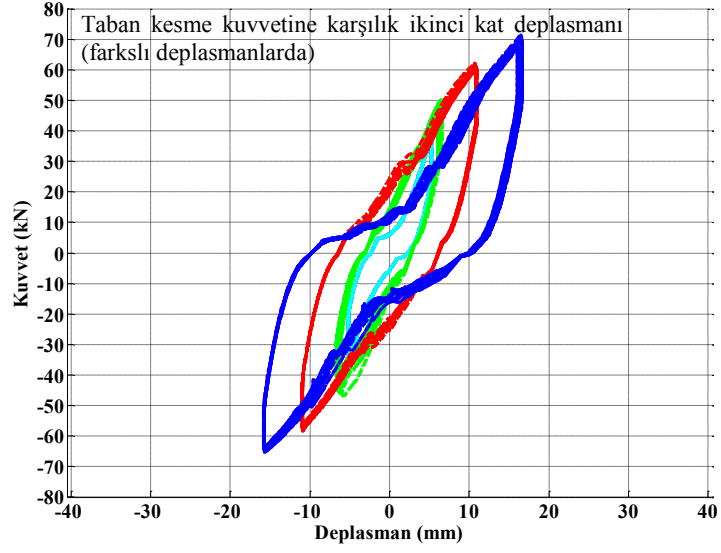


(a)

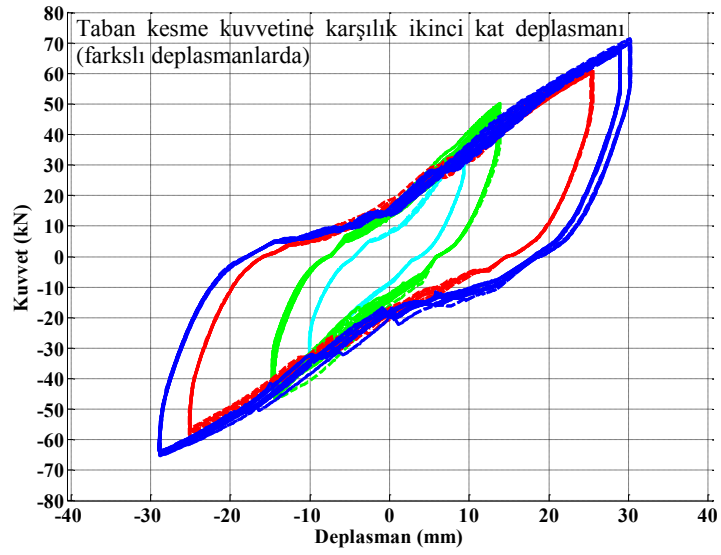


(b)

Şekil 8-3. H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin kuvvet-deplasman histeretik eğrileri: (a) Taban kesme kuvvetine karşılık birinci kat deplasmanı; (b) Taban kesme kuvvetine karşılık ikinci kat deplasmanı

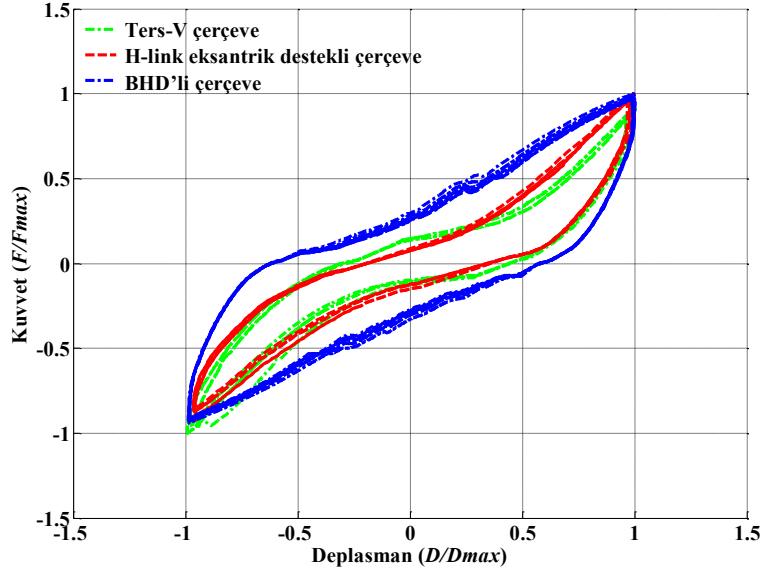


(a)

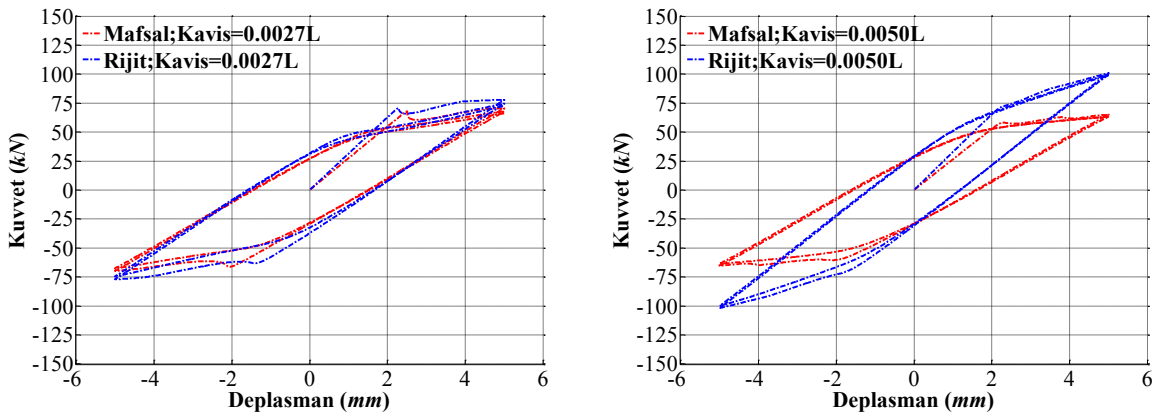


(b)

Şekil 8-4. BHD'li çerçevenin kuvvet-deplasman histeretik eğrileri: (a) Taban kesme kuvvetine karşılık birinci kat deplasmanı; (b) Taban kesme kuvvetine karşılık ikinci kat deplasmanı.



Şekil 8-5. Üç çerçevenin normalize formdaki, kuvvet-deplasman histeretik eğrileri.



Şekil 8-6. Çerçeve rijitliği ve çaprazların baştaki kusurlarının ters-V çaprazlı çerçevenin beklenen kuvvet-deplasman histeretik davranışı üzerine etkisi

8.4 ÜÇ ÇERÇEVENİN ENERJİ SÖNÜMLEME KAPASİTELERİ

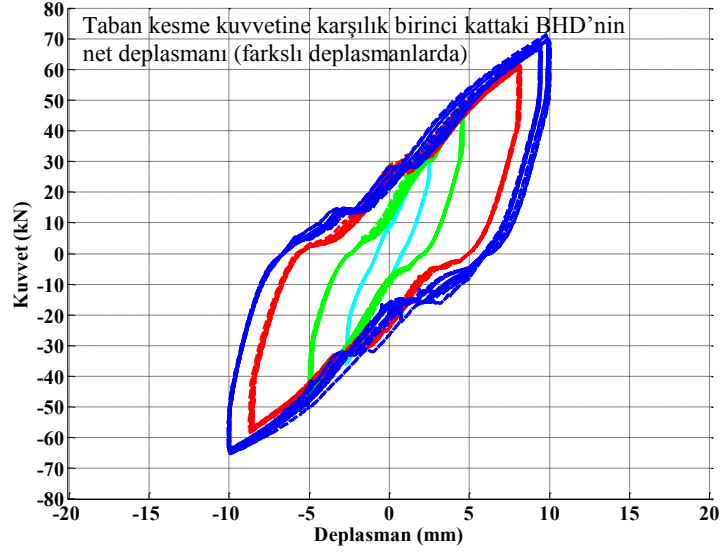
Test edilen çerçeve numunelerinin karşılaştırmalı olarak enerji sönmleme kapasiteleri, aşağıdaki denklem kullanılmak suretiyle eşdeğer sönmleme katsayıları hesaplanarak bulunmuştur (Makris ve Chang 1998):

$$\beta_{eff} = \frac{1}{2\pi} \frac{W_D}{F_{max} \cdot D_{max}} \quad (8-1)$$

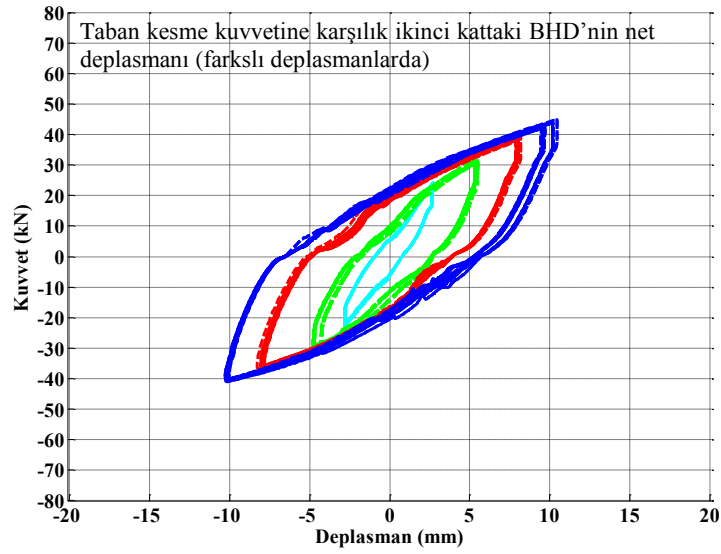
Burada, F_{max} ve D_{max} maksimum kuvvet ve deplasmanı belirtir, bu da kuvvet-deplasman döngüsünün tepe noktasına denk gelir. W_D döngü başına sönmlenen enerjiyi gösterir ve kuvvet-deplasman histeretik eğrisinin çerçevelediği alana eşittir. Ters-V çaprazlı çerçeve, H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve BHD'li çerçevenin maksimum deplasmandaki eşdeğer sönmleme katsayıları sırasıyla 0.1, 0.12, ve 0.20 olarak hesaplanmıştır. Beklenildiği gibi, BHD'li çerçevenin enerji sönmleme kapasitesi en yüksektir. Ancak, ters-V çaprazlı çerçeve ve H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin eşdeğer sönmleme katsayıları beklenenden daha yakın çıkmıştır. Bunun nedeni, Bölüm 8.2'de açıklandığı gibi, H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin bağlantılarında ters-V çaprazlı çerçeveye oranla çok daha fazla kaymanın meydana gelmiş olmasıdır. H-link dış-merkez çaprazlı çerçevedeki link elemanı giriş ve çaprazlara iki sıra civata kullanılarak bağlanmışken, ters-V çaprazlı çerçevede giriş ve çaprazların kaynak ile bağlandığı unutulmamalıdır. Bu durum linklerdeki net yatay deplasmanı azaltarak linklerin etkili bir şekilde işlev görmesini engellemiştir.

8.5 BHD CİHAZININ PERFORMANSI

Tasarım aşamasında öngörüldüğü gibi, deneyler damperlerin çalışma mekanizmasının işlevselliğini ve sağlamlığını kanıtlamıştır. Damper bileşenlerinin mekanizmasında çalışma prensipleri ve işlevselliği açısından beklenmedik bir durumla karşılaşılmemiştir. Her damperin net deplasmanı cihazıniki ucundaki deplasman değerleri birbirinden çıkartılarak hesaplanmış (üst LVDT eksi alt LVDT, ancak giriş dönmesinden dolayı oluşan deplasman ihmal edilebilecek kadar küçük olması nedeniyle dikkate alınmamıştır), ve değişken büyüklüklerde kuvvet-deplasman döngülerinin çizilmesinde kullanılmıştır (Şekil 8-7). Grafikler en fazla %3.0 ortalama değeri aşmayan, döngüler arasında oldukça küçük kuvvet değişimi olan, stabil bir kuvvet-deplasman histeretik davranışı sergilemiştir. Deneylerde gözlemlenen %3.0 oranındaki döngüler arasında ortalama kuvvet sapma ASCE 07-05 ve ASCE 41-06'daki maksimum kuvvet sapma limiti olan %15'ten oldukça küçüktür. Bu da damperin oldukça stabil bir davranış sergilediğini açıkça ortaya koymaktadır.



(a)

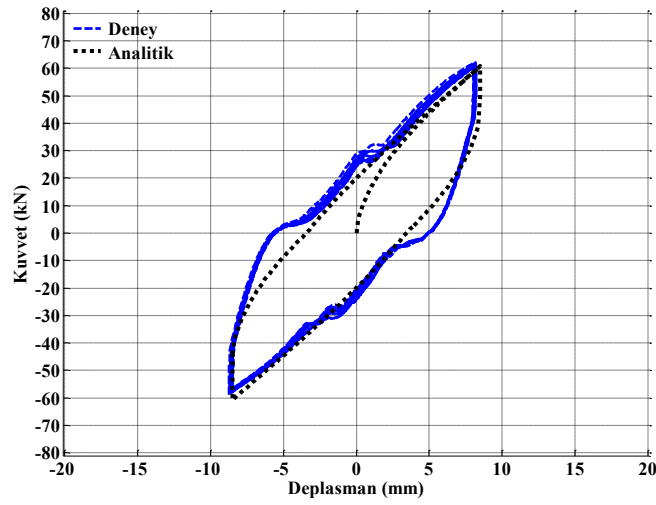


(b)

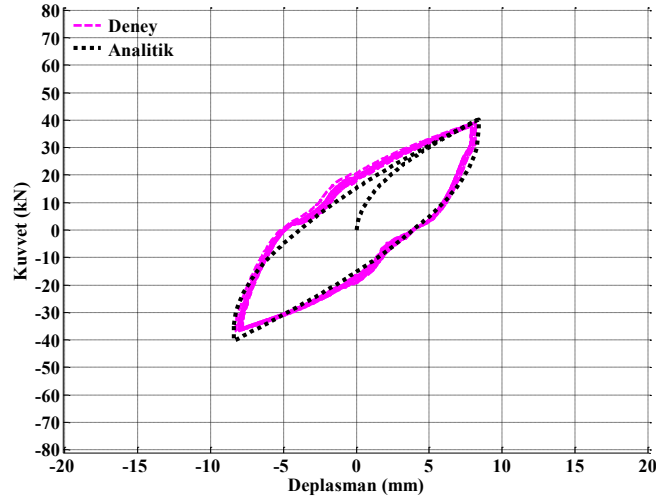
Şekil 8-7. BHD cihazının kuvvet-deplasman histeretik eğrileri: (a) İlk kattaki BHD (taban kesme kuvvetine karşılık birinci kattaki BHD'nin net deplasmanı); (b) İkinci kattaki BHD (taban kesme kuvvetine karşılık ikinci kattaki BHD'nin net deplasmanı).

8.6 ANALİTİK ÖNGÖRÜLERİN DENEYSEL SONUÇLARLA KARŞILAŞTIRILMASI

BHD damperlerin deneylerden elde edilen kuvvet-deplasman histeretik eğrileri, analitik olarak elde edilen eğrilerle birlikte belirli deplasman döngüleri için Şekil 8-8'da gösterilmiştir. Analitik kuvvet-deplasman histeretik eğrileri bir önceki raporda sunulan Ramberg-Osgood malzeme modeli kullanılarak elde edilmiştir. Bu malzeme modeli, deneylerden elde edilen sonuçlara göre kalibre edilerek gerçek davranışı yansıtmayı sağlamıştır. Şekil 8-8'da görüldüğü gibi analitik ve deneysel BHD davranışı oldukça uyumludur.



(a)



(b)

Şekil 8-8. BHD'li damperin deneysel ve analitik olarak elde edilen kuvvet-deplasman histeretik eğrileri (a) İlk kattaki BHD (taban kesme kuvvetine karşılık birinci kattaki BHD'nin net deplasmanı); (b) İkinci kattaki BHD (taban kesme kuvvetine karşılık ikinci kattaki BHD'nin net deplasmanı).

8.7 BHD CİHAZLARININ DÜŞÜK-DÖNGÜ YORULMA PERFORMANSI

BHD'ler deney sonucunda toplamda 90 döngüye maruz kalmış ve herhangi bir hasar meydana gelmemiştir. Bu döngülerin çoğu oldukça büyük deplasmanlara sahiptir (çerçeve numunesine ait tasarım kat deplasmanının üç katı). BHD cihazına ait enerji sönümleyicilerin (silindirlerin) düşük-döngü malzeme yorulması performansının analitik olarak elde edilmesi için aşağıda verilen Coffin-Mason modeli (Coffin (1954), Manson (1954)) kullanılmıştır:

$$2N_f = 1.285 \times \left(\frac{\gamma}{2} \right)^{-1.68} \quad (8-2)$$

Burada, $2N_f$ kopma için gereken tam döngü sayısı, γ ise kesme gerinmesi aralığıdır (örneğin, gerinme -0.5 ve 0.5 arasındaysa, $\gamma=0.5+0.5=1.0$). Bu model, S355J2+AR çeliğinin silindirik numuneleri üzerinde, 2013 yılında ODTÜ Mühendislik Bilimleri Bölümü'nün Mekanik Laboratuvarında yapılan burulma altında düşük-döngü yorulma deneylerinin sonuçlarıyla geliştirilmiştir (Salem Milani 2014). Yukarıdaki model sabit büyüklükteki yüklemeler içindir ve, deprem mühendisliği uygulamalarında olduğu gibi, döngüde farklı büyüklüklerde yüklemeler varsa direk olarak kullanılamaz. Farklı gerinmelerden oluşan malzeme yorulması etkisini modelleyebilmek, Palmgren (1924) tarafından ortaya atılan ve Miner (1945) tarafından formüle edilen toplam hasar modeli kullanılmıştır. Palmgren-Miner kuralı, 0 ile 1 arasında bir hasar değişkeni (D) tanımlar. $D=0$ ve 1 sırasıyla hasara uğramamış ve tam hasar görek kopmuş/yıkılmış yapı elemanı durumlarını belirtir. Bu hasar modeli farklı gerinme düzeylerindeki döngülerden dolayı oluşan hasarların doğrusal kombinasyonundan ibarettir. Bu hasar modeli aşağıdaki formül ile ifade edilmektedir:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_{f_i}} \quad (8-3)$$

Burada, N_{f_i} belirli bir gerinme büyüklüğündeki döngüler altında kopma için gerekli olan döngü sayısı, n_i ise yapı elemanına aynı gerinme düzeyinde uygulanan döngü sayısıdır. Bu tür basit kümülatif hasar modellerinin yapısal parçalardaki hasar ve kopmayı değerlendirebilmek için kullanılabileceği daha önce Krawinkler vd. (1983) tarafından gösterilmiştir. Yukarıdaki formül birinci kattaki BHD'ye uygulandığında:

$$D = \frac{5}{1324} + \frac{5}{412} + \frac{15}{187} + \frac{64}{128} = 0.60 \quad (8-4)$$

Bu da düşük-döngü yorulma ömrünün sadece %60'ının harcandığını gösterir. Bu durum, ikinci kattaki BHD için de benzerdir çünkü damperlerin net deplasmanları birbirlerine oldukça

yakındır (Şekil 8-7(a),(b)). Bu gözlemlerden yola çıkarak, BHD'li damperin yorulma dayanımının birden fazla depremin üstesinden gelebilecek kadar iyi olduğu söylenebilir.

8.8 ÖZET VE SONUÇ

Bu çalışmanın deneysel evresinde üç adet çerçeve numunesi test edilmiştir. Bu numuneler 1/3.2 ölçekli olup ters-V çaprazlı, H-link dış-merkez çaprazlı ve BHD'li çerçevelerden ibarettir. Bu numuneler, farklı büyüklüklerdeki statik çevrimsel yanal yüklemeler altında ODTÜ Mühendislik Bilimleri Bölümü Mekanik Laboratuvarı'nda test edilmiştir. Sonuçlar bu raporda sunulmuş ve tartışılmıştır. Üç çerçeve numunesinin yapısal performansı birbiri ile karşılaştırılmıştır. Deneylerin sonuçları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Tasarım aşamasında öngörüldüğü gibi, deneyler damperlerin çalışma mekanizmasının işlevselliğini ve sağlamlığını kanıtlamıştır. Damper bileşenlerinin mekanizmasında çalışma prensipleri ve işlevselliği açısından beklenmedik bir durumla karşılaşılmasıdır.
- Ters-V çaprazlı çerçeve, H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve BHD'li çerçevenin maksimum deplasmandaki eşdeğer sönümlenme katsayıları sırasıyla 0.1, 0.12, ve 0.20 olarak hesaplanmıştır. Beklenildiği gibi, BHD'li çerçevenin enerji sönümlenme kapasitesi en yüksektir. Ancak, ters-V çaprazlı çerçeve ve H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin eşdeğer sönümlenme katsayıları beklenenden daha yakın çıkmıştır. Bunun nedeni, H-link dış-merkez çaprazlı çerçevenin bağlantılarında ters-V çaprazlı çerçeveye oranla çok daha fazla kaymanın meydana gelmiş olmasıdır. H-link dış-merkez çaprazlı çerçevedeki link elemanı kiriş ve çaprazlara iki sıra civata kullanılarak bağlanmışken, ters-V çaprazlı çerçevede kiriş ve çaprazların kaynak ile bağlandığı unutulmamalıdır. Bu durum linklerdeki net yatay deplasmanı azaltarak linklerin etkili bir şekilde işlev görmesini engellemiştir. Bilindiği üzere, tam boyutlu çerçevelerde civata deliklerindeki toleranslar tek yönde 1.0 mm civarındadır. Normalde 1/3.2 ölçekli deney numunelerinin civata deliklerindeki toleranslar da aynı ölçekte azaltılmalıdır. Bu durum tasarım sırasında göz önünde bulundurulmuş olsa da üretim sırasında ortaya çıkan bozukluklardan dolayı bağlantıların civata deliklerinde beklenenden çok daha büyük boşluk toleransları meydana gelmiştir. Bu boşluklar çok fazla kaymaya yol açmış, sonuç olarak da ideal kuvvet-deplasman histeretik davranışından sapmalara neden olmuştur.

Deneyler sonucunda, BHD damperlerin yorulma dayanımının birden fazla depreme dayanabilecek şekilde tasarlandığı gözlenmiştir. Buda izlenen tasarım metodunun BHD tasarımına uygun olduğunu göstermektedir.

BÖLÜM 9

YENİ DAMPERİN BİLEŞEN TASARIMLARI İÇİN BİLGİSAYAR KODU GELİŞTİRİLMESİ

Önceki sekiz bölümde BHD cihazının kavramsal, analitik ve deneysel evreleri anlatılmıştır. Bu bölümün odak noktası BHD'nin bileşenlerinin tasarımıdır. BHD'nin bileşenlerinin daha kolay tasarlanabilmesi için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu program, istenen kuvvet ve deplasman kapasitesine göre BHD'nin silindirik enerji sönmüleyicisinin çapını hesaplamak için kullanılır. Ayrıca, BHD'nin diğer parçaları (kollar, raylar ve plakalar da dahil olmak üzere) bu program kullanılarak tasarlanabilir. Bu, pratikte BHD uygulamalarını kolaylaştıracaktır. Program MATLAB kullanılarak geliştirilmiştir ve bu bölümde detaylarıyla anlatılmıştır.

9.1 STATİK İTME VE ZAMAN TANIM ANALİZLER İÇİN BHDNİN BASİTÇE MODELLEMESİ

Bu bölümde, statik itme analizi ve zaman tanım analizleri ile BHD damperin basitçe modellenmesi için gereken veriler anlatılmıştır. Bu amaçla, kuvvet-deplasman eğrisinin çoklu doğrusal gösterimi pratikte karşılaşılan *HI değerleri* aralığında elde edilmiştir. Bu eğriler otomatik olarak tasarlanmış BHD'ler ve "**MULTILINEAR_fun**" adıyla MATLAB'da geliştirilen alt-program kullanılarak elde edilmiştir. Geliştirilen alt-program Ek J'de verilmiştir. Bu alt-program, girdi olarak BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisi ve eğrideki belli noktaların normalize edilmiş deplasman koordinatlarını istemekte ve çıktı olarak da BHD'ye ait basitleştirilmiş çoklu doğrusal kuvvet-deplasman eğrisini vermektedir. Bu çoklu doğrusal eğriler Tablo 9- verilmiş ve çizilmiştir. Tabloda verilen tekdüze tekli-deplasman verileri, BHD'nin herhangi bir yapısal analiz yazılımı ile modellenerek statik itme analizi ya da kinematik sertleşme kuralı kullanılarak gerçekleştirilen zaman tanım analizleri için kullanılabilir.

Tablo 9-1. BHD'nin basitçe modellenebilmesi için çoklu doğrusal kuvvet-deplasman eğrileri (Devam).

	HI=1.20		HI=1.25	
	Normalize Deplasman D/D_{max}	Normalize Kuvvet F/F_{max}	Normalize Deplasman D/D_{max}	Normalize Kuvvet F/F_{max}
Merkez	0.000	0.000	0.000	0.000
Nokta 1	0.016	0.830	0.016	0.798
Nokta 2	0.300	0.884	0.300	0.854
Nokta 3	0.700	0.948	0.700	0.929
Nokta 4	1.000	1.000	1.000	1.000

	HI=1.30		HI=1.35	
	Normalize Deplasman D/D_{max}	Normalize Kuvvet F/F_{max}	Normalize Deplasman D/D_{max}	Normalize Kuvvet F/F_{max}
Merkez	0.000	0.000	0.000	0.000
Nokta 1	0.016	0.767	0.016	0.740
Nokta 2	0.300	0.826	0.300	0.801
Nokta 3	0.700	0.911	0.700	0.893
Nokta 4	1.000	1.000	1.000	1.000

	HI=1.20		HI=1.25	

	HI=1.30		HI=1.35	

Tablo 9-1. Devam.

	HI=1.40		HI=1.45	
	Normalizasyon Deplasman D/D_{max}	Normalizasyon Kuvvet F/F_{max}	Normalizasyon Deplasman D/D_{max}	Normalizasyon Kuvvet F/F_{max}
Merkez	0.000	0.000	0.000	0.000
Nokta 1	0.016	0.713	0.016	0.690
Nokta 2	0.300	0.775	0.300	0.754
Nokta 3	0.700	0.875	0.700	0.860
Nokta 4	1.000	1.000	1.000	1.000

HI=1.40

HI=1.45

9.2 BHD'NİN BİLEŞEN TASARIMI

BHD'ler ilk raporda bahsedildiği gibi (Bölüm 2.1.1) farklı parçalardan oluşmaktadır. Buradaki amaç BHD'nin gerekli parçalarının ölçülerini verebilecek ve cihazın kuvvet ve deplasman kapasitesini temel alan bir program geliştirmektir. Bunu gerçekleştirebilmek için ilk önce parametrik bir sistem ile bir tasarım metodu geliştirilmesi gerekmektedir. Bu yüzden, her bir BHD parçası tek tek ele alınarak aşağıdaki işlevler gerçekleştirilecektir:

1. Parçanın parametrik karakterizasyonu
2. Parça üzerindeki kuvvetlerin hesaplanması ve tasarımın tam sınır durumunun belirlenmesi

Tasarım açısından bakıldığında en önemli iki faktörden bahsedilebilir. Bunlardan birincisi damperin beklenen reaksiyon kuvvetinin genel yapısal bileşenlere göre daha yüksek hassasiyetle bilinmesidir. Bunun nedeni sismik izolasyon/sönümlenme cihazlarının kalite kontrol ve test gereksinimlerinin daha sıkı olmasıdır. Bu yüzden BHD'deki kuvvet seviyesinin belirli bir büyüklükte olacağı bilindiğinden, bu kuvvet göz önünde bulundurularak enerji

emciler dışındaki parçaların tasarımı gerilmeler elastik limitler içinde kalacak şekilde yapılmıştır. Buna göre güvenlik katsayısı aşağıdaki şekilde alınmıştır:

$$\Omega = 1.25 \quad (9-1)$$

İkinci en önemli faktör ise cihazın temelde büyük bir deprem sonrasında yenilenecek, tek kullanımlık bir eleman olmasıdır. Eleman tasarımı buna göre yapılmalıdır. Özellikle sınırlı plastik davranış sergileyen parçaların gerekli servis ömrüne göre tasarlanması öngörülmektedir. Bu parçaların servis ömrünün enerji sönmleyicilerin ömürlerinden çok daha uzun olması gerekmez.

9.3 PARÇALARIN PARAMETRİK KARAKTERİZASYONU

BHD'nin farklı parçalarına ait tasarım yöntemlerini formüle edilebilmesi ve bilgisayar koduna dönüştürülebilmesi için BHD'nin farklı parçalarının boyutlarına aşağıdaki parametre isimleri verilmiş ve Şekil 9-1, Şekil 9-2 ve Şekil 9-3'de gösterilmiştir:

Enerji sönmleyici (Parça No. 1)

D₀: Düzgün silindirik kısmın çapı

H₀: Düzgün silindirik kısmın yüksekliği

D₁: Uçlardaki geniş kısmın çapı

w_P: Uçlardaki tıpanın genişliği

l_{P1}: Uçlardaki tıpanın kolla bağlantı noktasındaki uzunluğu

l_{P2}: Uçlardaki tıpanın burulma sınırlayıcı plakayla bağlantı noktasındaki uzunluğu

Kol (Parça No. 2)

L: Kolun merkezden merkeze uzunluğu (montaj şaftı merkezi ve enerji sönmleyicisinin merkez eksenini arasında)

h_A: Kol plaka kalınlığı

b_A: Kol genişliği

a_A: Kolun dış kenarı ve tıpa deliğinin kavisli kenarı arasındaki kesitin genişliği

Destek plakası (Parça No. 3)

t_S: Destek plakasının kalınlığı

l_S: Destek plakasının uzunluğu

a_{S1}: Destek plakasının taban plakası ve mesnet 1 arasındaki en daraltılmış kısmındaki kesit kalınlığı

a_{s2}: Destek plakasının mesnet 1 ve serbest kenarı arasındaki en daraltılmış kısımdaki kesit kalınlığı

Burulma sınırlayıcı plaka (Parça No. 4)

t_{TR}: Plaka kalınlığı

h_{TR}: Plaka yüksekliği

l_{TR}: Plaka uzunluğu

Ray (Parça No. 5)

t_R: Rayın kalınlığı (mm)

l_R: Rayın uzunluğu (mm)

h_R: Rayın yüksekliği (mm)

Kayıcı blok (Parça No. 6)

S_h: Kayıcı bloğun yüksekliği (mm)

S_i: Kayıcı bloğun uzunluğu (mm)

S_w: Kayıcı bloğun genişliği (mm)

Montaj şaftı (Parça No. 7)

D_s: Montaj şaftının çapı (mm)

Taban plakası (Parça No. 8)

t_{BP}: Taban plakasının kalınlığı

w_{BP}: Taban plakasının genişliği

Bağlantı plakası (Parça No. 9)

t_{AP}: Bağlantı plakasının kalınlığı

l_{AP}: Bağlantı plakasının uzunluğu

w_{AP}: Bağlantı plakasının genişliği

Kaplama plakası (Parça No. 10)

t_{CP}: Kaplama plakasının kalınlığı

h_{CP}: Kaplama plakasının yüksekliği

l_{CP}: Kaplama plakasının uzunluğu

Yönlendirici şeritler (Parça No. 11)

t_{GS} : Yönlendirici şeritlerin kalınlığı

h_{GS} : Yönlendirici şeritlerin genişliği

l_{GS} : Yönlendirici şeritlerin uzunluğu

Aralık değerleri c harfi ile gösterilmiştir ve aşağıdaki gibidir:

c_1 : Ray ve kol kenarları arasındaki dik aralık (mm)

c_2 : Kol ve yönlendirici şeritler arasındaki yatay aralık (mm)

c_3 : Ray ve kol arasındaki yatay aralık (mm)

c_4 : Kolun kenarı ve bağlantı plakası arasındaki dik aralık (mm)

c_5 : a_{W3} kaynak ucu ve kayıcı blok arasındaki dik aralık (mm)

c_6 : Ray ve yönlendirici şeritler arasındaki yatay aralık (mm)

c_{11} : Komşu kollar arasındaki mesafe için gereken minimum aralık (mm)

Diğer uzunluklar:

e_1 : Kola uygulanan kuvvetin dış-merkezliği (mm)

e_2 : Raya uygulanan kuvvetin dış-merkezliği (mm)

e_3 : Enerji sönmüleyicilerin merkez eksenini ile taban plakasının kenarı arasındaki dik uzaklık (mm)

d_v : Kayıcının yerinden hareket etmemiş durumu referans alınarak maksimum deplasmandaki dik hareketi (mm)

R_c : Enerji sönmüleyiciler arasındaki yatay uzaklık (mm)

t_{sst} : Paslanmaz çelik levhaların kalınlığı (mm)

t_{MSM} : Kayma malzemelerinin (MSM) kalınlığı (mm)

l_{BHD} : Damperin uzunluğu (mm)

Kaynak boyutları:

a_{W1} : Destek plakası ve taban plakası bağlantısındaki kaynak boyutu

a_{W2} : Kaplama plakası ve taban plakası bağlantısındaki kaynak boyutu

a_{W3} : Ray plakası ve bağlantı plakası bağlantısındaki kaynak boyutu

Cıvata boyutları:

D_{B1} : Bağlantı plakası ve çapraza bağlanan plaka arasındaki bağlantının cıvata boyutu (metrik)

D_{B2} : BHD ve giriş arasındaki bağlantının cıvata boyutu (metrik)

D_{B3}: Burulma sınırlayıcı plaka ve taban plakası arasındaki bağlantının civata boyutu (metrik)

D_{B4}: yönlendirici şeritler ve burulma sınırlayıcı plaka arasındaki bağlantının civata boyutu (metrik)

BHD, çerçeve ve malzemelerin özellikleri:

F_Y: Damperin akma kuvveti (N)

HI: Maksimum kuvvetin (D_{max} 'taki kuvvet) damperin akma kuvvetine oranı

n_D: Damperin enerji sönümleyicisi sayısı

storyheight: Damperin monte edileceği katın yüksekliği (maksimum katlar arası deplasman oranına dayanan damperin deplasman kapasitesini hesaplamak için gerekli)

drift₁: Tasarım deplasmanındaki katlar arası deplasman

drift₂: Maksimum deplasmandaki katlar arası deplasman

BOLTGRADE: Civata kalitesi: 8.8 ya da 10.9 olması gerekir.

s_{MSM}: Kayma malzemesindeki (MSM) kabul edilebilir gerilme (MPa)

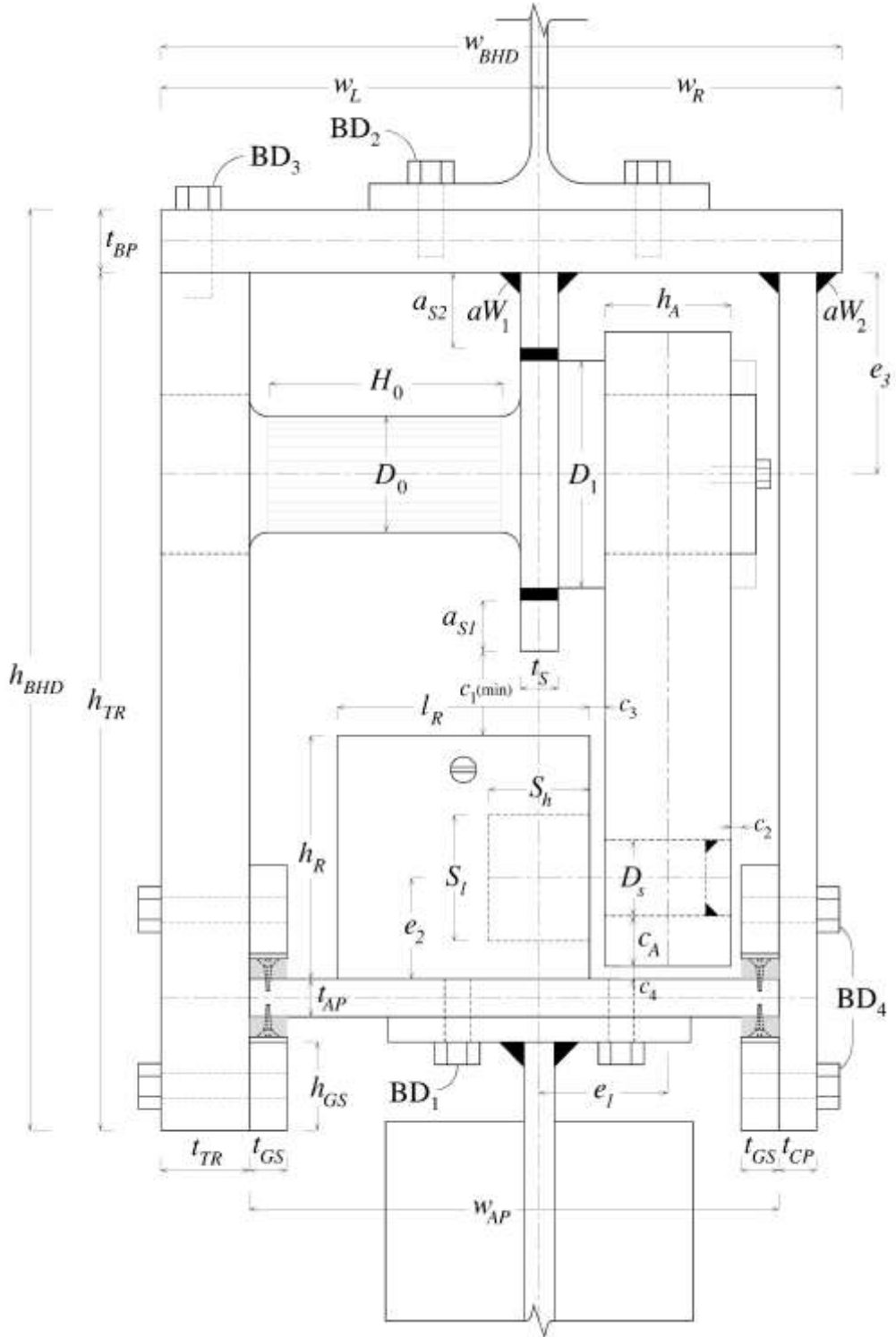
s_{BEARING}: Kayma yatağındaki kabul edilebilir gerilme (MPa)

Programda kullanılan diğer semboller:

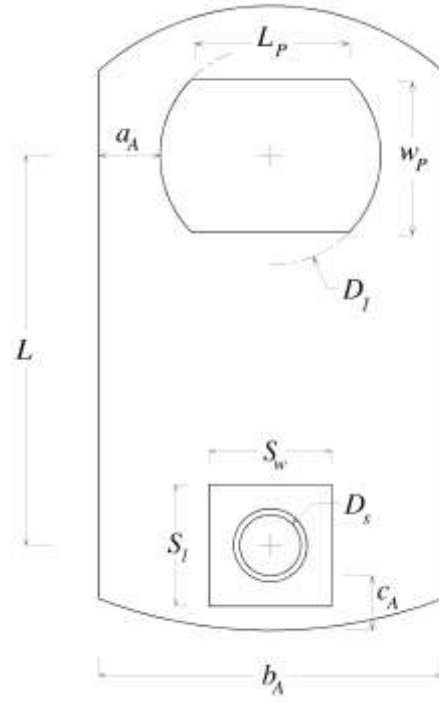
F_{max}: ($=HI \cdot F_Y$) Maksimum kuvvet (D_{max} 'taki kuvvet)

R_{max}: ($=R_{max} / n_D$) Enerji sönümleyicisinde oluşan maksimum kuvvet (D_{max} 'taki kuvvet)

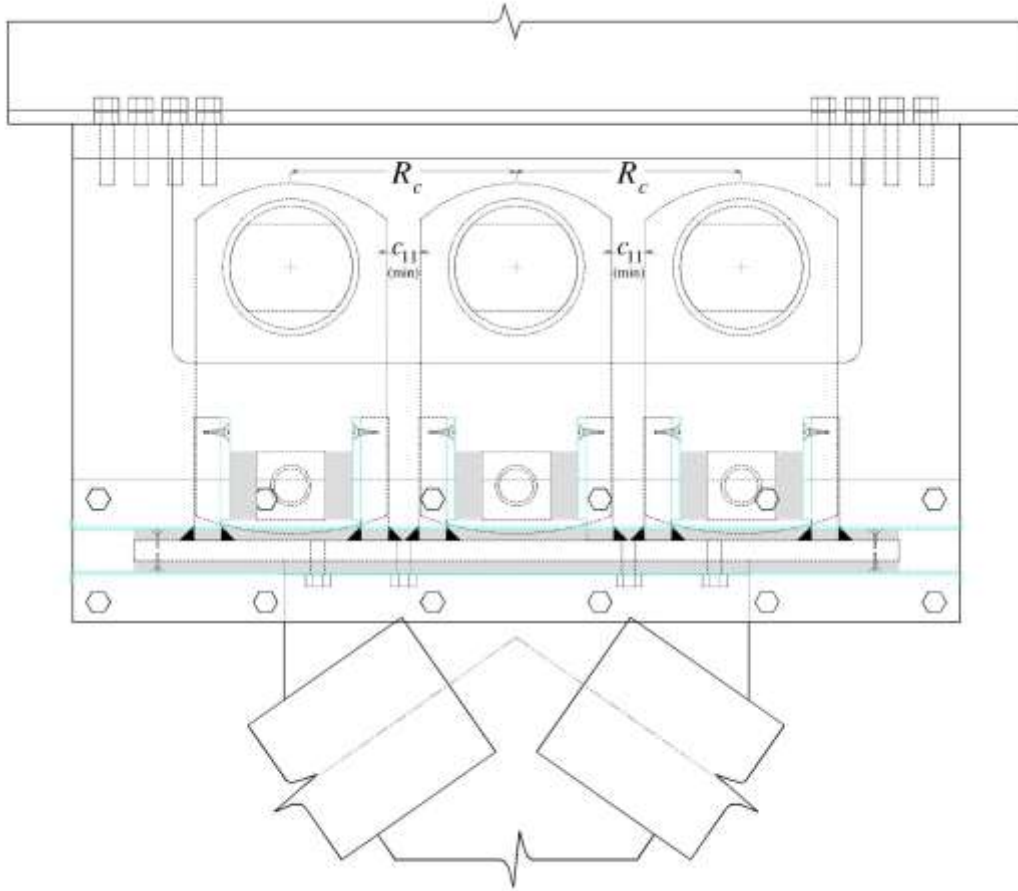
TQ: Her bir enerji sönümleyicisinde oluşan maksimum burulma momenti (D_{max} 'taki burulma momenti)



Şekil 9-1. BHD'nin yandan görünümü.



Şekil 9-2. Kol ve kayıcı blok.



Şekil 9-3. BHD'nin ön görünümü.

9.4 GENEL TASARIM ALGORİTMASI

Önceki bölümlerde tanımlanan BHD parçalarının bütün boyutları arasından bazıları diğer boyutlara bağlı kalmaksızın tek başlarına belirlenebilirler. Ama bu boyutların bazıları birbirlerine bağımlıdır. Tasarım algoritmasının geliştirilmesinde bu bağımlılıklar iki şekilde göz önünde bulundurulmuştur: (1) parçaların tasarlanma sıraları ile bunların belirlenen boyutları ve (2) tutarlı bir tasarım için gerekli iterasyonlar. Bir parçanın tasarımına başka bir parçanın tasarımı etki edebilecekse bu parçaların tasarımları buna göre sıralanmıştır. Bu sıralamanın yapılamayacağı durumlarda, yani bir parçanın boyutlarının diğer bir parçanın tasarlanması için bilinmesi gerektiğinde, tasarımlar her bir parçanın tasarımından sonra sonuçlar yakınsayana kadar tekrarlanmıştır. Tasarım açısından bakıldığında, BHD alışlagelmiş ve alışlagelmemiş parçalardan oluşmaktadır. Raylar gibi alışlagelmiş geometriye ve yüklemeye sahip parçaların tasarımı AISC (2010^a)'daki belirlenmiş çelik tasarımı formülleriyle yapılmıştır. Alışlagelmemiş geometri ya da yükleme durumları olan parçaların tasarımı ise aşağıdaki bölümlerde belirtilen varsayımlar ve sadeleştirmelerle yapılmıştır.

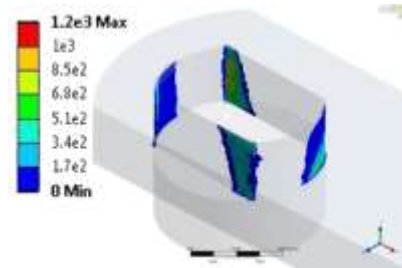
9.4.1 Enerji sönümleyicileri tasarımı

Enerji sönümleyiciler üç adet ana boyut ile tanımlanır. Bunlar bir önceki bölümde gösterildiği gibi D_0 , D_1 , ve H_0 'dır. Diğer boyutlar, örneğin iki uçtaki tıpların yüksekliği, başka parçalara bağlıdır ve direk olarak tasarlanamamaktadır. Enerji sönümleyicilerin tasarımı için "BHD_ED_Designer_fun" alt-programı (MATLAB de fonksiyon olarak adlandırılmaktadır) kodlanmış ve bu fonksiyon Ek C'de gösterilmiştir. Bu fonksiyon gerekli olduğunda ana program tarafından çağırılır. Enerji sönümleyicinin tasarımı çapın (D_0) ve kol uzunluğunun (L) istenen maksimum kuvvet ve sertleşme indeksi (F_{max} ve HI) elde edilmesi için ayarlanması ile gerçekleştirilmiştir. Bu da 'Gauss-Newton nonlinear least squares' algoritması kullanılarak yapılmıştır. Kuvvet-deplasman eğrilerinin şekli kol uzunluğuna (L) bağlıdır ve bu parametre D_0 ile beraber belirlenmelidir. Zira L tek başına hesaplanamaz. Kol uzunluğu hesaplandığında maksimum burulma açısı da belirlenmiş olur (Denklemler (4-3)). Daha sonrasında, orta silindirik parçanın (enerji sönümleyen parça) yüksekliği (H_0) enerji sönümleyicinin çapı ve düşük-döngü yorulma verisinde ($\gamma_a=0.130$) belirlenen kabul edilebilir birim uzama değeri ile hesaplanabilir (Denklemler (3-18)). Enerji sönümleyicinin uçlardaki daha geniş kısımlarının tasarımı (D_1) için tıpanın dört noktasındaki elastik gerilme hesaplanmış ve elde edilen 'Von Mises' birleşik gerilmesi akma gerilmesi ile karşılaştırılmıştır. Enerji

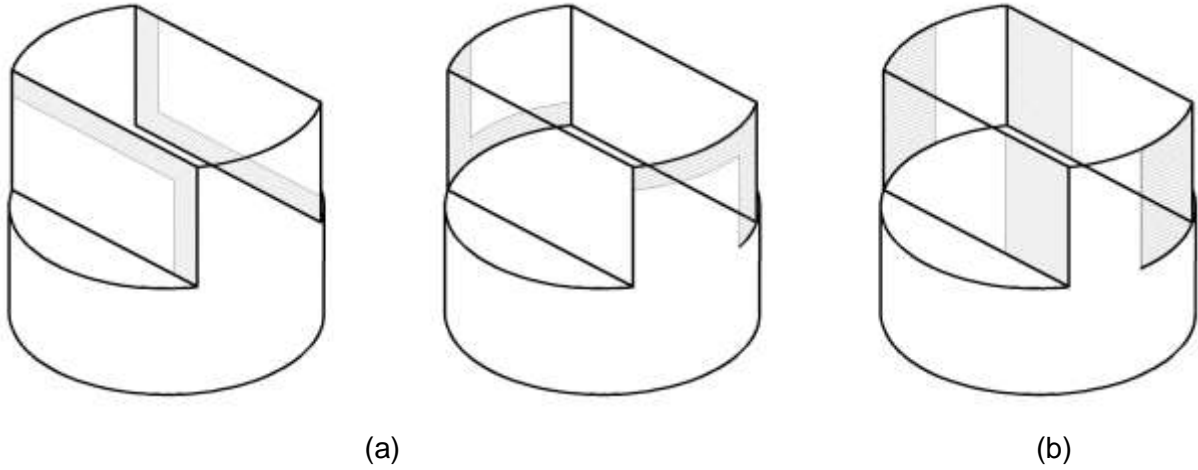
sönümleyicinin bu parçası burulma momenti (TQ), kesme kuvveti (R_{max}) ve eğilme momentine ($R_{max} \cdot (e_1 - h_A/2)$) maruz kalmaktadır. Her bir kuvvetten elde edilen gerilme temel mukavemet formülleriyle hesaplanmıştır. Bu tasarım Ek D'de verilen "BHD_D1_Designer_fun" fonksiyonu içerisinde gerçekleştirilmiştir.

9.4.2 Tıpa bağlantılarının tasarımı

Tıpa-tipi bağlantılar enerji sönümleyicinin iki ucunda bulunmaktadır ve bunlar ezilme gerilmesinin sınır durumu için kontrol edilmelidirler. Bu da temas yüzeyinde gerilmenin doğrusal olarak değiştiği varsayılarak yapılmıştır. Temas yüzeyinin kapsadığı bölge Şekil 9-4'de bir örneği gösterilen çeşitli sonlu eleman analizleriyle belirlenmiştir. Parçaların geometrik orantısının değişmediği göz önünde bulundurulursa, sonlu eleman analizleri sonucunda elde edilen tasarım sınırları dâhilindeki değerler sonrasında yapılacak tasarımlar için de kullanılabilir. Tıpanın boyutlarına göre normalize edilen temas bölgesinin uzunluğu uygulanan her kuvvet için sabittir. Bu yüzden, maksimum ezilme kapasitesini hesaplamak için temas bölgesinin uzunluğu bir katsayı, C, ile gösterilmiştir. Bu katsayı temas bölgesine ait kenar uzunluğunun tıpanın kenar uzunluğuna oranı olarak tanımlanmıştır. C_1 ve C_2 değişkenleri kol-enerji sönümleyici bağlantısındaki tıpa bağlantısının temas kısmını tanımlamak için kullanılmıştır. C_3 değişkeni ise enerji sönümleyici-taban plakası bağlantısı arasındaki tıpa bağlantısını tanımlamak için kullanılmıştır. Bahsedilen kavramlar Şekil 9-5'te şematik olarak gösterilmiştir. Bu temas bölgelerinde ezilme gerilmesinin doğrusal olarak değiştiği varsayılmıştır. Enerji sönümleyici ve kol arasındaki tıpa bağlantısına ait hesaplar Ek E'de verilen "BHD_ARM_Designer_fun" fonksiyonu içinde gerçekleştirilmiştir. Enerji sönümleyici ve burulma sınırlayıcı plaka arasındaki tıpa bağlantısına ait hesaplar ise Ek F'de gösterilen "BHD_TRPLATE_Designer_fun" fonksiyonu içerisinde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 9-4. Temas bölgesinin boyutunu gösteren tıpa-tipi bağlantının sonlu eleman modelinden bir örnek.



Şekil 9-5. Tıpa bağlantısının ideal temas alanı (a) kol-enerji sönmüleyici bağlantısındaki tıpa bağlantısı (b) enerji sönmüleyici-taban plakası bağlantısı arasındaki tıpa bağlantısı.

9.4.3 Kolların tasarımı

Kol, çift eksenli eğilme ve kesme etkileri altındadır. Bunun yanında, tıpa bağlantılarının kenarlarında normal temas gerilmeleri de bulunmaktadır. Kolun tasarımı her bir kuvvetin gerilme bileşenlerini hesapladıktan sonra 'Von Mises' birleşik gerilmesini kullanarak yapılmıştır. Hesaplanan Von Mises birleşik gerilmeler emniyet gerilmesi ile karşılaştırılmıştır. Eğilme ve kesme gerilmeleri temel mukavemet denklemleri ve alışlagelmiş metotlar kullanılarak hesaplanmıştır. Bu temel metotlar burada detaylı bir şekilde açıklanmayacaktır. Yatak taşıma gerilmesinin hesaplanması için Bölüm 9.4.2 de açıklandığı üzere temas bölgesinin uzunluğu ve gerilme dağılımı ile ilgili bazı varsayımlar yapılmıştır. Ek E'de gösterilen "BHD_ARM_Designer_fun" fonksiyonu kullanılarak kolların tasarımı gerçekleştirilmiştir.

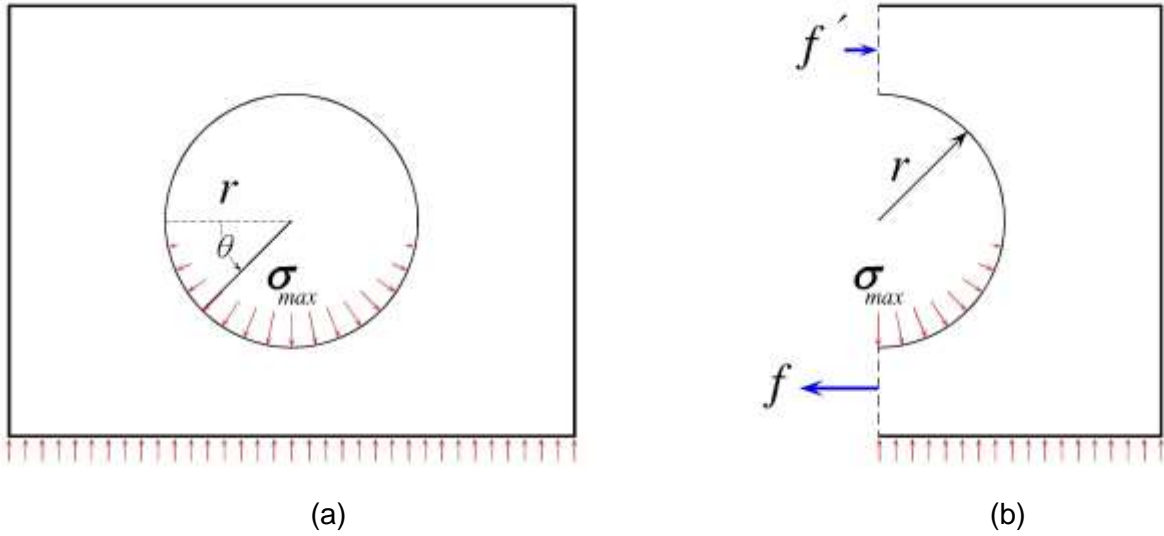
9.4.4 Kayıcıların tasarımı

Kayıcıların tasarımı aşağıda belirtilen maddeler göz önünde bulundurularak yapılmıştır:

1. 1. Bloktaki kayıcı malzemenin (MSM or PTFE) yüzey alanı, yatak ezilme gerilmesinin sınır durumu ile belirlenen büyüklüğü. Kayıcı malzemenin en-boy oranını belirlemek kullanıcıya bırakılmıştır, ilk tanımlanma değeri 1.0'dir ($Sh/SI \leq 1.0$).

2. Kayıcı bloğun en daraltılmış kesitindeki, yani montaj şaftından etkiyen kuvvetlerin olduğu, kalınlığı.

Kayıcı blok ve yatak ezilme gerilmelerinin kayıcı ve montaj şaftının bir araya geldiği noktadaki temas yüzeyinde öngörülen dağılımı Şekil 9-6-a 'da gösterilmiştir. Gerilme fonksiyonu polar koordinat açısı, θ , değişkeni ile tanımlanmıştır. Bu dağılımın sinüs fonksiyonu şeklinde değiştiği, $\theta=0$ da sifıra eşit olduğu ve maksimum değerini $\theta=\pi/2$ de ulaştığı varsayılmıştır. Kayıcı bloğun ortasından geçen bir dik kesit Şekil 9-6-b'de gösterilmiştir.



Şekil 9-6. Kayıcı bloğun varsayılan yatak taşıma gerilmesi dağılımı ile plan görünümü.

Buradaki amaç şekilde görülen f kuvvetini tahmin edebilmektir. Sonucun kayıcı bloğun boyutlarını etkilememesi ve karmaşık hesaplamalardan kaçınmak için bu kuvvetin, şafttan kayıcı bloğa etkiyen toplam yatay kuvvete (şekildeki gerilmelerin toplam bileşeni) eşit olduğu varsayılmıştır. Zira, tüm gerilme bileşenleri ile f kuvvetine ait etki çizgilerinin neredeyse aynı noktada birleştiği gözlemlendiğinden, $f' \approx 0$ olmaktadır. Böylece, f kuvveti şaft kayıcı blok etkileşimindeki temas gerilmesinin yatay bileşenlerinin integrali alınarak hesaplanabilir:

$$f = \int_0^{\pi/2} \sigma_{max} \cdot \cos(\theta) \cdot S_h \cdot \sin(\theta) \cdot r \cdot d\theta \quad (9-1)$$

Burada r delik yarıçapıdır. Bu denklemin sadeleştirilmesi sonucunda aşağıdaki denklem elde edilmiştir:

$$f = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{max} \cdot r \cdot S_h \quad (9-2)$$

f kuvveti,, dış tepki kuvveti, R_{max} , cinsinden ifade edilebilmek için öncelikle σ_{max} ve R_{max} arasındaki ilişki elde edilmelidir. Bu da şaft kayıcı blok ara yüzündeki temas kuvvetlerinin toplamının dik doğrultudaki izdüşümüne eşittir:

$$R_{max} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sigma_{max} \cdot \cos(\theta) \cdot S_h \cdot \cos(\theta) \cdot r \cdot d\theta \quad (9-3)$$

Bu denklemin sadeleştirilmesi ve integralin hesaplanması sonucunda aşağıdaki denklem elde edilmiştir:

$$\sigma_{max} = \frac{R_{max}}{\frac{\pi}{2} \cdot S_h \cdot r} \quad (9-4)$$

Yukarıdaki denklemin Denklem (9-2)'ye konması f ve R_{max} arasındaki ilişkiyi ortaya çıkarır:

$$f = \frac{R_{max}}{\pi \cdot} \quad (9-5)$$

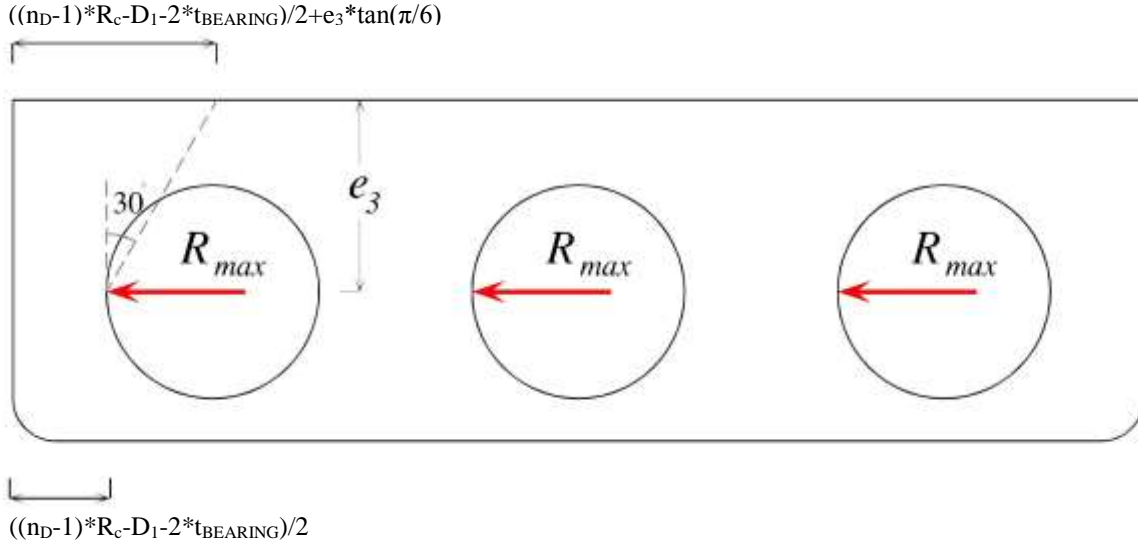
Bu denklem kayıcının daraltılmış kesitteki kalınlığının hesaplanması için kullanılabilir.

9.4.5 Destek plakasının tasarımı

Destek plakası enerji sönümleyiciden aktarılan kesme kuvvetini önce taban plakasına oradan da çerçeve kirişine iletir Bu plaka aynı zamanda düzlem içi eğilmeye de maruz kalır. Zira kesme kuvvetinin uygulama noktası destek plakasının taban plakasına bağlandığı noktadan biraz uzaktadır. Bu uzaklık e_3 dış-merkezlilik parametresi ile gösterilir ve $a_{s2} + t_{BEARING1} + D_1/2$ değerine eşittir. a_{s2} şu şekilde belirlenebilir: (i) destek plakası ve taban plakası bağlantısındaki kaynak için yeterli mesafe olması (kaynak boyutu a_{w1}) ve (ii) maksimum burulma açısında kol kenarlarıyla taban plakasının çarpışmasını önleyebilecek kadar kol ve taban plakası arasında aralık kalması. Destek plakasının kalınlığı aşağıdaki maddeler göz önünde bulundurularak belirlenmiştir: (i) AISC (2010^a)'yı temel alarak destek plakasının genişlik ve kalınlık arasındaki oran, (ii) destek plakasındaki yerel akmanın sınır durumu, ve (iii) mesnedin (BEARING 1) kabul edilebilir ezilme gerilmesine, $S_{BEARING}$, göre genişliği. Birinci madde için, destek plakası kesitinin kenarları ve uygulanan kuvvet, tipik bir çelik T kesitinin gövde davranışına benzediği için AISC (2010^a)'da verilen aşağıdaki yerel burkulma denklemi kullanılabilir:

$$\frac{d}{t} \leq 0.84 \sqrt{\frac{E}{F_Y}} \quad (9-2)$$

Bu da ST37 çeliği için 25 değeri verir. Yerel akmanın sınır durumunu kontrol etmek için, etkili gerilme, yatay kesitteki kesme gerilmesinin ($I_s \times t_s$) düzlem içi eğilme momentinin sonucunda oluşan normal gerilme ile birleştirilmesiyle hesaplanmıştır. Şekil 9-7'te gösterildiği gibi, moment destek plakasının kenarında en küçük kesite yerel olarak uygulanacak şekilde korunmuştur. Destek plakasının tasarımı, Ek G'de gösterilen "BHD_SPLATE_Designer_fun" fonksiyonu kullanılarak gerçekleştirilmiştir..



Şekil 9-7. Kuvvetteki dış-merkezden dolayı destek plakasındaki yerel eğilme.

9.4.6 Burulma sınırlayıcı plakanın tasarımı

Burulma sınırlayıcı plaka, enerji sönümleyicilerin tıpa-tipi bağlantılar kullanılarak burulmaya karşı kısıtlanmasına yarayan bir parçadır. Burulma sınırlayıcı plakalar, enerji sönümleyiciler tarafından iletilen burulma momentini alır ve kirişe iletir. Burulma sınırlayıcı plakaların kalınlığı enerji sönümleyicilerin tıpa tipi bağlantısının gerekli uzunluğuna göre belirlenir. Tıpanın uzunluğu AISC (2010^a)'da belirtildiği şekilde, tıpa bağlantısının ezilme gerilmesinin sınır durumuna göre aşağıdaki gibi belirlenir:

$$R_a \leq \frac{1.8F_y A_{pb}}{\Omega} \quad (9-3)$$

Burada Ω güvenlik katsayısıdır ve Bölüm 9.2'de anlatıldığı gibi 1.25 olarak alınır. Beklenen maksimum ezilme gerilmesini hesaplamak için temas kısmının uzunluğu ve ezilme gerilmelerinin dağılımı ile ilgili varsayımların yapılması gereklidir. Bu varsayımlar Bölüm

9.4.2'te anlatılmıştır. Burulma sınırlayıcı plakanın tasarımı Ek F'de verilen "**BHD_TRPLATE_Designer_fun**" fonksiyonu kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

9.4.7 Bağlantıların tasarımı

BHD'de hem kaynak hem de civata-tipi bağlantılar mevcuttur. Civatalar ve kaynaklar bilinen tasarım yöntemleriyle tasarlanmışlardır. Bağlantıların tasarımı Ek H'de verilen "**BHD_BOLTDesigner_fun**" fonksiyonu ile yapılmıştır. Bu fonksiyona girdi olarak normal ve kesme kuvvetleri ile civatanın kalitesi (8.8 ya da 10.9) tanımlanır ve sonuç olarak ise civata çapı elde edilir. Bu fonksiyon diğer fonksiyonlar ve ana program tarafından gerektiğinde çağırılabilir.

9.4.8 BHD tepkisinin hesabı için gerekli altprogramlar

BHD tasarımında gerekli kuvvetlerin hesaplanması için gerekli diğer altprogramlar aşağıda verilmiştir:

Ek I'de belirtilen "**BHD_MONO_fun**" fonksiyonu, BHD'nin tekdüze kuvvet-deplasman eğrisini hesaplar.

Ek K'de belirtilen "**TORQUE_TWIST_func.m**" fonksiyonu, enerji sönümleyicilerin burulma momenti-burulma açısı eğrisini hesaplar. Bu fonksiyon "**BHD_ED_Designer_fun**" fonksiyonu tarafından çağırılır.

Ek J'de belirtilen "**MULTILINEAR_fun**" fonksiyonu, Bölüm 9-1'de anlatıldığı gibi, BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisini çoklu doğrusal olacak şekilde verir, "**BHD_ED_Designer_fun**" fonksiyonu tarafından BHD'nin *HI* ve etkili akma noktasını hesaplamak için çağırılır.

9.5 GELİŞTİRİLEN PROGRAMLA YAPILAN ÖRNEK TASARIMLAR

Geliştirilen programın kabiliyetlerini göstermek için çeşitli özelliklere sahip üç adet örnek BHD'nin tasarım yapılmış ve ilgili program çıktıları aşağıda sunulmuştur.

9.5.1 TASARIM 1

$F_Y=200 \times 10^3$ (BHD'nin akma kuvveti (N))
 $HI=1.30$ (Maksimum kuvvetin (D_{max} 'taki kuvvet) BHD'nin akma kuvvetine oranı)
 $n_D=1$ (BHD'nin enerji sönümleyici sayısı)
 $storyheight=3400mm$ (kat yüksekliği)
 $drift_1=0.010$
 $drift_1=0.025$

PROGRAM ÇIKTISI:

DEVICE INFO -----

$FY=200.0kN$, $FM=260.0kN$, $HI=1.30$, $nD=1$, $Dmax=85mm$
 $RMAX=256.4kN$, $TQ=41.85kN.m$, $L=184mm$, $dr=0.46$, $Fx=118.5kN$, $Vy=227.4kN$

GENERAL DIMENSIONS:

$lBHD=555.0mm$, $hBHD=439.5mm$, $wBHD=345.7mm$

ENERGY DISSIPATERS (Part No.1):

$D0=73.9mm$, $H0=49mm$, $D1=150.0mm$, $r=9.55mm$, $Hed=280.70mm$

ARMS (Part No.2):

$L=184mm$, $hA=76mm$, $bA=204.00mm$, $aA=27mm$, $cA=26.00mm$
 $Ds=46.0$

SUPPORT PLATE (Part No.3):

$tS=37mm$, $lS=250mm$, $aS1=37.00mm$, $aS2=22.00mm$

TORSIONAL RESTRAINT PLATE (Part No.4):

$tTR=83mm$, $lTR=555.00mm$, $Rc=236.00mm$

RAILS (Part No.5):

Two side rails: $tR=62mm$, $hR=106.00mm$, $lR=108.00mm$
The middle rail is solid rectangular blocks: $tR(Middle rails)=149mm$,
 $hR=106.00mm$, $lR=108.00mm$

SLIDER BLOCK (Part No.6):

$Sw=65.80mm$, $Sl=60.60mm$, $Sh=60.60mm$

MOUNTING SHAFT (Part No.7):

$Ds=46.0mm$, $Lshaft=105.0mm$

BASE PLATE (Part No.8):

$tBP=12.0mm$, $wBP=345.7mm$, $lBP=555.0mm$

ATTACHMENT PLATE (Part No.9):

$tAP=12.0mm$, $wAP=345.7mm$, $lAP=385.0mm$

COVER PLATE (Part No.10):

$tCP=18.0mm$, $hCP=427.5mm$, $lCP=555.0mm$

GUIDE STRIPS (Part No.11):

$tGS=37.0mm$, $hGS=48.0mm$, $lGS=555.0mm$

WELDS:

aW1=10.00mm aW2=5.00mm aW3=18.00mm

BOLTS:

BOLT SERIES 1: 2X(2 X M16 @ 236.0mm) (Grade 8.8)

BOLT SERIES 2: 4X(5 X M8 @ 20.0mm) (Grade 8.8)

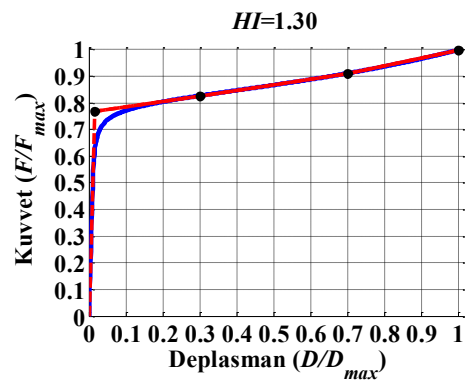
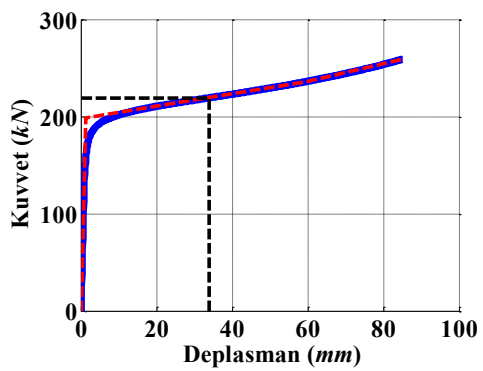
BOLT SERIES 3: 4X(4 X M8 @ 20.0mm) (Grade 8.8)

BOLT SERIES 4: 8 X M20 @ 74.1mm (Grade 8.8)

Multi-linear Approximation of Force-Displacement Curve:

Normalized Displacement	Normalized Force
0.000	0.000
0.016	0.768
0.300	0.827
0.700	0.911
0.999	1.000

Design Completed.



9.5.2 TASARIM 2

$F_Y=500 \times 10^3$	(BHD'nin akma kuvveti (N))
$HI=1.25$	(Maksimum kuvvetin (D_{max} 'taki kuvvet) BHD'nin akma kuvvetine oranı)
$n_D=2$	(BHD'nin enerji sönümleyici sayısı)
$storyheight=3400mm$	(kat yüksekliği)
$drift_1=0.010$	
$drift_1=0.025$	

PROGRAM ÇIKTISI:

DEVICE INFO -----

FY=500.0kN, FM=625.0kN, HI=1.25, nD=2, Dmax=85mm
RMAX=310.6kN, TQ=59.31kN.m, L=209mm, dr=0.41, Fx=126.3kN, Vy=283.8kN

GENERAL DIMENSIONS:
lBHD=827.0mm, hBHD=496.5mm, wBHD=377.4mm

ENERGY DISSIPATERS (Part No.1):
D0=83.2mm, H0=48mm, D1=168.0mm, r=10.40mm, Hed=306.45mm

ARMS (Part No.2):
L=209mm, hA=85mm, bA=222.00mm, aA=27mm, cA=28.00mm
Ds= 50.0

SUPPORT PLATE (Part No.3):
tS=40mm, lS=528mm, aS1=40.00mm, aS2=22.00mm

TORSIONAL RESTRAINT PLATE (Part No.4):
tTR=94mm, lTR=827.00mm, Rc=249.00mm

RAILS (Part No.5):
Two side rails: tR=66mm, hR=110.00mm, lR=117.00mm
The middle rail is solid rectangular blocks: tR(Middle rails)=157mm,
hR=110.00mm, lR=117.00mm

SLIDER BLOCK (Part No.6):
Sw=70.80mm, Sl=66.70mm, Sh=66.70mm

MOUNTING SHAFT (Part No.7):
Ds=50.0mm, Lshaft=117.0mm

BASE PLATE (Part No.8):
tBP=22.0mm, wBP=377.4mm, lBP=827.0mm

ATTACHMENT PLATE (Part No.9):
tAP=22.0mm, wAP=377.4mm, lAP=657.0mm

COVER PLATE (Part No.10):
tCP=20.0mm, hCP=474.5mm, lCP=827.0mm

GUIDE STRIPS (Part No.11):
tGS=41.0mm, hGS=54.0mm, lGS=827.0mm

WELDS:

aW1=7.00mm aW2=5.00mm aW3=19.00mm

BOLTS:

BOLT SERIES 1: 2X(3 X M20 @ 249.0mm) (Grade 8.8)

BOLT SERIES 2: 4X(13 X M8 @ 20.0mm) (Grade 8.8)

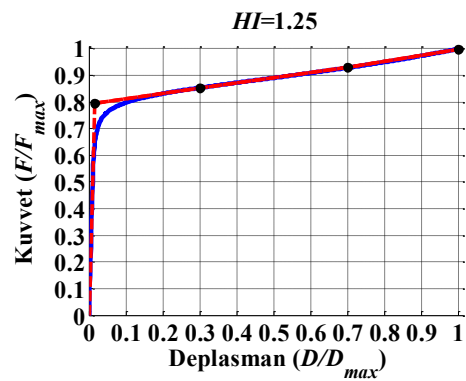
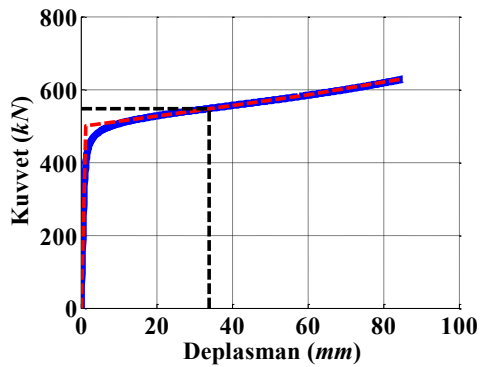
BOLT SERIES 3: 4X(4 X M8 @ 20.0mm) (Grade 8.8)

BOLT SERIES 4: 8 X M22 @ 113.0mm (Grade 8.8)

Multi-linear Approximation of Force-Displacement Curve:

Normalized Displacement	Normalized Force
0.000	0.000
0.016	0.797
0.300	0.854
0.700	0.929
0.999	1.000

Design Completed.



9.5.3 TASARIM 3

$F_Y=700 \times 10^3$	(BHD'nin akma kuvveti (N))
HI=1.40	(Maksimum kuvvetin (D_{max} 'taki kuvvet) BHD'nin akma kuvvetine oranı)
$n_D=4$	(BHD'nin enerji sönümleyici sayısı)
storyheight=4000mm	(kat yüksekliği)
drift ₁ = 0.010	
drift ₁ = 0.025	

PROGRAM ÇIKTISI:

DEVICE INFO -----

FY=700.0kN, FM=980.0kN, HI=1.40, nD=4, Dmax=100mm
RMAX=242.4kN, TQ=36.87kN.m, L=182mm, dr=0.55, Fx=133.2kN, Vy=202.6kN

GENERAL DIMENSIONS:
lBHD=1341.0mm, hBHD=461.5mm, wBHD=346.4mm

ENERGY DISSIPATERS (Part No.1):
D0=70.7mm, H0=56mm, D1=144.0mm, r=9.15mm, Hed=278.35mm

ARMS (Part No.2):
L=182mm, hA=73mm, bA=206.00mm, aA=31mm, cA=25.50mm
Ds= 45.0

SUPPORT PLATE (Part No.3):
tS=36mm, lS=997mm, aS1=36.00mm, aS2=26.00mm

TORSIONAL RESTRAINT PLATE (Part No.4):
tTR=79mm, lTR=1341.00mm, Rc=252.00mm

RAILS (Part No.5):
tR=64mm, hR=113.00mm, lR=107.00mm

SLIDER BLOCK (Part No.6):
Sw=64.60mm, Sl=58.90mm, Sh=58.90mm

MOUNTING SHAFT (Part No.7):
Ds=45.0mm, Lshaft=101.0mm

BASE PLATE (Part No.8):
tBP=25.0mm, wBP=346.4mm, lBP=1341.0mm

ATTACHMENT PLATE (Part No.9):
tAP=25.0mm, wAP=346.4mm, lAP=1141.0mm

COVER PLATE (Part No.10):
tCP=18.0mm, hCP=436.5mm, lCP=1341.0mm

GUIDE STRIPS (Part No.11):
tGS=40.0mm, hGS=58.0mm, lGS=1341.0mm

WELDS:

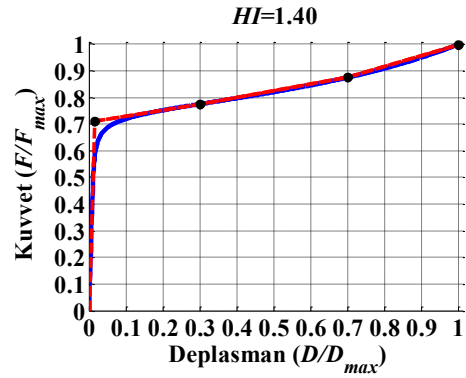
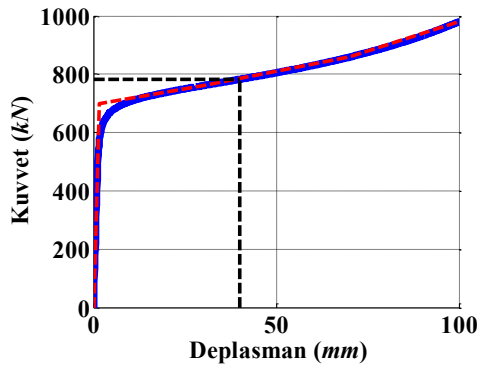
aW1=5.00mm aW2=5.00mm aW3=18.00mm
 BOLTS:

BOLT SERIES 1: 2X(5 X M20 @ 252.0mm) (Grade 8.8)
 BOLT SERIES 2: 4X(17 X M8 @ 20.0mm) (Grade 8.8)
 BOLT SERIES 3: 4X(4 X M8 @ 20.0mm) (Grade 8.8)
 BOLT SERIES 4: 8 X M20 @ 186.4mm (Grade 8.8)

Multi-linear Approximation of Force-Displacement Curve:
 Normalized Displacement Normalized Force

Normalized Displacement	Normalized Force
0.000	0.000
0.016	0.714
0.300	0.776
0.700	0.876
0.999	0.999

Design Completed.



9.6 ÖZET VE SONUÇ

BHD'ye ait parçaların daha kolay tasarlanabilmesi için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu bölümde, tasarım algoritması anlatılmış ve geliştirilen program incelenmiştir. Bunların yanında, BHD'nin basitleştirilmiş çoklu doğrusal kuvvet-deplasman eğrileri HI değerlerinin pratikte kullanılan aralığı için gösterilmiştir. Bu basitleştirilmiş eğriler herhangi bir yapısal yazılımda BHD'nin modelleme uygulamalarında kullanılabilir.

BÖLÜM 10

ÖZET VE SONUÇ

Bu araştırmada, yapı çerçevelerinin sismik koruması için yeni bir histeretik damper geliştirilmiştir. Bu dampere Burulmalı Histeretik enerji sönümlenme cihazı (Damper) ya da BHD adı verilmiştir. Yeni geliştirilen damper ters-V çaprazlar kullanılarak yapı çerçevelerine yerleştirilmek üzere tasarlanmıştır. BHD elastik-ötesi sertleşme ile karakterize edilmiştir. Bu davranışın çerçeveli binaların deprem performansındaki önemi kat deplasmanlarının ve dolayısıyla enerji sönümünün bina yüksekliği boyunca düzgün dağılımını sağlamasından kaynaklanmaktadır. Bu çalışma, BHD cihazının, kavramsal olarak tasarımı, analitik ve sayısal çalışmaları ve doğrulama testleri dâhil, bütün ar-ge aşamalarını kapsamaktadır.

10.1 BHD CİHAZININ GELİŞTİRİLMESİ

Raporun 2. Bölümünde yeni geliştirilen Burulmalı Histeretik Enerji Sönümlenme Cihazı (Damper) (BHD) detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Yeni cihazın geliştirilmesini kapsayan çalışmalar özetlenmiştir.

10.2 ANALİTİK VE SAYISAL ÇALIŞMALAR

Yeni damperin performansı ve tepkisini araştırmak için yapılan analitik çalışmalar Bölüm 3,4 ve 5'te verilmiştir. BHD'nin enerji sönümleyicileri iki ucunda büyütülmüş parçalar olan dolu çelik silindirlerdir. Damperin kuvvet-deplasman tepkisini analitik olarak anlatabilmek için Bölüm 2'de düzgün dolu silindirin farklı malzeme modelleriyle (elasto-plastik, çift-eğimli, elastik/üstel-sertleşme ve Ramberg-Osgood) burulma momenti-burulma açısı ilişkisi verilmiştir. Bölüm 4'de BHD'nin enerji sönümleyici aksamına ait kinematik ve kuvvet-deplasman eğrisi analitik olarak incelenmiştir. Bahsedilen enerji sönümleyici aksamı uçları genişletilmiş silindir şeklinde bir enerji sönümleyici, burulma kolu, kayıcı blok ve raydan oluşmaktadır. Tek bir enerji sönümleyici aksamının kuvvet-deplasman analizi için gerekli olan denklemler çıkarılmıştır. Bu denklemler bir ya da daha çok enerji sönümleyici aksamından oluşan BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisini elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Raporun beşinci bölümünde BHD'nin kuvvet-deplasman eğrisi tekdüze, tam ters çevrilmiş döngüsel ve genel yükleme koşulları için formülize edilmiştir. BHD'nin davranışını genel düzlemsel

hareket altında analiz edebilmek için, cihazın enerji sönümleyicilerine ait göreceli denklem temelli bir histeretik model kullanılarak numerik yöntemler geliştirilmiştir. Basitleştirilmiş kuvvet-deplasman modelleri tekdüze ve tam ters çevrilmiş döngüsel yüklemeler için de türetilmiştir.

10.3 DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE DOĞRULAMA TESTLERİ

Bu çalışmanın deneysel evresinde üç adet çerçeve numunesi test edilmiştir. Bu numuneler 1/3.2 ölçekli olup ters-V çaprazlı, H-link dış-merkez çaprazlı ve BHD'li çerçevelerden ibarettir. Raporun 6'ncı bölümünde test çerçevelerinin tasarımı anlatılmıştır. Bu numuneler, farklı büyüklüklerdeki statik çevrimsel yanal yüklemeler altında ODTÜ Mühendislik Bilimleri Bölümü Mekanik Laboratuvarı'nda test edilmiştir. Sonuçlar, raporun 8'inci bölümünde sunulmuş ve tartışılmıştır. Üç çerçeve numunesinin yapısal performansı birbiri ile karşılaştırılmıştır. Tasarım aşamasında öngörüldüğü gibi, deneyler damperlerin çalışma mekanizmasının işlevselliğini ve sağlamlığını kanıtlamıştır. Damper bileşenlerinin mekanizmasında çalışma prensipleri ve işlevselliği açısından beklenmedik bir durumla karşılaşılmemiştir. Ters-V çaprazlı çerçeve, H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve BHD'li çerçevenin maksimum deplasmandaki eşdeğer sönümlenme katsayıları sırasıyla 0.1, 0.12, ve 0.20 olarak hesaplanmıştır. Beklenildiği gibi, BHD'li çerçevenin enerji sönümlenme kapasitesi en yüksektir. Deneyler sonucunda, BHD damperlerin yorulma dayanımının birden fazla depreme dayanabilecek şekilde tasarlandığı gözlenmiştir. Buda izlenen tasarım metodunun BHD tasarımına uygun olduğunu göstermektedir.

10.4 YENİ DAMPERİN BİLEŞEN TASARIMLARI İÇİN BİLGİSAYAR KODU GELİŞTİRİLMESİ

BHD'ye ait parçaların daha kolay tasarlanabilmesi için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu bölümde, tasarım algoritması anlatılmış ve geliştirilen program incelenmiştir. Bunların yanında, BHD'nin basitleştirilmiş çoklu doğrusal kuvvet-deplasman eğrileri HI değerlerinin pratikte kullanılan aralığı için gösterilmiştir. Bu basitleştirilmiş eğriler herhangi bir yapısal yazılımda BHD'nin modelleme uygulamalarında kullanılabilir.

REFERANSLAR

Aiken, I. D., Nims, D. K. and Kelly, J. M. (1992). "Comparative study of four passive energy dissipation systems." *Bulletin of New Zealand Society of Earthquake Engineering*, 25(3): 175-192.

Altshuller, G. S., Shapiro, R. B. (1956). "On the psychology of innovative creativity." *Problems of Psychology*, (6) 37–49 (in Russian).

Anagnostides, G., Hargreaves, A. C., and Wyatt, T. A. (1989). "Development and applications of energy absorption devices based on friction." *J. Constr. Steel Res.* 13 (4), 317–336.

AISC (2010^a). "Specifications for structural steel buildings." *ANSI/AISC 360-10*, Chicago, IL: American Institute of Steel Construction.

AISC (2010^b). "Seismic provisions for structural steel buildings." *ANSI/AISC 341-10*, Chicago, IL: American Institute of Steel Construction.

ASCE (2010). "Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures." *ASCE/SEI 7-10*, Reston, VA: American Society of Civil Engineers.

ASTM (2008). "Standard Practice for Strain-Controlled Axial-Torsional Fatigue Testing with Thin-Walled Tubular Specimens." *ASTM Standard E2207-08*, West Conshohocken, PA: ASTM International, DOI: 10.1520/E2207-08, www.astm.org.

Autodesk (2005). AutoCAD Version 2005., Autodesk Inc., California, USA.

Boardman, P. R., Wood, B. J. and Carr, A. J. (1983). "Union House—across-braced structure with energy dissipaters." *Bulletin of the New Zealand National Society for Earthquake Engineering*, 16(2).

Bruneau, M. (2007). "Emerging Hysteretic-Based Seismic Systems: Convergence of Ideas in Ductile Steel Design." *10th World Conference on Seismic Isolation, Energy Dissipation and Vibration Control of Structures*, Istanbul.

Chan R.W.K., Albermani F. (2008). "Experimental study of steel slit damper for passive energy dissipation." *Engineering Structures*, 30(4): 1058–1066. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2007.07.005>.

Ciampi, V. (1995). "Research and development of passive energy dissipation techniques for civil buildings in Italy." *International Post-SMIRT Conference Seminar on Seismic Isolation, Passive Energy Dissipation and Control of Vibration of Structures*, 1–15.

Ciampi, V., De Angelis, M., and Paolacci, F. (1993). "On the seismic design of dissipative bracings for seismic protection of structures." *Structural Dynamic—Eurodyn '93*, 153–160.

Ciampi, V., and Samuelli-Ferretti, A. (1990). "Energy dissipation in buildings using special bracing systems." *Proceedings of the 9th European Conference on Earthquake Engineering*, 3, 9-18.

Clark, P., Aiken, I., Kasai, K., and Kimura, I. (2000) Large-Scale Testing of Steel Unbonded Braces for Energy Dissipation. *Advanced Technology in Structural Engineering*: pp. 1-5. doi: 10.1061/40492(2000)12

Clark, P., Aiken, I., Kasai, K., Ko, E. and Kimura, I. (1999^a). "Design procedures for buildings incorporating hysteretic damping devices." *Proc. 69th Annual Convention of SEAOC*, Sacramento, CA.

Clark P., Aiken I., Nakashima, M., Miyazaki, M., Midorikawa, M. (1999^b). NEW DESIGN TECHNOLOGIES, The 1995 Kobe (Hyogo-ken Nanbu) Earthquake as a trigger for implementing new seismic design technologies in Japan." *Lessons Learned Over Time, Learning From Earthquakes*, Volume III, Earthquake Engineering Research Institute.

Coffin, L.F. (1954). "A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal." *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers* 76, 931-50.

Constantinou, M. C., Reinhorn, A. M., Mokha, A. and Watson R. (1991). "Displacement control device for base-isolated bridges." *Earthquake Spectra*, 7(2): 179-200.

Constantinou, M. C., Symans, M. D., Tsoelas, P. and Taylor D. P. (1993). "Fluid viscous dampers in applications of seismic energy dissipation and seismic isolation." *Proc. ATC-17-1 Seminar on Seismic Isolation, Passive Energy Dissipation, and Active Control*, San Francisco.

Constantinou, M. C. (1994). "Principles of Friction, Viscoelastic, Yielding Steel and Fluid Viscous Dampers: Properties and Design." In Constantinou, M. C. & Soong T. T. (Eds.), *Passive and active structural vibration control in engineering*. Springer-Verlag; New York.

DesRoches R., Delemont M., (2002), "Seismic retrofit of simply supported bridges using shape memory alloys", *Engineering Structures*, 24, pp 325–332.

Dowling, N.E. (2006). *Mechanical behavior of materials; Methods for deformation, fracture and fatigue* (3rd ed.). Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall.

Dusi A., Bettinali F., Forni M., La Grotteria M., Martelli A., Castellano M. G., Infanti S., Bergamo G., Bonacina G. (2000). "Implementation and validation of finite element models of elasto-plastic torsional energy dissipaters." *12th World Conference on Earthquake Engineering (12th WCEE)*, Auckland, New Zealand, paper No 1647.

Eatherton, M., and Hajjar, J. F. (2010). Large-Scale Cyclic and Hybrid Simulation Testing and Development of a Controlled-Rocking Steel Building System with Replaceable Fuses, Report No. NSEL-024, Newmark Structural Engineering Laboratory Report Series (ISSN 1940-9826), Department of Civil and Environmental Engineering, University of Illinois at Urbana, Champaign, Urbana, IL.

El-Bahey, S., Bruneau, M., (2012). "Bridge Piers Having Structural Fuses and Bi-steel Columns I: Experimental Testing." *ASCE Journal of Bridge Engineering*, 17(1), 25-35.

European Organization for Technical Approvals (EOTA). (2006). *European Technical Approval ETA-06/0131*. English translation by Deutsches Institut für Bautechnik (DIBt).

Fahnestock, L. A., Sause, R., and Ricles, J. M. (2003). "Analytical and experimental studies on buckling restraint braced composite frames." *Proc. Int. Workshop on Steel and Concrete Composite Construction (IWSCCC-2003)*, NCREC, Taipei, Taiwan, Rep. No. NCREC-03-026, 177-188.

Fey, V., Rivin E. (2005). *Innovation on demand*. Cambridge University Press, UK, Cambridge.

International Federation for Structural Concrete, *fib* Bulletin No. 39 (2009). *Seismic bridge design and retrofit – structural solutions*. International Federation for structural concrete (*fib*): Lausanne, Switzerland.

Forni M. (Editor), Gülkan P. (Reviewer) (2007). *Innovative anti seismic systems users manual*, LESSLOSS Report No.2007/03, IUSS Press, Pavia.

Fitzgerald, T. F., Anagnos T., Goodson M., and Zsutty T. (1989). "Slotted Bolted Connections in aseismic design for concentrically braced connections." *Earthquake Spectra*, 5(2), 383-391.

GLT (GLEIT LARGER TECHNIK GMBH) Corporation, "NOX-MET®", {<http://www.glt-gleitlagertechnik.de/sliding-bearings/detail/mode/detailView/product/NOX-MET/?L=3&cHash=4afa2b4e5b1a78e2d8e728ea09b397d2>}, retrieved in December 25, 2012.

Grigorian. C. E. and Popov, E. P. (1994). *Energy dissipation with slotted bolted connections*, Report No. UCB/EERC-94-02, Earthquake Engineering Research Center, University of California, Berkeley, CA.

igus® corporation, "iglidur® G – The All-Round Performer" *iglidur_G,_type_S,_mm.pdf*, {www.igus.de} , retrieved in December 20, 2010.

Ikhouane, F., Rodellar, J. (2007). *Systems with Hysteresis: Analysis, Identification and Control Using the Bouc-Wen Model*. New York, NY: John Wiley & Sons.

Iwan, W. D. (1966). "A distributed-element model for hysteresis and its steady-state dynamic response." *Journal of Applied Mechanics*, 33, 893–900.

Jones, R. M. (2008). *Deformation Theory of Plasticity*. Bull Ridge Publishing, Blacksburg, VA. ISBN 0978722310.

Kelly, J.M., Skinner, R.I. and Heine, A.J. (1972). "Mechanisms of Energy Absorption in Special Devices for Use in Earthquake Resistant Structures." *Bull. N.Z. Soc. Earthquake Engrg.*, 5(3), 63-88.

Kelly, J. M. (1988). *Base isolation in Japan, 1988*, Report No. EERC 88-20, Earthquake Engineering Research Center, University of California, Berkeley, CA.

Kelly, J. M. , Skinner, M. S. and Beucke, K. E. (1980). *Experimental Testing of an Energy-Absorbing Base Isolation System*, Report No. UCB/EERC-80/35, Earthquake Engineering Research Center, University of California, Berkeley, CA.

Kobori T., Yamada T., Takenaka Y., Maeda Y. & Nishimura I. (1988). "Effect of dynamic tuned connector on reduction of seismic response - application to adjacent office buildings." *Proc. 9th World Conf. on Earthquake Engineering*, Vol. 5, Tokyo-Kyoto, Japan, 773-338.

Krawinkler, H., Gupta, A., Medina, R., and Luco, N. (2000). "Loading histories for seismic performance testing of SMRF components and assemblies." Rep. SAC/BD-00/10, SAC Joint Venture, Sacramento, Calif.

Krawinkler H., Zohrei M., Lashkari-Irvani B., Cofie N. and Hadidi-Tamjed H. (1983). *Recommendations for experimental studies on the seismic behavior of steel components and materials*. Report No. 61, The John A. Blume Earthquake Engineering Center, Stanford University, Stanford, CA.

Lee D., Taylor D. P. (2001). "Viscous damper development and future trends." *The structural design of tall buildings*, 10, pp. 311-320. DOI:10.1002/tal.188

Li H. N., Li G. (2007). "Experimental study of structure with "dual function" metallic dampers." *Engineering Structures*, 29(8), 1917–1928.

Liao W-I., Mualla I., Loh C-H. (2004). "Shaking-table test of a friction-damped frame structure." *The structural design of tall buildings*, 13, pp. 45-54. DOI:10.1002/tal.232

Lobo, R. F., Bracci, J. M., Shen, K. L., Reinhorn, A. M., and Soong, T. T. (1993). "Inelastic response of R/C structures with viscoelastic braces." *Earthquake Spectra*, 9(3), 419–446.

Ma X., Borchers E., Pena A., Krawinkler H., Billington S., Deierlein G. (2011). *Design and behavior of steel shear plates with openings as energy-dissipating fuses*. Report No. 173, The John A. Blume Earthquake Engineering Center, Stanford University, Stanford, CA.

MacRae A. G., Kimura Y., and Roeder C. (2004). "Effect of Column Stiffness on Braced Frame Seismic Behavior." *ASCE Journal of Structural Engineering*, 130(3), 381–391.

Mahmoodi, P. (1969). "Structural Dampers." *ASCE Journal of the structural Division*, 95(8),: 1661-1672.

Makris N, Chang S. (1998). *Effect of damping mechanisms on the response of seismically isolated structures*, Pacific Earthquake Engineering Research Center (PEER) Report 1998/06, Collage of Engineering, University of California, Berkeley.

Mander, T.J., Rodgers, G.W., Chase, J.G., Mander, J.B. & MacRae, G.A. (2009) "Damage avoidance design steel beam-column moment connection using high-force-to-volume dissipators." *Journal of Structural Engineering*, 135(11), pp. 1390-1397.

MANSIDE Consortium, (1998). Guidelines for the passive seismic protection of structures using shape memory alloy based devices. Report of the Brite/Euram Project BE952168, September.

Manson, S.S. (1954). *Behavior of materials under conditions of thermal stress*. National Advisory Commission on Aeronautics: Report 1170. Cleveland: Lewis Flight Propulsion Laboratory.

Manson, M. M. (1966). *Thermal stress and low-cycle fatigue*. New York, NY: McGraw-Hill.

Martínez-Rueda, J. E. (2002). "On the Evolution of Energy Dissipation Devices for Seismic Design." *Earthquake Spectra* 18, 309, DOI:10.1193/1.1494434

Masing, G. (1926). "Eigenspannungen und verfestigung beim messing." (Self–stretching and hardening for brass). *Proceedings of the Second International Congress on Applied Mechanics*. Zurich, Switzerland.

Masing G. (1927). Veroeff. Siemens-Werken, 3, p. 231.

MathWorks (2010). MATLAB version 7.10.0., MathWorks Inc., Natick, Massachusetts.

MAURER SÖHNE (2013). *MAURER Sliding Bearings*. http://www.maurer-soehne.com/files/bauwerkschutzsysteme/pdf/en/productinfo/MAURER_MSM_sliding_bearings.pdf, retrieved in October 14, 2013.

MAURER SÖHNE (2011). *Tuned Mass and Viscous Dampers Product Brochure*. http://www.maurer-soehne.com/files/bauwerkschutzsysteme/pdf/en/brochure/MAURER_Tuned_Mass_and_Viscous_Dampers.pdf, retrieved in October 14, 2013.

Mayes R. L., Jones, L. R., and Buckle, I. G. (1990). "Impediments to the Implementation of Seismic Isolation." *Earthquake Spectra*, 6(2), 283-296.

McKay, G. R., Chapman H. E., and Kirkcaldie, D. K. (1990). "Seismic Isolation: New Zealand Applications." *Earthquake Spectra*, 6(2), 203-222.

Miller, D., Fahnestock, L., and Eatherton, M. (2011). "Self-Centering Buckling-Restrained Braces for Advanced Seismic Performance." *Structures Congress 2011*: pp. 960-970. doi: 10.1061/411171(401)85.

Miner, M.A. (1945). "Cumulative Damage in Fatigue", *Journal of Applied Mechanics*, Vo. 67, pag. A159-A164.

Mosqueda, G., Whittaker, A.S. & Fenves, G.L. (2004). "Characterization and modeling of friction pendulum bearings subjected to multiple components of excitation." *ASCE Journal of Structural Engineering*, 130(3), pp. 423-432.

Muto, K. (1969). "Earthquake resistant design of 36-storied Kasumigaseki building." *Proceedings of the 4th World Conference on Earthquake Engineering*, 3, J-4, pp. 16-33.

Mualla I., Nielsen L. O. (2000). "Parameters influencing the behavior of a new friction damper device." *Papers in Structural Engineering and Materials*, Technical University of Denmark; 49–58.

Nicoletti, M., Brancaleoni, F., De Marco, R., Dolce, M., Lamonaca, B. G., Marnetto, R., (Editors) (1999). *Brite-Euram MANSIDE Project-Workshop Proceedings, National Seismic Survey*, Rome, Italy.

Nims D. K. (1991). Large Scale Experimental Studies of Two Alternate Support Systems for the Seismic Restraint of Piping. PhD Dissertation, University of California, Berkeley.

Ocel, J., DesRoches, R., Leon, R., Hess, W., Krumme, R., Hayes, J., and Sweeney, S. (2004). "Steel Beam-Column Connections Using Shape Memory Alloys." *J. Struct. Eng.*, 130(5), 732–740.

Pall, A. S. (1979). *Limited slip bolted joints - A device to control the seismic response of large panel structures*. PhD Dissertation. Center for building studies, Concordia University, Montreal, Quebec, Canada.

Pall, A. S. (1983). 'Friction devices for aseismic design of buildings.' *Proceedings of the 4th Canadian Conference on Earthquake Engineering*, 475-484.

Pall A. S. and Marsh C. (1982). "Response of Friction Damped Braced Frames." *ASCE Journal of Structural Division*, 108(60),1313-1323.

Palmgren A., 1924, Die Lebensdauer von Kugellagem, *Verfahrenstechnik* Berlin, 68, 339-341 [in German].

Priestley M. J. N., Calvi G. M., Kowalsky M. J. (2007). *Displacement-Based Seismic Design of Structures*, IUSS Press: Pavia, Italy.

Richards, P. W., and Uang, C-m. (2006). "Testing protocol for short links in eccentrically braced frames." *J. Struct. Eng.* 132(8): p. 1183-1191.

Richter P. J., Nims D. K., Kelly J. M. and Kallenbach R. M. (1990). "The EDR – Energy dissipating Restraint, A New Device for Mitigation of Seismic Effects." *Proc. SEAOC 59th Annual Convention*, Lake Tahoe.

Ritchie R. O., McClintock F. A., Nayeb-Hashemi H., Ritter, M. A. (1981). "Mode III fatigue crack propagation in low alloy steel." *Metallurgical Transactions A*, 13(1), 101-110.

Robinson, W. H., and Cousins, W. J. (1988). "Lead Dampers for base isolation", *Proc. 9th World Conf. on Earthquake Engineering*, Vol. 8, Tokyo-Kyoto, Japan. 427-432.

Robinson, W. H. & Greenbank, L. R. (1975). "Properties of an extrusion energy absorber." *New Zealand Nat. Soc. Earthquake Eng. Bull*, 8(3), 187–191.

Sakurai, T., Shibata, K., Watanabe, S., Endoh, A., Yamada, K., Tanaka, N., and Kobayashi, H. (1992). "Application of joint damper to thermal power plant buildings." *Proceeding of the Tenth World Conference on Earthquake Engineering*, Madrid, Spain, 7, 4149-4154.

Salem Milani A. (2014). *Torsional hysteretic damper for seismic protection of structures*. Doctoral Dissertation, Middle East Technical University.

Shao, D., Pall, A., Soli, B. (2006). "Friction Dampers for Seismic Upgrade of A 14-Story Patient Tower With A 36-Foot Tall Soft-Story", *Proceedings, 8th US National Conference on Earthquake Engineering*, San Francisco, Paper # 90.

Skinner R.J., Kelly J.M. and Heine A.J. (1974). "Hysteretic dampers for earthquake-resistant structures." *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 3(3), 287-296. DOI: 10.1002/eqe.4290030307.

Skinner R. I., Robinson W. H. & McVerry G. H. (1993). *An Introduction to Seismic Isolation*. John Wiley & Sons., Chichester, England.

Soong T.T., Dargush G.F. (1997). *Passive energy Dissipation Systems in Structural Engineering*. John Willey & Sons, Chichester.

Soong, T.T., and Spencer, B.F. (2002). "Supplemental energy dissipation: state-of-the-art and state-of-the-practice." *Engineering Structures* 24(3), 243–259.

Swanson Analysis Systems Inc. (2009). *ANSYS User's Manual, Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Analysis*, Release 12.0. SAS IP, Inc., Canonsburg, PA.

Symans, M. D., Charney, F. A., Whittaker A. S., Constantinou, M., Kircher, C. A., Johnson, M. W., and McNamara R. J. (2008). "Energy Dissipation Systems for Seismic Applications: Current Practice and Recent Developments." *ASCE Journal of Structural Engineering*, 134(1). DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9445(2008)134:1(3).

Takai H., Uno T., Nagai K. (1988). "Study on the friction dampers as the device of base isolation as the device of a base isolation system." *Proc. 9th World Conf. on Earthquake Engineering*, Vol. 5, Tokyo-Kyoto, Japan, 803-808.

Taylor, A., Aiken, I. (2012). "What's Happened to Seismic Isolation of Buildings in the U.S.?" *STRUCTURE magazine*, March issue. <http://www.structuremag.org/article.aspx?articleID=1404#ArticlePDF>, retrieved in August 1, 2013.

Taylor D. P. "History, design, and applications of fluid dampers in structural engineering" Web. 13 Oct 2013. <http://taylordevices.com/papers/history/design.htm>

Tsai, K. C., and Hong, C. P. (1992). "Steel triangular plate energy absorber for earthquake-resistant buildings." *Proceedings of the 1st World Conference on Constructional Steel Design*, Acapulco, Mexico, 529–538.

Tsai, K. C., Chen, H. W., Hong, C. P., and Su, Y. F. (1993). Design of steel triangular plate energy absorbers for seismic resistant construction, *Earthquake Spectra* 9 (3), 505–528.

Tyler, R. G. (1977). "Damping in building structures by means of PTFE sliding joints." *Bulletin of the New Zealand National Society for Earthquake Engineering*, 10 (3), 139-142.

Tyler, R. G. (1978). "Tapered steel energy dissipators for earthquake resistant structures." *Bulletin of the New Zealand National Society for Earthquake Engineering*, December, 11(4), 282-294.

Tyler, R.G. (1985). "Tests on a brake lining damper for structures." *Bulletin of the New Zealand National Society for Earthquake Engineering*, September, 18(3), 280-285.

Uang, C. M., and Nakashima, M. (2003). "Steel buckling-restrained frames." in *Earthquake Engineering: Recent Advances and Application*, Chapter 16, Y. Bozorgnia and V. V. Bertero, eds., CRC Press.

Wakabayashi, M., Nakamura, T., Kashibara, A., Morizono, T. and Yokoyama, H. (1973). "Experimental study of elasto-plastic properties of precast concrete wall panels with built-in insulating braces." *Summaries of Technical Papers of Annual Meeting*, Architectural Institute of Japan, pp. 1041–1044 (in Japanese).

Watanabe, A. (1988) "Properties of brace encased in buckling-restraining concrete and steel tube." *Ninth World Conference on Earthquake Engineering*, Tokyo, 719-724.

Wen, Y.-K. (1976). "Method for random vibration of hysteretic systems." *Journal of Engineering Mechanics*, 102, 249–263.

Whittaker, A. S., Bertero, V. V., Thompson, C. L., and Alonso, L. J. (1991). "Seismic testing of steel plate energy dissipation devices." *Earthquake Spectra*, 7 (4), 563–604.

Williams, R. A. and Wilkening, W. W. (1989). "Combined-Mode Low-Cycle Fatigue Crack Growth Under Torsional Loading," *Nonlinear Fracture Mechanics: Volume I-Time-Dependent Fracture*, ASTM STP 995, A. Saxena, J. D. Landes, and J. L. Bassani, Eds., American Society for Testing and Materials (ASTM), Philadelphia, 388-414.

Xu Z., Agrawal A.K., He W.-L., Tan P. (2007). "Performance of passive energy dissipation systems during near-field ground motion type pulses." *Engineering Structures*; 29(2):224-236.

Yang, Z., Xu, Y., and Lu, X. (2003). "Experimental Seismic Study of Adjacent Buildings with Fluid Dampers." *J. Struct. Eng.*, 129(2), 197–205.

Youssef, M. A., Alam M. S., and Nehdi, M. (2008). "Experimental Investigation on the Seismic Behavior of Beam-Column Joints Reinforced with Superelastic Shape Memory Alloys." *Journal of Earthquake Engineering*, 12:7, 1205-1222. <http://dx.doi.org/10.1080/13632460802003082>.

Yu , Y.-J., Tsai, K.-C., Li, C.-H., Weng, Y.-T., Tsai, C.-Y. (2013). "Earthquake response analyses of a full-scale five-story steel frame equipped with two types of dampers." *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 42 (9) 1301-1320. DOI: <http://dx.doi.org/10.1002/eqe.2273>.

Zhang X.T., Wang J.J., Wang Z.Q., Chen H., P Jia M.X., Li J., Zhou H.W., Shen M., Zhang Z.E. (2008). "Design of and Experimental Research on a New Type of Steel Damper." 14th *World Conference on Earthquake Engineering*, October 12-17, Beijing, China.

EK A.

TRİGONOMETRİK ÖZELLİKLER

$$\sin(a \pm b) = \sin(a) \cos(b) \pm \cos(a) \sin(b) \quad (\text{A-1})$$

$$\cos(a \pm b) = \cos(a) \cos(b) \mp \sin(a) \sin(b) \quad (\text{A-2})$$

$$\sin(\cos^{-1} a) = \sqrt{1-a^2} \quad (\text{A-3})$$

$$\cos(\sin^{-1} a) = \sqrt{1-a^2} \quad (\text{A-4})$$

$$\sin(\tan^{-1} a) = \frac{a}{\sqrt{1+a^2}} \quad (\text{A-5})$$

$$\cos(\tan^{-1} a) = \frac{1}{\sqrt{1+a^2}} \quad (\text{A-6})$$

$$\tan(\sin^{-1} a) = \frac{a}{\sqrt{1-a^2}} \quad (\text{A-7})$$

EK B.

GELİŞTİRİLMİŞ TASARIM KODU: ANA KOD

```
clc, clear, close all
% ***** INPUT DATA *****
FY=200e3; % Yield force (kN)
nD=2; % Number of dissipaters
HI=1.25; % Hardening index (Fmax/Fy)
storyheight=3400;
% *****
drift1=0.01; drift2=0.025;
DM=drift2*storyheight;
DD=drift1*storyheight;

H=700; n=0.047; E=2.05e5; v=0.3;
Mu1=0.03; Mu2=0.10; Mu3=0.10; Mu4=0.03;

sMSM=70; tMSM=8.0; tSST=2.5; Srat=1.0; % Allowable stress in MSM (MPa) ; Thickness of MSM (mm)
; Thickness of stainless steel sheets (mm) ; Aspect ratio of Slider Block (Sh/Sl)<=1.0
c1=5.0; % Vertical clearance between the edges of the rail and the support plate (mm)
c2=5.0; % Horizontal clearance between the arm and the guide strips (mm)
c3=5.0; % Horizontal clearance between the rail and the arm (mm)
c4=5.0; % Vertical clearance between the edge of arm and the attachment plate (mm)
c5=5.0; % Vertical clearance between the tip of the weld aW3 and the slider block (mm)
c6=5.0; % Horizontal clearance between the rail and the guide strips (mm)
c11=5.0; % Minimum horizontal clearance between the adjacent arms (mm)

BOLTGRADE='8.8 '; % Should be either '8.8 ' or '10.9'

if HI>1.60, fprintf('\n\n The requested hardening index (HI) is too large. \n\n'), beep,
return, end
if HI<1.15 fprintf('\n\n The requested HI is too small.\n\n'), beep, return, end
if HI<1.20 fprintf('\n\n WARNING! The requested HI is too small. Design might not be
possible. \n\n Press any key to continue... \n\n'), pause, end
if DM/DD<1.5 fprintf('\n\n WARNING! Maximum Displacement is too close to the design
displacement \n The requested hardening might not be achievable \n\n Press any key to
continue... \n\n'), pause, end
if DM/DD<=1.0, fprintf('\n\n ERROR! Maximum Displacement should be larger than the design
displacement \n\n'), return, end

L=2*DM; D0=2*(3/(2*pi)*(FY*HI*L/nD)/H)^(1/3); % Initial values to start the iterative process
Ds=ceil(sqrt(1.25*HI*FY/nD*4*sqrt(3)/(345*pi))); % Initial values
Par1=[E,H,n,v,Mu1,Mu2,Mu3]; Par2=[D0,L,0,Ds];
[DO,H0,L,D1]=BHD_ED_Designer_fun(FY,HI,DD,DM,nD,Par1,Par2);
H0eqRat=[1.3588 1.3588 1.2812 1.2557 1.2429 1.2353 1.2303 1.2268 1.2241 1.2219 1.2202 1.2188
1.2176 1.2166 1.2157 1.2149 1.2143 1.2137 1.2131 1.2126 1.2122 1.2118 1.2115 1.2111 1.2108
1.2105 1.2103 1.2101 1.2098 1.2096 ];
gH0eqRat=[0.0000 0.0257 0.0545 0.0834 0.1123 0.1412 0.1701 0.1991 0.2280 0.2570 0.2859 0.3149
0.3438 0.3728 0.4017 0.4307 0.4597 0.4887 0.5176 0.5466 0.5756 0.6046 0.6335 0.6625 0.6915
0.7205 0.7494 0.7784 0.8074 0.8364 ];
[~,~,RMAX,~,~,TETmax,gMAX]=BHD_MONO_fun(DM,D0,H0,H0eqRat,gH0eqRat,L,nD,H,n,E,v,Mu1,Mu2,Mu3,D1,
Ds);
dr=DM/L; Vy=RMAX*sqrt(1-dr^2); Fx=RMAX*dr; TQ=Vy*L;
% *****
fy1=345; fu1=520; % [MPa] Yield strength (Energy Dissipaters)
fy2=345; fu2=520; % [MPa] Yield strength S355J2+N (Steel used in the rest of the parts)
fy3=235; fu3=400; % [MPa] Yield strength S355J2+N (Plates Steel)
FEXX=480; % [MPa] Welding electrode Yield strength

SF1=1.25; % General Safety Factor

saWeld=min([fy2/0.707/1.67 , fy3/0.707/1.67 , fu2/0.707/2.0 , fu3/0.707/2.0 , 0.6*FEXX/2.0]);
% Allowable stress for WELDS
sa2=min(1.8*fy3/SF1,1.8*fy1/SF1); % Allowable stress for STEEL-to-STEEL CONTACT
sBearing1=70; % [MPa] Allowable stress for the Cylindrical Bearing 1
tBearing1=5.0; % [mm] Thickness of the Cylindrical Bearing 1
sBearing2=70; % [MPa] Allowable stress for the Cylindrical Bearing 2
tBearing2=5.0; % [mm] Thickness of the Cylindrical Bearing 2
```

```

C1=0.20; % Coefficient for ARM-PLUG CONTACT along the STRAIGHT EDGE
C2=0.30; % Coefficient for ARM-PLUG CONTACT along the CURVED EDGE
C3=0.20; % Coefficient for BP-PLUG CONTACT
% *****
Ds=ceil(sqrt(SF1*RMAX*4*sqrt(3)/(fy2*pi)));
[D1_new,wP1,LP1]=BHD_D1_Designer_fun(Vy,Fx,L,D0,0,fy1);
if D1_new>D1
    Par1=[E,H,n,v,Mu1,Mu2,Mu3]; Par2=[D0,L,D1_new,Ds];
    [D0,H0,L,D1]=BHD_ED_Designer_fun(FY,HI,DD,DM,nD,Par1,Par2);
else
    [D1,wP1,LP1]=BHD_D1_Designer_fun(Vy,Fx,L,D0,D1,fy1);
end
% ***** Design completed for D0,H0,D1,L *****
% ***** Design of the support plate (tS,aS1,aS2,lS,aW1) *****
bA=1.2*D1; % Estimation: The final design of bA will be after design of the slider and
determination 22
lS=nD*bA+(nD-1)*c11;

tS=max(ceil(lS/0.84*sqrt(fy3/2e5)),ceil(RMAX/(pi*D1*sBearing1)/5)*5); % Width-thickness
ratio limit and limit state of bearing stress

s1=HI*FY/(2*lS); s2=HI*FY*D1/(2*lS^2/6); s=sqrt(s1^2+s2^2);
aW1=max(ceil(s/saWeld),5.0);

if aW1>tS-2.0
    tS=aW1+2.0;
end
% ***** Calculations for Slider and MSM (Sl,Sh,Sa) *****
dV=ceil(L*(1-cos(TETmax))*10)/10; % Vertical movement of the slider at maximum
displacement, with reference to the undisplaced state
Sl=ceil(sqrt(RMAX/(sMSM*Srat))*10)/10; % Length of the slider (mm)
Sh=ceil(Sl*Srat*10)/10; % Height of the slider (mm)

Sa=ceil(SF1*RMAX/(pi*fy2*Sh)*10)/10;
if Sl<Ds+2*Sa
    Sl=Ds+2*tBearing2+2*Sa;
    Sh=ceil(Sl*Srat);
end
Sw=Ds+2*tBearing2+2*Sa; % Width of the slider (mm)
% ***** Design completed for Sl,Sh,Sa *****
% *** The ARM ***
[hA,aA,bA,e1]=BHD_ARM_Designer_fun(Vy,Fx,Sh/2+c3,L,D1,wP1,LP1,0,sa2,fy3,C1,C2,SF1);
Rc=ceil(2*bA/2*sqrt(1+tan(TETmax)^2)+c11); % Rc is determined based on the required
% distance between the two arms to prevent clashing
Lshaft=round(e1+hA/2-6.0); % Length of the Mounting Shaft
% *** The Support Plate ***
lS=ceil((nD-1)*Rc+D1+2*tBearing1+2*(0.3*D1)); % Length of the support plate
aS2=D1/2+aA-(D1/2+tBearing1); % Initial value required to calculate e3 (to be
checked against required weld size)
e3=D1/2+tBearing1+aS2;
aW1=max([5.0,ceil(sqrt((HI*FY/(2*lS))^2+(HI*FY*e3/(2*lS^2/6))^2)/saWeld)]);
aS2=max([aS2,2*aW1]);
e3=D1/2+tBearing1+aS2;
aW1=max([5.0,ceil(sqrt((HI*FY/(2*lS))^2+(HI*FY*e3/(2*lS^2/6))^2)/saWeld)]);
[tS]=BHD_SPLATE_Designer_fun(FY,HI,nD,D1,tS,lS,Rc,e3,tBearing1,sBearing1,fy2,SF1);
aS1=tS;
% *** The Torsional Restraint Plate ***
[tTR]=BHD_TRPLATE_Designer_fun(Vy,L,wP1,LP1,sa2,C3);

Hed=tTR+2*(wP1/2-D0/2)+H0+tS/2+e1+hA/2; % Total height of the Energy Dissipaters

wL=tTR+2*(wP1/2-D0/2)+H0+tS/2;
% *** Design of the Rails, Weld at connection of rail and the Attachement Plate, Thickness of
the Guiding Strips (tGS) and cA (of the Arm) ***
cA=0.0; flag1=-1;
while flag1<0
    tGS=8.0; flag2=-1;
    while flag2<0
        lR=floor(min([2.5*Sh,wL-tS/2-c6-tGS]));
        aW3=4.0; flag3=-1;
        while flag3<0
            aW3=aW3+1.0;

```

```

        e2=ceil(max([aW3+c5+s1/2,Ds/2+cA+c4]));
        Mu=RMAX*(e2+dV); tR=ceil(sqrt(SF1*4*Mu/(fy3*1R)));
        aW3_required=sqrt((RMAX/(2*1R))^2+(Mu/( 2*1R*(aW3/2+tR/2))^2/(aW3/2+tR/2
    ))^2)/saWeld;
        if aW3_required<=aW3 flag3=1; end
    end
    tGS_required=Mu/(2*sMSM*(Sw+2*(tMSM+tSST))^2/2); % Thickness of the Guiding
Strips
    if tGS_required<=tGS flag2=1; else tGS=tGS+1.0; end
end
cA_Available=e2-(Ds/2+c4);
if cA_Available<max([Ds/4,ceil(SF1*Fx/(pi*fy2*ha)*10)/10])
    cA=max([Ds/4,ceil(SF1*Fx/(pi*fy2*ha)*10)/10]);
    flag1=-1;
else
    cA=cA_Available;
    flag1=1;
end
end
end

if Rc<2*(Sw/2+tMSM+tSST+tR+aW3)
    tR_MIDRAILS=Rc-2*(Sw/2+tMSM+tSST); % The middle rails should be in
the shape of a block
else
    tR_MIDRAILS=0;
end
hR=ceil(e2+s1/2+dV);
% *** The Attachement Plate ***
wAP=wL-tTR+e1+ha/2+c2+tGS; % Width of the Attachement Plate
Ma=sMSM*tGS*(Sw+2*(tMSM+tSST))^2/2;
tAP=round(sqrt(SF1*4*Ma/(fy3*wAP)));

lAP=ceil((nD-1)*Rc+2*(Sw/2+tMSM+tSST+tR+(Sw+2*(tMSM+tSST)))); % Length of the attachment plate
lBHD=lAP+2*DM; % Length of the BHD

TQ1=(nD-1)*RMAX*(e2+dV)/2; % Torque in Cover Plate
TQ2=(nD-1)*TQ+TQ1; % Torque in Torsional Restraint Plate
V1=nD*RMAX*(e2+dV)/(Sw+2*(tMSM+tSST)+tR)/2*Mu4; % Horizontal Shear in Guide Strips due to
friction in Guide Strips
% *** Bolts series: 4 (Guide Strips-to-Cover Plate connection) ***
N4=7; DB4=1; hGS=DB4*10; S4=2*Sw+2*(tMSM+tSST);
while hGS>DB4*4 && S4>Sw+2*(tMSM+tSST)
    N4=N4+1;
    S4=(lBHD-2*1.5*12.0)/(N4-1); % Bolt spacing c/c
    Mu=0.1*(sMSM*tGS*(Sw+2*(tMSM+tSST)))*S4; % Mu=0.1*p*L
    Vu=0.5*(sMSM*tGS*(Sw+2*(tMSM+tSST)));
    [DB4,BT4]=BHD_BOLTDesigner_fun(0,Vu,BOLTGRADE);
    flag=-1; a=DB4/2-1.0;
    while flag<1
        a=a+1.0;
        sv=Vu/(2*a*tGS); % Shear stress
        if fy3^2>3*sv^2
            Mn=(sqrt(fy3^2-3*sv^2))*tGS*a*(DB4+a); % Reduced moment capacity
            if Mn/SF1>Mu flag=1; end
        end
    end
    hGS=DB4+2*a;
end
hCP=e3+L+e2+tAP+tMSM+tSST+hGS; % Height of the Cover Plate
hTR=hCP; % Height of the Torsional Restraint Plat
% *** Bolts series: 3 (Torsional Restraint Plate-to-Beam connection) ***
DB3=8.0; N3=4; flag=-1;
while flag<1
    while lBHD-2*N3*2.5*DB3<2.5*DB3, N3=N3-1; end
    Ft_Ed=TQ2/(lBHD-2*((N3-1)*2.5*DB3/2+2.5*DB3))/N3;
    Fv_Ed=2*V1/(2*N3);
    [DB3_required,BT3]=BHD_BOLTDesigner_fun(Ft_Ed,Fv_Ed,BOLTGRADE);
    if DB3_required==DB3 flag=1; end
end

aW2=max([5.0,sqrt((TQ1/(2*lBHD^2/4))^2+(HI*FY/(2*lBHD))^2)/saWeld]); % Cover Plate Weld
% *** The Cover Plate ***

```

```

tCP=ceil(max([8.0,hCP/(0.84*sqrt(2e5/fy3)),aW2+2.0]));
wR=e1+hA/2+c2+tGS+tCP+aW2; wBHD=wL+wR;
wBP=wL+wR; % Width of the base
plate

Vu=TQ2/(1BHD-2*((N3-1)*2.5*DB3/2+2.5*DB3)); Mu=Vu*(wL-tTR); % Local shear and
bending due to axil force in bolts
beff=(N3-1)*2.5*DB3+DB3;
tBP=round(sqrt(SF1*4*Mu/(fy3*wBP)));
S3=2.5*DB3;
% *** Bolts series: 2 (Base plate-to-beam connection) ***
DB2=DB3; N2=N3; flag=-1;
while flag<1
    Ft_Ed=(TQ1+TQ2+HI*FY*(e3+tBP))/(1BHD-2*((N2-1)*2.5*DB2/2+2.5*DB2))/(2*N2);
    Fv_Ed=HI*FY/(4*N2);
    [DB2,BT2]=BHD_BOLTDesigner_fun(Ft_Ed,Fv_Ed,BOLTGRADE);
    if 1BHD-2*N2*2.5*DB2>2.5*DB2 && DB2>DB3
        N2=N2+1; flag=-1;
    else
        flag=+1;
    end
end
tBP=max([tBP,SF1*Ft_Ed/(0.6*fy3*DB2)]); % Limit state of
thread failure
tBP=max([tBP,aW1+2.0,aW2+2.0]); % Check for weld size
S2=2.5*DB2;
hBHD=hTR+tBP;
% *** Bolts series: 1 (Attachment plate-to-Brace connection plate) ***
N1=nD+1;
Ft_Ed=0; Fv_Ed=HI*FY/(2*N1);
[DB1,BT1]=BHD_BOLTDesigner_fun(Ft_Ed,Fv_Ed,BOLTGRADE);
S1=Rc;
% *****
% ***** Design Completed *****
% *****
% *** CHECKS and CONTROLS ***
if HI>1.40 && L-D1/2-tBearing1-aS1-Ds/2<0
    fprintf(' \n\n WARNING! The requested HI is too large.')
    fprintf(' \n          Increasing the number of dissipaters (nD) might solve this
problem;')
    fprintf(' \n          otherwise, a steel with a higher strength should be used.\n\n')
    beep
    return
end
if L-D1/2-tBearing1-aS1-hR+e2<c1
    fprintf(' \n\n WARNING! The requested force level of FY=%1fkN is too large to
be',FY/1000)
    fprintf(' \n          handeled with a BHD having only %i dissipater(s). The number',nD)
    fprintf(' \n          of dissipaters should be increased. \n\n')
    beep
    return
end
% *****
% ***** Plotting the Expected Force-Displacement Curve *****
% *****
DDD=linspace(0,DM,1000); points=[0 0.3 0.7 0.999]*DM;
[F,~,~,~,~,gamma]=BHD_MONO_fun(DDD,D0,H0,0,0,L,nD,H,n,E,v,Mu1,Mu2,Mu3,D1,Ds);
[d,f]=MULTILINEAR_fun(DDD,F,points);

FD=interp1(DDD,F,DD)/1e3; % Force at design displacement (kN)
FM=F(end)/1e3; % Force at maximum displacement (kN)

figure(1), clf, hold on
plot(DDD,F/1e3,'b-', 'linewidth',6)
plot(d,f/1e3,'r--', 'linewidth',3)
line([DD DD],[0 FD], 'linestyle','--', 'color','k', 'linewidth',3)
line([0 DD],[FD FD], 'linestyle','--', 'color','k', 'linewidth',3)
xlabel('\bf Deuplasman (\itmm\rm\bf)', 'fontsize',20, 'fontname', 'times')
ylabel('\bf Kuvvet (\itkN\rm\bf)', 'fontsize',20, 'fontname', 'times')
set(gca, 'box', 'off', 'linewidth',1, 'fontsize',20, 'fontweight', 'bold', 'fontname', 'times'), grid
on

```

```

figure(2), clf, hold on
plot(DDD/DM,F/1e3/FM,'b-','linewidth',4)
plot(d/DM,f/1e3/FM,'r--','linewidth',3)
plot(d(2:end)/DM,f(2:end)/1e3/FM,'r--
','marker','.', 'markersize',25,'markeredgecolor','k','linewidth',3)
title(['\bf\itHI=\rm\bf',num2str(HI,'%1.2f')], 'fontsize',20,'fontname','times')
axis([0 1.01 0 1.01]), set(gca,'xtick',[0:0.1:1], 'ytick',[0:0.1:1])
xlabel('\bf Deplasman (\itD_m_a_x\rm\bf)', 'fontsize',20,'fontname','times')
ylabel('\bf Kuvvet (\itF/F_m_a_x\rm\bf)', 'fontsize',20,'fontname','times')
set(gca,'box','off','linewidth',1,'fontsize',20,'fontweight','bold','fontname','times'), grid
on
% *****
% ***** Output the Design Info *****
% *****
fprintf(' \n DEVICE INFO -----')
fprintf(' \n FY=%.1fkN, FM=%.1fkN, HI=%.2f, nD=%i, Dmax=%.0fmm',FY/1e3,HI*FY/1e3,HI,nD,DM)
fprintf(' \n RMAX=%.1fkN, TQ=%.2fkN.m, L=%.0fmm, dr=%.2f, Fx=%.1fkN,
Vy=%.1fkN',RMAX/1e3,Vy*L/1e6,L,dr,Fx/1e3,Vy/1e3)

fprintf(' \n\n GENERAL DIMENSIONS:')
fprintf(' \n LBHD=%.1fmm, hBHD=%.1fmm, wBHD=%.1fmm',LBHD,hBHD,wBHD)

fprintf(' \n\n ENERGY DISSIPATERS (Part No.1):')
fprintf(' \n D0=%.1fmm, H0=%.0fmm, D1=%.1fmm, r=%.2fmm, Hed=%.2fmm',D0,H0,D1,(wP1/2-D0/2),Hed)

fprintf(' \n\n ARMS (Part No.2):')
fprintf(' \n L=%.0fmm, hA=%.0fmm, bA=%.2fmm, aA=%.0fmm, cA=%.2fmm',L,hA,bA,aA,cA)
fprintf(' \n Ds= %.1f',Ds)

fprintf(' \n\n SUPPORT PLATE (Part No.3):')
fprintf(' \n tS=%.0fmm, lS=%.0fmm, aS1=%.2fmm, aS2=%.2fmm',tS,lS,aS1,aS2)

fprintf(' \n\n TORSIONAL RESTRAINT PLATE (Part No.4):')
fprintf(' \n tTR=%.0fmm, lTR=%.2fmm, Rc=%.2fmm',tTR,lBHD,Rc)

fprintf(' \n\n RAILS (Part No.5):')
if tR_MIDRAILS==0 fprintf(' \n tR=%.0fmm, hR=%.2fmm, lR=%.2fmm',tR,hR,lR), end
if tR_MIDRAILS~=0
    fprintf(' \n Two side rails: tR=%.0fmm, hR=%.2fmm, lR=%.2fmm',tR,hR,lR)
    if nD>2
        fprintf(' \n The middle rails are solid rectangular blocks: tR(Middle rails)=%.0fmm,
hR=%.2fmm, lR=%.2fmm',tR_MIDRAILS,hR,lR)
    else
        fprintf(' \n The middle rail is solid rectangular blocks: tR(Middle rails)=%.0fmm,
hR=%.2fmm, lR=%.2fmm',tR_MIDRAILS,hR,lR)
    end
end

fprintf(' \n\n SLIDER BLOCK (Part No.6):')
fprintf(' \n Sw=%.2fmm, Sl=%.2fmm, Sh=%.2fmm',Sw,Sl,Sh)

fprintf(' \n\n MOUNTING SHAFT (Part No.7):')
fprintf(' \n Ds=%.1fmm, Lshaft=%.1fmm',Ds,Lshaft)

fprintf(' \n\n BASE PLATE (Part No.8):')
fprintf(' \n tBP=%.1fmm, wBP=%.1fmm, lBP=%.1fmm',tBP,wBP,lBHD)

fprintf(' \n\n ATTACHMENT PLATE (Part No.9):')
fprintf(' \n tAP=%.1fmm, wAP=%.1fmm, lAP=%.1fmm',tBP,wBP,lAP)

fprintf(' \n\n COVER PLATE (Part No.10):')
fprintf(' \n tCP=%.1fmm, hCP=%.1fmm, lCP=%.1fmm',tCP,hCP,lBHD)

fprintf(' \n\n GUIDE STRIPS (Part No.11):')
fprintf(' \n tGS=%.1fmm, hGS=%.1fmm, lGS=%.1fmm',tGS,hGS,lBHD)

fprintf(' \n\n WELDS:')
fprintf(' \n aW1=%.2fmm aW2=%.2fmm aW3=%.2fmm',aW1,aW2,aW3)
fprintf(' \n BOLTS:\n')
fprintf(' \n BOLT SERIES 1: 2X(%i X %s @ %.1fmm) (Grade %s)',N1,char(BT1),S1,BOLTGRADE)
fprintf(' \n BOLT SERIES 2: 4X(%i X %s @ %.1fmm) (Grade %s)',N2,char(BT2),S2,BOLTGRADE)
fprintf(' \n BOLT SERIES 3: 4X(%i X %s @ %.1fmm) (Grade %s)',N3,char(BT3),S3,BOLTGRADE)

```

```

fprintf(' \n BOLT SERIES 4: %i X %s @ %.1fmm (Grade %s)',N4,char(BT4),S4,BOLTGRADE)

% *****
% ** Output the Multilinear Approximation of Force-Displacement Curve **
% *****
fprintf(' \n\n Multi-linear Approximation of Force-Displacement Curve:')
fprintf(' \n      Normalized Displacement      Normalized Force\n -----)
fprintf(' \n          %.3f                %.3f      ',[d'/DM,f'/1e3/FM]')
fprintf(' \n')
fprintf(' \n\n Design Completed. \n\n')

```

EK C.

FONKSİYON: BHD_ED_Designer_fun.m

```
function [D0,H0,L,D1]=BHD_ED_Designer_fun(FY,DD,DM,nD,Par1,Par2)
FMAX=1.5*FY;

E=Par1(1); H=Par1(2); n=Par1(3); v=Par1(4);
Mu1=Par1(5); Mu2=Par1(6); Mu3=Par1(7);

D0=Par2(1); L=Par2(2); D1_ =Par2(3); Ds=Par2(4);
D0_=D0;

H0eqRat=[1.3588 1.3588 1.2812 1.2557 1.2429 1.2353 1.2303 1.2268 1.2241 1.2219 1.2202 1.2188
1.2176 1.2166 1.2157 1.2149 1.2143 1.2137 1.2131 1.2126 1.2122 1.2118 1.2115 1.2111 1.2108
1.2105 1.2103 1.2101 1.2098 1.2096 ];
gH0eqRat=[0.0000 0.0257 0.0545 0.0834 0.1123 0.1412 0.1701 0.1991 0.2280 0.2570 0.2859 0.3149
0.3438 0.3728 0.4017 0.4307 0.4597 0.4887 0.5176 0.5466 0.5756 0.6046 0.6335 0.6625 0.6915
0.7205 0.7494 0.7784 0.8074 0.8364 ];

er=[0.001 0.001];
sn=0.1; % Limit shear strain

fprintf('\n ----- \n >>> OUTPUT from
FUNCTION : BHD_ED_Designer_fun')
if H0eqRat(1)~=0
    coef=interp1(gH0eqRat,H0eqRat,sn*sqrt(3)); H0eqRat=0; gH0eqRat=0;
    fprintf('\n A magnification coefficient of %.2f is being used for H0.',coef)
else
    coef=1.0;
end

err1=er(1); err2=er(2);
DDD=linspace(0,DM,1000); points=[0 0.3333 0.5833 0.8333 0.999]*DM;
if DM>0.75*L, L=DM/0.75; end
np=2;
B=[D0 L]';
nit=0; er1=err1+1; er2=err2+1; mm1=1; mm2=1;

while (er1>err1 | er2>err2) & nit<55
    if nit==8, err1=err1*2, err2=err2*2, end
    if nit==15, err1=err1*2, err2=err2*2, end
    if nit==25, err1=err1*2, err2=err2*2, end
    hB(1)=0.001*B(1);
    hB(2)=0.01*B(2); hB=hB';
    for j=1:np
        BB=B; BB(j)=B(j)-hB(j);
        D0=BB(1); L=BB(2); H0=round(coef*10*D0*asin(DD/L)/(2*sqrt(3)*sn))/10; if D1_~=0
D1=D1_; else D1=round(2*D0/5)*5; end

[F,~,~,~,~,gamma]=BHD_MONO_fun(DDD,D0,H0,H0eqRat,gH0eqRat,L,nD,H,n,E,v,Mu1,Mu2,Mu3,D1,Ds);
points=[0 0.3333 0.5833 0.8333 0.999]*DM; [d,f]=MULTILINEAR_fun(DDD,F,points);
Fy=f(2); Dyield=d(2); Fmax=f(end); HI=Fmax/Fy;
[m n1]=find(DDD<=DD); n1=max(n1); gammaD=gamma(n1); FD=F(n1); % Force at a
displacement of DD (at a drift of 0.01)

        FMAX1=F(end); FY1=f(2);

        D0=B(1); L=B(2);

[F,~,~,~,~,gamma]=BHD_MONO_fun(DDD,D0,H0,H0eqRat,gH0eqRat,L,nD,H,n,E,v,Mu1,Mu2,Mu3,D1,Ds);
points=[0 0.3333 0.5833 0.8333 0.999]*DM; [d,f]=MULTILINEAR_fun(DDD,F,points);
Fy=f(2); Fmax=f(end);
FMAX2=F(end); FY2=f(2);

        BB=B; BB(j)=B(j)+hB(j);
        D0=BB(1); L=BB(2);
```



```

[F,~,~,~,~,~,gamma]=BHD_MONO_fun(DDD,D0,H0,H0eqRat,gH0eqRat,L,nD,H,n,E,v,Mu1,Mu2,Mu3,D1,Ds);
points=[0 0.3333 0.5833 0.8333 0.999]*DM; [d,f]=MULTILINEAR_fun(DDD,F,points);
Fy=f(2); Fmax=f(end);
FMAX3=F(end); FY3=f(2);

F1=[FMAX1 FY1]'; F2=[FMAX2 FY2]'; F3=[FMAX3 FY3]';
J(:,j)=(F3-F1)/(2*hB(j));
end
if abs(det(J'*J))>0.0000001
dB=inv(J'*J)*J'*([FMAX;FY]-F2);
B=B+dB;
if B(2)>6*DM, B(2)=DM*(1+0.5+rand);2, end
if B(2)<=0, B(2)=DM*(1+0.5+rand);3, end
if DM>0.80*B(2), B(2)=DM/(0.65+rand*0.05); fprintf('\n DM>0.80L '); end
if B(1)<=0, B(1)=D0*(1+mvnrnd(0,0.05,1));4, end
if B(1)>B(2)/1.5, B(1)=D0*(1+mvnrnd(0,0.05,1));5, end
D0=B(1); L=B(2); H0=round(coef*10*D0*asin(DD/L)/(2*sqrt(3)*sn))/10; if D1_~=0 D1=D1_;
else D1=round(2*D0/5)*5; end

[F,~,~,~,~,~,gamma]=BHD_MONO_fun(DDD,D0,H0,H0eqRat,gH0eqRat,L,nD,H,n,E,v,Mu1,Mu2,Mu3,D1,Ds);
if F(end)<0
stop
end
[d,f]=MULTILINEAR_fun(DDD,F,points);
FMAX2=F(end); FY2=f(2); F2=[FMAX2 FY2]';
er1=max(abs((FMAX-F2(1))./FMAX));
er2=max(abs((FY-F2(2))./FY));

nit=nit+1;
fprintf('\n iteration No. %i ; [D0=%.1f,L=%.1f]',nit,D0,L)
fprintf('\n Parameter Update Vector: <D0> %1.3f <L> %3.1f',dB(1),dB(2))
fprintf('\n Maximun relative errors: %f[FMAX=%.0f] ,
%f[FY=%.0f]\n',er1,F2(1),er2,F2(2))
else
nit=nit+1;
fprintf('\n iteration No. %i',nit)
fprintf('\n Jacobian Matrix close to singular. \n')
B=B.*(1+mvnrnd(0,0.01,2));
D0=B(1); L=B(2); D1=D1rat*D0; dr=DM/L; H0=coef*D0*asin(DD/L)/(2*sqrt(3)*sn); % H0 [mm]
end
end
if nit>=55, fprintf('\n >>> Convergence was not achieved...\n\n')
fprintf('\n\n\n\n\n >>> Note that there is a limit to the attainable levels of hardening,
\n')
fprintf('\n depending on the material hardening. This might be the source \n')
fprintf('\n of failure of the solution algorithm. \n\n')
beep, STOP
end
fprintf(' >>> Convergence achieved.\n')

D0=round(10*B(1))/10;
L=round(B(2)); dr=DM/L;
H0=round(coef*10*D0*asin(DD/L)/(2*sqrt(3)*sn))/10;
if D1_~=0 D1=D1_; else D1=round(2*D0/5)*5; end
[F,~,~,~,~,~,gamma]=BHD_MONO_fun(DDD,D0,H0,H0eqRat,gH0eqRat,L,nD,H,n,E,v,Mu1,Mu2,Mu3,D1,Ds);
[d,f]=MULTILINEAR_fun(DDD,F,points);
FMAX=F(end);
FY=f(2);
fprintf(' \n D0= %.1fmm, H0= %.0fmm, L= %.0fmm, FY= %.1fkN, FMAX= %.1fkN
',D0,L,H0,FY/1000,FMAX/1000)
fprintf(' \n >>> END of OUTPUT from FUNCTION : BHD_ED_Designer_fun \n -----
-----\n')

```

EK D.

. FONKSİYON: BHD_D1_Designer_fun.m

```
function [D1,wP1,LP1]=BHD_D1_Designer_fun(Vy,Fx,L,D0,D1,fy1)
if D1==0
    s=5*fy1; D1=1.25*D0;
    while s>fy1
        D1=D1+1.0;
        wP1=round(0.62*D1);
        LP1=2*sqrt((D1/2)^2-(wP1/2)^2);
        ArPG1=wP1*LP1+2*(1/2*(D1/2)^2*asin(wP1/D1)-1/2*wP1*LP1/2); % Plug Section
    Area
        T=Vy*L;
        a11=0.00545454*(LP1/wP1)^5-0.05306*(LP1/wP1)^4+0.20764*(LP1/wP1)^3-
0.4151*(LP1/wP1)^2+0.45666*(LP1/wP1)+0.0064;
        a12=-0.0190521*(LP1/wP1)^5+0.16315*(LP1/wP1)^4-
0.5360062*(LP1/wP1)^3+0.8054456*(LP1/wP1)^2-0.4199289*(LP1/wP1)+0.2143916;
        s1=sqrt( 3*(T/(a11*LP1*wP1^2) + 3/2*Fx/ArPG1)^2);
        s2=sqrt( 3*(Vy*L/(a12*LP1*wP1^2) + 3/2*Vy/ArPG1)^2);
        s=max(s1,s2);
    end
    D1=round(D1);
end
wP1=round(0.62*D1);
LP1=2*sqrt((D1/2)^2-(wP1/2)^2);
```

EK E.

FONKSİYON: BHD_ARM_Designer_fun.m

```
function
[hA,aA,bA,e1]=BHD_ARM_Designer_fun(Vy,Fx,e1_,L,D1,wP1,LP1,hA,sa2,fy3,C1,C2,SF1)

C1_=1-2*C1; % Long Side
C2_=1-2*C2; % Curved Side

if hA==0
    s=2*sa2; hA=round(D1/2);
    while s>sa2
        hA=hA+1.0;
        e1=e1_+hA/2;

        s_straight=Vy/(wP1*hA-C2_*wP1*hA)+ Vy*L*(wP1/2)/(hA*LP1^3/12-
hA*(C1_*LP1)^3/12 + hA*wP1^3/12-hA*(C2_*wP1)^3/12);
        s_curved=Fx/(LP1*hA-C1_*LP1*hA) + Vy*L*(LP1/2)/(hA*LP1^3/12-
hA*(C1_*LP1)^3/12 + hA*wP1^3/12-hA*(C2_*wP1)^3/12);
        s=max(s_straight,s_curved);

        sVM=2*fy3; aA=round(0.3*hA);
        while sVM>fy3/SF1
            aA=aA+1.0;
            aA2=aA+D1/2*(1-sqrt(1-(wP1/D1)^2));
            bA=D1+2*aA;
            T=Vy*(L-LP1/2); % [N.mm]
            MY=Fx*e1;
            sMY=MY/(1/3*aA2*hA^2);
            sFx=Fx/(2*aA2*bA);
            sT=T/(hA/6/bA*(bA^3-(bA-2*aA2)^3));
            sVM=sMY+sFx+sT;
        end
    end
end

sVM=2*fy3; aA=round(0.3*hA);
while sVM>fy3/SF1
    aA=aA+1.0;
    aA2=aA+D1/2*(1-sqrt(1-(wP1/D1)^2));
    bA=D1+2*aA;
    T=Vy*(L-wP1/2); % [N.mm]
    MY=Fx*e1;
    sMY=MY/(1/3*aA2*hA^2);
    sFx=Fx/(2*aA2*bA);
    sT=T/(hA/6/bA*(bA^3-(bA-2*aA2)^3));
    sVM=sMY+sFx+sT;
end

fprintf('\n -----\n >>>
OUTPUT from FUNCTION : BHD_ARM_Designer_fun')
fprintf(' \n hA= %.1fmm, aA= %.2fmm, bA= %.2fmm\n',hA,aA,bA)
fprintf(' >>> END of OUTPUT from FUNCTION : BHD_ARM_Designer_fun \n -----
-----\n')

end
```

EK F.

. FONKSİYON: BHD_TRPLATE_Designer_fun.m

```
function [tTR]=BHD_TRPLATE_Designer_fun(Vy,L,wP1,LP1,sa2,C3)
C3_=1-2*C3;

flag=0;
s=2*sa2; tTR=10; Tq=Vy*L;
while sa2<=s
    flag=1;
    tTR=tTR+1.0;
    I=tTR*LP1^3/12-C3_*tTR*(C3_*LP1)^3/12 + tTR*wP1^3/12-C3_*tTR*(C3_*wP1)^3/12;
    s_straight=Tq*LP1/I;
    s_curved=Tq*wP1/I;
    s=max(s_straight,s_curved);
end
tTR=ceil(tTR);

fprintf(' \n tTR=%.1fmm \n',tTR)
fprintf(' >>> END of OUTPUT from FUNCTION : BHD_TRPLATE_Designer_fun \n -----
-----\n')
end
```

EK G

. FONKSİYON: BHD_SPLATE_Designer_fun.m

```
function
[tS]=BHD_SPLATE_Designer_fun(FY,HI,nD,D1,tS,lS,Rc,e3,tBearing1,sBearing1,fy2,SF1)

s=fy2; tS=tS-1.0;
while fy2/SF1<=s
    tS=tS+1.0;
    sS=HI*FY/(tS*lS);
    l=Rc-D1-2*tBearing1+2*e3*tan(pi/6); % For the region between the two dissipater
    sN1=HI*FY/nD*e3/(tS*l^2/4);

    l=(lS-(nD-1)*Rc-D1-2*tBearing1)/2+e3*tan(pi/6); % For the region at the edge
    sN2=HI*FY/nD*e3/(tS*l^2/4);

    s=sqrt(3*sS^2+max([sN1,sN2])^2);
end
s=sBearing1; tS=tS-1.0;
while sBearing1<=s
    tS=tS+1.0;
    s=HI*FY/nD/(D1*tS);
end
tS=ceil(tS);

fprintf(' \n tS=%.1fmm \n',tS)
fprintf(' >>> END of OUTPUT from FUNCTION : BHD_SPLATE_Designer_fun \n -----
-----\n')
end
```

EK H.

. FONKSİYON: BHD_BOLTDesigner_fun.m

```
function [DB1,BT1]=BHD_BOLTDesigner_fun(Ft_Ed,Fv_Ed,BOLTGRADE)
if BOLTGRADE~='10.9' & BOLTGRADE~='8.8 ', fprintf(' \n ERROR! Choose either 8.8 or
10.9 grade Bolts \n'), STOP, end
if BOLTGRADE=='10.9'
    fyb=900; % [MPa] Bolts Nominal tensile stress
    fub=1000; % [MPa] Bolts Nominal shear stress
    av=0.5;
    gM2=1.25;
    k2=0.9;

    BOLTS_des=[{'M16'},{'M20'},{'M22'},{'M24'},{'M27'},{'M30'},{'M33'},{'M36'},{'M39'},
{'M42'},{'M45'},{'M48'},{'M52'},{'M56'}];
    BOLTS_dia=[16,20,22,24,27,30,33,36,39,42,45,48,52,56];
end
if BOLTGRADE=='8.8 '
    fyb=640; % [MPa] Bolts Nominal tensile stress
    fub=800; % [MPa] Bolts Nominal shear stress
    av=0.6;
    gM2=1.25;
    k2=0.9;

    BOLTS_des=[{'M8'},{'M10'},{'M16'},{'M20'},{'M22'},{'M24'},{'M27'},{'M30'},{'M33'},{
'M36'},{'M39'},{'M42'},{'M45'},{'M48'},{'M52'},{'M56'}];
    BOLTS_dia=[8,10,16,20,22,24,27,30,33,36,39,42,45,48,52,56];
end
% *****
i=0; S=2;
while S>1 & i<length(BOLTS_des)
    i=i+1;
    Ab=pi*BOLTS_dia(i)^2/4; DB1=BOLTS_dia(i); BT1=BOLTS_des(i);
    As=Ab;
    Fv_Rd=av/gM2*fub*Ab;
    Ft_Rd=k2/gM2*fub*As;
    S=Fv_Ed/Fv_Rd+Ft_Ed/(1.4*Ft_Rd);
end
if i==length(BOLTS_des) & S>1, fprintf(' \n\n ERROR! INSUFFICIENT BOLT DIAMETERS:
FORCES ARE TOO LARGE... \n'), beep, DB1=0.0; BT1='M--'; end
% *****
end
```

EK I.

FONKSİYON: BHD_MONO_fun.m

```
function
[F,F_,fi,fs,fn,TET,gamma]=BHD_MONO_fun(DD,D0,H0,H0eqRat,gH0eqRat,L,nD,H,n,E
,v,Mu1,Mu2,Mu3,D1,Ds)

if length(DD)>1, dDD=diff(DD);dDD=[dDD(1) dDD]; else dDD=DD; end
NP=length(DD);

TET=asin(DD/L);
[TQ,gamma]=TORQUE_TWIST_func(TET,D0/2,H0,H0eqRat,gH0eqRat,H,n,E,v,3000);

if length(DD)>1 dTET(1:NP-1)=diff(TET(:)); dTET(1:NP)=[dTET(1) dTET(1:NP-
1)]; else dTET(1)=TET(1); end

dS=-tan(TET).*dDD;
OM=sign(TQ).*atan((Mu2-sign(dS)*Mu1)./(1+sign(dS)*Mu1*Mu2));

Z=TET+OM;
fi=TQ./(-
sign(dTET).*(Mu3*D1/2+Ds/2*Mu2/sqrt(1+Mu2^2))+L/sqrt(1+Mu2^2)*(sign(TQ).*co
s(Z) + Mu2*sin(Z)));
[m n]=find(TQ==0);
fi(m)=0;

fs=fi.*(-sign(dS)).*Mu1/sqrt(1+Mu1^2);
fn=sign(TQ).*fi*1/sqrt(1+Mu1^2);

F_=nD*TQ./(L*cos(TET));
F=nD*fn;

end
```

EK J.

FONKSIYON: MULTILINEAR_fun.m

```
function [d,f]=MULTILINEAR_fun(D,F,points)

d=points;
stiffness1=diff(F)./diff(D); stiffness1=[stiffness1(1), stiffness1];
f(1)=0; ss1(1)=stiffness1(1);
for i=2:length(d)
    n1=max(find(D<=d(i))); n2=min(find(D>=d(i)));
    if n1==n2, f(i)=F(n1); else f(i)=interp1(D(n1:n2),F(n1:n2),d(i)); end
    n1=max(find(D<=d(i))); n2=min(find(D>=d(i)));
    if n1==n2, ss1(i)=stiffness1(n1);, else,
ss1(i)=interp1(D(n1:n2),stiffness1(n1:n2),d(i)); end
end

if abs((ss1(1)-ss1(2))/ss1(1))>0.01
    [point]=findint_pointNslope([0 0],ss1(1),[d(2) f(2)],ss1(2));
    d=[d(1) point(1) d(2:end)]; f=[f(1) point(2) f(2:end)];
else
    d=[d(1) d(1) d(2:end)]; f=[f(1) f(2) f(2:end)];
end

end
```


EK K.

FONKSİYON: TORQUE_TWIST_func.m

```
function
[TQ,gamma]=TORQUE_TWIST_func(Tang,R0,H0,H0eqRat,gH0eqRat,H,n,E,v,N)

Ht=H/3^((n+1)/2); % Dowling N.E. (2006) Mechanical behavior of materials;
Methods for deformation, fracture and fatigue. 3rd ed. Upper Saddle River
(NJ): Prentice-Hall; page 679, Eq.(13.39)
tmax=E*0.001; gp=0;

while (tmax/Ht).^(1/n)>2
    tmax=tmax*0.9;
    gp=(tmax/Ht).^(1/n);
end

while gp<1.1*R0*max(abs(Tang))/H0
    tmax=tmax*1.01;
    gp=(tmax/Ht).^(1/n);
end

tv=linspace(0,tmax,N);
G=E/(2*(1+v));
ge=tv/G;
gp=(tv/Ht).^(1/n);

warning off, be=gp./ge; warning on
term=(1/4+(2*n+1)/(3*n+1)*be+(n+2)/(2*n+2)*be.^2+1/(n+3)*be.^3)./(1+be).^3;
T=2*pi*R0^3*tv.*term; % Dowling N.E. (2006) Mechanical behavior of
materials; Methods for deformation, fracture and fatigue. 3rd ed. Upper
Saddle River (NJ): Prentice-Hall; page 681, Eq.(13.48)
g=ge+gp;
if tv(1)==0; T(1)=0; g(1)=0; end

if length(H0eqRat)>1 && length(gH0eqRat)>1
    for j=1:length(T)
        H0eq=H0*interp1(gH0eqRat,H0eqRat,g(j));
        phi(j)=g(j)/R0*H0eq;
    end
else
    phi=g/R0*H0;
end

% *** Interp. to find the values at REQUESTED twist angles: Tang ***
for j=1:length(Tang)
    TQ(j)=interp1(phi,T,Tang(j));
    gamma(j)=interp1(phi,g,Tang(j));
end

end
```

TÜBİTAK
PROJE ÖZET BİLGİ FORMU

Proje Yürütücüsü:	Prof. Dr. MURAT DİCLELİ
Proje No:	113M321
Proje Başlığı:	Binaların Depreme Karşı Korunması İçin Burulmalı Histeretik Enerji Sönümleme Cihazı
Proje Türü:	1001 - Araştırma
Proje Süresi:	24
Araştırmacılar:	
Danışmanlar:	
Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi:	ORTA DOĞU TEKNİK Ü. MÜHENDİSLİK F. MÜHENDİSLİK BİLİMLERİ B.
Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri:	01/11/2013 - 01/11/2015
Onaylanan Bütçe:	168600.0
Harcanan Bütçe:	146449.4
Öz:	<p>Son yıllarda, yapıların sismik olarak kontrol edilebilmesi için ilave sistemlerin kullanılması giderek artan bir kabul görmüştür, buna bağlı olarak bilimsel araştırmalar da bu tip sistemlerin gelişimi ve performansı üzerinde yoğunlaşmıştır. Bu ilave sistemler, izolasyon sistemleri ve enerji sönümleyici cihazlardan (damperlerden) oluşmaktadır. Bu çalışma, binaların depreme karşı korunabilmesi için yeni bir histeretik enerji sönümleyici geliştirilmesi üzerine yapılmıştır. Yeni sistemin ismi Burulmalı Histeretik Enerji Sönümleyici (Damper) (BHD) olarak belirlenmiştir. BHD sünek çelikten yapılmış silindirelerin buruluma akmasını kullanan ve diferansiyel hareketlerden dolayı oluşan kinetik enerjiyi dağıtmak için tasarlanmış mekanik bir cihazdır. Yeni geliştirilen damper ters-V çaprazlar kullanılarak yapı çerçevelerin yerleştirilmesi için tasarlanmıştır. Bu çalışma, BHD cihazının, konsept olarak tasarım, analitik ve sayısal çalışmaları ve doğrulama testleri dahil, bütün geliştirme aşamalarını kapsamaktadır. Bu rapor verilen üçüncü ve son rapor olarak, yeni damperin tasarım ve geliştirme süreci (Bölüm 1-2) dâhil olmak üzere araştırmanın tüm evreleri hakkında detaylı bilgi içerir. Kuvvet-deplasman analizi için gerekli denklemlerin elde edilmesi için yapılan analitik çalışmaların detayları bu raporda 3., 4. ve 5. Bölümlerde sunulmuştur. Raporun ikinci kısmında üç adet ölçekli çerçeve numunesi üzerinde yapılan deneyler anlatılmıştır. Test numunelerinin detaylı tasarımları 6. Bölümde verilmiştir. Çerçeveler bir ters-V çaprazlı (Chevron) çerçeve, bir H-link dış-merkez çaprazlı çerçeve ve bir tane de BHD'li çerçevedir. 7. Bölümde test düzeneği ve testten önce yapılan hazırlık aşamaları anlatılmıştır. 8. Bölümde ise testlerin sonuçları raporlanmış ve tartışılmıştır. Bu araştırmanın son aşamasında bir bilgisayar programı geliştirilmiş ve bu sayede BHD bileşenlerinin daha kolay tasarlanması sağlanmıştır. Bu raporun 9. Bölümünde tasarım algoritması anlatılmış ve program açıklanmıştır. Raporun 10. ve son Bölümü ise araştırmadan elde edilen sonuçları özetlemektedir.</p>
Anahtar Kelimeler:	damper, pasif kontrol, sismik, burulma, çapraz, bina
Fikri Ürün Bildirim Formu Sunuldu Mu?:	Hayır