

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAREKETLİ YÜKE MARUZ EULER – BERNOULLİ TİPİ KİRİŞLERİN DİNAMİK
DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet Gökhan HASAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

OCAK 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAREKETLİ YÜKE MARUZ EULER – BERNOULLİ TİPİ KİRİŞLERİN
DİNAMİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ahmet Gökhan HASAN
(503071202)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. C.Erdem İMRAK

OCAK 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503071202 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ahmet Gökhan HASAN** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**HAREKETLİ YÜKE MARUZ EULER – BERNOULLİ TİPİ KİRİŞLERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. C. Erdem İMRAK**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Özgen Ümit ÇOLAK**

Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ

İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **19 Aralık 2011**

Savunma Tarihi : **23 Ocak 2012**

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, hareketli yüke maruz basit mesnetli homojen, izotropik Euler-Bernoulli tipi kirişlerin hareketli yük altındaki dinamik davranışları incelenmiştir. Öncelikle kiriş teorileri kısaca ele alınmış, ardından Euler-Bernoulli tipi kirişler için hareketli yük problemi sürekli kiriş teorileri çerçevesinde matematiksel olarak ifade edilmiş ve yer değiştirme, eğilme momenti ve kesme kuvveti değerlerini veren matematik model Matlab programında yazılan bir algoritma yardımıyla çözülmüştür. Matematik model, tek kirişli köprülü bir krene uyarlanmış ve krene ait parametreler kullanılarak çeşitli çalışma senaryoları için analizler yapılmıştır.

Bu çalışmadaki desteği için değerli hocam Prof. Dr. C. Erdem İMRAK' a, yardımlarını esirgemeyen değerli çalışma arkadaşım Arş. Gör. C. Oktay AZELOĞLU' na ve hayatım boyunca maddi, manevi desteklerini esirgemeyen her zaman yanımda olan aileme teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2012

Ahmet Gökhan HASAN
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
SEMBOL LİSTESİ	xxi
ÖZET.....	xxiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	1
1.3 Giriş Teorilerine Bakış	5
1.3.1 Yer değiştirme alanları	7
1.3.1.1 Ebkt için yer değiştirme alanları	7
1.3.1.2 Tkt için yer değiştirme alanları	8
1.3.1.3 Rbkt için yer değiştirme alanları	9
1.3.2 Yer değiştirme, şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılar	9
1.3.2.1 Ebkt için yer değiştirme, şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılar	10
1.3.2.2 Tkt için yer değiştirme, şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılar	10
1.3.2.3 Rbkt için yer değiştirme, şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılar	11
2. KRENLER.....	13
2.1 Kaldırma Ve Taşıma Makinelerinin Sınıflandırılması.....	13
2.1.1 Köprülü krenler	14
2.1.2 Portal krenler	15
2.1.3 Oklu krenler – döner krenler	16
2.1.3.1 Karakteristikleri.....	16
2.1.4 Kablolu krenler	16
2.1.5 Yapı krenleri (kule vinçleri).....	17
2.2 İncelenen Kren Çeşidi : Monoray Vinci.....	18
2.2.1 Monoraylar ve elemanları	20
2.2.2 Monoray ve alttan askılı krenlerin avantaj ve dezavantajları.....	21
2.2.3 Monorayların ve alttan asılı krenlerin tasarım ve seçimlerinde dikkate alınacak noktalar	21
2.2.4 Kaldırma gurubunu seçilmesi	22
2.2.5 Yük dağılım aralığının belirlenmesi	22
2.3 Krenlerde Konstrüksiyon, Ölçülendirme Ve Seçim Esasları.....	23
2.3.1 Konstrüksiyon için genel esaslar.....	23
2.3.2 Ölçülendirme esasları.....	25

2.3.3 Kren seçimi	27
2.3.4 Seçilen kren için tavsiyeler	28
2.4 Kren Hesabında Sisteme Etkiyen Yükler Ve Katsayılar	28
2.4.1 Esas (ana) yükler	28
2.4.2 Düşey hareketlerden gelen yükler	29
2.4.3 Yatay hareketlerden gelen yükler	29
2.4.4 Hava şartlarından meydana gelen yüklemeler	29
2.4.4.1 Kar	29
2.4.4.2 Sıcaklık değişimi	30
2.4.5 Yükleme durumu grupları ve genel gerilme değerleri	30
2.4.5.1 Yüklemenin h (ana yük) hali	30
2.4.5.2 Yüklemenin h_z (ana ve ek yükler) hali	30
2.4.5.3 Yüklemenin h_s (ana ve özel yükler) hali	31
2.4.6 Genel emniyet gerilme değerleri	31
2.4.7 Taşıyıcı elemanların yük durumuna göre eğilme gerilmeleri	32
2.4.8 Kren hesabındaki katsayılar	32
2.4.8.1 Zati ağırlık katsayısı (ϕ)	32
2.4.8.2 Yük kaldırma katsayısı (ψ)	32
3. MONORAY KİRİŞİNİN MATEMATİK MODELİ	35
3.1 Kirişin Hareket Denklemi Ve Elastik Eğri	35
3.1.1 Kirişin mod şekilleri ve doğal frekansları	38
3.2 Problemin Formülasyonu	42
4. KİRİŞİN STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ.....	51
4.1 Matematik Modelin Tek Kirişli Bir Krene Uygulanması.....	51
4.2 Kirişe Ait Parametreler.....	51
4.3 Kirişin Doğal Frekansı Ve Kritik Hızı	53
4.4 Kirişin Dinamik Analizi	54
4.4.1 $M/m=2$ için farklı hızlarda dinamik analiz.....	54
4.4.1.1 $V=0,2$ m/s hızında dinamik analiz.....	54
4.4.1.2 $V=0,4$ m/s hızında dinamik analiz.....	55
4.4.1.3 $V=0,6$ m/s hızında dinamik analiz.....	55
4.4.1.4 $V=0,8$ m/s hızında dinamik analiz.....	55
4.4.1.5 $V=1$ m/s hızında dinamik analiz	55
4.4.2 $M/m=3$ için farklı hızlarda dinamik analiz.....	56
4.4.2.1 $V=0,2$ m/s hızında dinamik analiz.....	56
4.4.2.2 $V=0,4$ m/s hızında dinamik analiz.....	56
4.4.2.3 $V=0,6$ m/s hızında dinamik analiz.....	56
4.4.2.4 $V=0,8$ m/s hızında dinamik analiz.....	56
4.4.2.5 $V=1$ m/s hızında dinamik analiz	57
4.4.3 $M/m=4$ için farklı hızlarda dinamik analiz.....	57
4.4.3.1 $V=0,2$ m/s hızında dinamik analiz.....	57
4.4.3.2 $V=0,4$ m/s hızında dinamik analiz.....	57
4.4.3.3 $V=0,6$ m/s hızında dinamik analiz.....	57
4.4.3.4 $V=0,8$ m/s hızında dinamik analiz.....	58
4.4.3.5 $V=1$ m/s hızında dinamik analiz	58
4.5 Yapılan Analizlerden Elde Edilen Sonuçların Özetlenmesi.....	58
4.5.1 Kütle oranı $m/m=3$ için hız değişiminin sonuçlara etkisini gösteren grafikler	60
4.5.2 $V=0,8$ m/s yük hızı için farklı kütle oranlarının sonuçlara etkisini gösteren grafikler	61

5. SONUÇ	63
KAYNAKLAR	65
EKLER	69
ÖZGEÇMİŞ	97

KISALTMALAR

DET	: Ayrık Eleman Tekniği
EBKT	: Euler – Bernoulli Kiriş Teorisi
TKT	: Timeshenko Kiriş Teorisi
RBKT	: Reddy – Bickford Kiriş Teorisi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : St 37 ve St 52-3 malzemeleri gerilme emniyet değerleri	31
Çizelge 2.2 : Zati ağırlık katsayısı (ϕ)	32
Çizelge 2.3 : Yük kaldırma katsayısı (ψ).....	33
Çizelge 2.4 : Çeşitli krenler ve kaldırma sınıfları.....	33
Çizelge 4.1 : NPI kirişine ait standart ölçü tablosu	52
Çizelge 4.2 : Hesaplanan kirişe ait parametreler	53
Çizelge 4.3 : Kirişin yüksüz durumdaki ilk üç doğal frekansı	54
Çizelge 4.4 : $m/M=2$ için maksimum statik ve dinamik yer değiştirme değerleri.....	58
Çizelge 4.5 : $m/M=3$ için maksimum statik ve dinamik yer değiştirme değerleri.....	59
Çizelge 4.6 : $m/M=4$ için maksimum statik ve dinamik yer değiştirme değerleri.....	59
Çizelge A.1 : Fourier sinüs sonlu integral dönüşümü.	70
Çizelge A.2 : Laplace-carson integral dönüşümü.....	70
Çizelge B.1 :Hazırlanan MATLAB kodu.....	71

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Bir kirişin şekil değiştirme öncesi ve sonrasındaki durumu, (a) EBKT, (b) TKT, (c) RBKT	7
Şekil 2.1 : Monoray Vinci	18
Şekil 2.2 : Monoray Kirişi üzerinde araba.....	19
Şekil 3.1 : Üzerinde v hızı ile hareket eden bir P kuvvetine maruz basit mesnetli kiriş.....	35
Şekil 3.2 : Basit mesnetli değişken yüklü kiriş.....	37
Şekil 3.3 : Kiriş bölümünün iç denge serbest cisim diyagramı	37
Şekil 3.4 : Üzerinde v hızı ile hareket eden bir P kuvvetine maruz basit mesnetli kiriş.....	42
Şekil 4.1 : NPI kiriş kesidi.....	52
Şekil 4.2 : Tek Kirişli Krenin Fiziksel Modeli	53
Şekil 4.3 : Kütle Oranı $m/M=3$ için farklı hızların dinamik yer değiştirme analiz sonuçları	60
Şekil 4.4 : Kütle Oranı $m/M=3$ için farklı hızların dinamik eğilme momenti analiz sonuçları	60
Şekil 4.5 : Kütle Oranı $m/M=3$ için farklı hızların dinamik kesme kuvveti analiz sonuçları	61
Şekil 4.6 : Yük Hızı $v=0,8$ m/s için farklı kütle oranlarının dinamik yer değiştirme analiz sonuçları.....	61
Şekil 4.7 : Yük Hızı $v=0,8$ m/s için farklı kütle oranlarının dinamik eğilme momenti analiz sonuçları.....	62
Şekil 4.8 : Yük Hızı $v=0,8$ m/s için farklı kütle oranlarının dinamik kesme kuvveti analiz sonuçları.....	62
Şekil C.1: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	73
Şekil C.2: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	73
Şekil C.3: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	74
Şekil C.4: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	74
Şekil C.5: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	75
Şekil C.6: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	75
Şekil C.7: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	76
Şekil C.8: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	76

Şekil C.9: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	77
Şekil C.10: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	77
Şekil C.11: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	78
Şekil C.12: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	78
Şekil C.13: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	79
Şekil C.14: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	79
Şekil C.15: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği	80
Şekil C.16: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	80
Şekil C.17: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	81
Şekil C.18: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	81
Şekil C.19: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	82
Şekil C.20: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	82
Şekil C.21: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	83
Şekil C.22: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	83
Şekil C.23: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	84
Şekil C.24: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	84
Şekil C.25: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	85
Şekil C.26: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	85
Şekil C.27: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	86
Şekil C.28: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	86
Şekil C.29: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	87
Şekil C.30: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği	87
Şekil C.31: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği	88
Şekil C.32: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği	88
Şekil C.33: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği	89

Şekil C.34: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	89
Şekil C.35: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	90
Şekil C.36: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	90
Şekil C.37: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	91
Şekil C.38: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	91
Şekil C.39: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	92
Şekil C.40: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	92
Şekil C.41: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	93
Şekil C.42: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	93
Şekil C.43: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	94
Şekil C.44: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	94
Şekil C.45: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.....	95

SEMBOL LİSTESİ

A	: Kesit alanı
c	: Aerodinamik katsayısı
dw	: x eksenindeki yer değiştirme
E	: Elastisite modülü
f_j	: doğal frekans
G	: kayma modülü
G_j	: titreşim mod şekli
H	: Heaviside birim fonksiyonu
I	: Atalet momenti
k_s	: kayma gerilmesi dağılışı düzeltme katsayısı
L	: Kiriş uzunluğu
M	: Kirişin kütlesi
m_a	: arabanın kütlesi
M_R	: Rüzgar kuvvetlerinden
m_y	: kaldırılan yükün kütlesi
M_y	: Yan ilave yüklerden gelen eğilme moment
P	: değişken yük
p	: Rüzgar kuvvetinin bileşkesi
q	: Dinamik basınç
t	: Zaman
u^E	: x eksenindeki düşey yer değiştirme
v_{kr}	: kritik hız
v^E	: y eksenindeki düşey yer değiştirme
$V_{rüz}$: Rüzgar hızı
w^E	: z eksenindeki düşey yer değiştirme
α	: Hız oranı katsayısı
γ_{xz}	: x - z düzlemindeki kayma şekil değiştirme
δ	: Dirac-Delta fonksiyonu
ε_{xx}	: x eksenini doğrultusunda boyuna şekil değiştirme
μ	: kirişin birim uzunluğunun kütlesi
μ	: birim kütle
ρ	: Özkütle
σ	: çekme gerilmesi
σ_{xx}	: x doğrultusundaki normal gerilme
τ_{xz}	: x - z düzlemindeki kayma gerilmesi
φ	: Zati Ağırlık Katsayısı
φ^E	: kesitlerin y eksenini etrafındaki dönmesi
ψ	: Yük Kaldırma Katsayısı
ω_j	: dairesel frekans

HAREKETLİ YÜKE MARUZ EULER – BERNOULLİ TİPİ KİRİŞLERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ

ÖZET

Hareketli yükler buldukları sistemlerde önemli dinamik etkilere neden olurlar. Bu problem, mühendislikte geniş bir uygulama alanını etkilemekte olup Makine Mühendisliği alanında da son derece önemlidir.

Özellikle kren yapıları, kayar uzuv içeren mekanizmalar, doğrusal kızak ve yataklar, hidrolik ve pnömatik sistem elemanları hareketli yük etkisi altında çalışmaktadır.

Tüm bu sistemlerde hareketli yükten kaynaklanan dinamik etkilerin iyi bilinmesi ve doğru tesbit edilebilmesi, bu sistemlerin tasarımı açısından çok önemlidir.

Bu tezde, hareketli yüke maruz basit mesnetli homojen, izotropik Euler-Bernoulli tipi kirişlerin hareketli yük altındaki dinamik davranışları incelenmiştir.

Bu amaçla, öncelikle kiriş teorileri kısaca ele alınmış, ardından Euler-Bernoulli tipi kirişler için hareketli yük problemi sürekli kiriş teorileri çerçevesinde matematiksel olarak ifade edilmiş ve yer değiştirme, eğilme momenti ve kesme kuvveti değerini veren matematik model Matlab programında yazılan bir algoritma yardımıyla çözülmüştür.

Çalışmada, matematik model tek kirişli köprülü bir krene uyarlanmış ve krene ait parametreler kullanılarak analizler yapılmıştır. Yapılan analizlerde, kütle oranı m/M , 2, 3, 4 ve hareketli yükün hızı 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 ve 1 m/s olarak seçilmiş ve analizler bu parametreler doğrultusunda gerçekleştirilmiştir.

Yapılan analizlerde, farklı hareket hızları ve farklı kütle oranları (yükün kiriş kütlesine olan oranı) için çalışma senaryoları oluşturulmuş ve her senaryo için kirişte oluşan yer değiştirmeler elde edilerek, sonuçlar grafiksel olarak ve tablolar halinde verilmiştir.

Yapılan analizlerin sonuçları, kirişlerde dinamik davranışın hareketli yükün hızına ve kütlesine bağlı olarak değiştiğini göstermektedir.

Hareket eden yük kiriş sisteminin doğal frekansını değiştirmekte ve yük kirişin farklı noktalarında iken sistem farklı titreşimler yapmaktadır. Yükün hızı arttıkça maksimum yer değiştirmenin olduğu yer değişmektedir.

Ayrıca kütle oranları sabit kalırken farklı hızlarda yer değiştirme eğilme momenti ve kesme kuvveti farklı karakteristikler göstermiştir. Aynı hız için kütle oranları değiştiğinde aynı karakteristikte eğriler oluşmuş ancak yer değiştirme, eğilme momenti ve kesme kuvveti değerlerinde kütle oranının değişimine bağlı olarak farklılıklar meydana gelmiştir.

Dolayısıyla çalışma, bu tip sistemlerde statik yer değiştirme hesaplarının yetersiz kaldığını ortaya koyarak, hareketli yükten kaynaklanan dinamik etkilerin sistemin çalışma senaryolarına göre incelenmesinin gerekliliğini vurgulamaktadır.

Bu çalışmada, kren kirişlerinde hareketli yük problemi hareketli tekil yüke maruz Euler-Bermoulli kirişleri çerçevesinde ele alınarak çözülmüştür. Matematik model kiriş üzerinde hareket eden arabanın hızlanma ve yavaşlama etkilerinin ve halatın esnekliğinin etkisinin de incelenebileceği şekilde geliştirilebilir.

INVESTIGATION DYNAMIC BEHAVIOURS OF EULER – BERNOULLI BEAMS SUBJECTED TO MOVING LOAD

SUMMARY

Moving-load dynamic problems are very common in engineering and daily life. Any structures or machines subjected to loads which move in space and excite the structures or machines into vibration are such problems. Examples are plentiful. Vehicle-bridge interaction is an extensively studied moving load problem.

Woodsaws, computer discs, machinetools, vehicle disc and drum brakes are just a few examples. If the relative speeds involved are very low in comparison with the critical speed (to be defined later in this thesis), the problems can be cast as conventional, non-moving-load problems. Treating the mass moving-load problem involves more sophisticated mathematics and intensive computation.

Fryba's monograph described many simple moving-load problems and their analytic solutions. The structural components concerned were simple continuous elastic media such as rods, beams, plates and shells that are amenable to analytical treatment. For complicated structures, the finite element method has to be used.

If the whole structure is discretised into finite elements, repeated finite element analyses at each time step using certain numerical integration schemes in the time-domain are necessary.

This is a very time-intensive process. In addition, if two structures in moving contact have distinct geometry or loading, the finite element meshes of these two structures will not match when one structure moves relatively from the other.

This happens to be the case for a disc brake in that the piston-pad has a finite element mesh containing a ring for the piston head, while the disc has a finite element mesh having cyclic symmetry.

There are many hundreds of published papers on moving-load dynamics. It is a nearly impossible task to list and review all of them. Instead, some papers are reviewed in the tutorial when various moving-load problems are discussed. This is intended to help readers with various interests quickly get into their individual problems.

The earliest moving-load problems are about railway bridges excited by travelling trains. In these problems, the moving structure basically travels in a straight line. In a computer disc-drive system, the magnetic reader/writer head exerts a moving load in the circumferential direction and follows a circular path.

The simplest type of moving loads is a constant or harmonic, pure force. It will be seen later in this section that a structure under a moving pure force is equivalent to a non-moving-load vibration problem and does not reveal most properties specific to moving-load dynamics and hence does not qualify as a proper moving-load problem.

The special properties associated with moving-load problems can be demonstrated by the vibration of a beam subjected to a moving point-wise mass (so-called moving-mass problem). So it will be used below to introduce some fundamental concepts. Moving-load problems are usually self-excited vibration or parametric excitation problems.

Beam-type structures are widely used in many branches of modern civil, mechanical and aerospace engineering. Most of the engineering structures are subjected to time and space varying loads. Moving loads have considerable effects on the dynamic behavior of the engineering structures. The dynamic analysis of a structure subjected to a moving load is an old topic of research; hence a lot of literature exists.

Moving loads lead to important dynamic effects where they exist. This problem affects a wide application field in engineering. Some of the systems that work under the effect of moving loads are bridges, railways, crane structures, machine components like ball-bearings, mechanisms including sliding parts, hydraulic and pneumatic system elements etc.

Structures under moving loads have been studied for more than a hundred years. Early studies were made by some scientist who studied on dynamic behavior of railway bridges and motorway bridges.

Transport engineering structures are subjected to loads that vary in both time and space. In general mechanics parlance such loads are called moving loads. In recent years all branches of transport have experienced great advances characterized by increasingly higher speeds and weights of vehicles.

As a result, structures and media over or in which the vehicles move have been subjected to vibrations and dynamic stresses far larger than ever before.

The need of high speed transportation, aviation and sky studies and high speed precision machining studies increases the importance of the subject.

Beside deflections due to self weight of the beam and the static effect of moving load on it, it is obvious that dynamic deflections occur due to interaction of moving load and the beam vibration.

The total deflection may be much higher than static deflection. It's very important to know and establish dynamic effects originated from moving loads for designing these systems.

In this study, dynamic behaviors of simply supported, homogeneous, isotropic, Euler - Bernoulli beam subjected to moving load has been investigated. For this purpose, firstly beam theories are handled briefly and after this, moving load problem for Euler-Bernoulli type beams are expressed mathematically within the framework of the constant beam theories and the mathematical model that gives the value of deformation is solved with help of an algorithm which is written in Matlab program.

In simulation study, mathematical model is adapted to one-beamed crane and simulation workings are made by using the parameters that belongs to the crane beam. Analysis carried out the mass ratios (mass of the load/mass of the beam m/M) 2, 3, 4 and for load velocities of 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 and 1 m/s.

Dynamic response of the beam was obtained depending on the mass ratio of the load to the mass of the beam and the velocity of the load. Dynamic response of crane beams depends on velocity and mass of moving load.

Since the position of the moving mass on the crane beam changes, it causes changes in the natural frequency of the system. While the load moving, depending on the position of the mass of load the vibration of the system varies.

Generally, if the velocity of the load increases, the position of the maximum response on the beam occurs far from the midpoint.

At very high speeds the maximum deflection of the beam occurs close to the end of the beam. For some values of the velocity the maximum response may occur before the middle of the beam .

In simulations, working scenories are created for different moving speeds and different mass ratios (the ratio of load to beam mass) and for each scenario deformations, bending moments and shear forces on beam are gathered and the results are given on the tables and graphics.

The results of simulation studies show that, the dynamic behaviour at beams change depends on the speed and mass of moving loads at beams. For same mass ratio when the velocity of the load increases, the deflection of the beam goes higher.

The dynamic behavior of the beam is more affected from the velocity of load than mass ratio of the system. Since the maximum point is not at a definite point throughout the beam length, every section on the whole length of the beam may be under high stress.

For light construction or other needs in the design of the crane beams there can be desired section discontinuities. But, if an overhead crane will run at high speeds, the section discontinuities of the beams may cause risk of destruction.

It is very important to determine dynamic behavior of beam system of overhead cranes which is desired to use at heavy condition. Moving load changes natural frequency of beam system and makes different vibration when the load is on diffrent points of beam. The point that where the maximum deformation is occured changes by the increasing load speed.

This work aims to study dynamic behavior of monorail crane beams under moving loads and to give engineers some idea in the design of crane beams. It is showed that carrying analysis in terms of only the midpoint deflection or midpoint stresses in engineering calculations of the beam systems is insufficient.

Taking into account the mass and velocity of the moving load and dynamic properties of carrying system in dynamic analysis brings out more accurate results.

Consequently this work exposes that, the static deformation calculations are insufficient and emphasizes that the dynamic effects caused by the moving load must be analyzed according to system working scenories.

1. GİRİŞ

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, Euler-Bernoulli tipi kirişlerde hareketli yükün oluşturduğu dinamik etkileri incelemektir. Bu sayede, bu tür sistemlerde hareketli yükten kaynaklanan dinamik etkiler daha doğru bir şekilde tesbit edilerek tasarımlarının en uygun şekilde yapılabilmesi sağlanacaktır. Bu amaç doğrultusunda tezde, basit mesnetli homojen izotropik Euler-Bernoulli tipi kirişler için hareketli tekil yük problemi ele alınmış, literatürde yer alan ve sürekli kiriş teorilerinden elde edilen matematik modellere değinilmiştir. Ardından yer değiştirme değerini veren matematik model Matlab programında yazılan bir algoritma yardımıyla çözülmüş ve tek kirişli köprülü bir krenin parametreleri kullanıldığı analiz çalışmaları yoluyla sonuçlar elde edilmiştir. Çalışma, bu tip sistemlerin tasarımı açısından oldukça önemli sonuçlar içermektedir. Bu sonuçlar özellikle kren yapılarına uyarlanmış ve kren kirişlerinin tasarımı açısından öneriler ortaya konmuştur.

1.2 Literatür Araştırması

Bu bölümde, 1995-2011 yılları arasında yapılmış olan ve kirişlerde hareketli yük probleminin incelendiği bazı önemli çalışmaları içeren kapsamlı bir literatür araştırmasına değinilmiştir.

Fryba [1], kiriş üzerinde hareket eden yüklerin etkilerini geniş bir yelpazede incelemiştir. Çalışması hareketli yük altındaki kirişlerin dinamik davranışları için temel kaynak niteliğindedir.

Pesterev ve diğerleri [2–3], üzerinde hareketli yük olan bir kirişin titreşim problemini ele alarak, verilen bir hız için hareketli kuvvetin oluşturduğu maksimum yer değiştirmeleri bulmaya yarayacak bir yöntem geliştirmiş, verilen sınır şartları için hareketli kuvvetin hızı ile yer değiştirme arasında bağımlı bir fonksiyon olduğunu göstermişlerdir. Yüksek titreşim modlarının kirişin maksimum şekil değiştirmesine olan etkisini de inceleyerek, titreşimin 1. modunu ele alarak çeşitli hızlar için

hesaplar yapmışlar ve bu hesaplardaki hatanın karmaşık hesaplarla elde edilen değerlere göre oldukça düşük olduğunu göstermişlerdir.

Pesterev ve diğerleri [4–9], hareketli yükü bir osilatör olarak ele alarak, osilatörün sabit ve değişken hızlarla hareketi, birden fazla osilatör olması gibi durumlarda kirişteki titreşimler, moment ve kesme kuvvetlerinin hesabı üzerinde çalışmışlardır.

Lee [10], hareketli yük ve kiriş arasındaki etkileşim kuvvetinin hareketli yükün hızına ve kirişin esnekliğine bağlı olduğunu, bazı durumlarda bu etkileşim kuvvetinin işaretini değiştirmek üzere iken sıfır olabildiğini ve bu noktanın hareketli kütle ve kiriş arasındaki ayrımın başlangıcı olarak kabul edilebileceğini göstermiştir.

Koçar ve Ştimac [11], hareketli yükün dinamik analizi için, üzerinde bir kuvvet ilerleyen ve 4. derece kısmi diferansiyel denklemle temsil edilen bir sistemin çeşitli sınır şartlarında kapalı formda nümerik olarak çözümü üzerine durmuşlardır. Çalışmada, kiriş orta noktasının zamana bağlı yer değiştirmesi analitik ve nümerik olarak elde edilerek karşılaştırılmıştır.

Wu ve diğerleri [12-13], zamana bağlı olarak değişen yükler taşıyan sistemlerin dinamik davranışını analiz etmek için standart sonlu eleman programlarını kullanan bir teknik sunmuşlardır.

Wu [14], salınım yapan bir cisim kaldıran hareketli bir araba taşıyan üç boyutlu bir yapının x,y,z yönlerinde dinamik davranışını sonlu elemanlar ve doğrudan integrasyon metodunu kullanarak hesaplamıştır.

Wilson [15], yapısal sistemlerin statik ve dinamik analizini ve hesap yöntemlerini içeren kapsamlı bir kaynak çalışması yapmıştır.

Yang ve diğerleri [16], hareketli osilatör taşıyan bir boyutlu elastik bir sistemi incelemişler, problemi bağıl yer değiştirme modeli kullanarak formülize ederek, limit durumda sonsuz osilatör yay katsayısı alındığında hareketli kütle problemini elde etmişlerdir.

Wayou ve diğerleri [17], yükün ataletinin ve düzgünsüzlüğünün etkisini incelemek amacıyla hareketli yük altındaki bir Euler-Bernoulli kirişinin lineer olmayan dinamiğini incelemişlerdir.

Foda ve Abduljabbar [18], üzerinde hareketli bir kütle olan basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişinin şekil değiştirmesini belirlemek için bir dinamik Green fonksiyonu

kullanmışlardır. Önerilen yöntem kiriş yer değiştirmesi için basit bir matris ifadesini içermektedir. Bazı sayısal örneklerle yöntemin basitliği ve hesap hassaslığı gösterilmiş, dinamik yer değiştirmede etkili olan çeşitli parametreler incelenmiştir.

Yavari ve diğerleri [19], hareketli kütle altındaki Timoshenko kirişlerinin dinamik davranışını ayırık elaman tekniği (DET) ile incelemiştirlerdir. Bu teknikte elastik kiriş esnek bağlantılı rijit çubuklara bölünmüş, hareketli kütledeki Timoshenko kirişinin DET modeli sunulmuştur. DET modelinin sonuçları ile Euler-Bernoulli kirişleri için sonlu elamanlar yöntemiyle, Timoshenko kirişleri için ise sonlu farklar yöntemiyle elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Kirişteki yer değiştirmelerin hareketli kütledeki hızı ve kiriş kalınlığı ile olan ilişkisini araştırmışlardır.

Renard ve Taazount [20], serbest ve sonsuz bir Timoshenko kirişinin şekil değişimini analitik olarak boyutsuz yer değiştirmeler ve gerilmeler açısından incelemiştirlerdir. Kiriş, hareketli sürekli ilerleyen bir kuvvet ile yüklenmiştir. Yükün zamanı ve hızına göre geçici yer değiştirmeler ve gerilmelerin asimptotik değerleri verilmiştir.

Savin [21], sabit hızlarda ilerleyen noktasal kuvvetlere maruz çeşitli sınır şartlarında zayıfça sönümlenen kirişler için dinamik büyütme faktörünün ve karakteristik cevap spektrumunun analitik ifadelerini elde etmiştir.

Zhu ve Law [22], üniform olmayan bir Euler-Bernoulli kirişinin dinamik davranışını Hamilton prensibi ile, özvektör ve özdeğeri ise Ritz yöntemini kullanılarak analiz etmişlerdir. Kirişin dinamik yer değiştirmelerini hesaplamak için yüksek hassasiyetli integrasyon yöntemi kullanmışlar ve bu yöntemin Newmark yönteminden daha iyi sonuçlar verdiği göstermişlerdir.

Hilal ve Zibdeh [23], üzerinden hareketli yükler geçen genel sınır şartlarına sahip elastik bir kirişin titreşim probleminde tek bir hareketli kuvvet etkisindeki kirişin şekil değiştirmeleri için kapalı formda çözüm elde etmişler, hareketli kuvvet, ivmelenme, yavaşlama ve sabit hızla ilerleme, hareket tiplerinde ele alınıp, ilgili parametrelerin değişiminin kiriş yer değiştirmelerine olan etkisini araştırmışlardır.

Xu ve Genin, [24] üzerinde hareketli bir kütle olan bir elastik kirişin eksenel ve düşey hareketini incelemek için Hamilton prensibini kullanarak eksenel ve düşey hareketi yöneten iki nonlineer diferansiyel denklem oluşturmuş, oluşan sınır değer problemini çözmek için Pertürbasyon tekniği ile birleştirilmiş bir sonlu farklar

metodu kullanarak dinamik sistem için eksenel harekette kütle ile kiriş arasındaki sürtünme kuvvetinin etkisinin önemini göstermişlerdir.

Gbadeyan ve Oni [25], üzerinde çeşitli hareketli yükler olan çeşitli sınır şartlarına sahip Rayleigh kirişleri ve plakalar gibi sonlu elastik yapıların dinamik davranışları ile ilgili genelleştirilmiş sonlu integral dönüşümleri tekniği üzerine kurulmuş bir teori geliştirmişlerdir.

Kidarsaa ve diğerleri [26], kiriş kesitindeki dahili kuvvet verisini hareketli yükler için kuvvet temelli sonlu elemanlar kullanarak hesaplayan bir analiz metodu geliştirmişlerdir. Hareketli yük için oluşturulan sonlu elemanlar ağındaki elemanların integrasyon noktalarının tanımlanmasıyla geliştirilen bu yöntemle yapılan analizlerin analitik çözümlere yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Hareketli yük için ortaya konulan bu metod otomasyon yazılımıyla birleştirilerek çok sayıda köprüde verimli olarak kullanılmıştır.

Dehestani ve diğerleri [27], belli sınır şartlarda hareketli yüke maruz bir kirişin dinamik cevabı analitik ve nümerik olarak belirlemişlerdir. Sonuçlar hızın büyüklüğünün mevcut sınır şartları içinde dinamik davranışa direkt olarak etki ettiğini göstermiştir. Hareketli yüke maruz sistemler için kritik hızlar değişik sınır koşullarına sahip örneklerle gösterilmiştir.

Chen ve Chen [28], kirişlerde eksenel yönde ve kritik hızın altında hareket eden bir yük için sönümleme etkisini araştırmışlardır. Sonuçlar sönümleme varken bütün kararlı durum çözümlerinin asimetric olduğunu, sönümleme sıfıra yaklaştıkça bazı kararlı durum çözümlerinin simetric olduğunu bazılarının ise asimetric olduğunu göstermektedir.

Ansari ve diğerleri [29], Kelvin–Voight viskoelastik temelindeki hareketli yüke maruz Euler-Bernoulli kirişinin frekans davranışlarını incelemişlerdir. Çalışmanın amacı, kirişin frekans cevabının hızın büyüklüğü, nonlineerlik ve sönüm katsayısı gibi parametlerin etkisinde nasıl değiştiğini bulmaktır. Simülasyonlarda bir trenin hareketi ele alınarak harmonik hareket sonucu ray ve tekerlek arasında oluşan düşey ayrılma durumu gözlemlenmiştir.

Ouyang [30], çalışma yapısal dinamik problemlerin çözümüne rehber olarak sunulmuştur. hareketli yüke maruz basit mesnetli kiriş örneğiyle çözüm için gerekli matematik yöntemler açıklanmıştır. Silindirik bir kiriş kendi eksenine etrafında

döndürülerek, yüzeyde aksel yönde hareket eden bir yük olduğu durum için nümerik çözüm elde edilmiştir. Bu rehber okuyucuya hangi hareketli yük problemi için hangi çözüm metodunun kullanılması gerektiği konusunda yol göstermektedir.

Şimşek [31], doktora tezinde bir kirişin doğrusal ve doğrusal olmayan titreşimlerini Euler-Bernoulli kiriş teorisi, Timoshenko kiriş teorisi ve Reddy-Bickford kiriş teorisi çerçevesinde nümerik olarak incelemiştir. Hareket denklemleri Lagrange denklemleri yardımıyla elde edilmiş, elde edilen zamana bağlı diferansiyel denklem takımı Newmark- β yöntemiyle çözülerek, herhangi bir anda kirişe ait ivme, hız ve yer değiştirmeler hesaplanmıştır. Doğrusal olmayan analizlerde hareket denklemlerinin çözümünde Newmark- β yöntemiyle birlikte Picard ve Newton-Raphson ardışık yaklaşım yöntemleri kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, daha önce yayınlanmış sonuçlarla karşılaştırılarak yakınsama çalışmaları yapılmıştır. Çalışmada, kayma şekil değiştirmeleri, hareketli harmonik yükün hızı, frekansı, dışmerkez basınç kuvvetinin şiddeti ve dışmerkezliği ile malzeme sönümünün kirişin dinamik davranışı üzerindeki etkileri ayrıntılı olarak incelenmiştir.

Esen [32], doktora tezinde üzerinde hareketli yük bulunan köprülülük kren kirişlerinin dinamik davranışlarını incelemiştir. Çalışmada bir Euler-Bernoulli kirişi ve kutu kesitli gerçeğe yakın bir çift kirişli köprülülük kren kiriş sistemi üzerinde sonlu elemanlar yöntemiyle analizler gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar analizlerinde SAP 2000 programı kullanılmış ve yükün hareket hızının ve kiriş kütlesine olan oranının farklı değerleri için kirişin dinamik davranışları elde edilmiştir.

Bulut[33], Yüksek Lisans tezinde benzer şekilde ince Euler- Bernoulli kutu kirişi kullanıp kirişin dinamik yer değiştirme davranışını incelemiştir. Analizlerde SAP 2000 programı kullanılmış ve yük hızı ve kütle oranı değerleri için farklı analizler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar farklı diyagramlarda ortaya konmuştur.

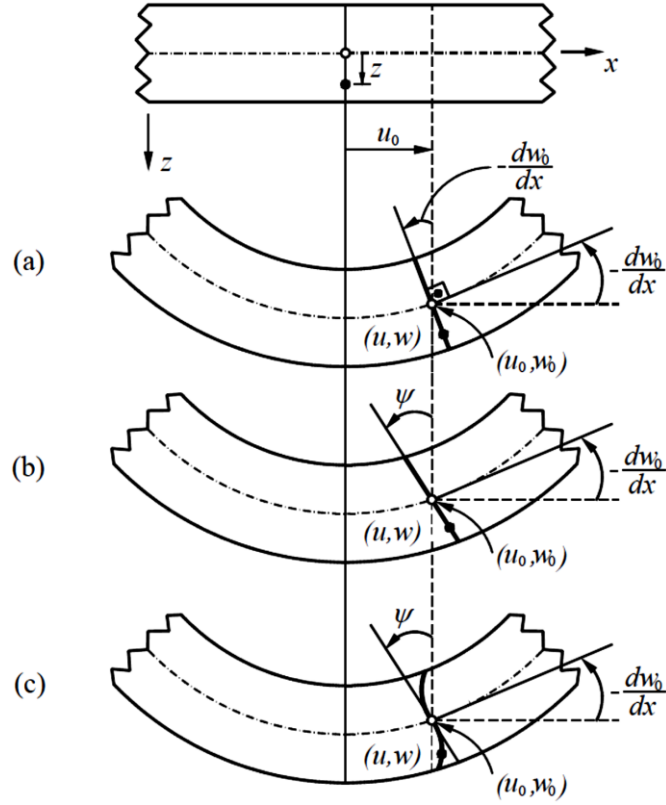
Bu çalışmada analiz yapılacak kiriş NPI 340 “I” tipi kirişi kullanılmıştır. Matlab programında analiz için algoritma oluşturulup sonuçlar gösterilmiştir.

1.3 Kiriş Teorilerine Bakış

Mühendislikte kolon, kiriş gibi çubuk elemanların analizinde kullanılan birkaç kiriş teorisi vardır. Bu teoriler tarihi gelişim sırasına göre, en temel kiriş teorisi olan Euler-Bernoulli kiriş teorisi (EBKT), kayma şekil değiştirmelerini dikkate alan

Timoshenko kiriş teorisi (TKT) ve yine kayma şekil değiştirmelerini dikkate alan yüksek mertebeden bir teori olan Reddy- Bickford (RBKT veya Üçüncü mertebeli kiriş teorisi) kiriş teorisi olarak sıralanabilir. Şekil 1.1'de söz konusu üç kiriş teorisine göre eğilmeden sonra bir kiriş kesitinin aldığı durum görülmektedir.

Bilindiği gibi EBKT, eğilmeden önce düzlem ve kiriş eksenine dik olan kesitlerin eğilmeden sonra yine düzlem ve kiriş eksenine dik kaldığını ifade eder (Şekil 1.1a), yani kayma şekil değiştirmelerinin etkisini ihmal etmiş olur. TKT ise EBKT'den farklı olarak eğilmeden önce düzlem ve tarafsız eksene dik olan kesitlerin eğilmeden sonra da düzlem olarak kaldığını, ancak kesitlerin artık kiriş eksenine dik olmadığını ve kesitlerin bir ψ açısı kadar döndüğünü kabul eder (Şekil 1.1b). Bu kabul vasıtasıyla kayma şekil değiştirmelerinin veya kayma gerilmelerinin kirişin eğilme davranışına katkısı göz önüne alınmış olur. Ancak, TKT'de eğilme sonrasında kesitlerin düzlem kaldığı varsayıldığından kayma açısı sabittir. Böylece, kayma gerilmesi dağılışı da kesit yüksekliği boyunca sabit olduğundan, ortaya çıkan hatayı düzeltmek için kayma gerilmesi dağılışı düzeltme katsayısına (shear correction factor) ihtiyaç duyulur. Cowper tarafından farklı kesit şekilleri için kayma gerilmesi dağılışı düzeltme katsayısı değerleri ayrıntılı olarak verilmiştir[33]. RBKT, Reddy ve Bickford tarafından farklı zamanlarda dikdörtgen kesitli kirişler ve kare plaklar için önerilmiştir[34,35]. Bu sebeple RBKT literatürde Reddy-Bickford kiriş teorisi olarak bilinmektedir. RBKT'de yer değiştirme dağılımı, kiriş kesiti yüksekliği boyunca, z koordinatının üçüncü dereceden bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Buna bağlı olarak, kayma gerilmeleri kesitin üst ve alt sınırlarında sıfır olacak şekilde ikinci dereceden (parabolik) bir dağılışa sahip olur ve kayma gerilmesi dağılışı düzeltme katsayısına (shear correction factor) gerek kalmaz. Ayrıca, bu teoride eğilmeden sonra kesitlerin dönmesinin yanında kesitlerin düzlem kaldığı kabulü de serbest bırakılarak kesitlerin çarpılması (warping) dikkate alınmış olur. Ancak, RBKT'nin kesit şekli dikdörtgenden farklı olan kirişlere uygulanamayacağını hatırlatmak faydalı olacaktır.



Şekil 1.1 : Bir kirişin şekil değiştirme öncesi ve sonrasındaki durumu, (a) EBKT, (b) TKT, (c) RBKT. [36]

1.3.1 Yer değiştirme alanları

Şekil 1.1'den görüleceği üzere sağ üçlü kartezyen koordinat sistemi $O(x, y, z)$ kirişin orta noktasında tanımlanmıştır. x eksenini kiriş eksenini doğrultusunda, y eksenini kesit genişliği doğrultusunda ve z eksenini kesit yüksekliği doğrultusunda. Kirişe etki eden tüm dış yükler ve $O(x, y, z)$ eksenleri doğrultusunda (u, v, w) şeklinde tanımlanan yer değiştirme bileşenleri, x ve z koordinatlarının fonksiyonu şeklindedir. Bir başka deyişle, ele alınan kirişin (x, z) düzleminde şekil değiştirdiği (eğildiği) kabul edilmiştir. Bu kabulün doğal sonucu olarak y eksenini doğrultusundaki v yer değiştirme bileşeni sıfırdır.

1.3.1.1 Ebkt için yer değiştirme alanları

Şekil 1.1a'da EBKT'ye göre bir kiriş kesitinin eğilmeden sonraki durumu gösterilmiştir. Daha önceden de açıklandığı gibi EBKT eğilmeden önce tarafsız eksene dik olan düzlem kesitlerin eğilmeden sonra da tarafsız eksene dik ve düzlem kaldığını ifade eder. Bu durumda EBKT için yer değiştirme alanı izleyen şekildedir:

$$u^E(x, z, t) = u_0^E(x, t) - z \frac{\partial w_0^E(x, t)}{\partial x} \quad (1.1)$$

$$v^E(x, z, t) = 0 \quad (1.2)$$

$$w^E(x, z, t) = w_0^E(x, t) \quad (1.3)$$

Burada u^E , v^E , w^E kiriş düşey kesiti üzerinde tarafsız eksenden z mesafesi kadar uzaklıktaki bir noktanın, sırasıyla, x , y , z eksenleri doğrultularındaki yer değiştirmelerini, kiriş eksenini üzerindeki bir noktanın boyuna yer değiştirmesi, w_0^E ise düşey yer değiştirmesidir. Kiriş genişliği boyunca tüm noktaların aynı yer değiştirmeyi yaptığı kabulüyle, bundan sonra u_0^E değeri orta düzlemdeki bir noktanın uzaması, w_0^E değeri yer değiştirmesi olarak adlandırılacaktır. Değişkenlerin üzerindeki E üst indisi ise EBKT'yi temsil etmektedir.

1.3.1.2 Tkt için yer değiştirme alanları

TKT'ye göre eğilmeden önce düzlem ve tarafsız eksene dik olan kesitler eğilmeden sonra da düzlem kalırlar, fakat tarafsız eksene dik kalmayıp bir ψ açısı kadar dönerler (Şekil 1.1b). Yani kayma gerilmelerinin kirişin eğilmesine etkisi göz önüne alınmış olur. TKT'de kesitte sabit bir kayma şekil değiştirmesi (sabit kayma gerilmesi) dağılımı kabul edilir. Ancak, mukavemetten bilindiği gibi kesme kuvveti sebebiyle kesitte oluşan kayma gerilmesi dağılışı sabit değildir. Bu sebepten dolayı oluşan bu hatayı düzeltmek için TKT'de kayma gerilmesi dağılışı düzeltme katsayısı kullanılır. Bu durumda, TKT için yer değiştirme alanı izleyen şekildedir [37];

$$u^T(x, z, t) = u_0^T(x, t) + z\psi^T(x, t) \quad (1.4)$$

$$v^T(x, z, t) = 0 \quad (1.5)$$

$$w^T(x, z, t) = w_0^T(x, t) \quad (1.6)$$

Burada T üst indisi TKT'yi temsil etmekte olup, ψ^T kesitlerin y eksenini etrafında dönmesini göstermektedir.

1.3.1.3 Rbkt için yer değiştirme alanları

RBKT'ye göre bir kirişin eğilmeden sonraki durumu Şekil 1.1c'de gösterilmiştir. Őekilden de görüleceği gibi bu teoride eğilmeden önce düzlem olan ve tarafsız eksene dik olan kesitler eğilmeden sonra ne tarafsız eksene dik kalır ne de düzlem kalırlar. Yani, kiriş kesitleri ψ kadar dönerken çarpılmaya da uğrarlar. Bu teoriye göre kiriş kesitinin en üst ve en alt liflerinde sıfır olacak Şekilde parabolik kayma Şekil değiştirmesi (dolayısıyla parabolik kayma gerilmesi) dağılışı öngörülür. Böylece, bu teoride kayma gerilmesi dağılışı düzeltme katsayısına gereksinim kalmaz. Söz konusu teoriye göre yer değiştirme alanı izleyen Şekilde verilmektedir [35,37]:

$$u^R(x, z, t) = u_0^R(x, t) + z\psi^R(x, t) - \beta z^3 \left(\psi^R(x, t) + \frac{\partial w_0^R(x, t)}{\partial x} \right) \quad (1.7)$$

$$v^R(x, z, t) = 0 \quad (1.8)$$

$$w^R(x, z, t) = w_0^R(x, t) \quad (1.9)$$

Burada R st indisi RBKT'yi temsil etmekte olup, $\beta = 4/(3h^2)$ olarak tariflenmiştir.

1.3.2 Yer değiştirme, Şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılar

Yer değiştirmelerle Şekil değiştirmeler arasındaki kinematik bağıntılarının ilgili bileşenlerinin, doğrusal olmayan terimlerin ihmal edilmesi ve eğilmenin (x,z) düzleminde olduğunun dikkate alınmasıyla, izleyen Şekilde olduğu bilinmektedir:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (1.10)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \quad (1.11)$$

Burada, ε_{xx} x eksenini doğrultusundaki boyuna Şekil değiştirme, γ_{xz} $(x-z)$ düzlemindeki kayma Şekil değiştirmesidir. Şekil değiştirmelerden gerilmelere geçilirken, gerilmelerle Şekil değiştirmelerin ve Şekil değiştirme hızlarının orantılı olduğu, yani malzeme davranışının doğrusal Kelvin-Voigt modeline uyduğu kabul edilmiştir. Bundan sonraki bölümde yer değiştirme, Şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılar her üç kiriş teorisi için ayrı başlıklar altında verilecektir.

1.3.2.1 Ebkt için yer değiştirme, Şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılar

Verilen yer değiştirmelerle Şekil değiştirmeler arasındaki kinematik bağıntılar kullanılırsa EBKT'ye göre Şekil değiştirme bileşenleri aşağıdaki Şekilde elde edilir:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u^E}{\partial x} = \frac{\partial u_0^E}{\partial x} - z \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (1.12)$$

$$\gamma_{xz} = 0 \quad (1.13)$$

EBKT iin gerilme-Şekil değiştirme bağıntısı izleyen Şekilde tanımlanır:

$$\sigma_{xx} = \sigma_{xx}^e + \sigma_{xx}^v = E \varepsilon_{xx} + E \eta_b \dot{\varepsilon}_{xx} = E \frac{\partial u_0^E}{\partial x} - E z \frac{\partial^2 w_0^E}{\partial x^2} + E \eta_b \frac{\partial \dot{u}_0^E}{\partial x} - E \eta_b z \frac{\partial^2 \dot{w}_0^E}{\partial x^2}$$

$$\tau_{xz} = 0 \quad (1.14)$$

Burada, σ_{xx} x doğrultusundaki normal gerilme, $\tau_{xz} = 0$ (EBKT'nin bir sonucu olarak; gerçekte $\tau_{xz} \neq 0$ ($x - z$) düzlemindeki kayma gerilmesi ve E Elastisite modülüdür ve değişkenlerin üzerindeki nokta zamana göre türevi göstermektedir.

1.3.2.2 Tkt için yer değiştirme, Şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılar

Yer değiştirmelerle Şekil değiştirmeler arasındaki kinematik bağıntılar ve gerilmelerle Şekil değiştirmeler arasındaki bünye bağıntılarını kullanılırsa, TKT'ye göre Şekil değiştirme ve gerilme bileşenleri aşağıdaki Şekilde elde edilir:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u^T}{\partial x} = \frac{\partial u_0^T}{\partial x} + z \frac{\partial^2 \psi^T}{\partial x^2} \quad (1.15)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u^T}{\partial z} + \frac{\partial w^T}{\partial x} = z \frac{\partial w_0^T}{\partial x} + \psi^T \quad (1.16)$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{xx} &= \sigma_{xx}^e + \sigma_{xx}^v = E\varepsilon_{xx} + E\eta_b \dot{\varepsilon}_{xx} \\
&= E \frac{\partial u_0^T}{\partial x} + Ez \frac{\partial \psi^T}{\partial x} + E\eta_b \frac{\partial \dot{u}_0^T}{\partial x} + E\eta_b z \frac{\partial \dot{\psi}^T}{\partial x}
\end{aligned} \tag{1.17}$$

$$\begin{aligned}
\tau_{xz} &= \tau_{xz}^e + \tau_{xz}^v = k_s G \gamma_{xz} + k_s G \eta_s \dot{\gamma}_{xz} \\
&= k_s G \left(\frac{\partial w_0^T}{\partial x} + \psi^T \right) + k_s G \eta_s \left(\frac{\partial \dot{w}_0^T}{\partial x} + \dot{\psi}^T \right)
\end{aligned} \tag{1.18}$$

Burada G kayma modülü ve k_s kayma gerilmesi dağılışı düzeltme katsayısıdır. k_s katsayısı kesit geometrisi ve malzeme özelliğine (Poisson oranına) bağlı olarak farklı değerler almaktadır [34].

1.3.2.3 Rbkt için yer değiştirme, şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılar

Bu teoriye göre şekil değiştirme ve gerilme ifadeleri TKT'ye benzer şekilde elde edilerek aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u^R}{\partial x} = \frac{\partial u_0^R}{\partial x} + z \frac{\partial \psi^R}{\partial x} - \beta z^3 \left(\frac{\partial \psi^R}{\partial x} + \frac{\partial^2 w_0^R}{\partial x^2} \right) \tag{1.19}$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u^R}{\partial z} + \frac{\partial w^R}{\partial x} = (1 - 3\beta z^2) \left(\psi^R + \frac{\partial w_0^R}{\partial x} \right) \tag{1.20}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{xx} &= \sigma_{xx}^e + \sigma_{xx}^v = E\varepsilon_{xx} + E\eta_b \dot{\varepsilon}_{xx} \\
&= E \frac{\partial u_0^R}{\partial x} + Ez \frac{\partial \psi^R}{\partial x} - E\beta z^3 \left(\frac{\partial \psi^R}{\partial x} + \frac{\partial^2 w_0^R}{\partial x^2} \right) + E\eta_b \frac{\partial \dot{u}_0^R}{\partial x} \\
&\quad + E\eta_b z \frac{\partial \dot{\psi}^R}{\partial x} - E\eta_b \beta z^3 \left(\frac{\partial \dot{\psi}^R}{\partial x} + \frac{\partial^2 \dot{w}_0^R}{\partial x^2} \right)
\end{aligned} \tag{1.21}$$

$$\begin{aligned}
\tau_{xz} &= \tau_{xz}^e + \tau_{xz}^v = G\gamma_{xz} + G\eta_s \dot{\gamma}_{xz} \\
&= G(1 - 3\beta z^2) \left(\psi^R + \frac{\partial w_0^R}{\partial x} \right) \\
&\quad + G\eta_s (1 - 3\beta z^2) \left(\dot{\psi}^R + \frac{\partial \dot{w}_0^R}{\partial x} \right)
\end{aligned} \tag{1.22}$$

2. KRENLER

2.1 Kaldırma Ve Taşıma Makinelerinin Sınıflandırılması

Kaldırma ve taşıma makineleri her türlü endüstri dalında ve ticari işletmelerde uygulandığından çeşitleri çok fazladır. Bu çeşitliliği doğuran faktörler aşağıdaki gibi yazılabilir[38,39,40] ;

- Taşınacak kütlelerin büyüklüğü
- Taşıma mesafesinin büyüklüğü
- Taşınacak malların türü

Çalışma prensiplerine göre transport makineleri öncelikle iki ana gruba ayrılır.

- Kesikli çalışan transport makineleri
- Sürekli çalışan transport makineleri

Alt gruplar ise aşağıda görülmektedir.

Transport işleri,

- Transport makineleri ile taşıma
- Ulaşım araçları ile taşıma

Transport Tekniği,

- Transport makineleri
- Depolama tekniği
- Uygulama Tekniği

Transport Makineleri,

- Kesikli çalışanlar – Kaldırma
- Sürekli çalışanlar – Taşıma Makineleri

Kaldırma Makineleri,

- Basit Kaldırma Makineleri
- Krenler
- Asansörler
- Zemin Araçları

Basit Kaldırma Makineleri,

- Krikolar – Kremayerli, Vidalı, Hidrolik
- Palangalar – Elle çalıştırılanlar(adi palanga, sonsuz vidalı, düz dişli), Elektrikle çalıştırılanlar
- Vinçler (Çıkırıklar) – El vinçleri, Otomatik kepçe vinçleri, Elektrikli vinçler, Kabestan vinçleri

Asansörler,

- Yolcu asansörleri
- Yük asansörleri
- Hidrolik asansörler
- Servis asansörleri
- Otopark asansörleri
- Maden kuyusu asansörleri
- Paternosterler

Zemin Araçları,

- Raysız – El arabaları, tekerlekli paletler, römorkörler, kaldırma arabaları(kulplu, oklu), çekiciler, çatal istifçiler(forkliftler), hava yastıklı taşıyıcılar
- Raylı

2.1.1 Köprülü krenler

Yükseğe yerleştirilmiş iki kren yolu arasında bir köprü konstrüksiyonundan ibarettir. Yarı ağır endüstriyle ilgili bütün fabrika, mağaza ve makine park salonlarında kullanılırlar. Kumanda, basit bir operatör kabininden olabileceği gibi, seyyar

operatör kabininden veya uzaktan da olabilir. Köprülü kren tarafından gerçekleştirilen hareketler şunlardır;

- Kaldırma ve indirme hareketi
- Köprünün öteleme hareketi
- Arabanın köprü üzerinde yaptığı öteleme hareketi

Bu durumlara göre, bir köprülü krende aşağıdaki mekanizmaların olması öngörülür:

- Tamburlu kaldırma mekanizması
- Araba öteleme mekanizması
- Köprü yürütme mekanizması

Bir köprülü kren ;

- Taşınacak yükün maksimum değeri, yani kaldırma kabiliyeti
- Köprü açıklığı

ile karakterize edilir. Bunların yanı sıra ;

- Kaldırma hızı
- Köprü öteleme
- Araba öteleme hızı
- Kaldırma yüksekliği
- Köprü gezinme mesafesi

dikkate alınması gereken özelliklerdir.

2.1.2 Portal krenler

“Liman Krenleri” veya “ Sehpalı Krenler” olarak da anılırlar. Limanlarda, tersanelerde ve depolarda kullanılırlar. Yapılarında kafes kiriş sistemi veya levhalı kiriş sistemi kullanılması mümkündür. Genellikle raylar üzerinde hareket ederler, küçük ve orta ağırlıkta yükler için lastik yürüme elemanları kullanılabilir. Taşıma kuvvetleri 800 tona, açıklıkları ise 120 m’ye kadar çıkabilir.

Tahrik kaynağı olarak elektrik motorları ya da nadiren içten yanmalı kuvvet makineleri kullanılır. Genelde açık havada çalıştıklarından fırtınaya karşı

emniyetlerinin sağlanması gerekir. Bu yüzden rüzgar basıncı belli bir değeri aşınca kreni durduran ve kısıkaçlarıyla rayı kavramasını sağlayan bir mekanizmaya sahiptirler.

2.1.3 Oklu krenler – döner krenler

Liman ve şantiyelerde önemli görev üstlenen ve çok kullanılan kaldırma makineleri arasındadır. Ok adı verilen kiriş, uçlarından birisi aracılığıyla düşey bir eksen etrafında dönme hareketi yapar. Kanca bloğu, okun serbest olan öteki ucu tarafından taşınır.

Oklu krenler sınıflandırılırken kancanın hizmet edebildiği, erişebildiği alan dikkate alınır. Bu durumda oklu krenler 3 sınıfa ayrılır ;

- Sabit aplik krenler:

Atölye içinde bir duvara veya bir kolona tespit edilir. Okun serbest ucu, yarıçapı ok açıklığına eşit olan bir yarım daire çizebilir.

- Müstakil sabit krenler:

Bir duvar veya bir kolona tespit edilmeden kullanılırlar. Okun serbest ucu tam bir daire yayı çizebilir.

- Hareketli veya mobil krenler:

Raylar veya yollar üzerinde ya da herhangi bir arazide hareket edebilen kaldırma araçlarıdır.

2.1.3.1 Karakteristikleri

- Kaldırma kapasitesi veya yeteneği
- Ok açıklığı
- Kaldırma yüksekliği

2.1.4 Kablolü krenler

Üzerinde arabanın hareket ettiği bir veya daha fazla tel halatlı (taşıma halatlı) krenlerdir.

Şantiyelerde ve büyük depolarda kullanılırlar. Açıklık 1000 m'ye kadar yükselebilir. Halatlar iki devrilebilir (sabit, hareketli veya dönebilir) kule arasına gerilmiştir.

Taşıma halatları olarak yarı veya tam kapalı spiral halatlar kullanılır. Arabanın hareketi çekme halatı üzerinde olurken, yük de kaldırma halatına asılır. Araba, içinde tekerleklerin ve halat makaralarının (kaldırma halatı makaraları) yataklandığı bir kafes giriş sisteminden ibarettir.

Tekerlek adedi, tekerlek yükünün halat çekme kuvvetine oranının 1/50 değerini aşmayacak şekilde seçilmelidir.

2.1.5 Yapı krenleri (kule vinçleri)

Genellikle mimari ve endüstriyel yapılarda kullanılan ve kapasiteleri devamlı gelişen kule vinçleri çok çeşitli şekillerde imal edilir ve sınıflandırılabilirler.

Bunlar ;

Sistem hareketliliğine göre,

- Gezer kule vinçleri,
- Çalışılan yapının çatısına bağlı kule vinçleri,
- Düşey tırmanan kule vinçleri

Kule tipine bağlı olarak,

- Döner kuleli vinçler,
- Sabit kule ile dönen üst kısma sahip vinçler

Yük kolunun hareket tarzına göre,

- Yatay ve düşey düzlemde hareketli yük kolu,
- Sadece yatay düzlemde hareketli yük kolu,

Kule vinçlerinin raylar üzerinde gezen tiplerinde, tekerlekler motor-redüktör grubu ile tahrik edilir. Durma emniyeti ise hem motora akuple bir fren tertibatıyla hem de ilave durdurma ekipmanlarıyla sağlanır.

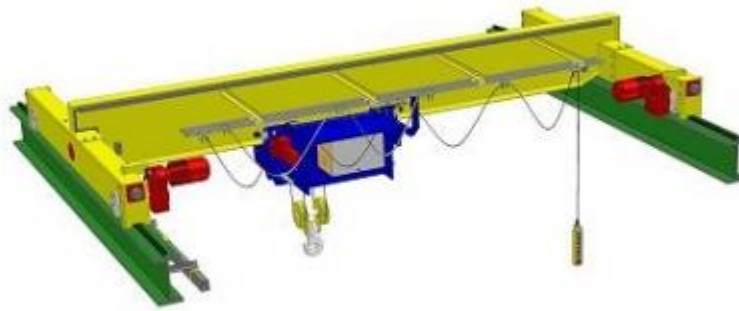
Tekerleklerin sayısı dört veya daha fazla olabilir. Alt platform, kulenin alt kısmında bulunur. Üzerinde kule, karşı ağırlık ve tahrik grupları bulunur. Kule genellikle kare kesitli kafes giriş sistem olarak yapılır. Vincin kumanda kabini genellikle kulenin üst kısmına monte edilir ve vinç operatörünün çevreyi tam olarak görebileceği tarzda yapılır. Kumanda kolları kötü hava şartlarına karşın koruyucu aksesuarlarla donatılır.

Yük kolu (boom), üçgen veya kare kesitli kafes kiriş sistem şeklinde yapılır. Ark tarafından kuleye mafsallı olarak bağlanmıştır. Sadece yatay düzlemde dönen tiplerinde uç kısmı kule tepesine bağlanır. Üzerinde bulunan raylarda bir vinç arabası çalışır. Yük bu vinç arabası üzerinde bulunan palanga bloğu ile kaldırılır. Yatay ve düşey düzlemde hareketli yük koluna sahip vinçlerde ise yük kolunun ucu bir palanga sistemi ve saptırma makaraları ile alt platformdan tahrik edilirler. Bu tiplerde yük, yük kolunun ucundaki bir palanga tertibatı ile kaldırılırlar. Yük kaldırma palangası da alt platformda bulunan motor, redüktör ve tambur grubu ile tahrik edilir. Genellikle, sadece yatay düzlemde dönen yük koluna sahip vinçlerde, kulenin üst kısmında yük kolunun arkasında, karşı ağırlık ve karşı ağırlığı taşıyan bir “karşı ağırlık kolu” vardır.

2.2 İncelenen Kren Çeşidi : Monoray Vinci

Monoray ve alttan asılı (askılı) krenler aşağıdaki nedenlerle birlikte incelnir:

- Tarihsel gelişimleri aynı süreç içinde yer almaktadır.
- Bunların ray (yol), ray (yol) askıları, araba, motor, elektrik bağlantı ve kontrol birimleri gibi kısımları aynıdır.
- Bütünleşik havai taşıma sistemlerinde birlikte kullanılırlar.



Şekil 2.1 : Monoray vinci.

Monoraylar fabrika yada depo gibi yerlerin yeterli dayanıma sahip tavan ya da çelik konstrüksiyon kısımlarına, doğrudan yada askı elemanları yardımı ile asılı, tek bir ray veya çok dar bir yol üzerinde hareket eden, yük bağlama elemanı (kancası v.s.),

halat yada zincir, tambur, dişli kutusu, yük kaldırma ve yürüme motoru gibi elemanlara da ihtiva edebilen, bir arabadan oluşan yük kaldırma ve taşıma sistemleridir. Monoraylar genelde 10 ton sınırına kadar olan yükleri kaldırıp taşıyabilirler. Ekonomik ve düşük ölü ağırlıkları olmaları nedeni ile dökümhane, depolar, otomatik depolama sistemleri, bakım atölyeleri, enerji üretim merkezleri, hafif montaj hatları vs. gibi yerlerde yaygın olarak kullanılırlar. Alttan asılı krenler 10 ton sınırına kadar olan yüklerin taşınmasına uygundur ve köprü açıklıkları en fazla 20 metre kadardır.



Şekil 2.2 : Monoray kirişi üzerinde araba.

Alttan asılı (askılı) krenler: Monorayın bir köprü şeklinde tasarımı ve bu köprünün iki ucunda bulunan elektrik motoru tahrikli yürüme grupları yardımı ile yukarıdan asılı iki adet I-profilli yada benzeri köprü gezme yolunun alt çıkıntısına asılarak hareket etmesi ile oluşturulan bir sistemdir. Bu sistemlerde yükü bir hacim dahilinde hareket ettirmek olanaklıdır. Alttan asılı krenler gezer köprü krenlerinde bulunan kiriş ve kolonları gerektirmez. Çalışma sahası kolonlar tarafından engellenmediği için daha verimli ve ekonomik olarak kullanılabilir. Gezer köprü krenlerin gerçekleştiremediği araba ve yükün birlikte krenler ve monoraylar arası aktarmayı olanaklı hale getirir.

Alttan asılı krenler ve monaray sistemler virajlar (dönüşler), makaslar ve düşey taşıma sistemleri yardımı ile birbirlerine bağlanabilir ve yükleri krenler arasında yada kren ile monoray arasında aktarabilirler. Bu ayrıcalıkları nedeni ile bunların oluşturdukları sistemler, kısa ve doğrusal bir ray ve elle hareket ettirilen arabadan oluşan basit bir sistemden, bir yada birden çok yapıyı kapsayan ve monoray, makas

ve krenler ile birbirine baęlı ve dūşey hareketlerinde yapılabildięi kompleks sistemlere kadar çeşitlilik arz eder.

2.2.1 Monoraylar ve elemanları

Ray yada yollar: değişik tip ve boyutlarda olup üzerinde hareket eden arabalara uygun şekilde tasarlanmış elemanlardır.

Taşıyıcı arabalar: Kullanım şekline göre el ile hareket ettirilen basit tipten dişli kutulusu ile birleşik elektrik motoru ile tahrik edilen karmaşık tipe kadar çeşitleri vardır.

Askı sistemleri: Çeşitli yükleme, destek ve çalışması koşullarına uygun tasarlanırlar.

Bağlantı elemanları: Sınırlı uzunlukta olan raylar (yada yollar), virajlar, makaslar, döner tablalar birbirine bağlantı elemanları ile birleştirilir.

Virajlar (dönüşler): Arabanın hareket doğrultusunu değiştirmek için değişik yarıçap ve açılarda viraj elemanları kullanılır.

Makaslar: Arabaların bir yoldan diğerine geçmesi için kullanılan elemanlardır. El, elektrik, pnömatik yada hidrolik sistemler ile ve gerekirse otomatik olarak bilgisayar yardımı ile kumanda ve kontrol edilirler.

Döner tablalar: Dört yada daha fazla doğrultudaki kavşaklarda kullanılırlar ve gerekirse makaslar ile donatılırlar (makaslı döner tablalar). Makaslarda olduğu gibi el, elektrik, pnömatik yada hidrolik sistemler ile ve gerekirse otomatik olarak bilgisayar yardımı ile kumanda ve kontrol edilirler.

Fren tertibatı: Araba ve köprüyü hareket ettiren sürücü grubunu durdurmak için kullanılırlar. Frenler genellikle elektro-magnetler ile otomatik olarak görev yaparlar.

Durdurucular: Yol sonlarındaki lastik tamponlu kısımlardır ve arabanın yol sonunda yoldan çıkmasını önlerler.

Yükseltme / alçaltma sistemi: Araba ve yükün birlikte farklı seviyedeki yollara aktarılmasını sağlayan sistemlerdir.

Zincirli tahrik sistemi: Basit tasarımlı arabaların, makara gurupları tarafından klavuzlanan ve elektik motoru ile tahrik edilen zincir yada zincirler ile, tek yada gurup halinde çekilerek hareket ettirilmesini sağlayan sistemlerdir. Bunlara zincirli konveyör de denmektedir.

Darbe emici kapak halkalar: Arabalar çarpıma olasılığına karşı darbe emici kapak ve halkalar ile donatılabilir.

2.2.2 Monoray ve alttan askılı krenlerin avantaj ve dezavantajları

Monoray vinçlerin kaldırma gurubu ve motorlarının standart olarak araba altına monte edilmesi ve arabanında monoray yada köprü üzerine alttan asılı olması nedeni ile kaldırma yüksekliği üzerinde ölü bir alan oluşmaktadır ve kaldırma yüksekliği verimli olarak kullanılamamaktadır. Motor ve yük kaldırma elemanlarının arabanın yan tarafına monte edilmesi ve gerekirse karşı ağırlık kullanarak arabanın dengelenmesi ile bu problem çözülebilir. Diğer bir çözüm yolu ise arabanın ankastre olarak yolun üst kısmına yerleştirilmesi düşünülebilir, fakat bu durumda yol veya köprü eğilme zorlanması ile birlikte burulma gerilmelerinin de etkisinde kalacağı için yol ya da kirişin kesiti ve ağırlığı artar. Arabalar işletme ve hacim koşullarına göre normal yapı ve kısaltılmış yapı olarak tasarlanabilir.

Monoray hatları bağımsız çalışabilen elektrik motoru tahrikli arabalar ve birbirine bağlanabilen monoray hatları, makas döner tabla ve dikey hareket sistemleri nedeni ile yüklerin geniş bir bölgede taşımalarına elverişlidir. Ayrıca havai konveyörlerde olduğu gibi kapalı hat şeklinde düzenlenmeleri gerekli değildir.

2.2.3 Monorayların ve alttan asılı krenlerin tasarım ve seçimlerinde dikkate alınacak noktalar

Kapalı alanların tavan ya da çatısına yakın düzeylerde çalışacak malzeme taşıma sistemleri yapının yüksekliğini etkiler. Bu durum yapının hacmi ile birlikte inşaat maliyeti gibi ilk yatırım (sabit) giderleri ile ve ısıtma aydınlatma, havalandırma vs. şeklindeki işletme (değişken) giderlerinin seviyesini de etkiler. Yapı ne kadar büyük olursa bu giderler artar. Yapının yüksekliği hesaplanır iken yükün kaldırılması gereken en fazla yükseklik ve kullanılan sistemin ölü yüksekliği de dikkate alınır. Yapının taşıyıcı elemanları, çatı, tavan, zemin gibi kısımlarının mukavemet ve malzeme hesabı için de sistemin yük taşıması durumunda yapının çeşitli kısımlarına uygulayacağı en büyük zorlama değerleri dikkate alınmalıdır. Kaldırma ve taşıma sistemine ait ölü yükseklik ve en büyük zorlama değerinin olabildiği kadar düşük değerlerde tutulması ile yapının ilk yatırım ve işletme giderlerinde önemli miktarlara ulaşan tasarruf sağlanır. Bu anlamda işletmedeki malzemelerin taşınma şeklinin

yapının projelendirilmesi aşamasında tasarlanması ve taşıma sistemini sağlayacak kişi ve kurumlara da bu safhada danışılması çok önemlidir.

Genel olarak bir krenin veya taşıma sisteminin tasarlanması ve seçiminde dikkate alınacak diğer önemli noktalar aşağıda verilmektedir.

- Kaldırma hızı
- Araba hızı
- Köprü Yürüme hızı
- Mekanizma gurubu
- Kumanda ve kontrol sistemi
- Çelik konstrüksiyonun sınıfı

2.2.4 Kaldırma gurubunu seçilmesi

Kaldırma gurubu (vinç) seçimi için aşağıdaki teknik veriler dikkate alınmalıdır:

- Maksimum yük (kg).
- Kaldırma yüksekliği (m).
- Kaldırma ve indirme hareketleri sırasında kancanın kursu.
- Kaldırma gurubu (elektropalanga) tipi; ayaklı, monoray standart (normal) veya kısa tip, çift kirişli gezer köprü arabası.
- Yükleme tipi.
- Operasyon adedi.
- Günlük çalışma saati.

Bu veriler belirlendikten sonra kaldırma gurubunu seçimi yapılır. Bu seçim yük dağılım aralığı ve çalışma saati grubuna bağlıdır.

2.2.5 Yük dağılım aralığının belirlenmesi

Verilen tabloyu kullanarak aşağıda açıklanan hafif, orta, ağır, çok ağır yük dağılım aralığından hangisinin geçerli olduğu belirlenir.

Hafif: Genellikle çok hafif yük kaldırması ve çok nadir olarak da maksimum ağırlıkta yük kaldırılması durumu.

Orta: Genellikle hafif yük kaldırılması, oldukça sık olarak da maksimum ağırlıkta yük kaldırılması durumu.

Ağır: Genellikle orta ağırlıkta yk kaldırılması, sık sık maksimum ağırlıkta yk kaldırılması durumu.

Çok Ağır: Genellikle maksimum ya da maksimuma yakın ağırlıkta yk kaldırılması durumu.

Çalışma saati grubu: Günlük operasyon zamanı (Z) aşağıdaki formüle göre belirlenir.

$$Z = 2 \times H \times O \times \text{Ç} / 60 \times V \quad (2.1)$$

Burada;

Z = Çalışma saati grubu (operasyon zamanı grubu), yani saat olarak günlük çalışma süresi (saat / gün)

H = Ortalama kanca hareket mesafesi (m)

O = Saateki operasyon adaedi (adet / saat)

Ç = Günlük çalışma süresi, yani saat olarak iş günü süresi (saat)

V = Kaldırma hızı (m/dak)

2.3 Krenlerde Kontrksiyon, lçlendirme Ve Seçim Esasları

2.3.1 Konstrüksiyon için genel esaslar

Kaldırma makineleri yapımı, konstrüksiyonla uğraşan mühendisler için çok yönlü ve ilginç bir çalışma alanıdır. Genel makine yapımı, elik, inşaat ve elektroteknik gibi farklı disiplinlerin bir arada uygulama yeri bulmaları ayrıca proje ve yapı Őekillerinin çok çeşitli olması bu alanın önde gelen özelliklerindedir.

Krenlerin projelendirilmesi ve Őekillendirilmesinin sevk idaresi kren konstrktrnn görevidir. Bu yüzden bir kren konstrktr, ihtiyaçları dikkate alabilecek ve olanaklardan yararlanmasına yetecek kadar diğer bilim dallarından da bilgiye sahip olmalıdır.

Küçük kaldırma makineleri ve sık rastlanmayan bazı normal konstrüksiyon bir tarafa bırakılırsa, kaldırma makineleri yapımında günümüzde münferit üretim hakimdir. Alışılmış olan yürür ve döner krenler bile, kaldırma yükü, açıklık, çalışma hızı, kaldırma yüksekliği ve işletme Şekline göre çok değişik tiplerde karşımıza çıkabilir.

Boşluğu sınırlı olan bir hol ya da bir rıhtımdaki gibi yerel şartlar çoğu zaman normal yapı şekillerinden ayrılan konstrüksiyonlar gerektirir. Her zaman tek ve her seferinde amaca en iyi uyacak şekilde yapılan büyük tesis olarak sayılabilecek yükleme köprüleri, yüzer (dubalı) krenler, tersane krenleri, dok krenleri, özel demiryolu krenleri, doldurma, kıskaçlı, blok sıyırma ve dökümhane krenleri gibi bir çok farklı kren çeşidi sıralanabilir. Bu yüzden çoğu kren konstrüksiyonu her defasında yeniden projelendirilir ve çizilir.

Kren yapımında bir konstrüksiyon siparişe yakından ilgilidir, bir dereceye kadar imalatın bir parçasını oluşturur. Teslim süreleri de sınırlı tutulmaktadır. Benzer örneklerden yararlanılamadığı ve yeni projelerin çözümünde yeni konstrüktif çabalara girilmek zorunluluğunda kalındığı için projelerin zorluğu artmaktadır. Bu yüzden kren konstrüktörünün çok defa ön denemeye tabi tutulmadan işletmeye alınan ve pratikte başarı ile çalışması beklenen yeni konstrüksiyonları kısa sürede ortaya koyması gerekir.

Konstrüksiyonlarda problemin doğru bir şekilde ortaya konması uygun bir çözümün ilk şartıdır. İsteklere karşı düşen pek çok sayıdaki görüşler her zaman dikkate alınmalıdır.

Bunların tercih sırasını belirlemek ve akabinde gelen konstrüktif çalışmaların esaslarını koyabilmek çözümün önemli bir kısmı demektir.

Bir krenin çalışmasını doğrudan etkileyen yapısal istekler ön planda tutulmalıdır. Çünkü sonunda ulaşılabilecek pratik başarı bir konstrüksiyon için kesin yargı demektir. İşletme emniyeti, yeteli ömür, kolay bakım ve yağlama, aşınan parçaları kolaylık değiştirebilme vb. bir krende bulunması gereken isteklerdir. Bunlardan sonra kren işletmesinde ekonomik istekler ortaya çıkar. Bunların başlıcaları ; iş kapasitesinin yüksekliği, az enerji ve yağ sarfiyatı, düşük bakım ve onarım giderleri, düşük personel ve satın alma masrafları. Fakat bütün isteklerin aynı anda karşılanması mümkün değildir. Bir kren tesisinin kapasitesi arttığı oranda o tesis daha çok pahalılaşmaktadır.

Kaldırma makineleri üretiminde ekonomik şekilde planlamada en etkin çare standartlaştırmaktır. Bu, farklı krenlere aynı parçaları (tekerlekler, halat makaraları, halatlar, kavramalar, yataklar, fren kasnakları, dişli kutuları vb.) kullanma imkanı verir. Böylece parça sayısı artması sonucunda bir elemanın imalatı ucuzlamış olur.

Standartlaştırma bazen konstrüktörün proje içerisindeki hareket kabiliyetini sınırladığı için kullanışsız olarak nitelendirilse bile konstrüksiyonu kolaylaştırdığı montaj kolaylığı sağladığı ve ucuzluk elde edildiği unutulmamalıdır. Diğer taraftan, çok yönlü kullanabilmeyi sağlayabilmek için kren yapımı standardizasyonu yeteri kadar esnek olmalıdır.

Son olarak, görev ve etken görüşlerin önem sırası açıklandıktan ve amaç tespit edildikten sonra taslaklar yardımıyla en iyi çözüm bulunur. Unutulmamalıdır ki mümkün gözüken pek çok çözümden sadece birkaç tanesi en iyidir. Çözümlerin karşılaştırılmalarından ve ortaya konulan isteklerle uyumlarından dolayı ortaya bir biçim çıkar. Ancak bunun üzerine proje adım hesapla kontrol edilir. Bu sırada başlangıçta tespit edilen düzenin kısmen ve bazen de tamamen değiştirilmesi zorunlu olabilir. Fakat burada başlangıçta verilen görevi ve ana görüşleri göz önünden uzak tutmamaya dikkat etmek gerekir. Konstrüktör benzer yapılardan, standardizasyonun getirdiği avantajlardan, kendi deneyim ve bilgisinden mutlaka faydalanacaktır ama her şeyden önemlisi konstrüktörün kritik ve ön yargısız temel görüşe sahip olmasıdır[38,40,42].

2.3.2 Ölçülendirme esasları

Krenlerin çelik konstrüksiyonları için geçerli ölçülendirme esasları DIN 15018'de verilmiştir ama kren konstrüktörü mekanik kısımlar için gerilmelerin seçiminde hareket serbestliğine sahiptir.

Kaldırma makineleri çokça yer değiştiren makineler oldukları için mümkün olduğunca hafif yapılmalıdır. Ancak temel yapısal görüşlerin önem sırasına göre hafif yapı isteği ilk planda gelmez. Buna verilen önem bazı kren parçalarında ve değişik kren tiplerinde çok farklıdır.

Örneğin yürüyen bir döner kren, yükün devirme momentine karşı stabilite emniyeti sağlayabilmek için belli bir ağırlığa sahip olmak zorundadır. Devirme momenti oluşturan elemanların (ok ve okun ucundaki makara takımı vb.) hafif yapılmasına bağlı olarak krenin ağırlığı azaltılabilir. Ancak, krenin stabilite emniyetini sağlayan parçalardan hafif yapı esaslarını uygulayarak mümkün olan büyük ağırlıkları çıkartıp, sonra bunları gerekli olan stabilite emniyetini dengelemek amacıyla tekrar ilave etmek gereksizdir. Bu yüzden hafif yapı ilk olarak diğer konstrüksiyon ve bunun ağırlıkları üzerinde bir etkisinin bulunduğu yerlerde uygulanmalıdır. Örneğin

bir döner krenin ok veya özellikle de ucunda tasarruf edilen ağırlık, karşıt ağırlıktan yani yükten 3-4 kat tasarruf edilmesini sağlar. Büyük açıklıklı köprülerde kren arabasında yapılacak ağırlık tasarrufları da benzer oranda önem kazanacaktır. Burada kren arabası ağırlığı, köprü konstrüksiyonunun kendi ağırlığını ve daha önemli olan köprü yürütme mekanizması ile kren yollarının ağırlığını da etkiler. Kepçeler ve diğer istif kaplarında ağırlık tasarrufu çok daha önemlidir. Bu çeşit yük tutma düzenlerinin ağırlıklarının azaltılması gerekli olan kaldırma kuvvetinin azalmasını sağlayacaktır. Burada kullanılan yapı şekli ve malzeme (alüminyum vs.) krenin diğer parçalarında ekonomik olmayabilir. Önemli olan, kullanılan malzemelerin, miktarlarının ve maliyetlerinin, toplam ağırlığı uygun şekilde etkileyerek dengelemesidir.

Krenlerin diğer parçalarında da fazla ağırlıktan kaçınmak gerekir. Fakat ekonomik sınır daha dardır. Örneğin döküm bir dişli kutusu yerine bundan daha pahalı olan kaynaklı bir yapı kullanmak uygun olmaz. Uzun millerde ise kaliteli malzeme söz konusu olmaz. Bunlarda sadece deformasyon önemlidir. Genellikler kren yapımında orta mukavemetli malzemeler kullanılır.

Sınırlamalara rağmen kren yapımcısı konstrüksiyonunu ağırlıktan tasarruf sağlayacak şekilde biçimlendirmede çok sayıda imkana sahiptir. Önemli olan şekil değiştirme ve sürekli mukavemet üzerindeki bugünkü bilgilere dayanarak münferit elemanların doğru olarak şekillendirilmesidir. Uygun olmayan bir şekillendirmenin sonucunda ortaya çıkan büyük boyutlar ve gereksiz ağırlıklar yerine, kren yapımcısı aynı emniyet ve sağlamlıktaki yapıyı daha uygun şekil verme ve boyutları küçük tutarak da sağlayabilir. Boyutların belirlenmesinde emniyetli gerilmelerin seçilebilmesi için işletme şartları en ince ayrıntılarına kadar incelenmeli ve kontrol edilmelidir. İşletme şartları özellikle kren yapımında büyük farklılıklar gösterir. Bu sadece kren tipinde değil, bir krenin farklı tahrik mekanizmalarında da ortaya çıkar. Buna uygun olarak gerilmeler için de çok farklı değerler kullanılır. Tam hesaplanan yüklemenin ne kadar oluşacağı, hangi ölçüde aşırı yüklemelerin beklendiği, artı veya eksi ivmelenme, darbeler sonucunda hangi ek kuvvetlerin oluşacağı, kullanma sıklığı vb. gibi unsurlar sürekli olarak kontrol edilmelidir. Her bir yapı elemanının önem derecesi ve bir kopma veya kırılmanın ortaya çıkaracağı sonuçlar dikkatle tahmin edilmeli ve ölçülendirme de göz önüne alınmalıdır. Sonuç olarak hesaplama

sonuçlarının güvenilir olup olmadığına dikkat edilmelidir. Hesap yöntemleri ne kadar yaklaşık ve güvensiz olursa, emniyet gerilmeleri o kadar düşük alınmalıdır.

2.3.3 Kren seçimi

Bir krenin seçiminde emniyetli çalışma için temel özelliklerden biri yapılacak işin gereksinimlerine uygun makine seçimidir. Şayet kren gereksinimlerin çoğunu karşılamıyorsa, iş personelinin zorlanması veya yapmak için zorlama birçok kazalara yol açabilir. Spesifik bir işte kaldırma operasyonlarında boyut ve karakteristikler bilinince makine seçimi yapılır.

Bunlar ;

- Ağırlıklar, boyutlar ve büyük boyutlu ağır yüklerin kaldırma radüsleri
- Maksimum kaldırma yüksekliği ve maksimum kaldırma radüsü, bu pozisyondaki yüklerin ağırlığı
- Kaldırma işleminin sayısı ve hangi frekansta olduğu
- Kaldırma işleminin türü (örneğin hassas kaldırma v.s.)
- Kren taşıyıcısının türü. Bu zemin şartlarına ve makinenin kapasitesine bağlıdır. Kren taşıyıcısı üzerinde boom(yük kolu) döndüğü zaman kapasite taşıyıcıya göre değişecektir. Maksimum kapasite taşıyıcının arka tarafından yapılan kaldırıma işleminde olacaktır. Yan yüzlerde kapasite düşebilir. Bu kren stabilitesi ile ilişkilidir. Bir çok kren, taşıyıcının ön tarafından yük kaldırmayacak şekilde imal edilir.
- İşletmede yüklü ve yüksüz taşımalar yapılabilir.
- Yük uzun zaman periyotlarında havada asılı kalabilir.
- Çalışma yeri şartları, makinenin yerleştirildiği zemin şartları, giriş yolları ve rampalar dikkate alınmalıdır. Bu, montaj, demontaj ve operasyon işlerini engelleyebilir.
- Servis ve fiyat durumları
- Montaj, demontaj ve transport gibi işlemlerin fiyatları

2.3.4 Seçilen kren için tavsiyeler

- Kren ve ana boom(yük kolu) yeterli boyda ve istenilen bütün istekleri karşılayacak kapasitede olmalıdır. Çıkabilecek problemleri karşılayabilmek için gibi boom(yük kolu) , karşı ağırlık(ekstra) ve özel makara düzenekleri bulunması iyidir.
- Kaldırma işlemlerinde yük için %5 tolerans payı bırakılmalıdır.
- Kazalarda minimum hasar oluşumuna yol açmalıdır.
- Yük ve boom(yük kolu) arasında uygun aralık kalacak şekilde makine seçilmelidir.

2.4 Kren Hesabında Sisteme Etkiyen Yükler Ve Katsayılar

Gezer ve portal krenlerin hesabında DIN 15018'e göre esaslar gözetilir. Taşıyıcı sistemlerin hesaplanmasında, bir krenin işletmesi sırasında meydana gelen zorlamalar göz önünde bulundurulmalıdır. Bu zorlamalar aşağıda belirtilen yüklerin sonucunda ortaya çıkar[38,40].

- Duruş halindeki krenin taşıyıcı sisteminin (en uygunsuz yükleme durumundaki) esas yükler
- Düşey hareketten meydana gelen yükler
- Yatay hareketten meydana gelen yükler
- Hava şartlarından “iklim etkisi ile” meydana gelen yükler

2.4.1 Esas (ana) yükler

Taşıyıcı sistem elemanlarının kendi ağırlığından gelen yükler ve işletme yükü (hareketten doğan) yüklerdir. “Kendi ağırlıklarından” gelen yükler için, DIN 15018 Çizelge 2.2' de “yürütme hızlarına ve hareket yollarının düzgünlük durumlarına göre” (çubuk kuvvetleri, eğilme momentleri ve kesme kuvvetleri ile çarpılan) zati ağırlık katsayıları ϕ olarak verilmiştir. Sabit yükün bir kısmı üniform yayılı yük olarak kabul edilir, diğer kısmı (makine sepeti, karşı ağırlık vb.) münferit yük olarak etki eder.

2.4.2 Düşey hareketlerden gelen yükler

İşletme yükünün (kaldırılan yük) az veya çok sarsıntılı olmasından ve kaldırma hareketinin ivmeli bir hareket oluşundan ortaya çıkan ilave yüklerdir. DIN 15018 Çizelge 2.3' te "yük kaldırma hızlarına göre" yük kaldırma katsayıları ψ olarak verilmiştir. İşletme yükünün "büyütülmesi" için kullanılan bu ψ katsayısı ile çubuk kuvvetleri, kesme kuvvetleri ve eğilme momentleri çarpılır.

2.4.3 Yatay hareketlerden gelen yükler

Hareket eden kısımların hareketinden ya da frenlemesinden meydana gelen ivmeli hareketlerin (atalet kuvvetlerinin), çeşitli taşıyıcı sistem elemanları üzerine gelen ilave yan yüklerdir.

2.4.4 Hava şartlarından meydana gelen yüklemeler

Rüzgar, kar ve sıcaklık değişimleri nedeniyle meydana gelir. Rüzgarın bütün yönlerden esmesi hallerinde dahi yatay olarak etki yaptığı kabul edilir. Rüzgarın etkisi krenin yapı sekline bağlıdır. Bir taşıyıcı sistem elemanın üzerine düşen rüzgarın etkisi bir kuvvettir.

Bunun rüzgar yönündeki bileşeni (2.2):

$$p = c \cdot A \cdot Q \quad (2.2)$$

p : Rüzgar kuvvetinin bileşkesi (daN)

c : Aerodinamik bir katsayısı, (Bu katsayı taşıyıcı sistem elemanların sekline bağlıdır)

c katsayıları; Kafes kirişlerde $c=1,6$; Dolu gövdeli veya kutu kirişlerde $c = 1,2 \sim 1,6$;

Boru kafes kirişlerde ve daire kesitli elemanlarda $c=0,7$ civarlarında alınır.

A : Rüzgar yönüne dik düzlemdeki taşıyıcı sistem yüzeylerinin izdüşümü (m²)

q : Dinamik basınç $q=(V_{rüz})^2 / 16$ [daN/m²]

$V_{rüz}$: Rüzgar hızı (m/s)

2.4.4.1 Kar

Gezer krenlerde, yükleme köprüleri ve döner krenlerin hesaplamalarında kar yükleri hesaba katılmaz.

2.4.4.2 Sıcaklık değişimi

Yalnızca özel hallerde dikkate alınır. Örneğin, kiriş sistem elemanlarının serbest olarak uzamalarının mümkün olmadığı yerlerde dikkate alınabilir. Açık havada çalışacak tesislerde sıcaklık değişimlerinin sınırı $-20^{\circ}\text{C} \sim +45^{\circ}\text{C}$ 'dir.

2.4.5 Yükleme durumu grupları ve genel gerilme değerleri

Krenlerin hesaplanmasında ilk adım yükleme durumuna göre grubun seçilmesidir. Buna göre eğilme gerilmesi hesapları yapılır. DIN 15018 standardına göre yükleme 3 grupta incelenmektedir. Bunlar;

- Yüklemenin H (ana yük) hali
- Yüklemenin HZ (ana ve ek yükler) hali
- Yüklemenin HS (ana ve özel yükler) hali

2.4.5.1 Yüklemenin h (ana yük) hali

Ana yük denilince anlaşılması gereken kısımlar ve kuvvetler :

- Kaldırma makinesinin öz ağırlığının kuvveti (Kiriş, araba, kanca, travers, çelik halatlar, kepçe ve magnetler v.b.),
- Kaldırma yükü kuvveti,
- Tahrik ivmesi ve frenlemesinden kaynaklanan kütle kuvvetleri,
- Yük darbeleri sonucu oluşan kuvvet,
- Platform öz ağırlığından ileri gelen kuvvet.

2.4.5.2 Yüklemenin hz (ana ve ek yükler) hali

Ek yük denilince anlaşılması gereken kuvvetler ;

- Rüzgar kuvveti,
- Kasılmadan ve çarpık hareketlerden ileri gelen kuvvetler,
- Isıdan ileri gelen kuvvetler,
- Kar yükünden ileri gelen kuvvetler,

- Merdivenler, raflar ve korkulukların yük ağırlığından ileri gelen kuvvetler.

2.4.5.3 Yüklemenin hs (ana ve özel yükler) hali

Özel yük denilince anlaşılması gereken kuvvetler :

- Kaldırma makinesini işletmeye alırken kullanılan kontrol yüklerinden ileri gelen kuvvetler,
- Tampon kuvvetleri,
- İki araba veya vinç beraberce bir rayda çalışıyorlarsa, bunların çarpışma kuvveti.

2.4.6 Genel emniyet gerilme değerleri

DIN 15018’de yükleme durumları (H ve Hz) gruplarına göre genel emniyet gerilme değerleri verilmiştir. St 37 ve St 52-3 malzemeleri gerilme emniyet değerleri Çizelge 2.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 : St 37 ve st 52-3 malzemeleri gerilme emniyet değerleri[40].

Malzeme	DIN	Yükleme Durumu	Çekme Emniyet Gerilmesi σ_{em} [N/mm ²]	Basma Emniyet Gerilmesi σ_{em} [N/mm ²]	Kayma Emniyet Gerilmesi τ_{em} [N/mm ²]
St 37	DIN 17100	H	160	140	92
St 37	DIN 17100	Hz	180	160	104
St 52-3	DIN 17100	H	240	210	138
St 52-3	DIN 17100	Hz	270	240	156

2.4.7 Taşıyıcı elemanların yük durumuna göre eğilme gerilmeleri

H yük durumuna göre eğilme gerilmesi (2.3);

$$\sigma_H = (\varphi \cdot M_T + \psi \cdot M_K) / W_z + M_{AT} / W_y \quad (2.3)$$

H_z yük durumuna göre eğilme gerilmesi (2.4);

$$\sigma_{Hz} = \sigma_H + (M_R + M_y) / W_y \quad (2.4)$$

M_R : Rüzgar kuvvetlerinden , M_y : Yan ilave yüklerden gelen eğilme momentleridir.

2.4.8 Kren hesabındaki katsayılar

2.4.8.1 Zati ağırlık katsayısı (φ)

Krenlerin taşıyıcı elemanlarının yürüme yolları üzerinde hareketleri sırasında, seyir hızlarına (m/min) ve hareket yollarının pürüzlülük durumlarında göre, kendi “zati” ağırlıklarından meydana gelen kuvvet ve momentlerin zati ağırlık ile çarpılması gerekir (Çizelge 2.2).

Çizelge 2.2 : Zati ağırlık katsayısı (φ)[38].

Hareket Hızı v [m/min]		Zati Ağırlık Katsayısı
Hareket yolları rayları		
Düzensiz Olmayan veya pürüzlü	Düzensiz veya kaynaklı (işlenmiş)	
≤60	≤90	1.1
60 – 200	91 – 300	1.2
>200	-	≥1.2

2.4.8.2 Yük kaldırma katsayısı (ψ)

Bu yükler işletme yükünün (kaldırılan yükün) az veya çok sarsıntılı olmasından ve kaldırma hareketinin ivmeli bir hareket olmasından meydana gelen ek yüklerdir. DIN 15018'den Çizelge 2.3'de “yük kaldırma hızlarına ve kaldırma sınıflarına göre” yük

kaldırma katsayıları verilmiştir. İşletme yükünün “büyütülmesi” için kullanılan bu ψ katsayısı ile çubuk kuvvetleri, kesme kuvvetleri veya eğilme momentleri çarpılır.

Çizelge 2.3 : Yük kaldırma katsayısı (ψ) [38].

Kaldırma Sınıfı	Kaldırma Hızları V_k [m/min]	
	≤ 90	> 90
H1	$1.1 + 0.0022 \cdot V_k$	1.3
H2	$1.2 + 0.0044 \cdot V_k$	1.6
H3	$1.3 + 0.0066 \cdot V_k$	1.9
H4	$1.4 + 0.0066 \cdot V_k$	2.2

Çeşitli krenlere ait kaldırma sınıfları Çizelge 2.4’te görüldüğü gibidir.

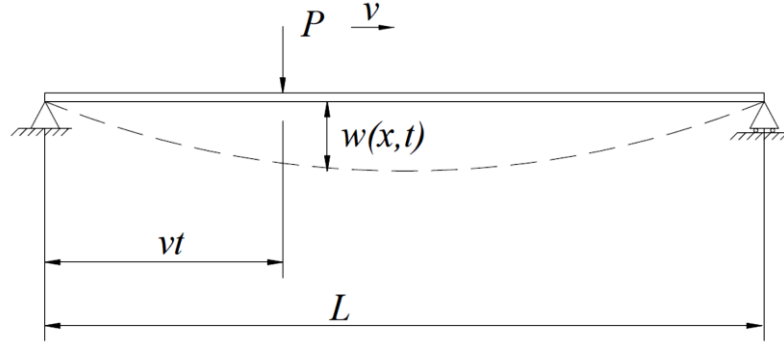
Çizelge 2.4 : Çeşitli krenler ve kaldırma sınıfları[40].

KREN ÇEŞİDİ	KALDIRMA SINIFI
Küçük motorlu kaldırma makineleri ve el krenleri	H1
Elektrik santral krenleri	H1 ve H2
Lokomotif kaldırma krenleri	H2
Hafif yük kaldıran atölye ve ambar krenleri	H2 ve H3
Ağır yük kaldıran atölye ve ambar krenleri	H2
Montaj krenleri	H1 ve H3
Dökümhane krenleri	H2 ve H3
Perçinli krenler	H2 ve H3
Tersane krenleri	H2

Ağır yük krenleri	H1 ve H2
Döner krenler, taklı krenler, yüzer krenler - kancalı	H2
Döner krenler, taklı krenler, yüzer krenler - kepeçeli	H2 ve H3
Yükleme köprüleri, kablo krenler - kancalı	H2
Yükleme köprüleri, kablo krenler – kepeçeli	H2 ve H3
Kiper (klbter, baskler) köprüleri	H3
Yer st ve yer altı yapım işlerindeki kuleli krenler	H1 ve H2
Maden istihal tesisatında kullanılan özel krenler	
Hafif krenler, montaj krenleri, vals değiştirme krenleri	H1 ve H3
Doldurma makineleri	H3 ve H4
Çelik profil taşıma krenleri (kısaçlı)	H2 ve H4
Kokil ve blok krenleri	H2 ve H3
Karıştırıcılar ve döküm krenleri	H3
Yer altı fırın krenleri	H3 ve H4
Stipper krenleri	H4
şahmerdan krenleri	H2 ve H4

3. MONORAY KİRİŞİNİN MATEMATİK MODELİ

Üzerinde hareketli yük bulunan basit mesnetli kiriş sistemi şekilde görülmektedir. Sistem kısaca taşıyıcı kiriş, kiriş üzerinde yürüyen bir araba ve arabaya bağlı halatların taşıdığı yükten oluşmaktadır. Genellikle köprülül kren kirişlerinin kesit ebatları boyuna göre küçük olduğundan bu kirişler Euler – Bernoulli kirişi (ince kiriş) olarak adlandırılırlar. Kiriş kesitinin döner ataleti ve kayma yer değiştirmesi dikkate alınmamaktadır. Araba üzerindeki yürütme ve kaldırma sistemi ile birlikte ma kütesine sahiptir. Arabadaki kaldırma sistemine bağlı halat veya halatların ucuna bağlı bir m_y yükü bulunmaktadır.



Şekil 3.1 : Üzerinde v hızı ile hareket eden bir p kuvvetine maruz basit mesnetli kiriş.

3.1 Kirişin Hareket Denklemi Ve Elastik Eğri

Önceki bölümde Euler – Bernoulli kiriş teorisinde bahsedildiği gibi kiriş yalnızca eğilme etkisinde kabul edilmiştir. Eğilme etkisiyle tarafsız eksenin üst kısmı basmaya, alt kısmı ise çekmeye zorlanmaktadır. Denklem (1.12)' den problemin formülasyonuna devam edilirse,

$$\varepsilon_x = y \frac{d\theta}{dx} \quad (3.1)$$

Denklem (3.1) elde edilir. Kiriş kesitinin dönmesi, yani eğimi, , çok küçük açılar için;

$$Eğim = \tan\theta \cong \theta = \frac{dw}{dx} \quad (3.2)$$

Yazılabilir. Burada, dw x eksenindeki yer değiştirme, denklem (3.1)'de $d\theta$ yerine konursa,

$$\varepsilon_x = y \frac{d}{dx} \left(\frac{dw}{dx} \right) = y \frac{d^2w}{dx^2} \quad (3.3)$$

olur.

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma}{E}, \quad \sigma = \frac{M_y}{I} \quad (3.4)$$

bilinen eşitlikleriyle denklem (3.3) yeniden yazılır. Burada σ çekme gerilmesi, E Elastisite modülü, I Atalet momentidir.

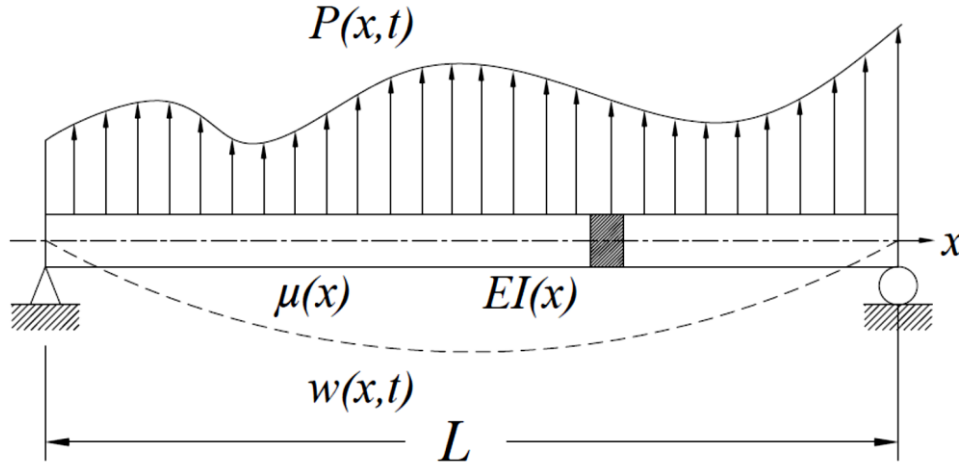
$$\varepsilon_x = \frac{M_y}{EI} = y \frac{d^2w}{dx^2} \quad (3.5)$$

Buradan eşitliğin her iki tarafındaki y ler gider, dolayısıyla moment ifadesi aşağıdaki denklem (3.6) şeklinde elde edilir.

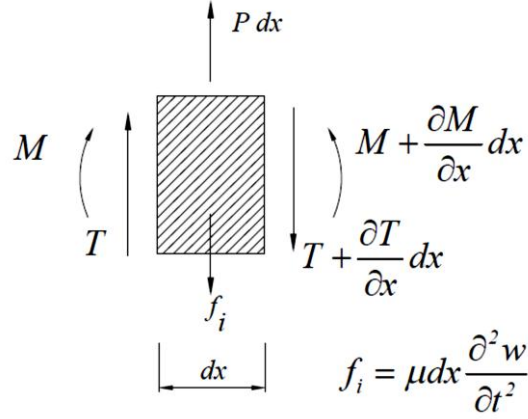
$$M = EI \frac{d^2w}{dx^2} \quad (3.6)$$

Denklem (3.6) kirişin enine yer değiştirmesi ile moment arasındaki ilişkiyi ifade eder.

şekil 2.2'deki üzerinde zamana bağlı değişken $P(x,t)$ yuku bulunan $\mu(x)$ birim kütleli $EI(x)$ rijitliğindeki basit mesnetli bir kirişi ele alalım. Kirişin tarama ile gösterilen kısmının serbest cisim diyagramı şekil 3.3'te görölmektedir.



Şekil 3.2 : Basit mesnetli değişken yüklü kiriş.



Şekil 3.3 : Kiriş bölümünün iç denge serbest cisim diyagramı

Kesme kuvvetindeki değişim,

$$\frac{\partial T}{\partial x} = P(x, t) - \mu(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} \quad (3.7)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, $w(x, t)$ verilen nokta ve zamandaki kirişin düşey yer değiştirmesidir. Kesme kuvveti ile moment arasındaki bilinen ilişki denklem (3.8) de verilmiştir. Denklem (3.6)'dan moment ifadesi denklem (3.8) gibi yazılır.

$$T(x) = \frac{\partial M(x)}{\partial x} \quad (3.8)$$

$$M = EI \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \quad (3.9)$$

Denklem (3.8) ve (3.9)'dan aşağıdaki kesme kuvveti eşitliği elde edilir.

$$T = EI \frac{\partial^3 w(x, t)}{\partial x^3} \quad (3.10)$$

Kesme kuvvetindeki değişim, $\frac{\partial T}{\partial x}$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} \quad (3.11)$$

Denklem (3.11) denklem (3.7)' de yerine konulup düzenlemeden sonra aşağıdaki denklem elde edilir.

$$EI(x) \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} = P(x, t) - \mu(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} \quad (3.12)$$

Yükün kiriş üzerinde düzgün dağıldığını ve kiriş boyunca katılığın değişmediğini yani kesitin sabit olduğunu kabul edersek denklem aşağıdaki gibi basitleştirilebilir.

$$EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = P(x, t) \quad (3.13)$$

Denklem (3.13) üzerinde $P(x, t)$ yükü bulunan sönümsüz kirişin kısmi diferansiyel hareket denklemi olup kiriş boyutuna ve zamana bağlı değişkenlere sahiptir.

3.1.1 Kirişin mod şekilleri ve doğal frekansları

Denklem (3.13) 'ün homojen çözümünden doğal frekansları ve titreşim mod şekillerini elde ederiz. Homojen çözüm için denklemde dış kuvvet sıfır yapılır.

$$EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.14)$$

Kirişin davranışının zamana bağlı bir fonksiyon ile ve kiriş üzerindeki pozisyona bağlı diğer bir fonksiyonun ürünü olduğunu kabul edersek denklem (3.15) şeklinde ifade edilir.

$$w(x, t) = G(x)Q(t) \quad (3.15)$$

Bu metot değişkenlerin ayrımı olarak adlandırılır ve denklem (3.12) gibi kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılır. Bu yeni ifadenin x ve t ye göre türevlendirilip denklem (3.19) da yerine konması ile denklem (3.16) elde edilir.

$$EIG''''(x)Q(t) + G(x)\ddot{Q}(t) = 0 \quad (3.16)$$

Burada (·) zamana göre türevi, (·)' x'e göre türevi ifade eder. Denklem (3.16) yeniden aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$EI \frac{G''''(x)}{\mu G(x)} = -\frac{\ddot{Q}(t)}{Q(t)} \quad (3.17)$$

Denklem (3.23)' ün sol tarafı değişken x'e, sağ tarafı ise zamana bağlıdır. Eğer iki değişkene bağlı iki eşitlik birbirine eşitse bu eşitliklerin her biri bir sabit sayıya eşit olmak zorundadır. Buna ayırma sabiti denir. Bu da,

$$EI \frac{G''''(x)}{\mu G(x)} = -\frac{\ddot{Q}(t)}{Q(t)} = \omega_j^2 \quad (3.18)$$

Sistemin doğal frekansının karesine eşittir. Denklem (3.18)'den biri x'e biri t'ye bağlı iki adi diferansiyel denklem elde edilir.

$$G''''(x) - \frac{\mu\omega_j^2}{EI}G(x) = 0 \quad (3.19)$$

$$-\ddot{Q}(t) + \omega_j^2 Q(t) = 0 \quad (3.20)$$

Elde edilen bu iki adi diferansiyel denklemin, basit mesnetli kiriş için uç noktalarda yer değiştirmeler ve momentlerin sıfır sınır şartları ile çözümüyle kirişin dairesel titreşim frekansları ve titreşim mod şekilleri elde edilir. Basitlik olması için aşağıdaki eşitliği yazalım.

$$a^2 = \frac{EI}{\mu} \quad (3.21)$$

Yeni diferansiyel denklemimiz

$$G''''(x) - \frac{\omega_j^2}{a^2}G(x) = 0 \quad (3.22)$$

Şeklinde olur. Çözümü,

$$G(x) = Ae^{rx} \quad (3.23)$$

Şeklinde kabul edelim,

Denklem (3.22)' nin karakteristik denklemi denklem (3.24) daki gibidir.

$$r^4 - \frac{\omega_j^2}{a^2} = 0 \quad (3.24)$$

Karakteristik denklemin kökleri

$$r_1 = \sqrt{w/a}, r_2 = -\sqrt{w/a}, r_3 = i\sqrt{w/a}, r_4 = -i\sqrt{w/a} \quad (3.25)$$

O halde genel çözüm aşağıdaki gibidir.

$$G(x) = A_1e^{r_1x} + A_2e^{r_2x} + A_3e^{r_3x} + A_4e^{r_4x} \quad (3.26)$$

Bu denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$G(x) = C_1 \cosh\sqrt{w/a} x + C_2 \sinh\sqrt{w/a} x + C_3 \cos\sqrt{w/a} x + C_4 \sin\sqrt{w/a} x \quad (3.27)$$

Basit mesnetli bir kiriş için sınır şartları kirişin uç noktalarında yer değiştirme ve moment sıfırdır.

$$G(0) = 0, \quad G(L) = 0, \quad G''(0) = 0, \quad G''(L) = 0 \quad (3.28)$$

$G(0) = 0$ için denklem (3.27)'den $C_1 + C_3 = 0$ olur. İkinci türev alınıp denklemde yerine konularak,

$$G''(0) = 0 \text{ ise } C_1 - C_3 = 0$$

Dolayısıyla $C_1 = C_3 = 0$ olur.

$G(L) = 0$ için

$$C_2 \sinh \sqrt{w/a} L + C_4 \sin \sqrt{w/a} L = 0 \quad (3.29)$$

$G''(L) = 0$

$$(w/a)C_2 \sinh \sqrt{w/a} L - C_4 \sin \sqrt{w/a} L = 0 \quad (3.30)$$

Denklemler (3.29) ve (3.30) toplandığında

$$(1 + w/a)C_2 \sinh \sqrt{w/a} L = 0 \quad (3.31)$$

Elde edilir. Dolayısıyla,

$$C_2 = 0 \text{ ve } C_4 \sin \sqrt{w/a} L = 0 \quad (3.32)$$

Denklem (3.32)'de C_4 sıfır olamaz dolayısıyla $\sin \sqrt{w/a} L = 0$ olmalıdır. Buradan,

$$\sqrt{w/a} L = j\pi, \quad j = 1, 2, 3 \dots \quad (3.33)$$

Değerlerinde eşitlik sıfır olur.

$$\sin j\pi = 0, \quad j = 1, 2, 3 \dots \quad (3.34)$$

$$\sqrt{w/a} L = j\pi \text{ ise,} \quad (3.35)$$

$$\omega_j = \frac{j^2 \pi^2}{L^2} a \quad (3.36)$$

olur.

Denklem (3.21)'den a yerine konursa kirişin dairesel frekansı ω_j ve titreşim mod şekli $G_j(x)$ aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\omega_j^2 = \frac{j^4 \pi^4 EI}{\mu L^4}, \quad j = 1, 2, 3, \dots \quad (3.37)$$

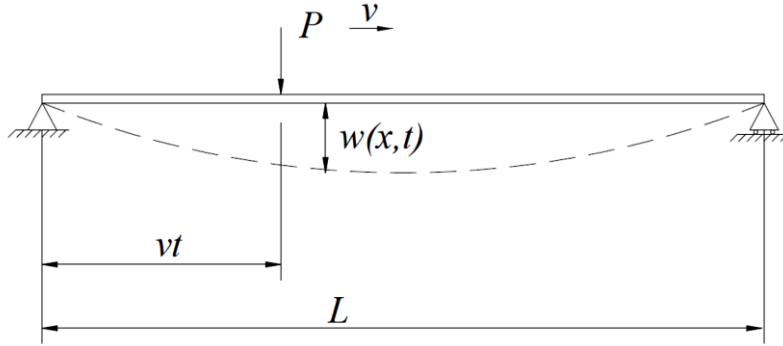
$$G_j(x) = C \sin j\pi x, \quad j = 1,2,3, \dots \quad (3.38)$$

Basit mesnetli kirişin doğal titreşim frekansları denklem (3.37)' den aşağıdaki gibi elde edilirler.

$$f_j = \frac{\omega_j}{2\pi} = \frac{j^2\pi}{2L^2} \left(\frac{EI}{\mu} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.39)$$

3.2 Problemin Formülasyonu

Problemin formülasyonu için literatürde Fryba'nın [1] ortaya koyduğu ve Esen'in[32] de doktora tezinde kullandığı matematiksel ifadeler temel alınmıştır. Üzerinde hareketli tekil yük bulunan basit mesnetli bir Euler-Bernoulli kirişini ele alalım ve mevcut problemi tek kirişli bir köprülü krenin kirişine uyarlayalım (Şekil 3.4).



Şekil 3.4 : Üzerinde v hızı ile hareket eden bir p kuvvetine maruz basit mesnetli kiriş.

Sistemin modellenmesinde aşağıda verilen kabuller yapılmıştır.

- 1) Kirişin davranışı, küçük yer değiştirmeler ve Hooke Kanunu çerçevesinde Euler – Bernoulli diferansiyel eşitliği ile belirlenir. Kiriş sabit kesitli ve sabit birim kütlelidir.
- 2) Hareketli yükün kütlesi kirişin kütlesine oranla küçüktür, bu nedenle yükün sadece yerçekimi etkisi dikkate alınmıştır.
- 3) Yük kirişin sol ucundan sağ ucuna doğru sabit hızla ilerlemektedir.
- 4) Kirişin titreşim sönümlenmesi titreşim hızına orantılıdır.

5) Hesaplama basit mesnetli kiriş için yapılmış olup, başlangıçta uç noktalarda yer değiştirme ve moment sıfır, kuvvetin harekete başlamasından önce kiriş hareketsizdir (yer değiştirme ve hız sıfır).

6) Yük arabaya kütsüz ve rijit bir çubukla bağlanmıştır.

7) Kiriş üzerindeki toplam yük noktasal yük olup, arabanın ve kaldırılan yükün toplamına eşittir.

Sistemin hareketini yöneten kısmi diferansiyel denklem, denklem (3.18) 'de verilen hareket denkleminde titreşim sönümlemesini temsil eden ifadenin eklenmesi ve hareketli dış kuvvetin yerleştirilmesi ile aşağıdaki gibi elde edilir[1].

$$EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + 2\mu\omega_b \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} = P\delta(x - vt) \quad (3.40)$$

Burada, E Young modülü, I atalet momenti, μ birim uzunluğun kütlesi, x kiriş eksen koordinatı, t zaman, $w(x, t)$ kirişin enine yer değiştirmesi, ω_b kirişin sönümleme dairesel frekansı, P uygulanan dış kuvvet, $\delta(x - vt)$ Dirac-delta fonksiyonudur.

Basit mesnetli bir kiriş için sınır şartları;

$$w(0, t) = 0, \quad (3.41)$$

$$w(L, t) = 0, \text{ noktalarında (3.32)} \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} = 0, \text{ } x = 0 \text{ ve } x = L \text{ noktalarında} \quad (3.43)$$

Başlangıç şartları ise,

$$W(x, 0) = \frac{\partial w(x, 0)}{\partial t} = 0, \quad t = 0 \text{ da} \quad (3.44)$$

Mekanikte Dirac delta fonksiyonu $x=0$ noktasında etki eden birim konsantre kuvvet olarak düşünülebilir[1]. Dirac (darbe veya delta) fonksiyonu aşağıdaki gibidir.

$$\delta(x) = \frac{dH(x)}{dx} \quad (3.45)$$

Burada $H(x)$ Heaviside birim fonksiyonu olup, aşağıdaki gibi belirlenir.

$$H(x) = \begin{cases} 0, & x < 0 \\ 1, & x \geq 0 \end{cases} \quad (3.46)$$

Dirac (darbe veya delta) fonksiyonu kiriş üzerindeki hareketli kuvveti aşağıdaki gibi temsil eder [1].

$$p(x, t) = \delta(x)P \quad (3.47)$$

a, b, η sabit sayılar ve a, b aralığında f(x) sürekli bir fonksiyon olmak üzere, dirac fonksiyonunun aşağıdaki ilişkileri mevcuttur.

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(x - a)f(x)dx = f(a) \quad (3.48)$$

$$\int_a^b \delta(x - \eta)f(x)dx = \begin{cases} 0, & \eta < a < b \\ f(\eta), & a < \eta < b \\ 0, & a < b < \eta \end{cases} \quad (3.49)$$

Denklem (3.40)' ın çözümü için denklemin her terimi $\sin j\pi x/L$ ile çarpılır ve x 'e göre 0 ve L aralığında integral alınır. Fourier sinüs sonlu integral dönüşümü kuralını kullanarak aşağıdaki eşitlikler yazılır. **Çizelge A.1**'de bazı fonksiyonların Fourier sinüs sonlu integral dönüşümleri verilmiştir.

$$V(j, t) = \int_0^L w(x, t) \sin \frac{j\pi x}{L} dx, \quad j = 1, 2, 3, \dots \quad (3.50)$$

$$w(x, t) = \frac{2}{L} \sum_{j=1}^{\infty} V(j, t) \sin \frac{j\pi x}{L} \quad (3.51)$$

Burada $V(j, t)$, orijinal $w(x, t)$ ' nin dönüşümüdür.

(3.40)'daki sınır şartları, (3.48)'deki Dirac fonksiyonunun özellikleri kullanılıp, **Çizelge A.1**'deki denklem (A 1.1)'den (A 1.4)'e kadar dönüşümler yapılarak aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{j^4 \pi^4}{L^4} EI V(j, t) + \mu \ddot{V}(j, t) + 2\mu\omega_b \dot{V}(j, t) = P \sin \frac{j\pi vt}{L} \quad (3.52)$$

Basit mesnetli bir kirişin j-nci mod titreşiminin dairesel frekansı denklem (3.37)'ten ve kirişin doğal frekansı denklem (3.39)'dan aşağıdaki gibidir.

$$\omega_j^2 = \frac{j^4 \pi^4 EI}{L^4 \mu}, \quad f_j = \frac{\omega_j}{2\pi} = \frac{j^2 \pi}{2L^2} \left(\frac{EI}{\mu} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.53)$$

Hareketli yükün kirişi etkileme frekansı,

$$\omega = \frac{\pi v}{L} \quad (3.54)$$

Yukarıdaki özellikler kullanılarak denklem (3.52) aşağıdaki şekilde düzenlenir.

$$\ddot{V}(j, t) + 2\mu\omega_b \dot{V}(j, t) + \omega_j^2 V(j, t) = \frac{P}{\mu} \sin j\omega t \quad (3.55)$$

Yukarıdaki denklemi çözmek için Laplace-Carson integral dönüşüm metodunu kullanarak eşitliği e^{-pt} ile çarpıp, her terimi t ye göre sıfırdan sonsuza kadar integral alınıp p ile çarpılır. (p kompleks düzlemde bir değişkendir). Çizelge A.2’de bazı Laplace-Carson integral dönüşümleri verilmiştir.

$$V^*(j, p) = p \int_0^{\infty} V(j, t) e^{-pt} dt \quad (3.56)$$

$$V(j, t) = \frac{1}{2} \int_{a_0 - i\infty}^{a_0 + i\infty} e^{pt} \frac{V^*(j, p)}{p} dp \quad (3.57)$$

Burada, $i^2 = -1$ kompleks sayısı. Denklem (3.63)’ ün ikinci eşitliğindeki a_0 integralin, kompleks değişken $e^{tp} V(j, p) / p$ ‘nin fonksiyonunun bütün tekil değerlerinin sağ tarafında kalan imajiner eksene paralel düz bir çizgi boyunca alındığını ifade eder. (Bu nedenle bütün tekilliklerin gerçek argümanı a_0 ’dan küçüktür).

Denklem (3.55)’i denklem (3.57) Laplace-Carson integral dönüşümü ve başlangıç şartları denklem (3.44) ve Çizelge A.2’deki dönüşümler (A 1.5) den (A 1.10)’a kadar kullanılarak aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$p^2 V^*(j, p) + 2\omega_b p V^*(j, p) + \omega_j^2 V^*(j, p) = \frac{Pj\omega}{\mu} \frac{p}{p^2 + j^2 \omega^2} \quad (3.58)$$

Denklemden $V^*(j, p)$ çekilerek aşağıdaki dönüşmüş çözüm elde edilir.

$$V^*(j, p) = \frac{pj\omega}{\mu} \frac{p}{p^2 + j^2\omega^2} \frac{1}{p^2 + 2\omega_b p + \omega_{(j)}^2} \quad (3.59)$$

Kompleks'değişkenli fonksiyon olan denklem (3.59)' un kutuplarının pozisyonuna bağlı olarak bazı farklı durumlar arasında ayırım yapılabilmesi için aşağıdaki iki boyutsuz parametreyi verelim.

Hız parametresi,

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_{(1)}} = \frac{v}{2f_{(1)}L} = \frac{T_{(1)}}{2T} = \frac{vL}{\pi} \left(\frac{\mu}{EI}\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{v}{v_{kr}} \quad (3.60)$$

Sönümlenme parametresi,

$$\psi = \frac{\omega}{\omega_{(1)}} = \frac{\omega_b L^2}{\pi^2} \left(\frac{\mu}{EI}\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{\mathcal{X}}{2\pi} \quad (3.61)$$

Birinci serbest titreşimin periyodu, $T_{(1)} = 1/f_{(1)}$

Kuvvetin kiriş üzerinden geçiş süresi, $T = L/v$

Kritik hız,

$$v_{kr} = 2f_{(1)}L = \frac{\pi}{L} \left(\frac{EI}{\mu}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.62)$$

Kiriş sönümlenmesinin logaritmik azalması,

$$\mathcal{X} = \frac{\omega_b}{f_{(1)}} \quad (3.63)$$

Hafif sönümlenmeli bir kirişin dairesel frekansı,

$$\omega'^2_{(j)} = \omega_{(j)}^2 - \omega_b^2 \quad (3.64)$$

Ağır sönümlü kirişinki ise,

$$\omega'^2_{(j)} = \omega_b^2 - \omega_{(j)}^2 \quad (3.65)$$

Hafif sönümlenme durumunda denklem (3.59)'un dört kutpu,

$$ij\omega, \quad -ij\omega, \quad -\omega_b + i\omega'_{(j)}, \quad -\omega_b - i\omega'_{(j)} \quad (3.66)$$

burada $\omega'_{(j)}$ denklem (3.64)'te verilmişti.

$$p^2 + 2\omega_b p + \omega_{(j)}^2 = (p + \omega_b)^2 + \omega'_{(j)}{}^2 \quad (3.67)$$

Olduğundan orijinal $V(j, t)$, Çizelge A.2 denklem (A 1.10) yardımıyla hesaplanabilir. Böylece denklem (3.50) denklem (3.51)'de yerine konulup ters Fourier dönüşümü yapıp, $t \leq T$ için bazı hesaplama ve düzenlemelerden sonra aşağıdaki denklem elde edilir. Elde edilen denklem kirişin zamana bağlı yer değişiminin genel ifadesi olup, bazı özel durumlar açısından değerlendirilerek özel denklemler elde edilebilir.

$$w(x, t) = \frac{2PL^3}{\pi^4 EI} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{j^2 [j^2 (j^2 - \alpha^2)^2 + 4\alpha^2 \psi^2]} \left[j^2 (j^2 - \alpha^2) \sin j\omega t \right. \\ \left. - \frac{j\alpha [j^2 (j^2 - \alpha^2) - 2\psi^2]}{(j^4 - \psi^2)^{\frac{1}{2}}} e^{-\omega_b t} \sin \omega'_{(j)} t \right. \\ \left. - 2j\alpha\psi (\cos j\omega t - e^{-\omega_b t} \cos \omega'_{(j)} t) - \sin \frac{j\pi x}{L} \right] \quad (3.68)$$

Denklemler (3.68) ve (3.59)' u α ve ψ parametrelerinin bazı özel değerleri için inceleyelim. Statik durum ($\alpha=0$). Denklem (3.68)'te ($\alpha=0$) yerine konularak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$w(x, t) = \frac{2PL^3}{\pi^4 EI} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{j^4} \sin \frac{j\pi x}{L} \sin j\omega t \quad (3.69)$$

Denklem (3.69) P kuvveti $v. t$ noktasında iken kiriş üzerindeki x noktasının statik yer değiştirmesini ifade eder.

Sönümsüz durum ($\psi = 0$)

$$\alpha \neq j, \psi = 0$$

Bu durum için denklem (3.68) de $\psi = 0$ veya denklem (3.59)' da $\omega_b = 0$ denklem (A 1.11) yardımıyla, kısaca denklem (3.43)'teki basit mesnetli kiriş sınır ve başlangıç

şartları ve sönümsüz titreşim durumu için kirişin zamana bağlı yer değişimi aşağıdaki gibidir.

$$w(x, t) = \frac{2MgL^3}{\pi^4 EI} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{j^2(j^2 - \alpha^2)} \sin\left(\frac{j\pi x}{L}\right) \left(\sin j\omega t - \frac{\alpha}{j} \sin \omega_{(j)} t \right), \quad 0 \leq x, vt \leq L \quad (3.70)$$

Denklem (3.54)'ten yükün kirişi etkileme frekansı $\omega = \pi v/L$ ve denklem (3.37)' den basit mesnetli kirişin dairesel titreşim frekansları $\omega_j^2 = j^4 \pi^4 EI/L^4 \mu$ dir. Hız parametresi

$$\alpha = \omega/\omega_{(j)} \quad (3.71)$$

Denklem (3.42)'nin çözümü için [20]'de dinamik bir Green fonksiyonu kullanılarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$(x, u) = \frac{2MgL^3}{\pi^4 EI} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{j^2(j^2 - \alpha^2)} \sin\left(\frac{j\pi x}{L}\right) \sin\left(\frac{j\pi u}{L}\right), \quad 0 \leq x, u \leq L \quad (3.72)$$

Burada, M hareketli yükün kütlesi, u arabanın koordinatı, x kiriş eksen koordinatıdır.

$$\alpha = \frac{vL}{\pi} \sqrt{\frac{\mu}{EI}} \quad (3.73)$$

Denklem (3.72) kütle kiriş üzerinde u noktasında iken x noktasında oluşan yer değiştirmeyi göstermektedir. Burada α hız parametresidir. Denklemler (3.70) ve (3.72) yer değiştirmelerin zorlanmış kısımlarının farklı temsilleridir. Bu iki ifadenin denkliği nümerik olarak kanıtlanmıştır [20].

Kiriş kesitlerinin dönmesi yani eğimi,

$$\theta = \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \quad (3.74)$$

Eğilme momenti,

$$M(x, t) = -EI \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \quad (3.75)$$

Kesme kuvveti,

$$T(x, t) = -EI \frac{\partial^3 w(x, t)}{\partial x^3} \quad (3.76)$$

Kiriş orta noktasındaki P statik kuvvetinin oluşturduğu eğilme momenti ve kesme kuvveti aşağıdaki gibi yazarak,

$$M_0 = \frac{PL}{4} \quad \text{ve} \quad T_0 = P \quad (3.77)$$

Eğilme momenti,

$$M(x, t) = M_0 \sum_{j=1}^{\infty} \frac{8j^2}{\pi^2} \sin \frac{j\pi x}{L} \frac{1}{j^2 [j^2 (j^2 - \alpha^2)^2 + 4\alpha^2 \psi^2]} \left[j^2 (j^2 - \alpha^2) \sin j\omega t - \frac{j\alpha [j^2 (j^2 - \alpha^2) - 2\psi^2]}{(j^4 - \psi^2)^{\frac{1}{2}}} e^{-\omega_b t} \sin \omega'_{(j)} t - 2j\alpha\psi (\cos j\omega t - e^{-\omega_b t} \cos \omega'_{(j)} t) \right] \quad (3.78)$$

Sönümsüz halde eğilme momenti,

$$M(x, t) = M_0 \sum_{j=1}^{\infty} \frac{8}{\pi^2} \frac{1}{i^2 (1 - \alpha^2/j^2)} \left(\sin j\omega t - \frac{\alpha}{j} \sin \omega_{(j)} t \right) \sin \left(\frac{j\pi x}{L} \right) \quad (3.79)$$

Kesme kuvveti,

$$\begin{aligned}
 T(x, t) = T_0 \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2j^3}{\pi} \cos \frac{j\pi x}{L} \frac{1}{j^2 [j^2(j^2 - \alpha^2)^2 + 4\alpha^2\psi^2]} \left[j^2(j^2 \right. \\
 - \alpha^2) \sin j\omega t \\
 - \frac{j\alpha [j^2(j^2 - \alpha^2) - 2\psi^2]}{(j^4 - \psi^2)^{\frac{1}{2}}} e^{-\omega_b t} \sin \omega'_{(j)} t \\
 \left. - 2j\alpha\psi (\cos j\omega t - e^{-\omega_b t} \cos \omega'_{(j)} t) \right]
 \end{aligned} \tag{3.80}$$

Sönümsüz halde kesme kuvveti,

$$T(x, t) = P \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2}{\pi j(1 - \alpha^2/j^2)} \left(\sin j\omega t - \frac{\alpha}{j} \sin \omega_{(j)} t \right) \cos \left(\frac{j\pi x}{L} \right) \tag{3.81}$$

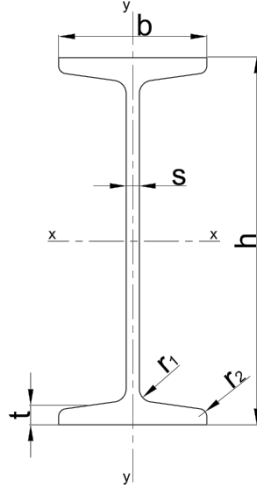
4. KİRİŞİN STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ

4.1 Matematik Modelin Tek Kirişli Bir Krene Uygulanması

Kirişlerin dinamik davranışlarının incelenmesi amacıyla Bölüm 3'te elde edilen matematiksel ifadeler basit mesnetli ince kesitli ve esnek bir Euler-Bernoulli kirişi için verilmiştir. Kiriş kesitinin kayma yer değiştirmesi ve kesidin dönmesinin dinamik davranışa olan etkisi ise dikkate alınmamaktadır. Kren kirişleri de bu tip kirişlere uyarlanabildiğinden elde edilen matematik model kren kirişlerine etkili şekilde uygulanabilir. Bu amaçla üzerinde hareketli bir araba ve bu arabanın kaldırdığı yükün bulunduğu bir kiriş Şekil 4.2'de görüldüğü gibi modellenmiştir. Kiriş üzerinde hareket eden arabanın hızının, kiriş sisteminin dinamik davranışına olan etkisini araştırmak için araba $v=0.2, 0.4, 0.6, 0.8$ ve 1 m/s hızlarda hareket ettirilmiştir. Araba $t=0$ anında kirişin sol ucunda ve $t=L/v$ zamanında kirişin diğer ucuna ulaşmaktadır. Burada L/v arabanın seyahat süresidir. Basit mesnetli olarak seçilen kiriş başlangıçta şekil değiştirmemiştir ve herhangi bir titreşim yapmamaktadır. Kaldırılan yük arabaya kütsüz rijit bir çubukla bağlanmıştır. Kaldırılan yük herhangi bir titreşim ve salınım yapmamaktadır. Arabanın toplam kütsesi kendi kütsesi ve kaldırılan yükün kütsesinin toplamından oluşmaktadır. Analizler için seçilen kirişin özellikleri Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2 'de verilmiştir. Şekil 4.2'de w, z düşey eksen, x kiriş ekseni, t zaman, v arabanın hızı, $v.t$ araba koordinatı, m_a arabanın kütsesi, m_y kaldırılan yükün kütsesi, $w(x, t)$ sehimin zamana ve x eksenindeki konumuna göre değişimidir.

4.2 Kirişe Ait Parametreler

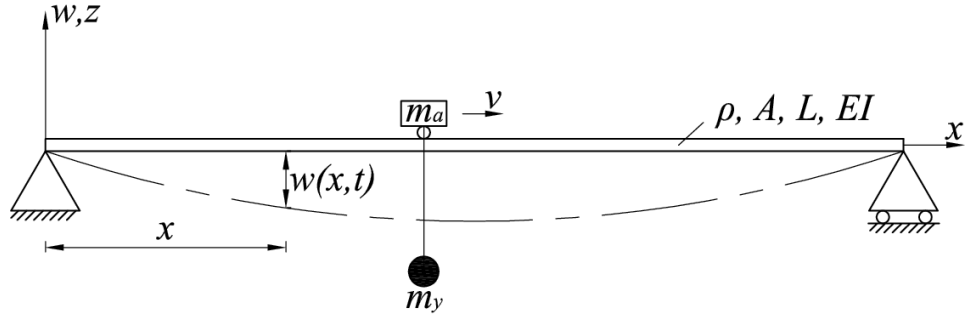
Bu çalışmada, 10 metre kiriş açıklığı olan ve 2 ton kapasiteli monoray vinci kirişi olarak NPI 340 "I" profil kesitli kiriş seçilmiştir. Kirişe ait parametreler aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.1 : NPI kiriş kesidi.

Çizelge 4.1 : NPI kirişine ait standart ölçü tablosu.

	Birim Ağırlık (kg/m)	h (mm)	b (mm)	s (mm)	t (mm)	r ₁ (mm)	r ₂ (mm)	A (mm ²)
NPI 80	5,94	80	42	3,9	5,9	3,9	2,3	757
NPI 100	8,34	100	50	4,5	6,8	4,5	2,7	1060
NPI 120	11,1	120	58	5,1	7,7	5,1	3,1	1420
NPI 140	14,3	140	66	5,7	8,6	5,7	3,4	1820
NPI 160	17,9	160	74	6,3	9,5	6,3	3,8	2280
NPI 180	21,9	180	82	6,9	10,4	6,9	4,1	2790
NPI 200	26,2	200	90	7,5	11,3	7,5	4,5	3340
NPI 220	31,1	220	98	8,1	12,2	8,1	4,9	3950
NPI 240	36,2	240	106	8,7	13,1	8,7	5,2	4610
NPI 260	41,9	260	113	9,4	14,1	9,4	5,6	5330
NPI 280	47,9	280	119	10,1	15,2	10,1	6,1	6100
NPI 300	54,2	300	125	10,8	16,2	10,8	6,5	6900
NPI 320	61	320	131	11,5	17,3	11,5	6,9	7770
NPI 340	68	340	137	12,2	18,3	12,2	7,3	8670
NPI 360	76,1	360	143	13	19,5	13	7,8	9700
NPI 380	84	380	149	13,7	20,5	13,7	8,2	10700
NPI 400	92,4	400	155	14,4	21,6	14,4	8,6	11800
NPI 450	115	450	170	16,2	24,3	16,2	9,7	14700
NPI 500	141	500	185	18	27	18	10,8	17900
NPI 550	166	550	200	19	30	19	11,9	21200
NPI 600	199	600	215	21,6	32,4	21,6	13	25400



Şekil 4.2 : Tek Kirişli Krenin Fiziksel Modeli.

Çizelge 4.2 : Hesaplanan kirişe ait parametreler.

ρ	7870 kg/m^3
E	$2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
L	10 m
A	8670 mm^2
I	$157 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
$M = \rho AL$	680 kg
μ	68 kg/m

Burada ρ yoğunluk, E Elastisite modülü, L kirişin uzunluğu, A kirişin kesit alanı, I kiriş kesitinin atalet momenti, M kirişin kütlesi ve μ kirişin birim uzunluğunun kütlesidir.

4.3 Kirişin Doğal Frekansı Ve Kritik Hızı

Kirişin yüksüz durumdaki doğal frekansı dizayn parametresi olarak önemli bir yer tutmaktadır. Doğal frekansa bağlı olarak hesaplanan kritik hız arabanın hızı için önemli bir değerdir. Arabanın kiriş üzerindeki hızı kritik hız değerine yaklaştığında kiriş rezonansa girerek yer değiştirme değerleri aşırı miktarda artmaktadır.

Kirişin doğal frekansının ve kritik hızının hesaplanması için önceki bölümde verildiği üzere;

$$f_j = \frac{\omega_j}{2\pi} = \frac{j^2\pi}{2L^2} \left(\frac{EI}{\mu} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$v_{kr} = 2f_{(1)}L = \frac{\pi}{L} \left(\frac{EI}{\mu} \right)^{\frac{1}{2}}$$

şeklindedir.

Uygulama için seçilen kren kirişine ait parametreler denklemde yerine konarak doğal frekans ve kritik hız değerleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

Çizelge 4.3 : Kirişin yüksüz durumdaki ilk üç doğal frekansı.

$f_1(1. mod)[Hz]$	13,63
$f_2(2. mod)[Hz]$	44,83
$f_3(3. mod)[Hz]$	84,36

4.4 Kirişin Dinamik Analizi

Bu bölümde kren kirişinde farklı kütle oranları ve farklı hızlarda oluşan dinamik yerdeğiştirme değerleri elde edilmiştir. Kütle oranı (m/M) 2, 3, 4 olarak alınmış ve araba 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 ve 1 m/s hızlarında hareket ettirilmiştir. Bu şekilde toplam 15 senaryo için kirişte oluşacak dinamik yerdeğiştirme, Eğilme Momenti ve Kesme Kuvveti değerleri elde edilmiş ve sonuçlar grafikler ve tablolar halinde verilmiştir.

4.4.1 M/m=2 için farklı hızlarda dinamik analiz

Kaldırılan yükün kiriş kütesine oranının 2 olduğu bu durum için yükün hareket hızı 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 ve 1 m/s için hazırlanan algoritma çalıştırılmış ve sonuçlar elde edilmiştir.

4.4.1.1 V=0,2 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.1 'de $v=0.2$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yerdeğiştirme grafiği görülmektedir. Hareketli yüke maruz kirişin yer değişimi statik duruma göre bir titreşim şeklinde olduğu görülmektedir. Bu hız değeri için

maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,76 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %76 arttığı söylenebilir.

4.4.1.2 $V=0,4$ m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.2 'de $v=0,4$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,74 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %74 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirme, kirişin orta noktasında oluşmamış, orta noktadan sola doğru kaydığı görülmektedir.

4.4.1.3 $V=0,6$ m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.3 'te $v=0,6$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,63 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %63 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirmenin yeri, kirişin orta noktasından sola doğru kaymıştır.

4.4.1.4 $V=0,8$ m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.4 'te $v=0,8$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,76 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %76 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirmenin yeri, kirişin orta noktasından sola doğru kaymıştır.

4.4.1.5 $V=1$ m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.5 'te $v=1$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,62 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %62 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirmenin yeri, kirişin orta noktasından sağa doğru kaymıştır.

4.4.2 M/m=3 için farklı hızlarda dinamik analiz

4.4.2.1 V=0,2 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.6 'da $v=0,2$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Hareketli yüke maruz kirişin yer değişimi statik duruma göre bir titreşim şeklinde olduğu görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,82 olduğu görülmüştür.

4.4.2.2 V=0,4 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.7 'de $v=0,4$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,80 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %80 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirme, kirişin orta noktasında oluşmamış, orta noktadan sola doğru kaydığı görülmektedir.

4.4.2.3 V=0,6 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.8 'de $v=0,6$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,69 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %69 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirmenin yeri, kirişin orta noktasından sola doğru kaymıştır.

4.4.2.4 V=0,8 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.9 'da $v=0,8$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,83 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %83 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirmenin yeri, kirişin orta noktasından sola doğru kaymıştır.

4.4.2.5 V=1 m/s hızında dinamik analiz

A.10 'da $v=1$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,83 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %83 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirmenin yeri, kirişin orta noktasından sağa doğru kaymıştır.

4.4.3 M/m=4 için farklı hızlarda dinamik analiz

4.4.3.1 V=0,2 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.11 'de $v=0,2$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Hareketli yüke maruz kirişin yer değişimi statik duruma göre bir titreşim şeklinde olduğu görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,86 olduğu görülmüştür.

4.4.3.2 V=0,4 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.12 'de $v=0,4$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,84 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %84 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirme, kirişin orta noktasında oluşmamış, orta noktadan sola doğru kaydığı görülmektedir.

4.4.3.3 V=0,6 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.13 'te $v=0,6$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,73 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %73 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirmenin yeri, kirişin orta noktasından sola doğru kaymıştır.

4.4.3.4 V=0,8 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.14 'te $v=0,8$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,86 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %86 arttığı söylenebilir.

4.4.3.5 V=1 m/s hızında dinamik analiz

Şekil A.15 'ta $v=1$ m/s' lik hızla hareket eden yüke maruz kirişin dinamik yer değiştirme grafiği görülmektedir. Bu hız değeri için maksimum dinamik yer değişiminin maksimum statik yer değişimine oranının 1,71 olduğu görülmüştür. Diğer bir deyişle yer değiştirmenin %71 arttığı söylenebilir. Ayrıca bu durumda hareketli yük etkisiyle oluşan maksimum yer değiştirmenin yeri, kirişin orta noktasından sağa doğru kaymıştır.

4.5 Yapılan Analizlerden Elde Edilen Sonuçların Özetlenmesi

Yapılan analizlerden elde edilen sonuçların bir özeti olarak kütle oranı $m/M=2, 3, 4$ için $v = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1$ m/s hızlarında maksimum statik yer değiştirme, maksimum dinamik yer değiştirme ve oranlar çizelge 4.4 , 4.5 ve 4.6' te verilmiştir.

Çizelge 4.4 : $m/M=2$ için maksimum statik ve dinamik yer değiştirme değerleri.

$v(\text{hız})[m/s]$	$w_{statik(max)} [mm]$	$w_{dinamik(max)} [mm]$	$\frac{w_{dinamik(max)}}{w_{statik(max)}}$
0,2	-1,96425	-1,118861867	1,76
0,4	-1,94343	-1,118861867	1,74
0,6	-1,82857	-1,118861867	1,63
0,8	-1,9714	-1,118861867	1,76
1	-1,81293	-1,118861867	1,62

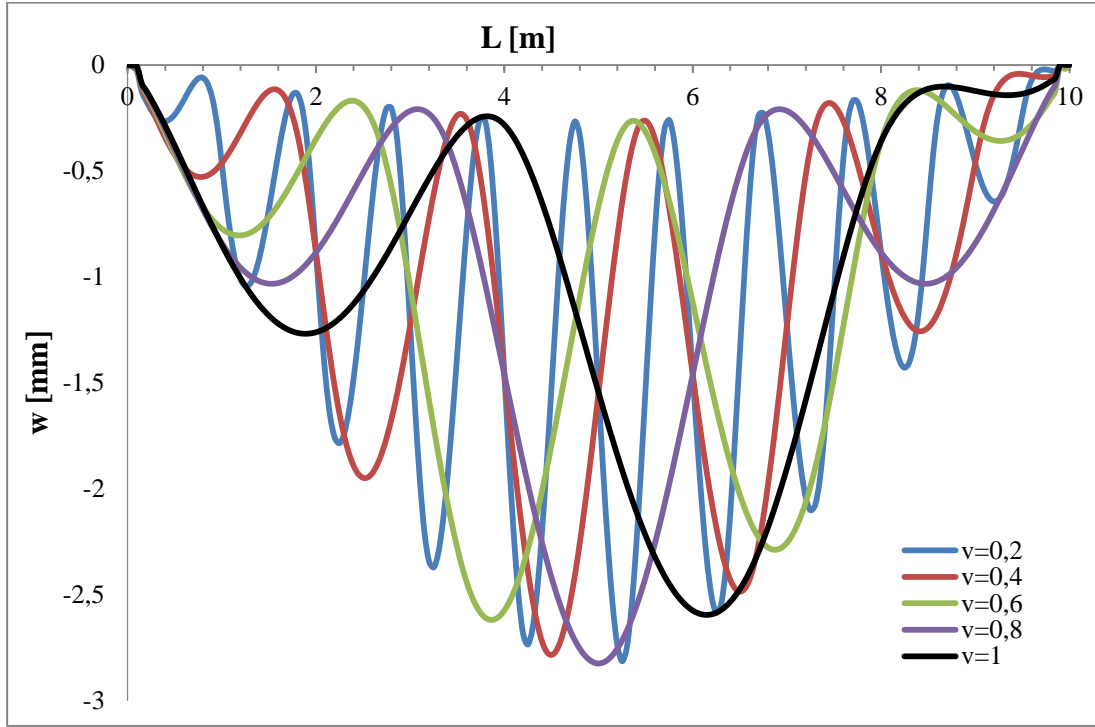
Çizelge 4.5 : $m/M=3$ için maksimum statik ve dinamik yer değıştirme değeri.

$v(hız)[m/s]$	$w_{statik(max)} [mm]$	$w_{dinamik(max)} [mm]$	$\frac{w_{dinamik(max)}}{w_{statik(max)}}$
0,2	-2,81357	-1,54509	1,82
0,4	-2,78355	-1,54509	1,80
0,6	-2,61803	-1,54509	1,69
0,8	-2,8239	-1,54509	1,83
1	-2,59458	-1,54509	1,68

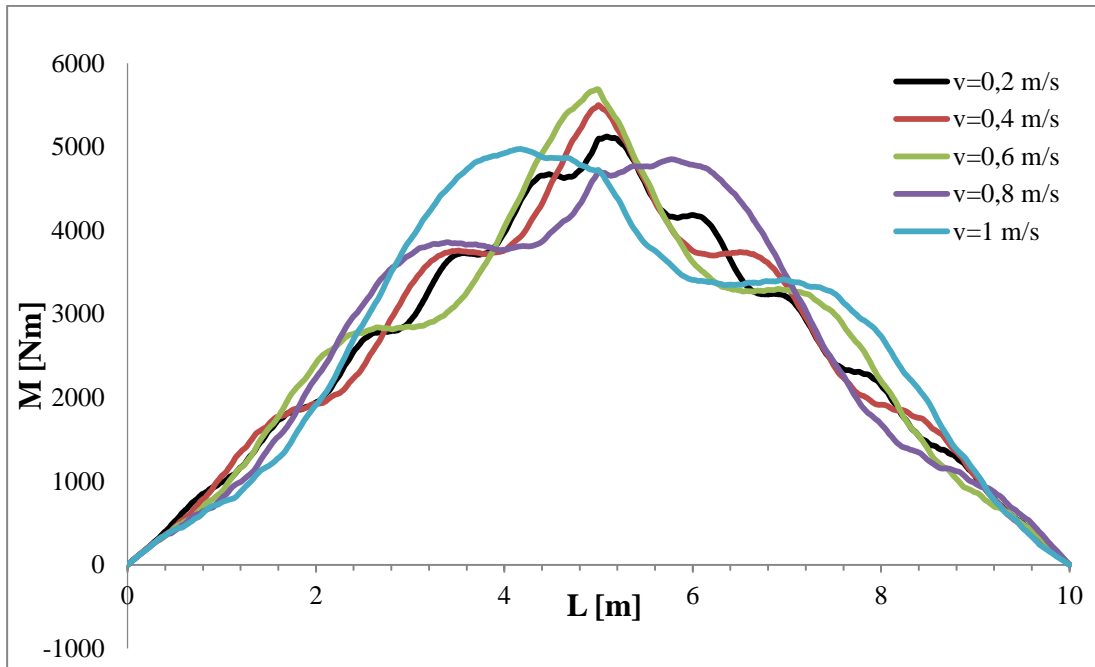
Çizelge 4.6 : $m/M=4$ için maksimum statik ve dinamik yer değıştirme değeri.

$v(hız)[m/s]$	$w_{statik(max)} [mm]$	$w_{dinamik(max)} [mm]$	$\frac{w_{dinamik(max)}}{w_{statik(max)}}$
0,2	-3,6629	-1,97133	1,86
0,4	-3,62366	-1,97133	1,84
0,6	-3,4075	-1,97133	1,73
0,8	-3,6764	-1,97133	1,86
1	-3,37623	-1,97133	1,71

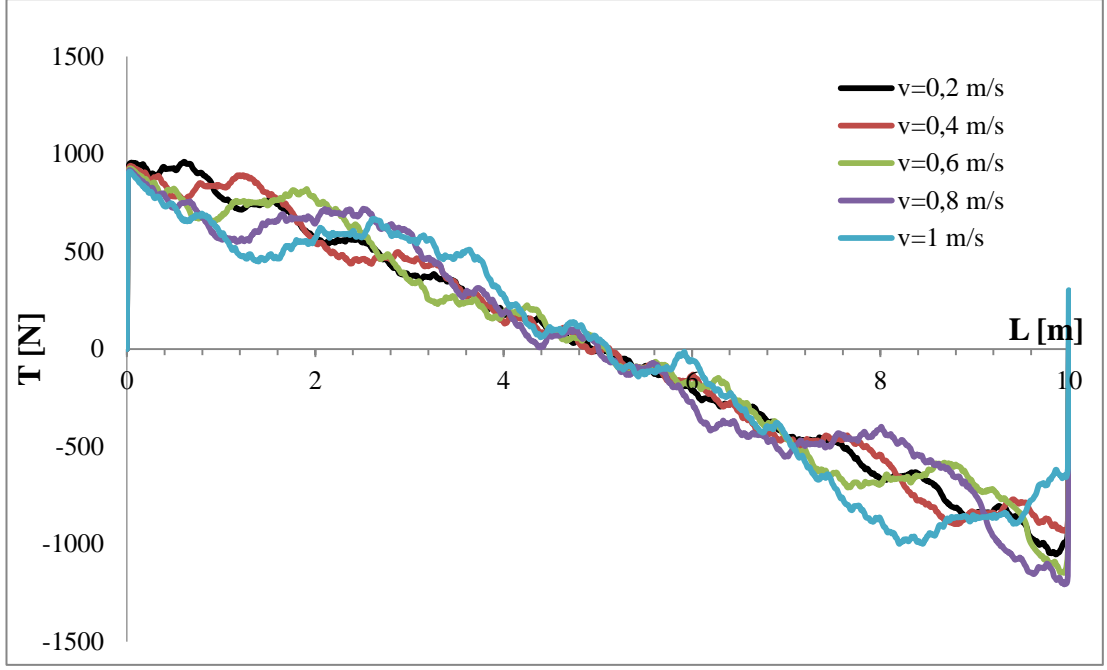
4.5.1 Kütle oranı $m/m=3$ için hız değişiminin sonuçlara etkisini gösteren grafikler



Şekil 4.3 : Kütle Oranı $m/M=3$ için farklı hızların dinamik yer değiştirme analiz sonuçları.

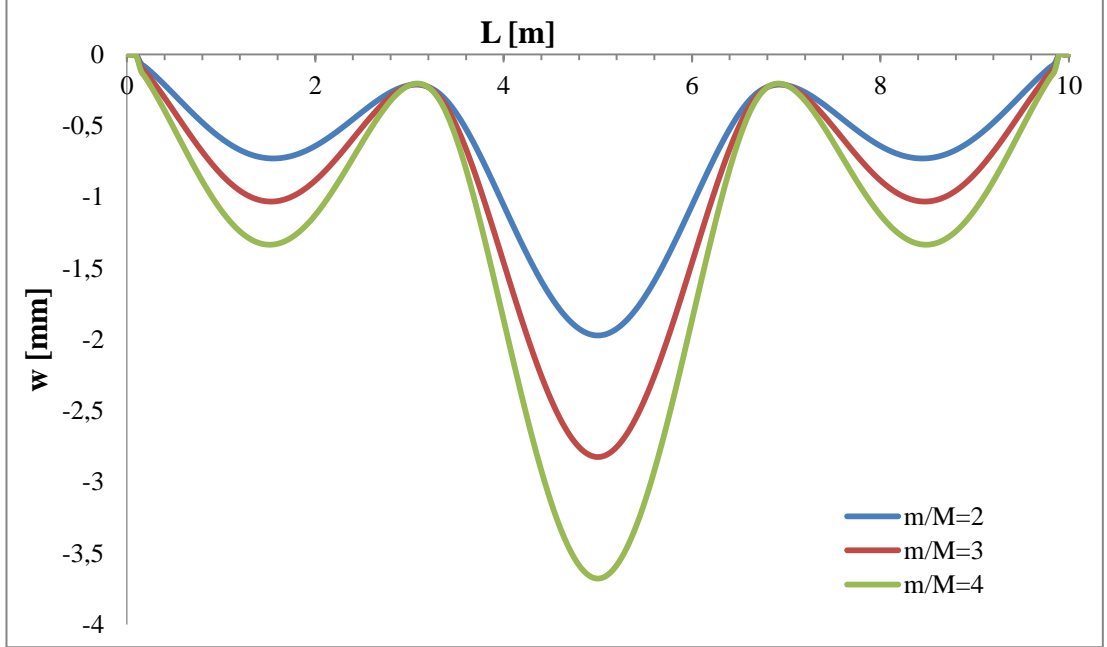


Şekil 4.4 : Kütle Oranı $m/M=3$ için farklı hızların dinamik eğilme momenti analiz sonuçları

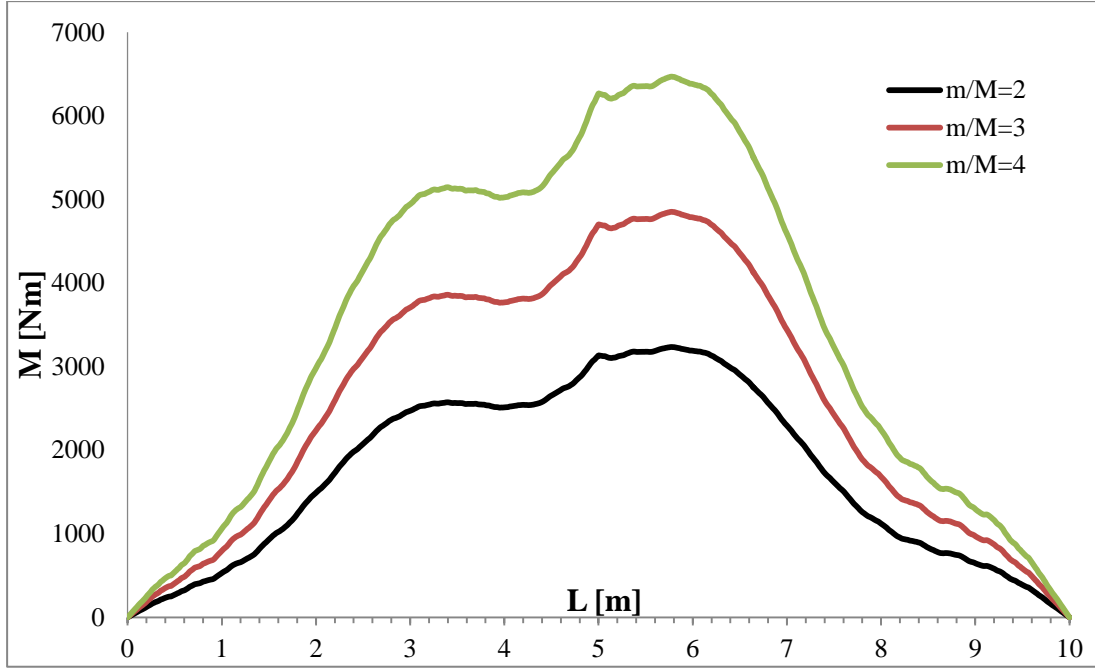


Şekil 4.5 : Kütleye Oranı $m/M=3$ için farklı hızların dinamik kesme kuvveti analiz sonuçları

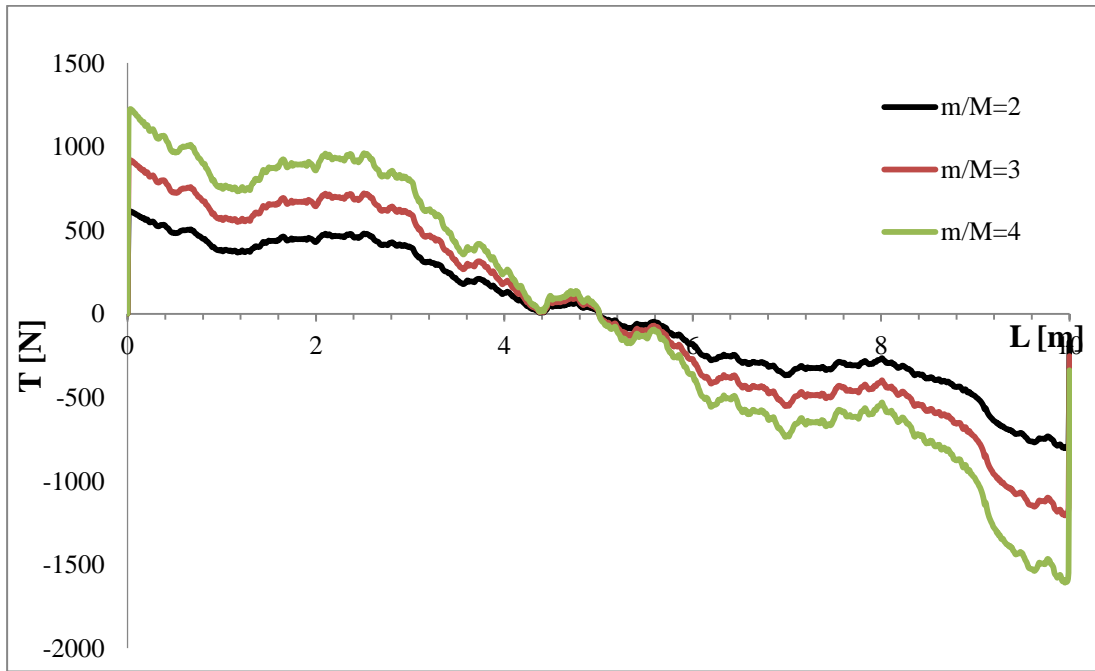
4.5.2 $V=0,8$ m/s yük hızı için farklı kütle oranlarının sonuçlara etkisini gösteren grafikler



Şekil 4.6 : Yük Hızı $v=0,8$ m/s için farklı kütle oranlarının dinamik yer değiştirme analiz sonuçları



Şekil 4.7 : Yük Hızı $v=0,8$ m/s için farklı kütle oranlarının dinamik eğilme momenti analiz sonuçları



Şekil 4.8 : Yük Hızı $v=0,8$ m/s için farklı kütle oranlarının dinamik kesme kuvveti analiz sonuçları

5. SONUÇ

Bu tezde, hareketli yüke maruz basit mesnetli homojen, izotropik Euler-Bernoulli tipi kirişlerin hareketli yük altındaki dinamik davranışları incelenmiştir. Bu amaçla, öncelikle kiriş teorileri kısaca ele alınmış, ardından Euler-Bernoulli tipi kirişler için hareketli yük problemi sürekli kiriş teorileri çerçevesinde matematiksel olarak ifade edilmiş ve yerdeğiştirme, Eğilme momenti ve Kesme Kuvveti değerini veren ifadeler Matlab programında çözülmüştür. Çalışmada matematik model, tek kirişli köprülü bir krene uyarlanmış ve kren kirişine ait parametreler kullanılarak analizler yapılmıştır. Yapılan analizlerde, farklı hareket hızları ve farklı kütle oranları için çalışma senaryoları oluşturulmuş ve her senaryo için kirişte oluşan yer değiştirme değerleri elde edilerek, sonuçlar grafiksel olarak ve tablolar halinde sunulmuştur. Yapılan analizlerin sonuçları, kirişlerde dinamik davranışın hareketli yükün hızına ve kütlesine bağlı olarak değiştiğini ve yer değiştirme değerlerinin statik hesaplardan oldukça farklılıklar gösterdiğini ortaya koymaktadır. Hareket eden yük kiriş sisteminin doğal frekansını değiştirmekte ve yük kirişin farklı noktalarında iken sistem farklı titreşimler yapmaktadır. Yükün hızı arttıkça maksimum yerdeğiştirmenin olduğu yer de değişmektedir. Dolayısıyla çalışma, krenlerde sadece kirişin orta noktasındaki yerdeğişiminin kontrol edildiği statik hesapların yetersiz kaldığını ortaya koymaktadır. Krenlerde hareketli yükten kaynaklanan dinamik etkilerin sistemin çalışma senaryolarına göre incelenmesi gerektiği ortadadır.

Bu çalışmada, kren kirişlerinde hareketli yük problemi hareketli tekil yüke maruz Euler-Bernoulli kirişleri çerçevesinde ele alınarak çözülmüştür. Matematik model kiriş üzerinde hareket eden arabanın hızlanma ve yavaşlama etkilerinin ve halatın esnekliğinin etkisinin de incelenebileceği şekilde geliştirilebilir. Yazar gelecek çalışmalar olarak bu konuları da inceleyecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Fryba, L.**, (1999). *Vibration of Solids and Structures under Moving Loads*. Groningen: Noordhoff International.
- [2] **Pesterev, A.V., Yang, B., Bergman, L.A., Tan, C.A.**, (2003). Revisiting the moving force problem, *Journal of Sound and Vibration*, 261, 75–91.
- [3] **Pesterev, A.V., Bergman, L.A.**, (1998). A contribution to the moving mass problem, *Journal of Vibration and Acoustics*, 120, 824-826.
- [4] **Pesterev, A. V., Tan, C. A., Bergman, L.A.**, (2001). A New Method for Calculating Bending Moment and Shear Force in Moving Load Problems, *Journal of Applied Mechanics*, 68, 252-259.
- [5] **Pesterev, A.V., Bergman, L.A., Tan, C.A. Tan, Tsao, T.C., Yang, B.**, (2003). On Asymptotics of the Solution of the Moving Oscillator Problem, *Journal of Sound and Vibration*, 260, 519–536.
- [6] **Pesterev, A.V., Bergman, L.A.**, (2000). An Improved Series Expansion of the Solution to the Moving Oscillator Problem, *Journal of Vibration and Acoustics Transactions of the ASME*, 122, 54-61.
- [7] **Pesterev, A.V., Bergman, L.A.**, (1998). Response of non-conservative continuous system to a moving concentrated load, *Journal of Applied Mechanics*, June, 436-444.
- [8] **Pesterev, A.V., Yang, B., Bergman, L.A., Tan, C.A.**, (2000). Response and Stress Calculations of an Elastic Continuum Carrying Multiple Moving Oscillators, *Proceedings of the International Conference on Advances in Structural Dynamics*, Hong Kong, Dec 13-15, 1, 545 - 552.
- [9] **Pesterev, A.V., Bergman, L.A.**, (1997). Vibration of Elastic Continuum Carrying Accelerating Oscillator, *Journal of Engineering Mechanics*, August.
- [10] **Lee, U.**, (1998). Separation between the flexible structure and the moving mass sliding on it, *Journal of Sound and Vibration*, 209, 5, 867-877.
- [11] **Kožar, I. and Štimac, I.**, (2003). Dynamic analysis of loads moving over structures, 4th International Congress of Croatian Society of Mechanics, September, 18-20, Bizovac, Croatia.
- [12] **Wu, J.J., Whittaker, A.R. and Cartmell, M.P.**, (2000). The use of finite element techniques for calculating the dynamic response of structures to moving loads, *Computers and Structures*, 78 , 789-799.
- [13] **Wu, J.J., Whittaker, A.R. and Cartmell, M.P.**, (2001). Dynamic responses of structures to moving bodies using combined finite element and analytical methods, *International Journal of Mechanical Sciences*, 43, 2555–2579.

- [14] **Wu, J.J.**, (2004). Dynamic responses of a three-dimensional framework due to a moving carriage hoisting a swinging object, *International Journal For Numerical Methods In Engineering*, 59, 1679–1702.
- [15] **Wilson, E.L.**, (2002). Static and dynamic analysis of structures, Chapter 20: “Dynamic analysis by numerical integration”, *Computers and Structures Inc.*
- [16] **Yang, B., Tan, C.A. and Bergman, L.A.**, (2000). Direct numerical procedure for solution of moving oscillator problems, *Journal Of Engineering Mechanics*, May, 462-469.
- [17] **Wayou, A.N.Y, Tchoukuegno, R. and Wofo, P.**, (2004). Non-linear Dynamics of an elastic beam under moving loads, *Journal of Sound and Vibration*, 273, 1101–1108.
- [18] **Foda, M.A. and Abduljabbar, Z.**, (1998). A dynamic green function formulation for the response of a beam structure to a moving mass, *Journal of Sound and Vibration*, 210,3, 295-306.
- [19] **Yavari, A., Nouri, M. and Mofid, M.**, (2002). Discret element analysis of dynamic response of timoshenko beams under moving mass, *Advances in Engineering Software*, 33, 143-153.
- [20] **Renard, J. and Taazount, M.**, (2002). Transient responses of beams and plates subject to travelling load. Miscellaneous results, *European Journal of Mechanics A/Solids*, 21, 301–322.
- [21] **Savin, E.**, (2001). Dynamic amplification factor and response spectrum for the evaluation of vibrations of beams under successive moving loads, *Journal of Sound and Vibration*, 248, 2, 267-288.
- [22] **Zhu, X.Q. and Law, S.S.**, (2001). Precise Time-Step Integration For The Dynamic Response Of A Continuous Beam Under Moving Loads, *journal of Sound and Vibration*, 240, 5, 962-970.
- [23] **Abu Hilal, M. and Zibdeh, H.S.**, (2000). Vibration Analysis Of Beams With General Boundary Conditions Traversed by a Moving Force, *Journal of Sound and Vibration* , 229, 2, 377-388.
- [24] **Xu., X., Xu, W. and Genin, J.**, (1997). A Non-Linear Moving Mass Problem, *Journal of Sound and Vibration*, 204, 3, 495-504.
- [25] **Gbadeyan, J.A. and Oni, S.T.**, (1995). Dynamic Behaviour of Beams and Rectangular Plates Under Moving Loads, *Journal of Sound and Vibration*, 182, 5, 677-695.
- [26] **Kidarsaa, A., Scottb, M.H., Higginsb, C.C.**, (2008). Analysis of moving loads using force-based finite elements, *Finite Elements in Analysis and Design*, 44, 4, 214-224.
- [27] **Dehestani, M., Mofid, M., Vafai, A.**, (2009). Investigation of critical influential speed for moving mass problems on beams, *Applied Mathematical Modelling*, 33, 10, 3885-3895.
- [28] **Chen, J.S., Chen, Y.K.**, (2010), Steady state and stability of a beam on a damped tensionless foundation under a moving load, *International Journal of Non-Linear Mechanics* 46, 1, 180-185.

- [29] **Ansari, M., Esmailzadeh, E., Younesian, D.,** (2011). Frequency analysis of finite beams on nonlinear Kelvin–Voight foundation under moving loads, *Journal of Sound and Vibration* 330, 7, 1455-1471.
- [30] **Ouyang, H.,** Moving-load dynamic problems: A tutorial (with a brief overview), (2011). *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25, 6, 2039-2060.
- [31] **Şimşek, M.,** (2008). Dışmerkez Basınç Kuvveti Etkisindeki Kirişlerin Hareketli Harmonik Yük Altındaki Davranışlarının İncelenmesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Doktora Tezi.
- [32] **Esen, İ.,** (2009). Hareketli Yükler Altındaki Köprülü Kren Kirişlerinin Dinamik Analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Doktora Tezi.
- [33] **Bulut, C. O.,** (2011) Hareketli Yuklere Maruz Köprülü Kren Kirişlerinin Dinamik Analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi,
- [34] **Cowper, G. R.,** (1966), “The Shear Coefficients in Timoshenko’s Beam Theory”, *Journal of Applied Mechanics-ASME*, 33(2): 335-340.
- [35] **Reddy, J. N.,** (1984), “A Simple Higher-Order Theory for Laminated Composite Plates”, *Journal of Applied Mechanics-ASME*, 51: 745-752.
- [36] **Bickford, W. B.,** (1982), “A Consistent Higher Order Beam Thoery”, In *Developments in Theoretical and Applied Mechanics*, 11: 137-150.
- [37] **Wang, C. M., Reddy J. N., Lee, K. H.,** (2000), *Shear Deformable Beams and Plates*, 1st Ed., Elsevier Science Ltd, Amsterdam.
- [38] **Demirsoy, M.,** (2005), *Kaldırma Makineleri (Krenler)*, Altındağ Grafik Matbaacılık, İzmir.
- [39] **Aslan, R.,** (2007), *Transport Tekniği Problemleri*, Yapım Tanıtım Yayıncılık, İstanbul.
- [40] **İmrak, C. E., Kurt, S., Gerdemeli, İ., Erdil, A. B., Özer, D.,** *Kaldırma ve İletme Makineleri*, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, İstanbul.
- [41] **Wang, C. M., Reddy J. N., Lee, K. H.,** (2000), *Shear Deformable Beams and Plates*, 1st Ed., Elsevier Science Ltd, Amsterdam.
- [42] **Boğoçlu, M. E., Sağırılı, A., Azeloğlu, C. O.,** (2000), *Transport Tekniği*, ıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

EKLER

EK A : Yardımcı Denklem Dönüşümleri

EK B : Hazırlanan MATLAB Kodu

EK C : Analiz Sonucu Grafik Çıktıları

EK A

Çizelge A.1 : Fourier sinüs sonlu integral dönüşümü.

Orijinal	Dönüşüm	Denklem No
$f(x) = \frac{2}{L} \sum_{j=1}^{\infty} V(j, t) \sin \frac{j\pi x}{L}$	$F(j) = \int_0^L f(x) \frac{2}{L} \sin \frac{j\pi x}{L}$	(A 1.1)
$\frac{d^4 f(x)}{dx^4}, (f(0) = f(L))$ $= f''(0) = f''(L) = 0$ için	$\frac{j^4 \pi^4}{L^4} F(i)$	(A 1.2)
$a f(x)$	$a F(j)$	(A 1.3)
$\delta(x - a)$	$\sin \frac{j\pi a}{L}$	(A 1.4)

Çizelge A.2 : Laplace-carson integral dönüşümü.

Dönüşüm	Orijinal	Denklem No
$F(p) = p \int_0^{\infty} f(t) e^{-pt} dt$	$f(t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{a_0 - i\infty}^{a_0 + i\infty} \frac{F(p)}{p} e^{tp} dp$	(A 1.5)
a	a	(A 1.6)
$\sum_j^n a_j F_j(p)$	$\sum_j^n a_j f_j(t)$	(A 1.7)
$p^n F(p) - p^n f(0_+)$ $- p^{n-1} \frac{df(0_+)}{dt}$ $- p \frac{d^{n-1} f(0_+)}{dt^{n-1}}$	$\frac{d^n f(t)}{dt^n}$	(A 1.8)
$\frac{p}{p^2 + a^2}$	$\frac{1}{a} \sin at$	(A 1.9)
$\frac{p}{(p^2 + c^2)[(p+a)^2 + b^2]}$	$\frac{1}{(a^2 + b^2 - c^2)^2 + 4a^2 c^2} \left[\frac{a^2 + b^2 - c^2}{c} \sin ct \right.$ $\left. - \frac{b^2 - a^2 - c^2}{b} e^{-at} \sin bt \right.$ $\left. - 2a(\cos ct - e^{-at} \cos bt) \right.$	(A 1.10)
$\frac{p}{(p^2 + a^2)(p^2 + b^2)}$	$\frac{1}{ab(a^2 - b^2)} (a \sin bt - b \sin at)$	(A 1.11)

EK B

Çizelge B.1: Hazırlanan MATLAB kodu.

```
clear
sayi=0;
for V=0,2:0,2:1;
sayi=sayi+1;
ro=7870;

E=2.117*10^11;
L=10;
A=13200*10^-6;
I=369.7*10^-6;
g=9.81;
roAL=1040;
P=0.2*roAL*g;
nu=104;
alfa=((V*L)/pi)*sqrt((nu/(E*I)));

T=L/V;

% t=0:0.5:T;
% x=0:0.05:L;

w0=P*L^3/48/E/I;
m0=P*L/4;
k=0;

omega=pi*V/L;

for x=0:0.01:L
    t=x/V;
    k=k+1;
    wt=0;
    mt=0;
    txtt=0;
    for j=1:2:1001
        wj=j^2*pi^2/L^2*sqrt(E*I/nu);
        w=96*(sin(j*omega*t)-alfa/j*sin(wj*t))*sin(j*pi*x/L)/pi^4/j^4/(1-
        alfa^2/j^2);
        m=8*(sin(j*omega*t)-alfa/j*sin(wj*t))*sin(j*pi*x/L)/pi^2/j^2/(1-
        alfa^2/j^2);
        wt=wt+w;
        mt=mt+m;
    end

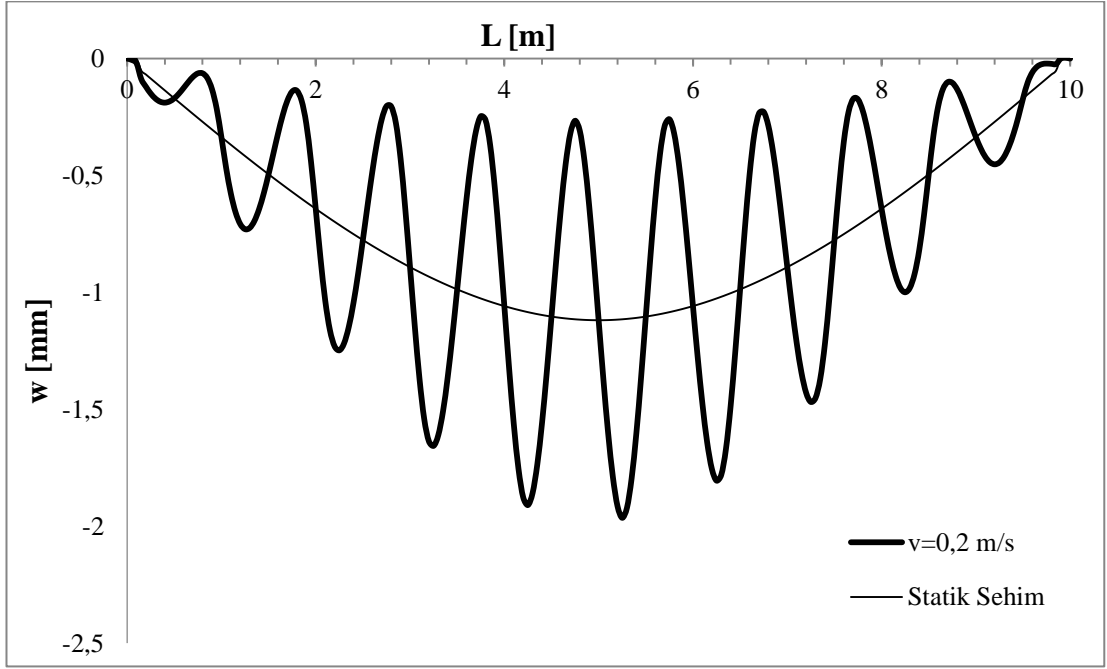
    for j=1:1000
        wj=j^2*pi^2/L^2*sqrt(E*I/nu);
        txt=2*(sin(j*omega*t)-alfa/j*sin(wj*t))*cos(j*pi*x/L)/pi/j/(1-
        alfa^2/j^2);
        txtt=txtt+txt;
    end
    wt=-w0*wt;
    wglob(sayi,k)=wt;
    mt=m0*mt;
    mglob(sayi,k)=mt;
    txtt=P*txtt;
    tglob(sayi,k)=txtt;
end
```

```

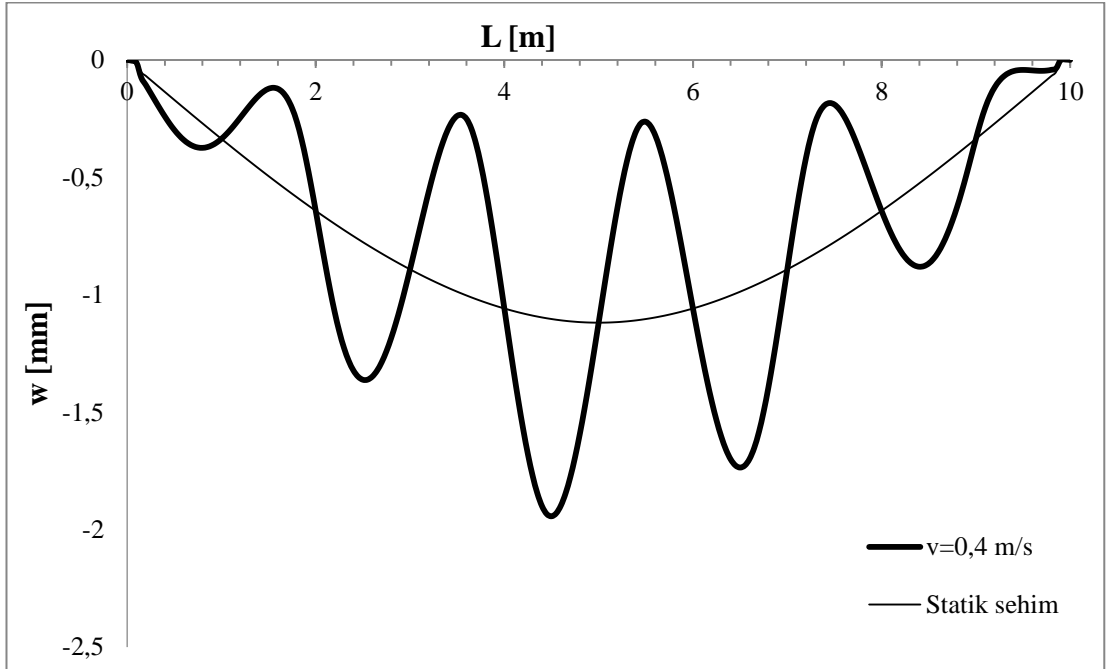
% x=0:0.001:L;
%statik
end
V=0.01;
k=0;
alfa=((V*L)/pi)*sqrt((nu/(E*I)));
omega=pi*V/L;
for x=0:0.01:L
    t=x/V;
    k=k+1;
    wt=0;
    mt=0;
    txtt=0;
    for j=1:2:1001
        wj=j^2*pi^2/L^2*sqrt(E*I/nu);
        w=96*(sin(j*omega*t)-alfa/j*sin(wj*t))*sin(j*pi*x/L)/pi^4/j^4/(1-
        alfa^2/j^2);
        m=8*(sin(j*omega*t)-alfa/j*sin(wj*t))*sin(j*pi*x/L)/pi^2/j^2/(1-
        alfa^2/j^2);
        wt=wt+w;
        mt=mt+m;
    end
    for j=1:1000
        wj=j^2*pi^2/L^2*sqrt(E*I/nu);
        txtt=2*(sin(j*omega*t)-alfa/j*sin(wj*t))*cos(j*pi*x/L)/pi/j/(1-
        alfa^2/j^2);
        txtt=txtt+txtt;
    end
    wt=-w0*wt;
    wsglob(k)=wt;
    mt=m0*mt;
    msglob(k)=mt;
    txtt=P*txtt;
    tsglob(k)=txtt;
end

```

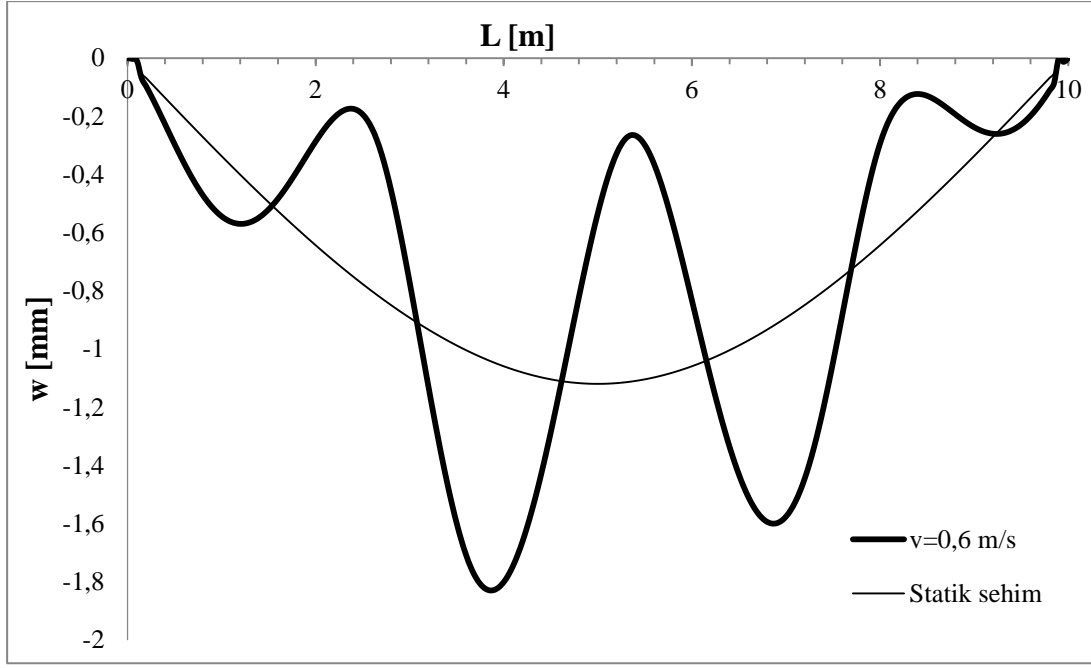
EK C



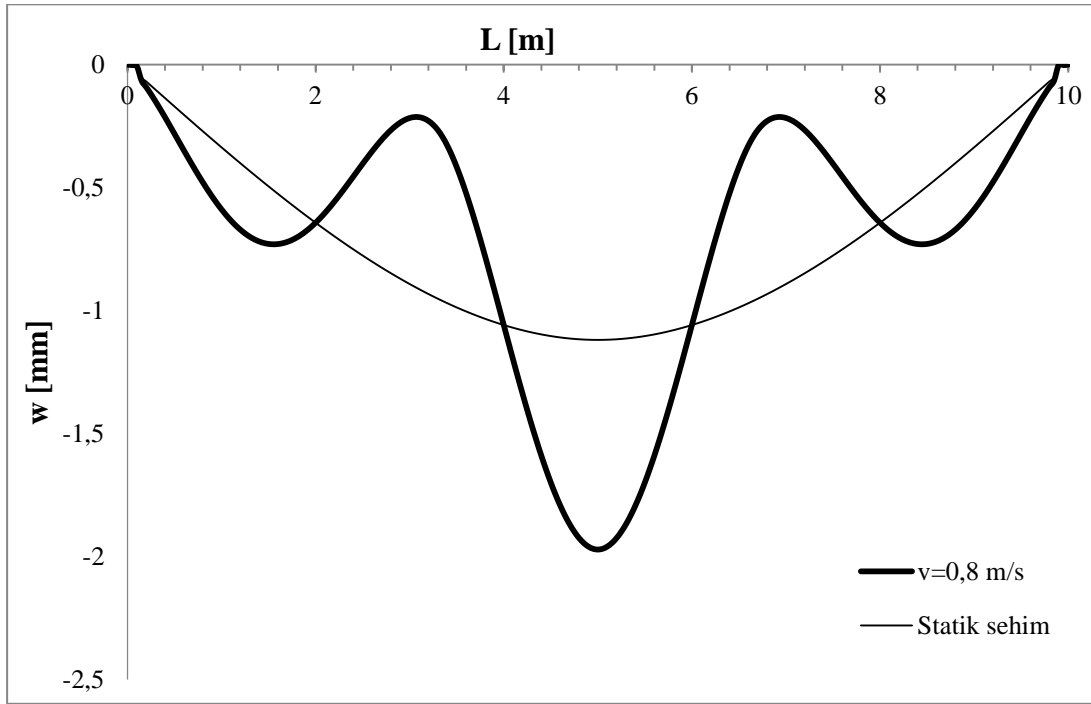
Şekil C.1: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



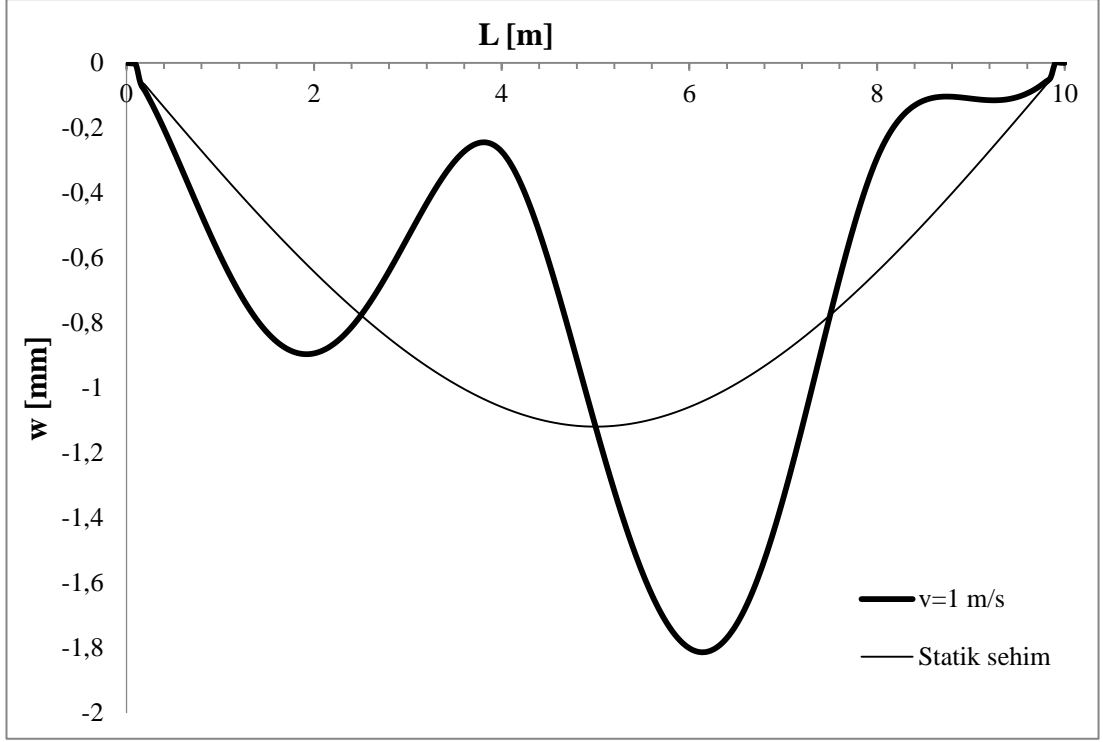
Şekil C.2: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



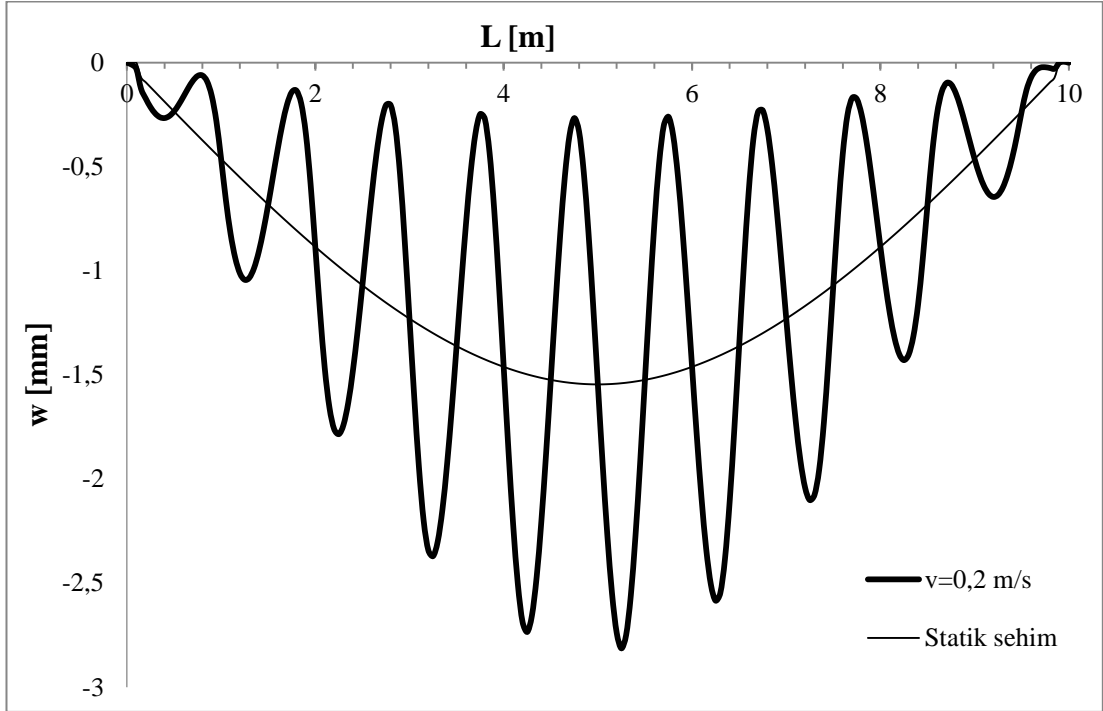
Şekil C.3: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



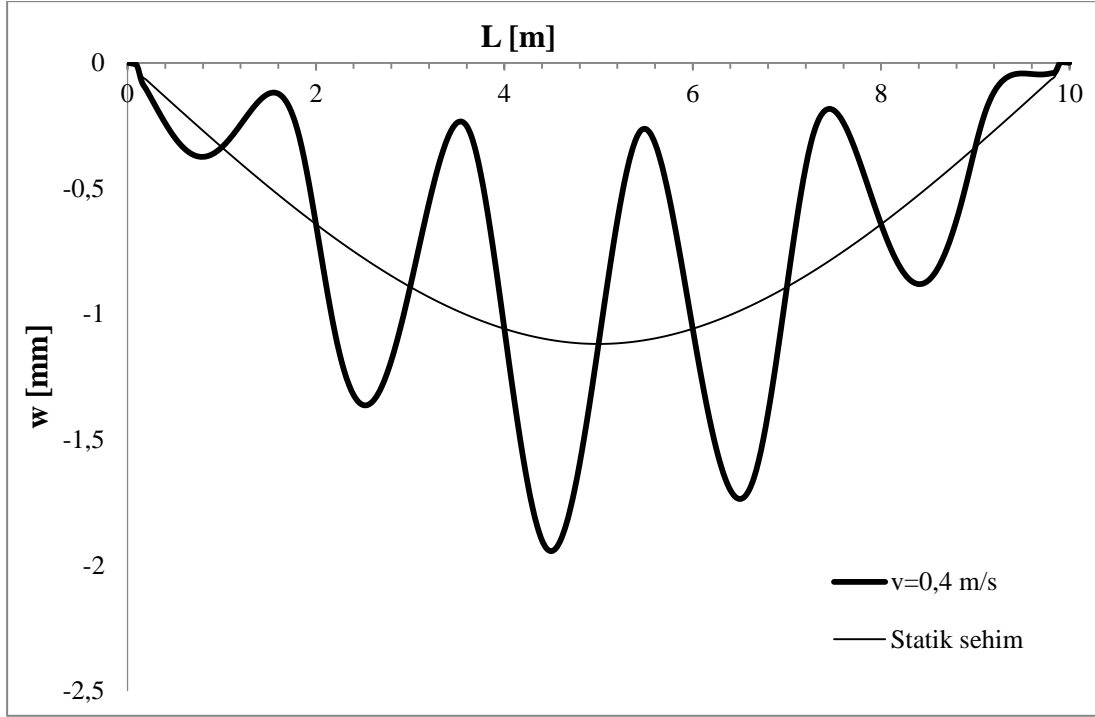
Şekil C.4: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



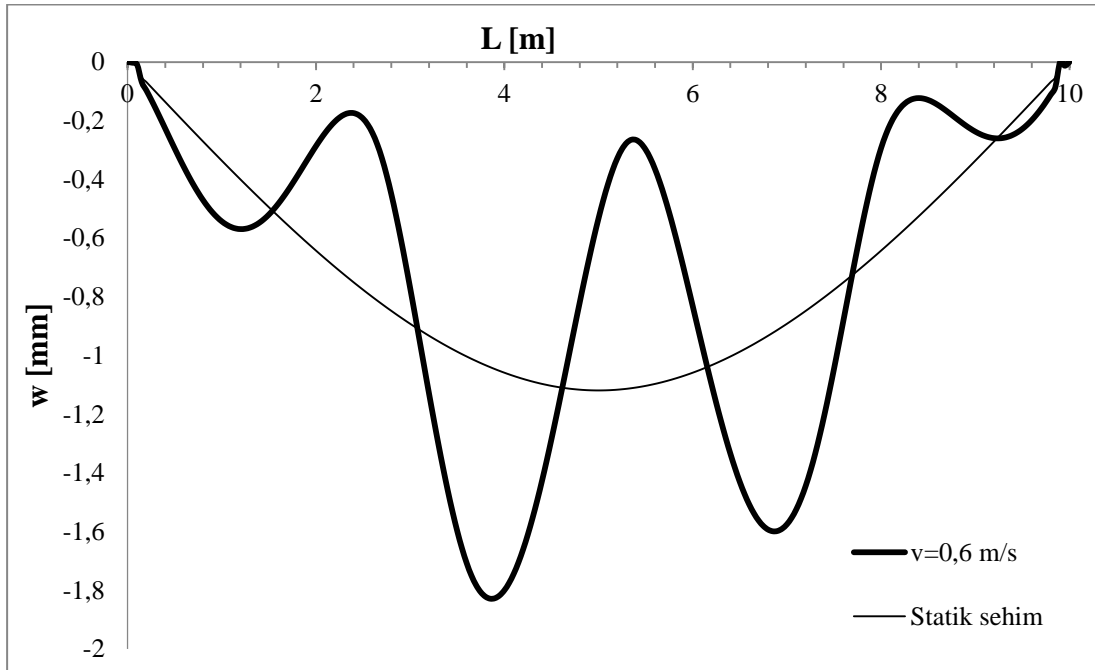
Şekil C.5: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



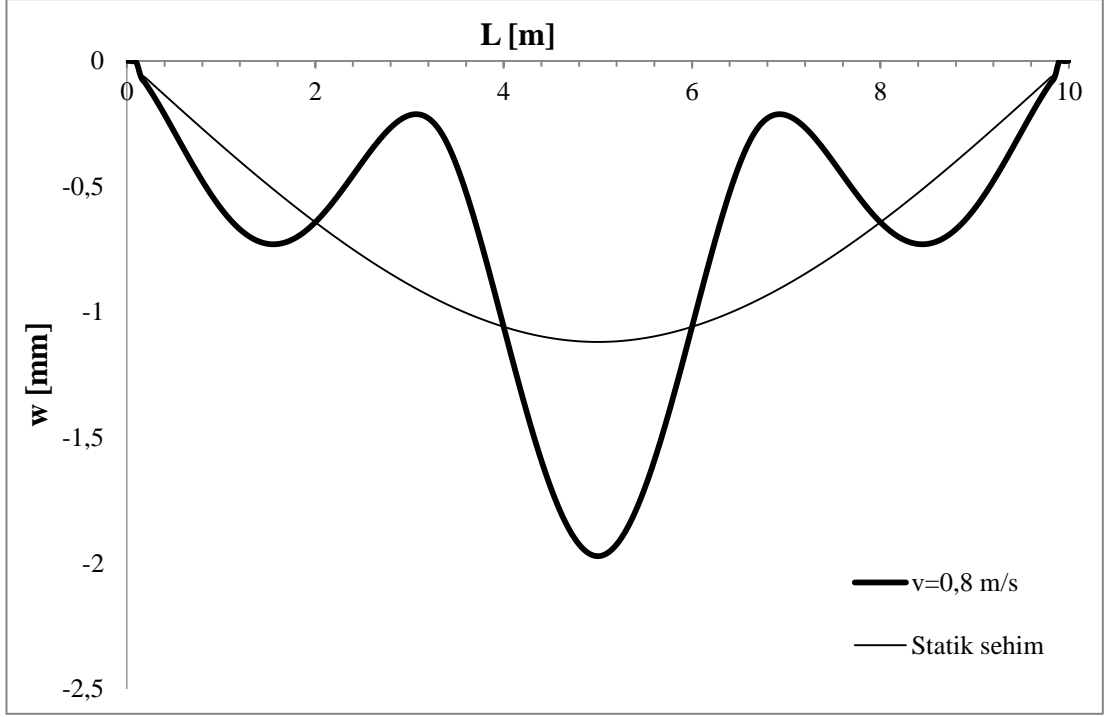
Şekil C.6: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



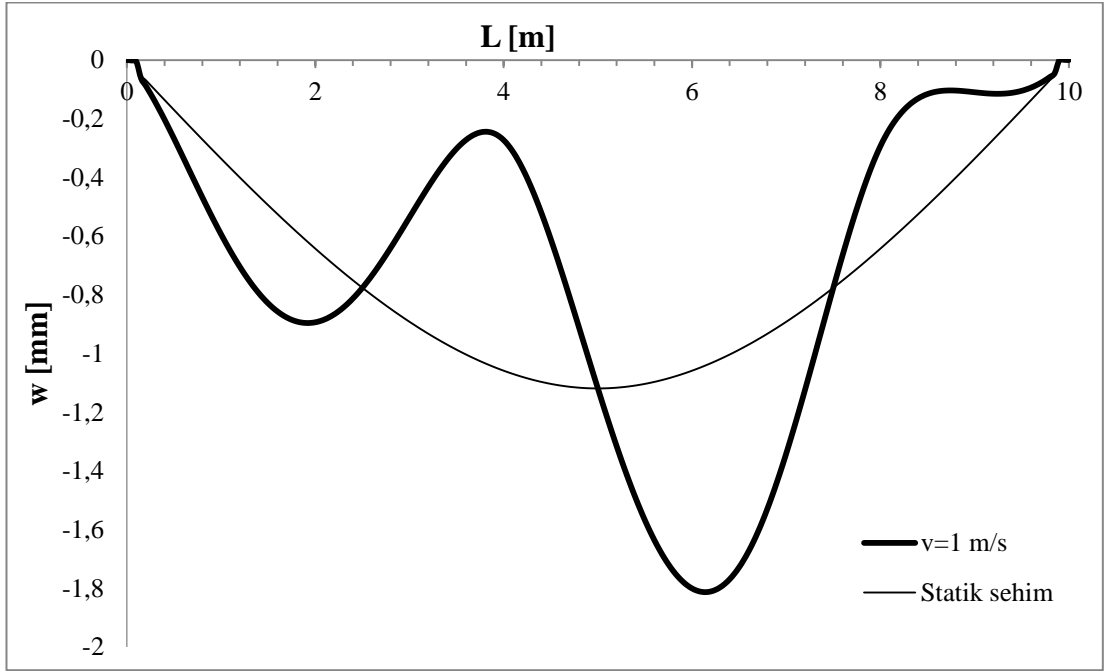
Şekil C.7: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



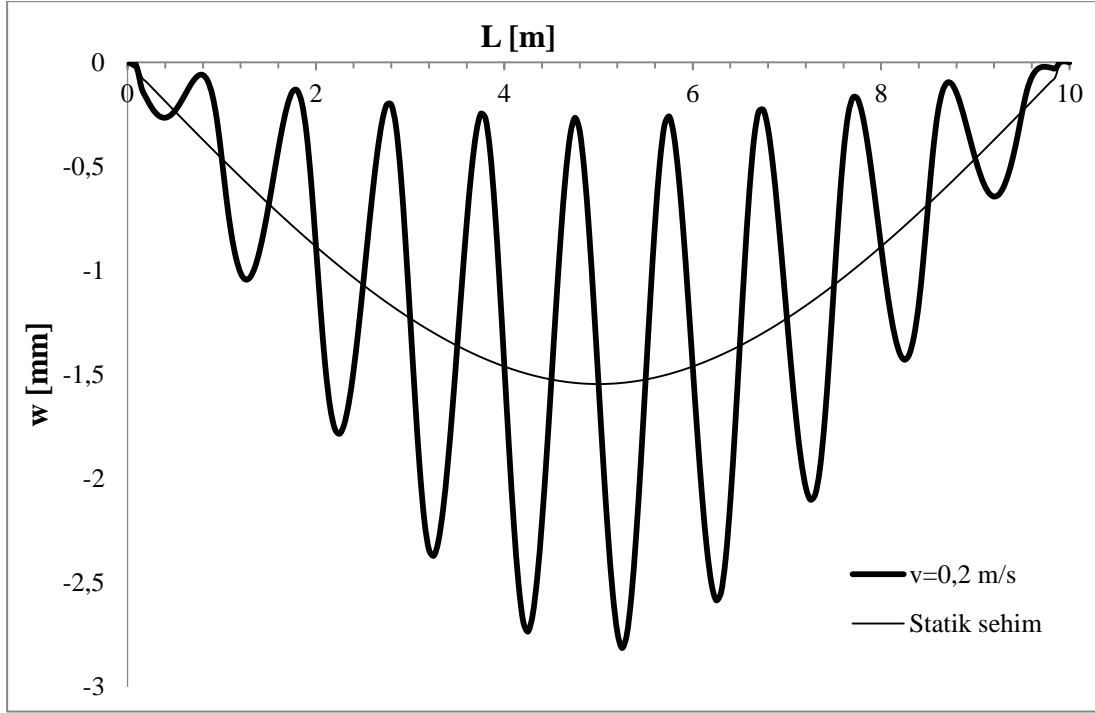
Şekil C.8: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



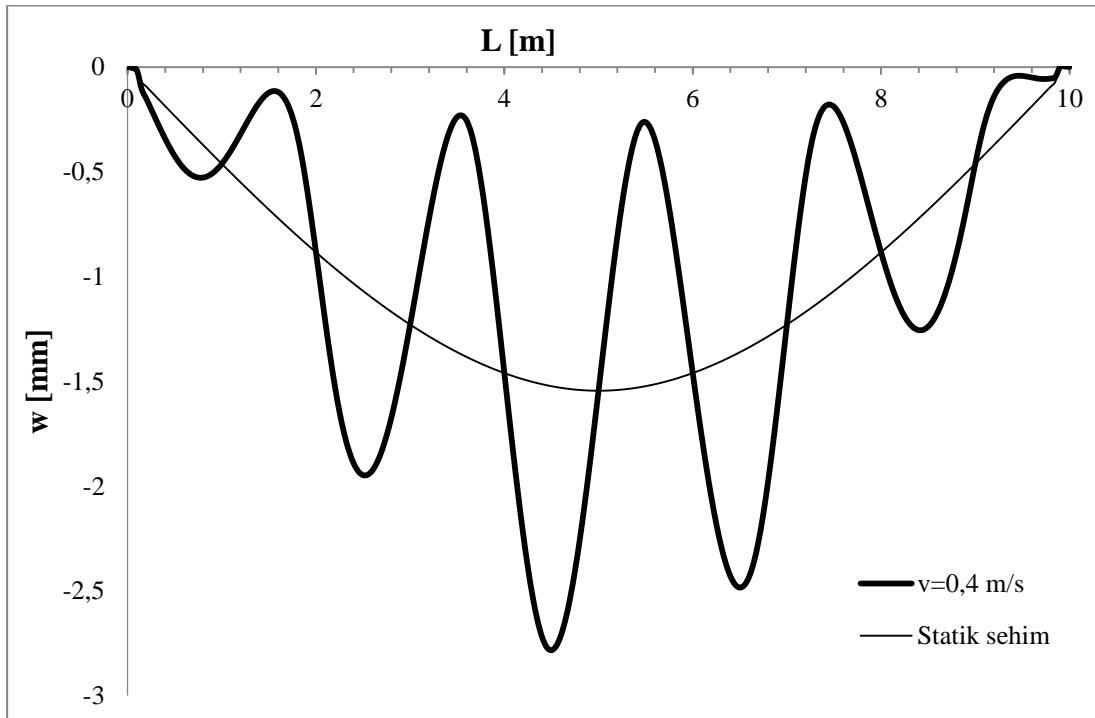
Şekil C.9: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



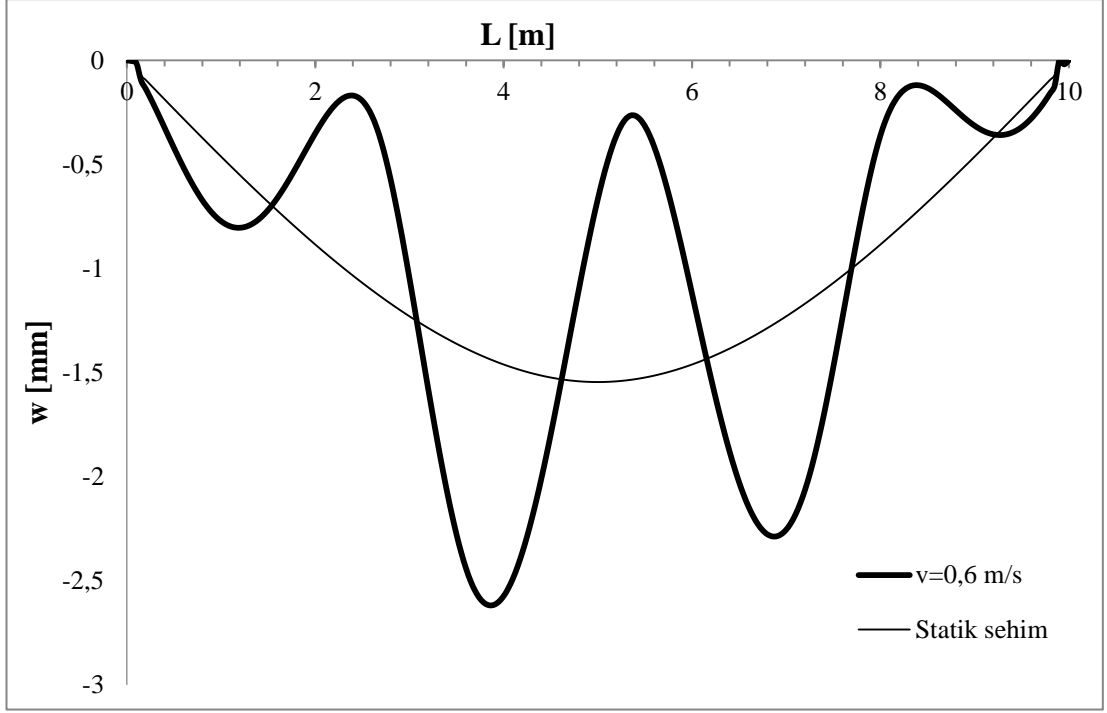
Şekil C.10: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



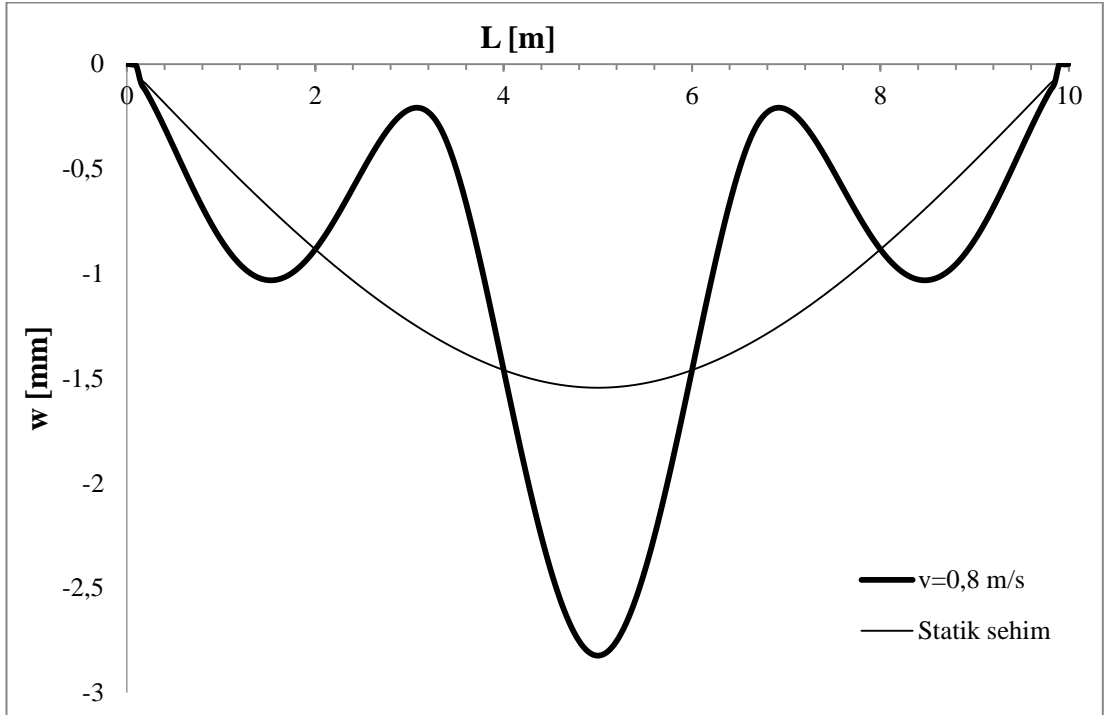
Şekil C.11: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



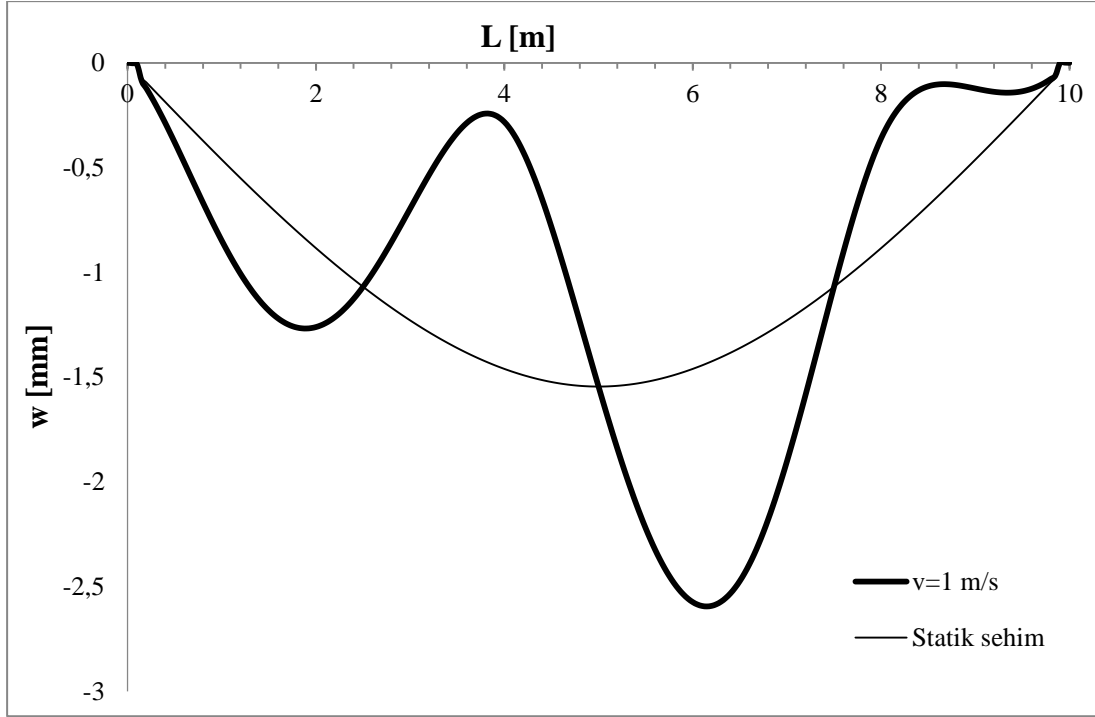
Şekil C.12: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



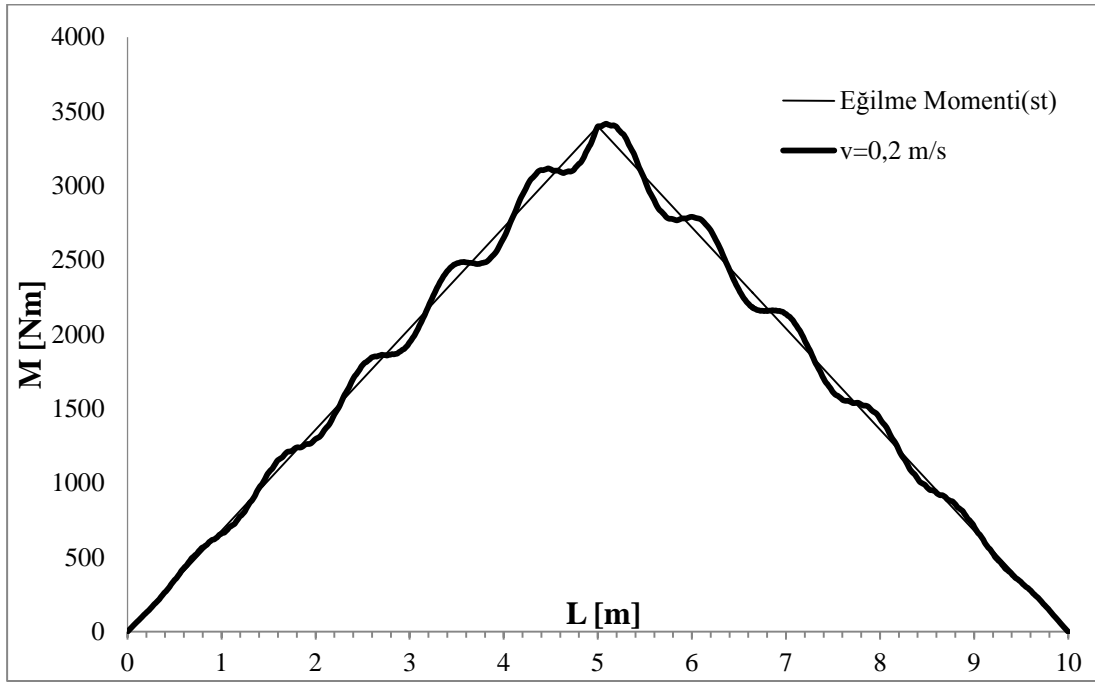
Şekil C.13: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



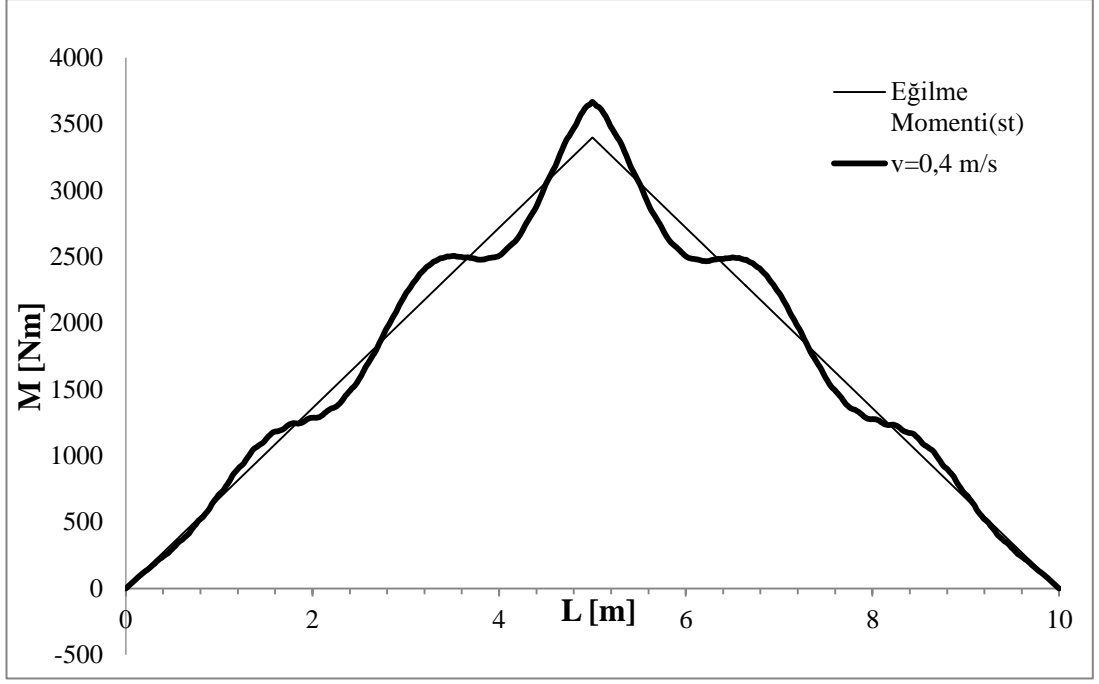
Şekil C.14: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



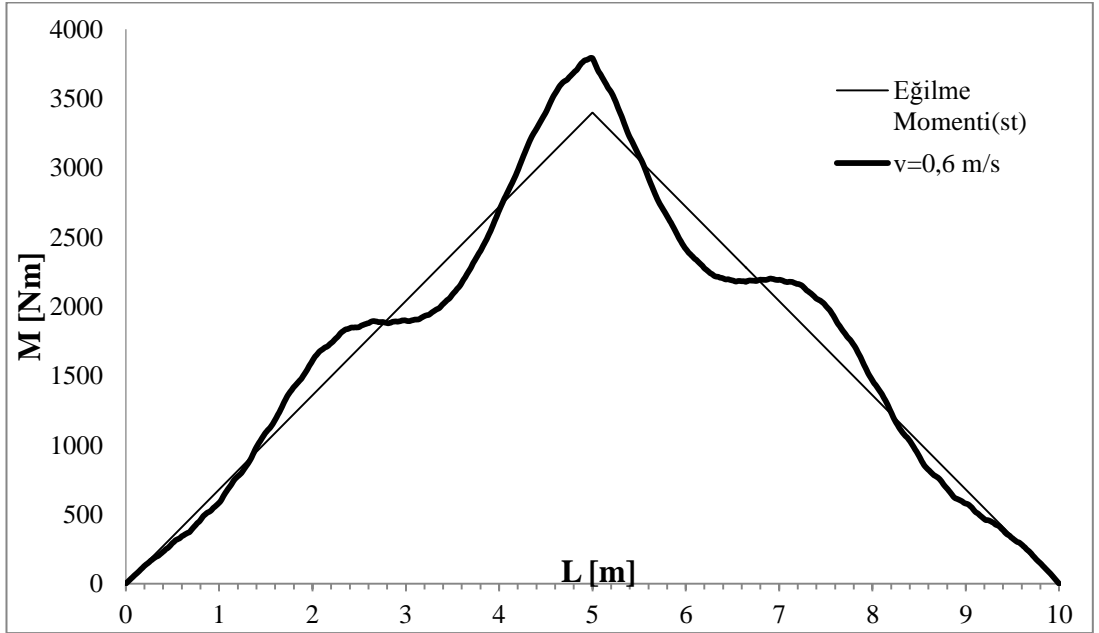
Şekil C.15: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik yer değiştirme değişimi grafiği.



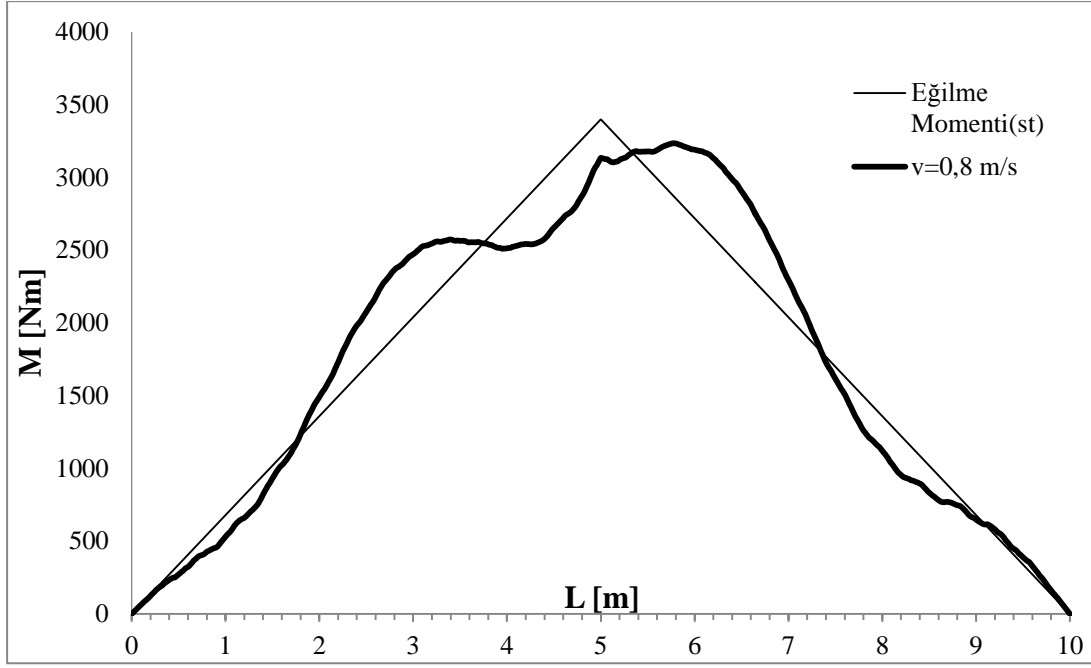
Şekil C.16: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



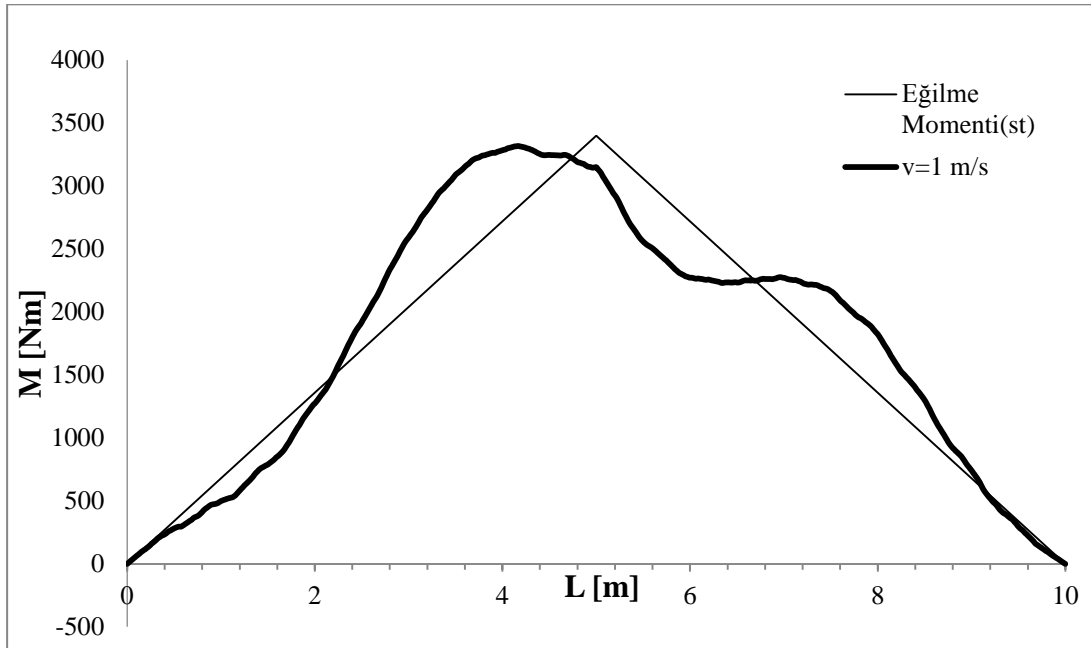
Şekil C.17: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



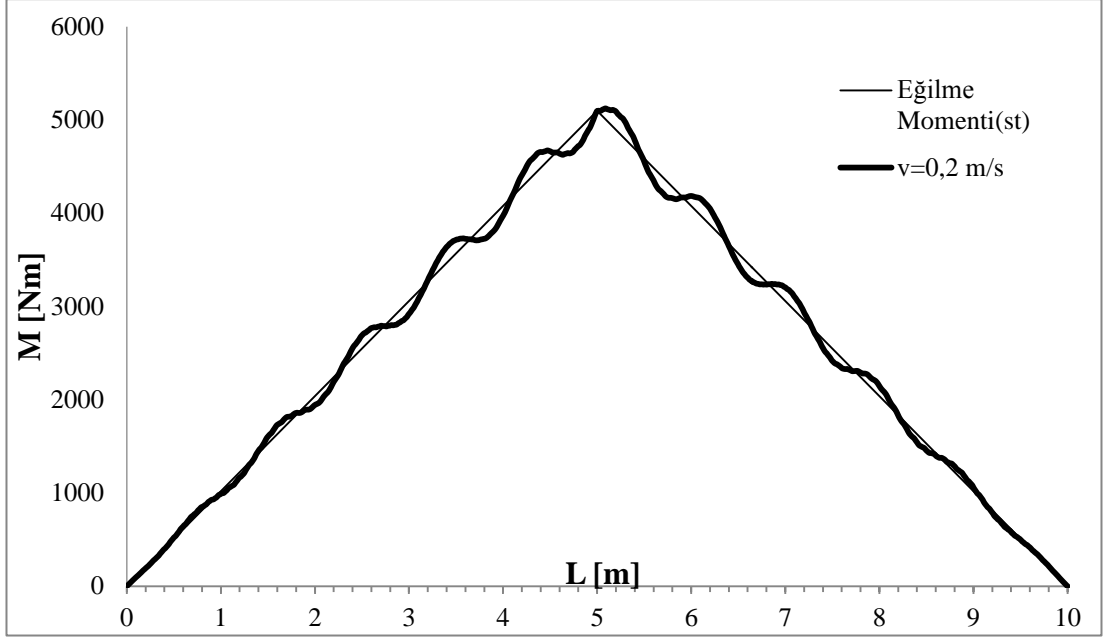
Şekil C.18: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



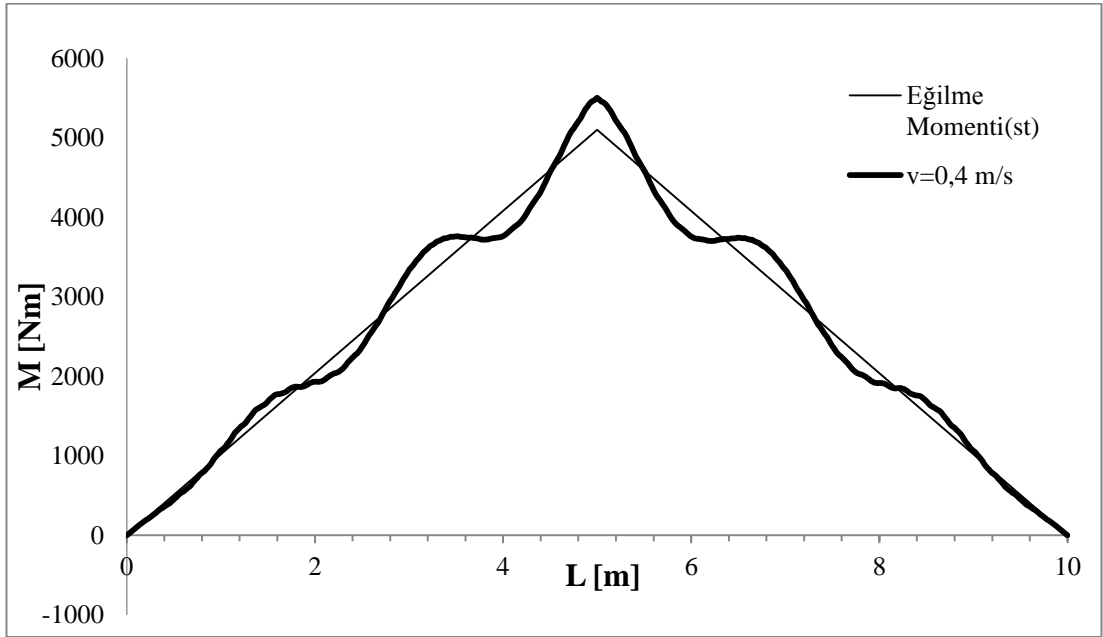
Şekil C.19: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,8 \text{ m/s}$ durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



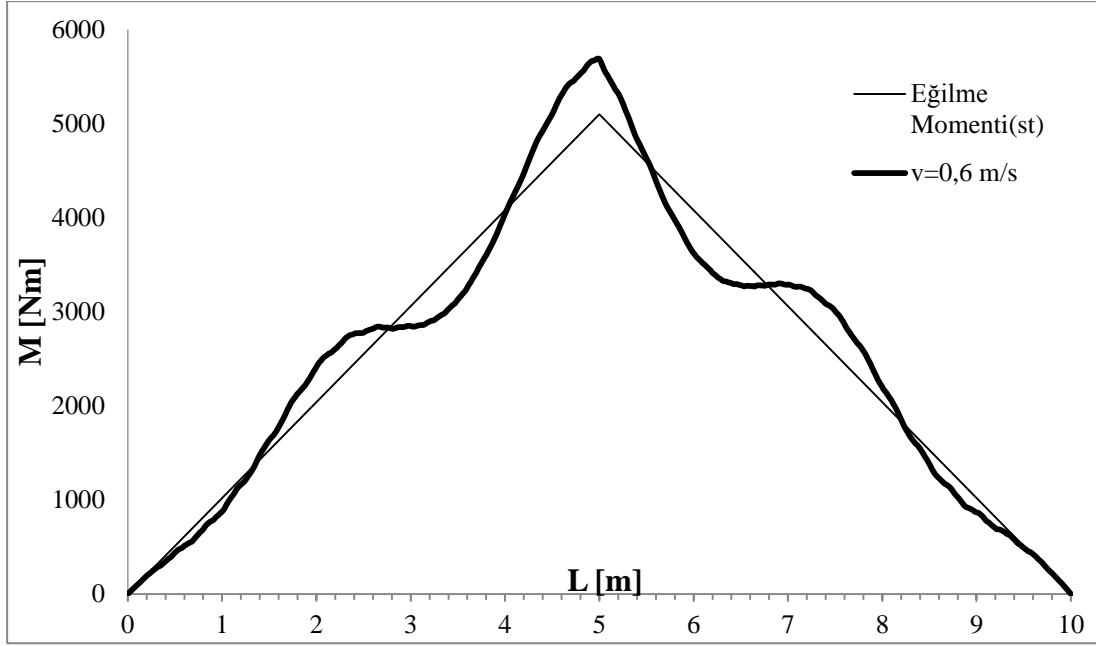
Şekil C.20: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=1 \text{ m/s}$ durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



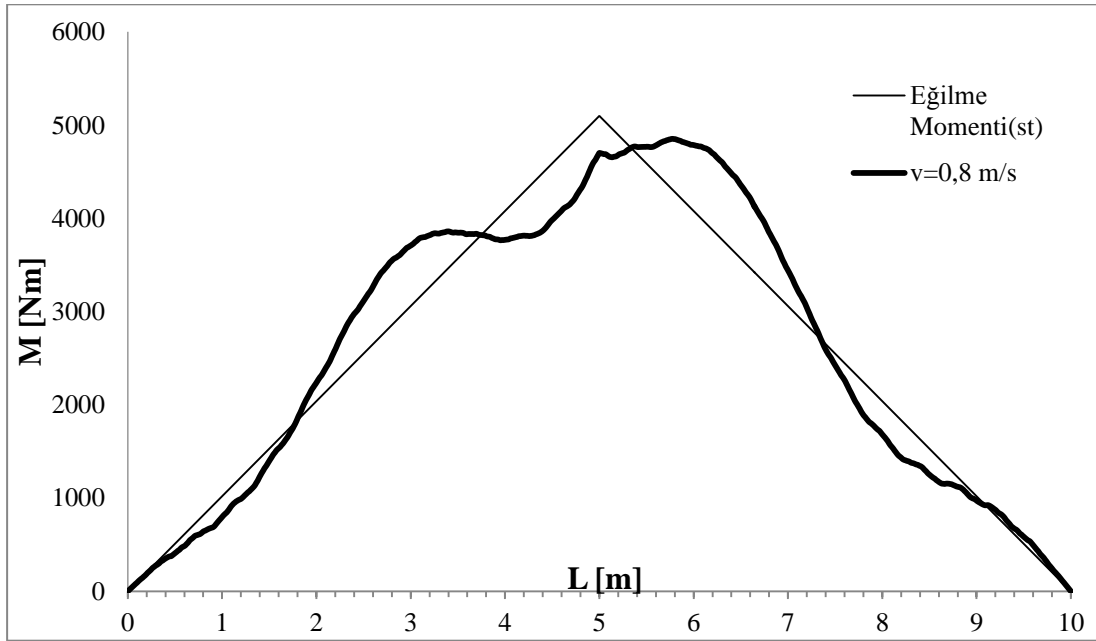
Şekil C.21: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



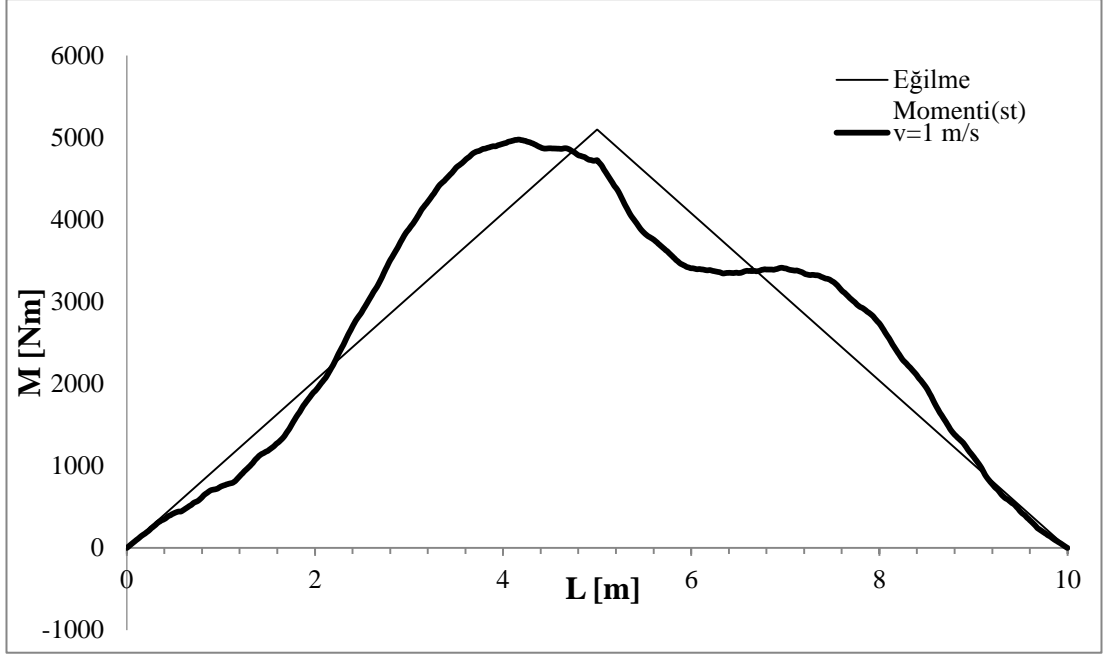
Şekil C.22: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



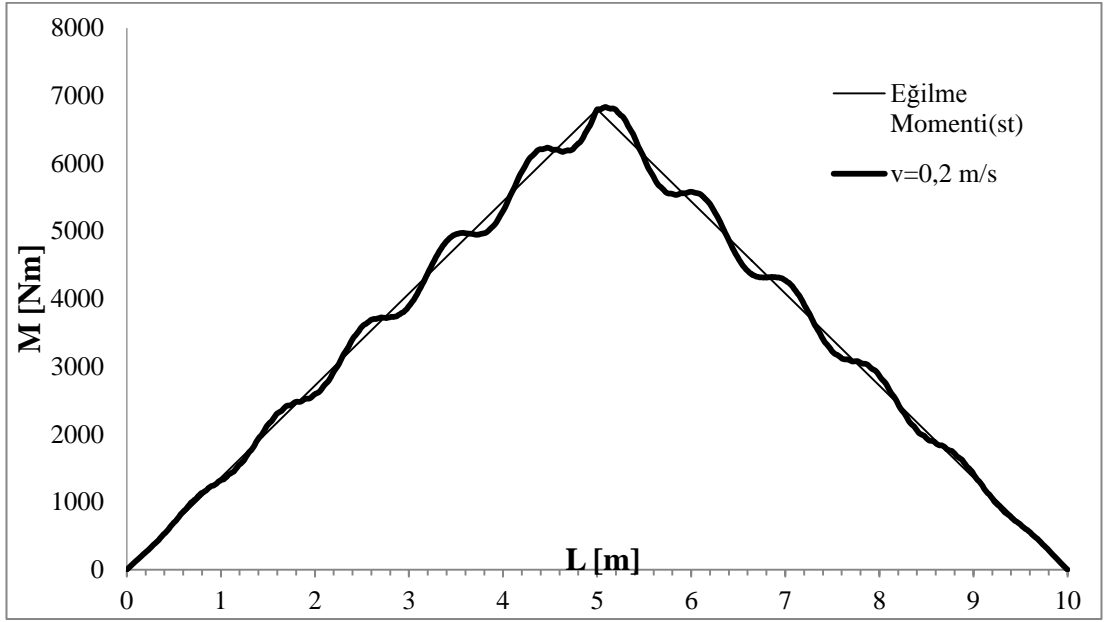
Şekil C.23: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,6 \text{ m/s}$ durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



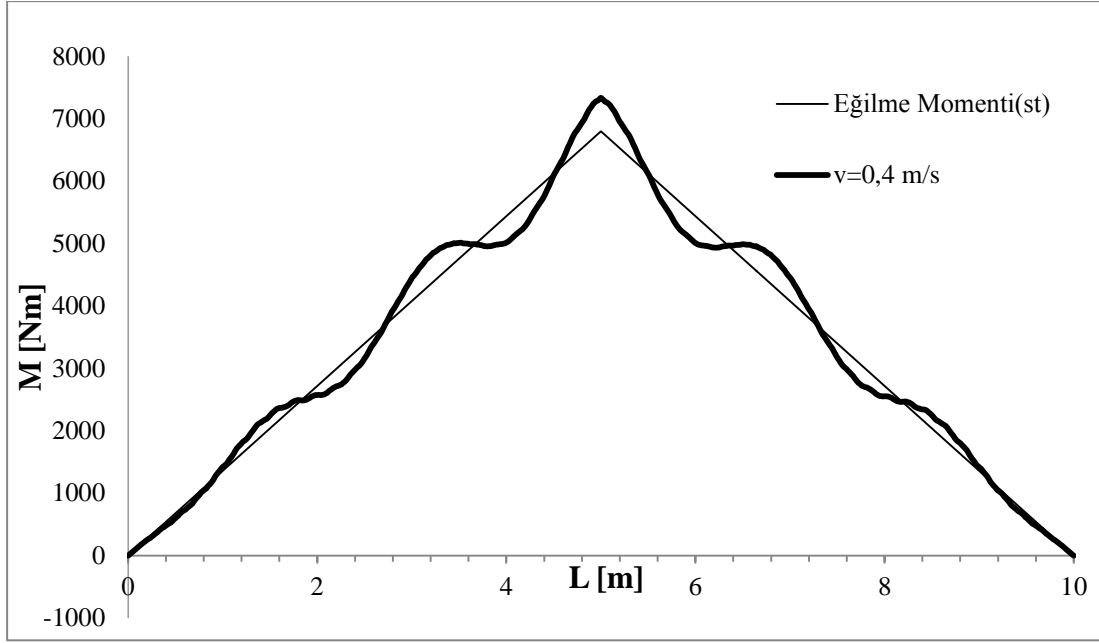
Şekil C.24: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,8 \text{ m/s}$ durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



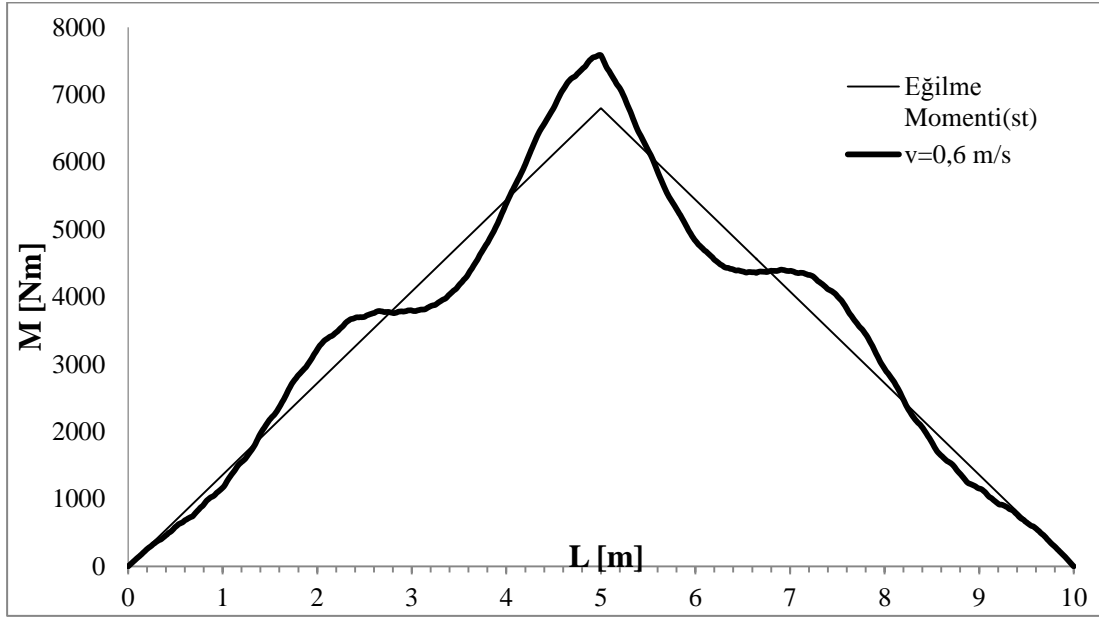
Şekil C.25: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



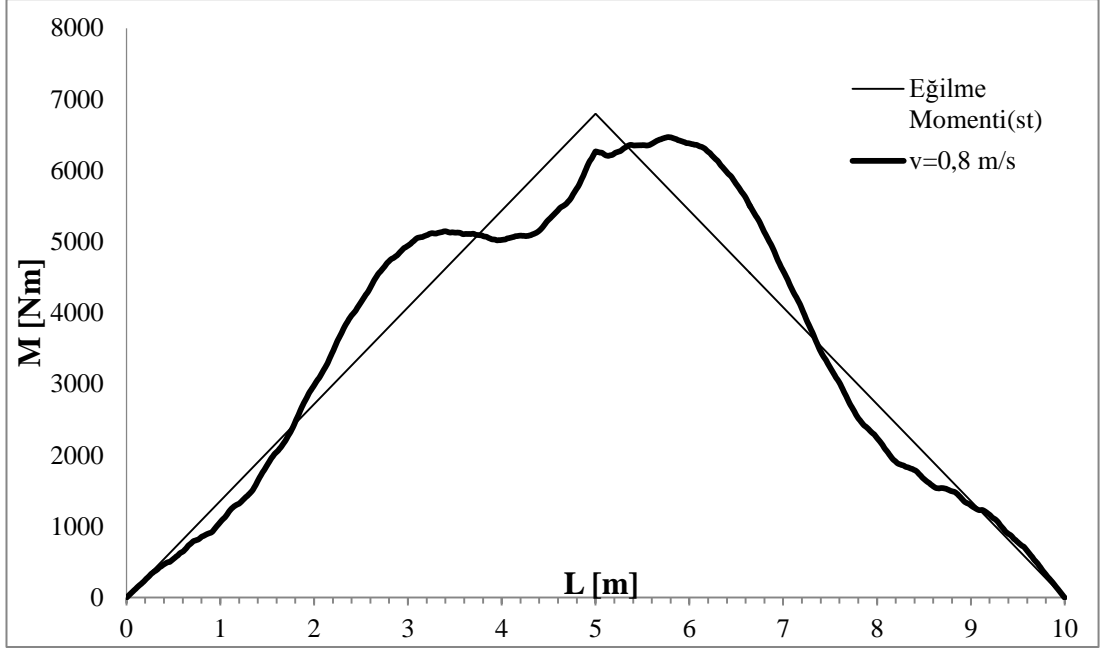
Şekil C.26: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



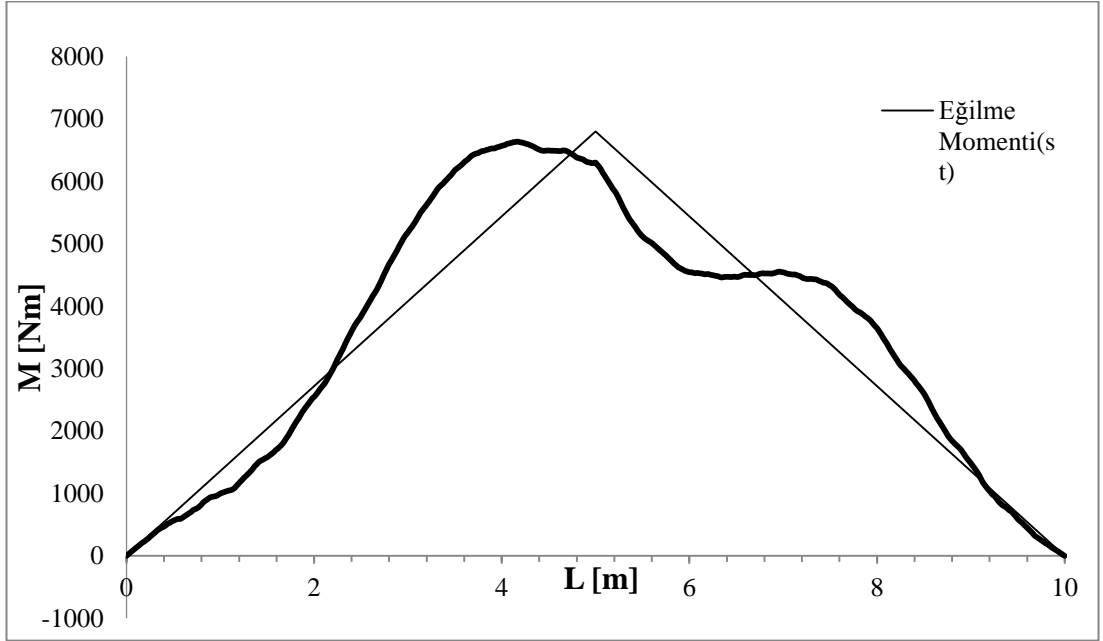
Şekil C.27: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



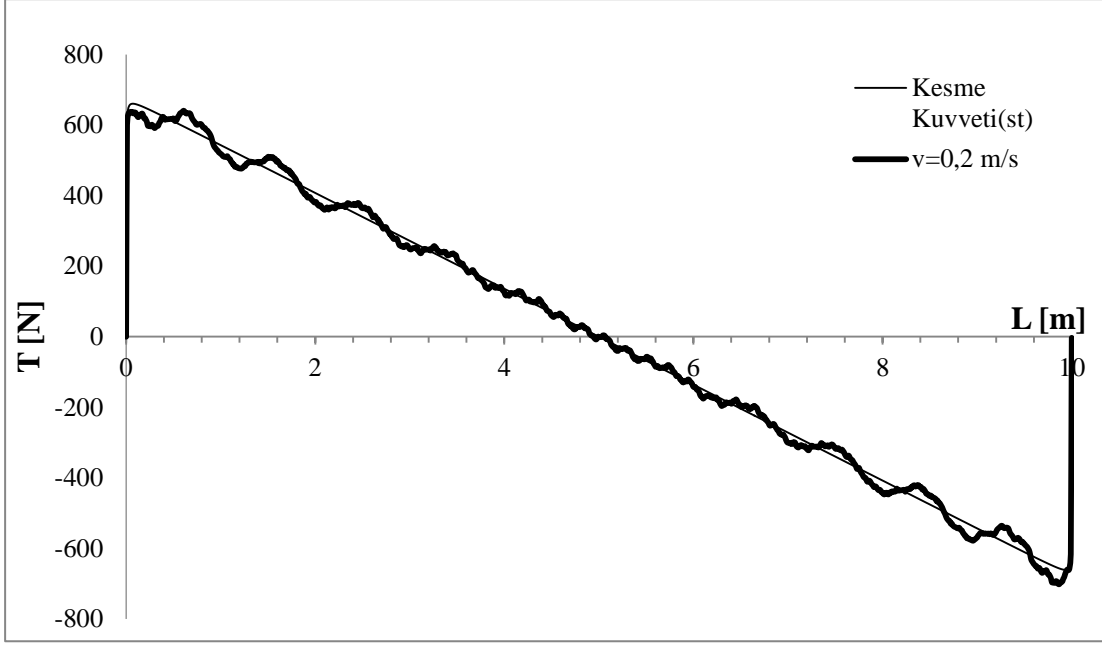
Şekil C.28: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



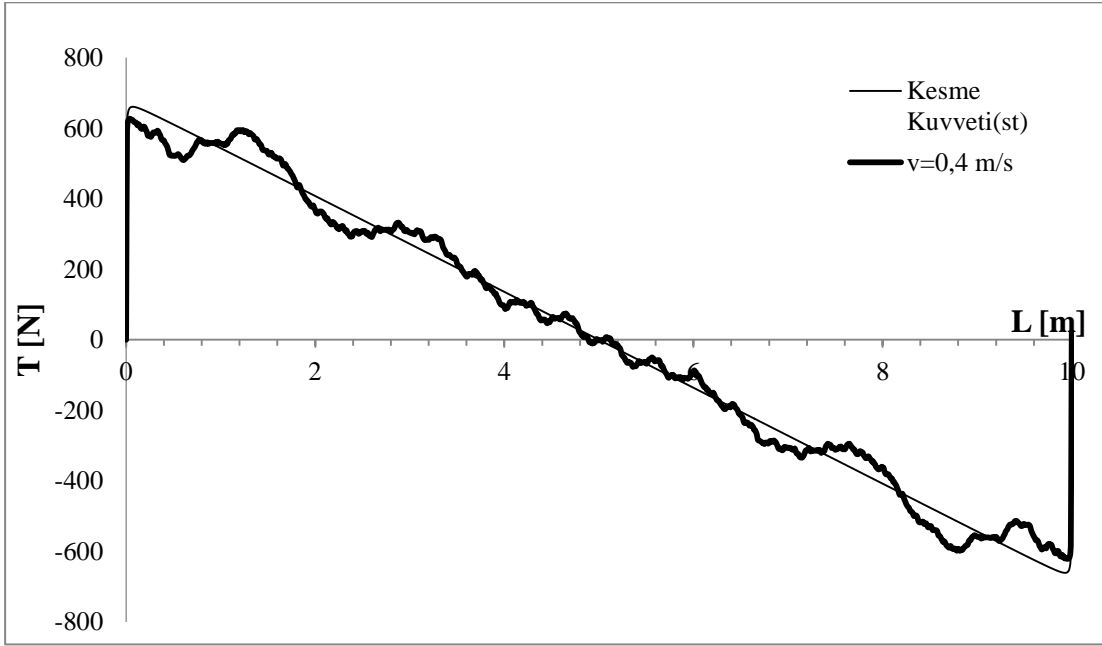
Şekil C.29: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



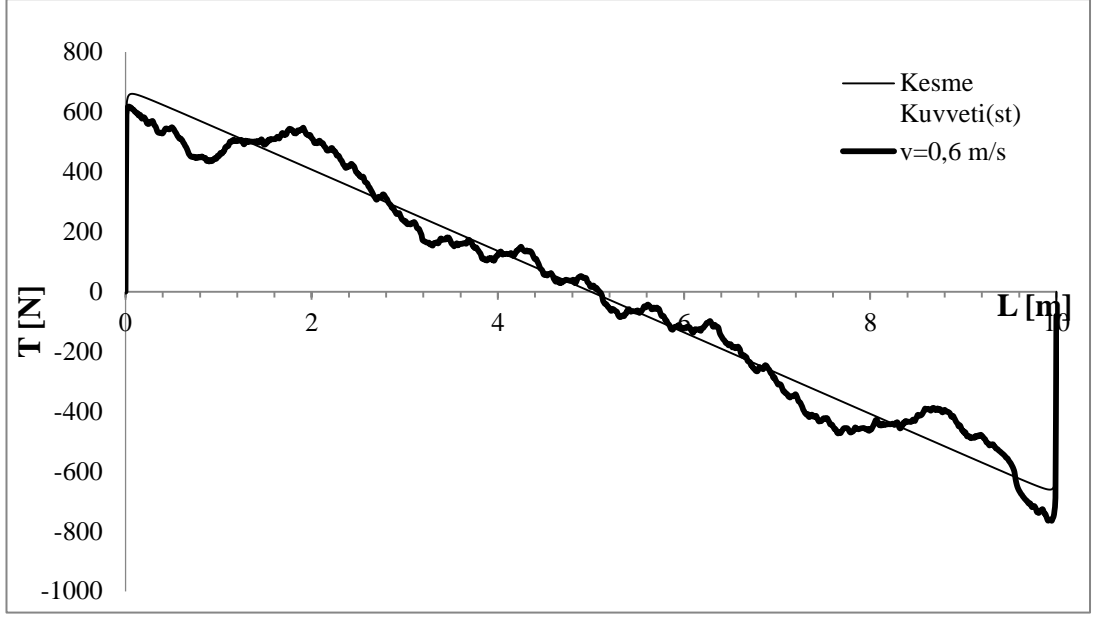
Şekil C.30: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik eğilme momenti değişimi grafiği.



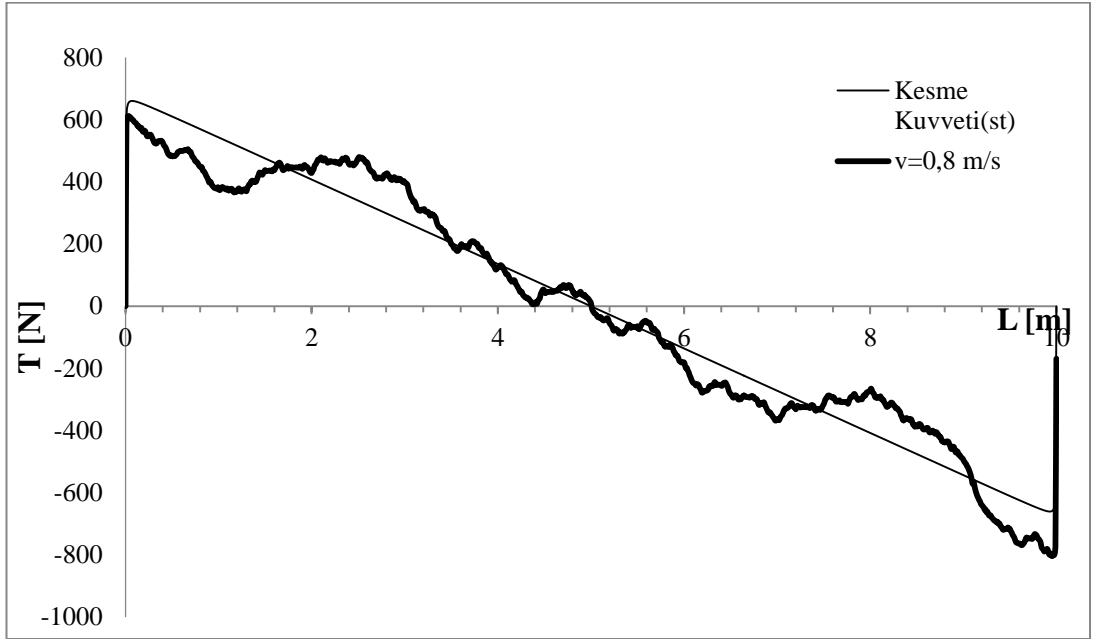
Şekil C.31: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



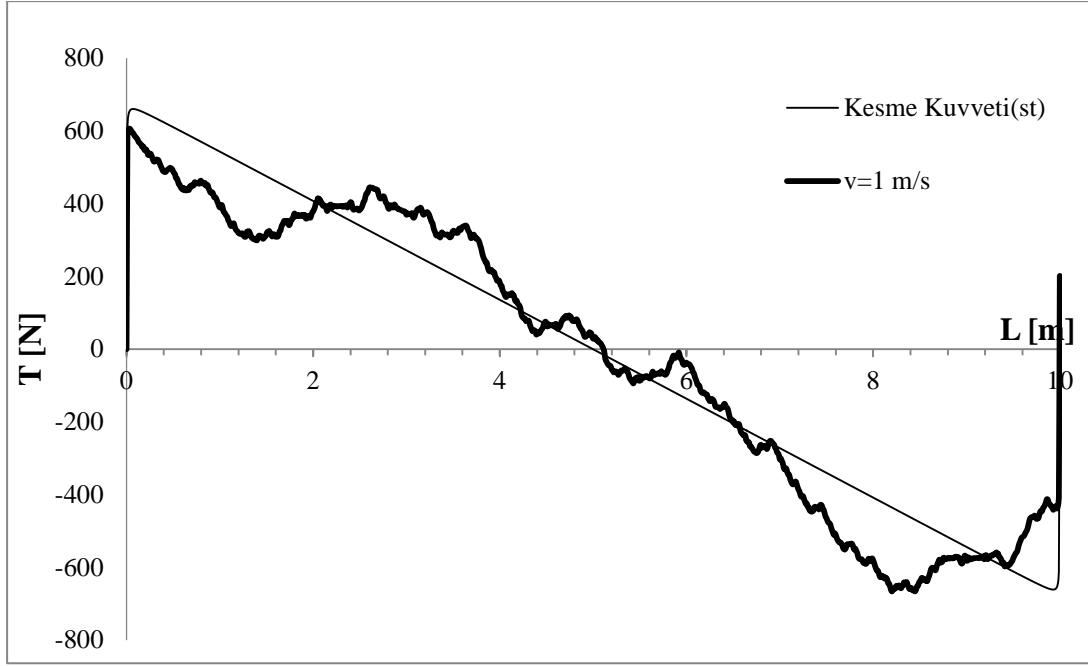
Şekil C.32: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



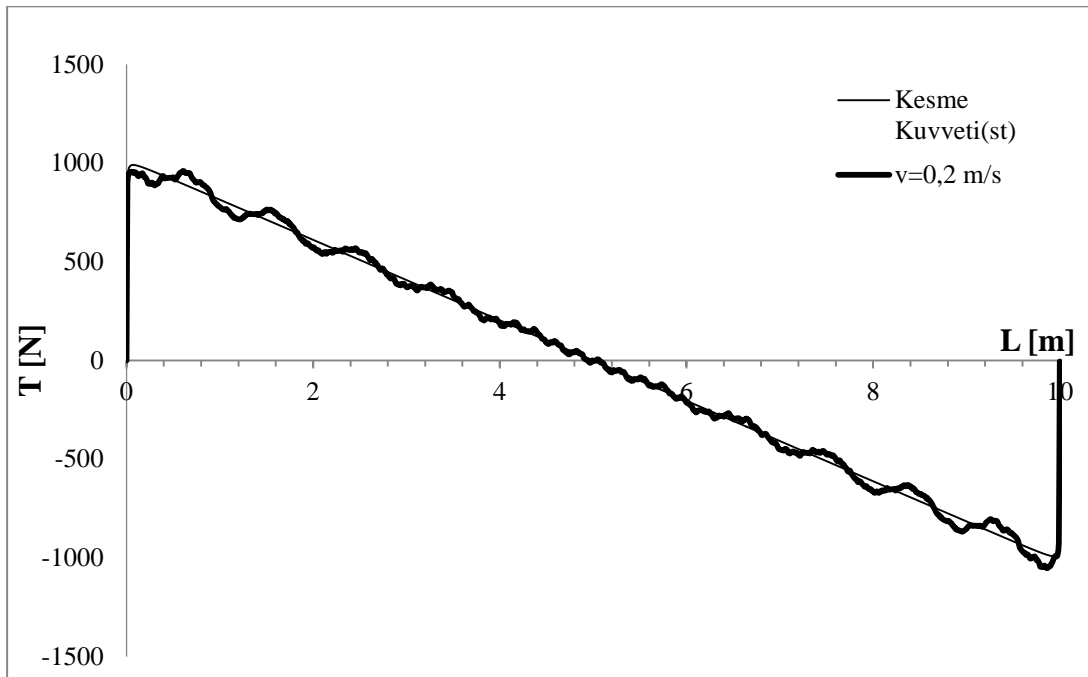
Şekil C.33: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



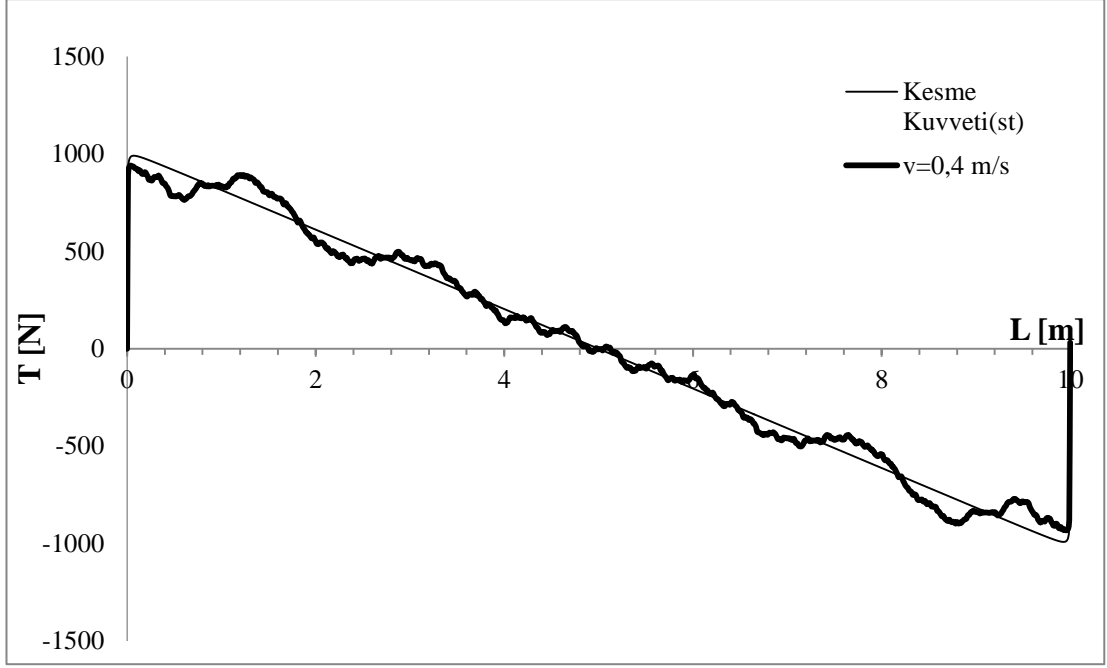
Şekil C.34: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



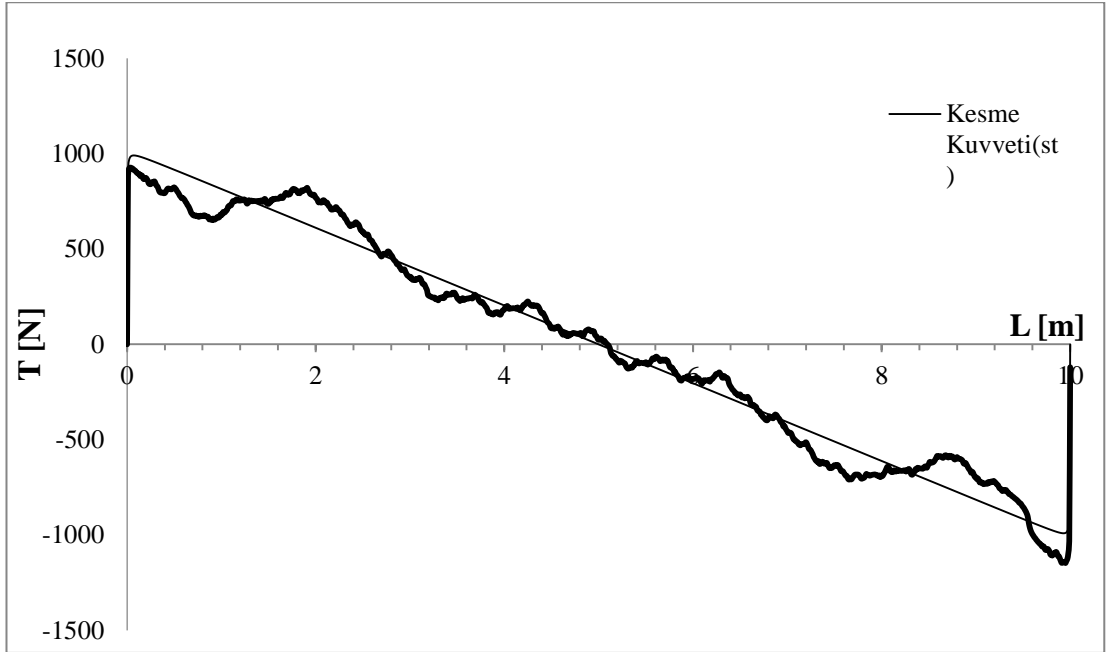
Şekil C.35: Kütle oranı $m/M=2$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



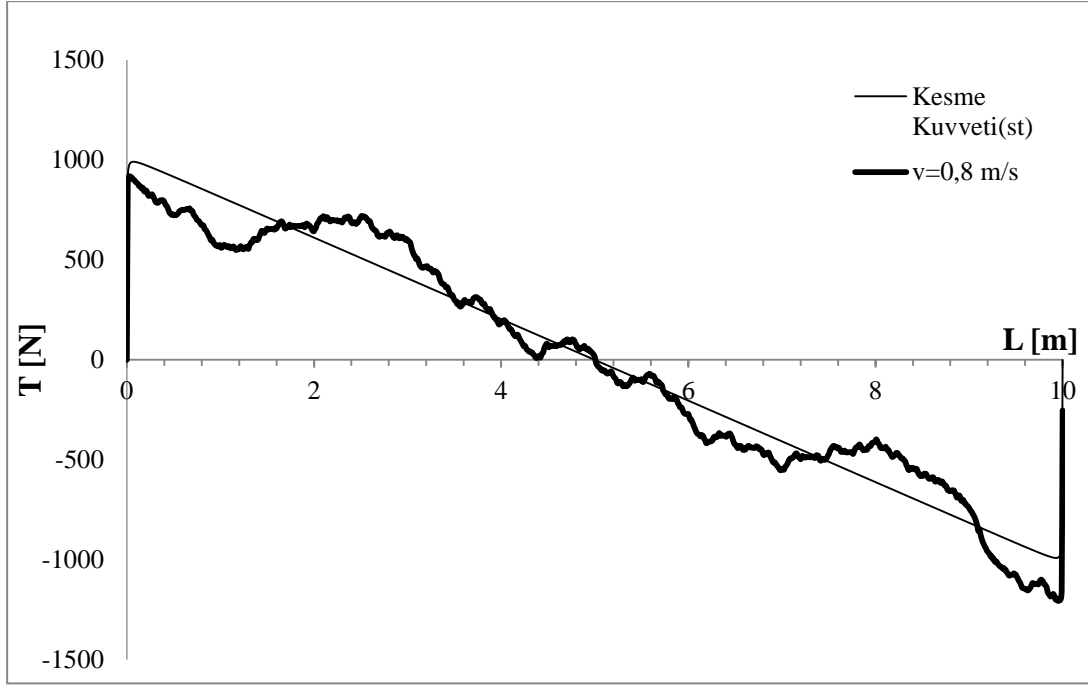
Şekil C.36: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



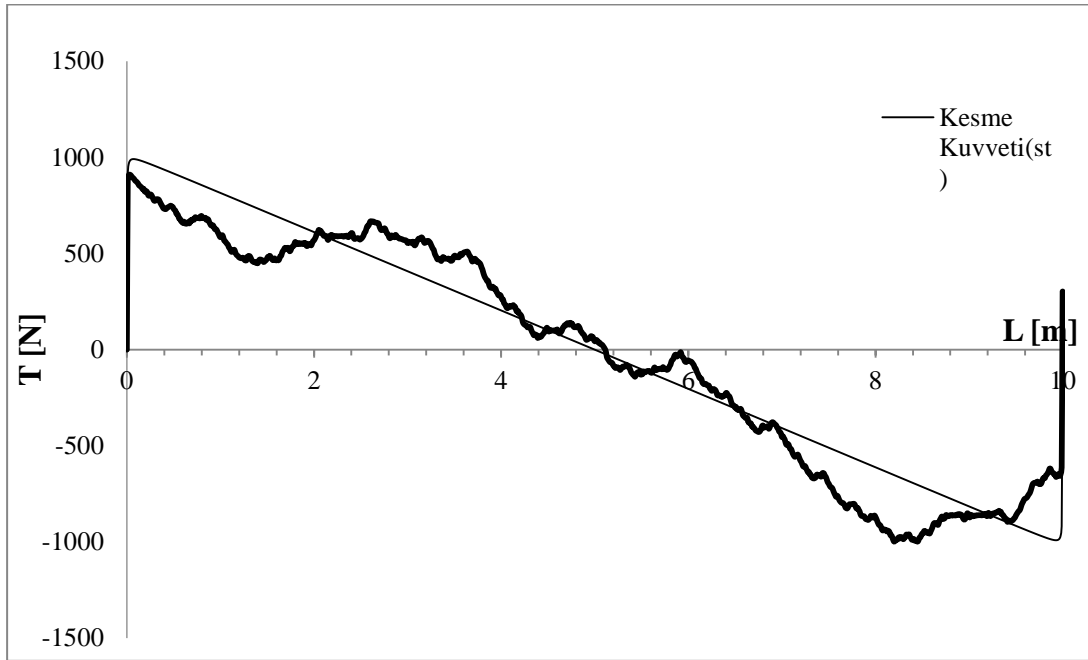
Şekil C.37: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



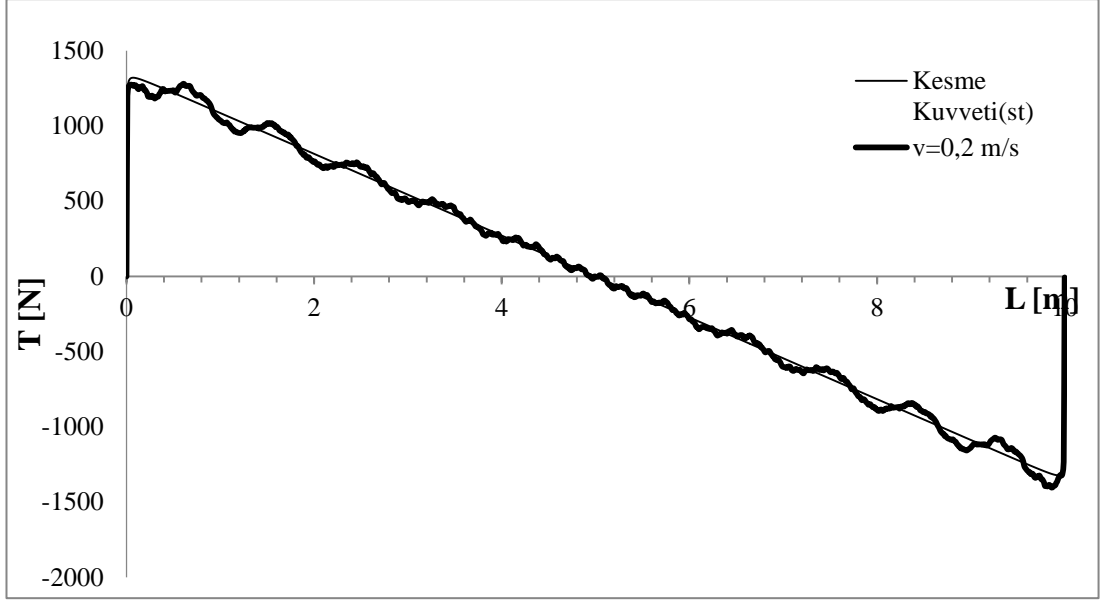
Şekil C.38: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



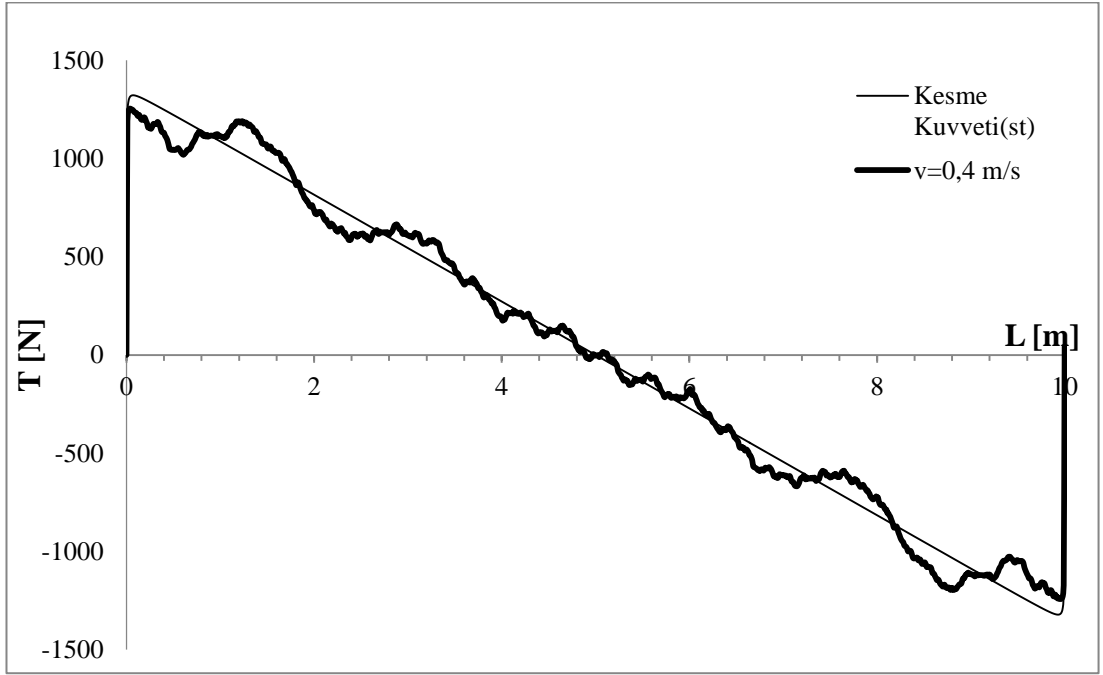
Şekil C.39: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=0.8$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



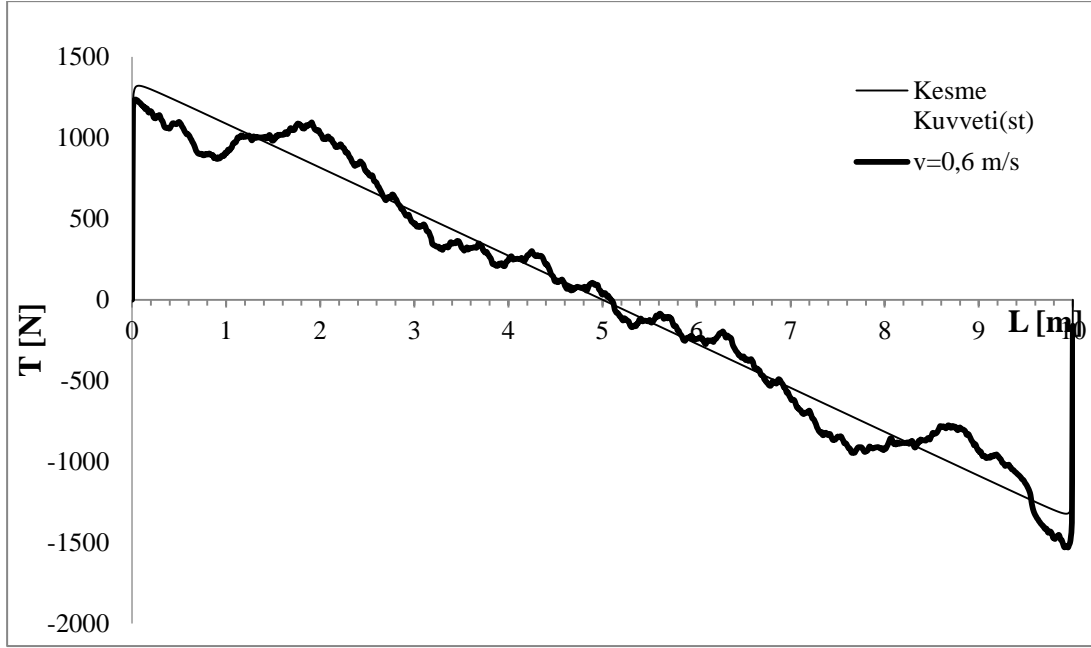
Şekil C.40: Kütle oranı $m/M=3$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



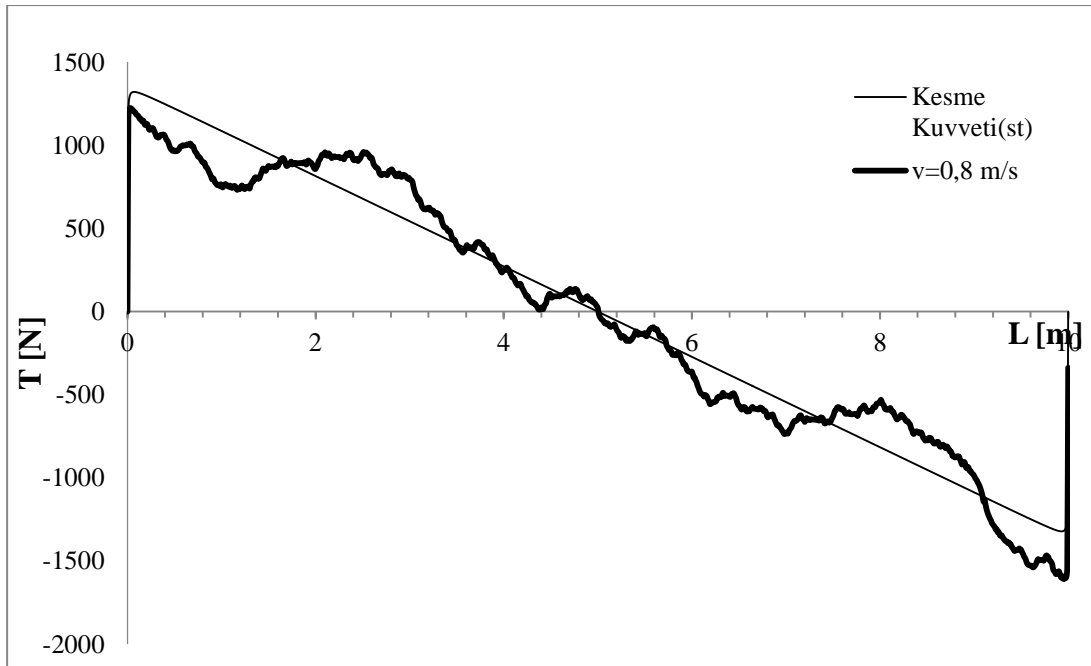
Şekil C.41: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,2$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



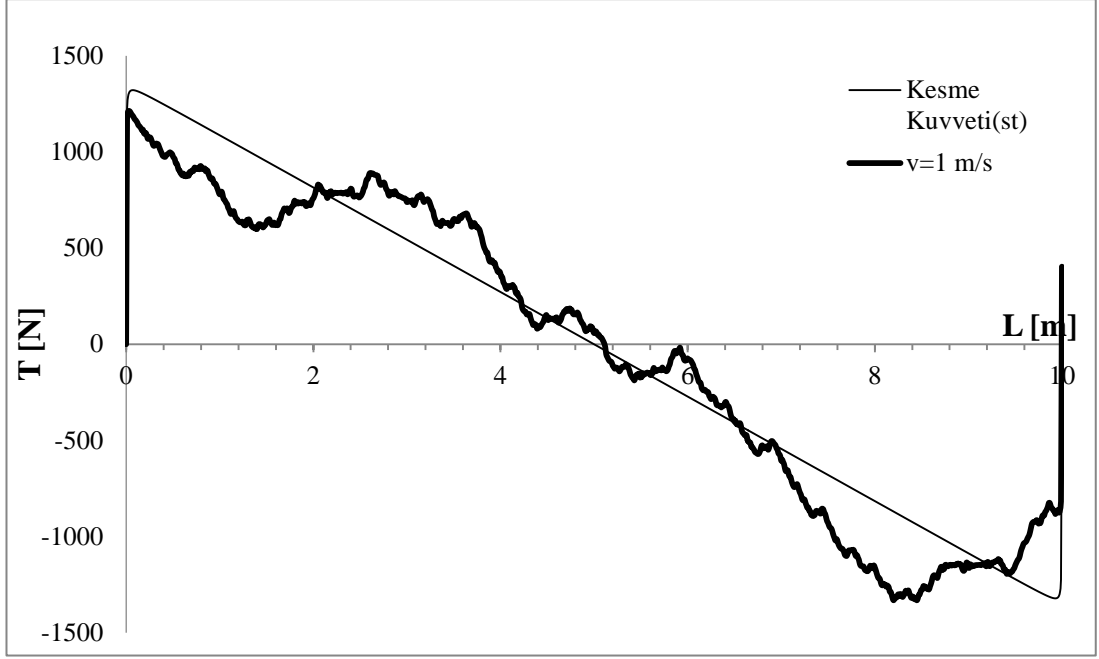
Şekil C.42: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,4$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



Şekil C.43: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,6$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



Şekil C.44: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=0,8$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.



Şekil C.45: Kütle oranı $m/M=4$ hareketli yük hızı $v=1$ m/s durumunda kirişin dinamik kesme kuvveti değişimi grafiği.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ahmet Gökhan HASAN
Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul - 1984
Lisans: Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği (2007)