

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YATAY EKSENLİ ÇAMAŞIR MAKİNALARINDA YÜRÜME DAVRANIŞININ
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bahadır COŞKUN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği Titreşim ve Akustiği Programı

AĞUSTOS, 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YATAY EKSENLİ ÇAMAŞIR MAKİNALARINDA YÜRÜME DAVRANIŞININ
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Bahadır COŞKUN
503111403**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği Titreşim ve Akustiği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL

AĞUSTOS, 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111403 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Bahadır COŞKUN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**YATAY EKSENLİ ÇAMAŞIR MAKİNELERİNDE YÜRÜME DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Haluk EROL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Erdinç ALTUĞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Vasfi Emre ÖMÜRLÜ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **14 Ağustos 2014**
Savunma Tarihi : **20 Ağustos 2014**

Doğmamış Çocuklarım,

ÖNSÖZ

Bu tez kapsamında bir çamaşır makinasının yüksek devirlerde çalışması neticesinde meydana gelen yürüme kabiliyetini yüksek bir doğruluk ile yansıtabilen bir analitik model kurulması amaçlanmıştır. Tez süresince sadece bilgisini ve tecrübesini benimle paylaşmakla kalmayıp, konsantrasyonumu ve motivasyonumu da kaybetmemem için bana yardımcı olan danışmanım ve değerli hocam Prof. Dr. Haluk Erol'e teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Ayrıca tez çalışmam boyunca gerek teknik anlamda bana yardımcı olan gerekse her türlü sıkıntıma ortak olarak yükümü paylaşan değerli arkadaşlarım Barış Can Yalçın'a ve Rıdvan Doğru'ya yanımda oldukları için minnettarım.

Ve tez çalışmam boyunca sıkıntımı sıkıntısı bilen bana olan güven ve inançlarından ödün vermeyen, en zor zamanlarımda anlayış gösteren ve idealimi gerçekleştirebilmem için sabırla bana destek olan ailem Belma Bozalp, Bahar Arer, Can Arer, Ceyhun Uluğ, Elif Girgin ve Hülya Yılmaz'a da teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Ağustos, 2014

Bahadır Coşkun
Araştırma Görevlisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xv
ÖZET	xix
SUMMARY.....	xxi
1. GİRİŞ	25
1.1 Problem Tanımı.....	25
1.2 Tezin Amacı.....	26
1.3 Literatür Araştırması	26
1.4 Tezin Kapsamı	37
2. TEORİ.....	39
2.1 Genelleştirilmiş Koordinatlar.....	39
2.2 Euler Dönüşüm Açılımları	40
2.3 Sonlu serbestlik dereceli sistemler	42
2.4 Newton – Euler Denklemleri	44
2.5 Çamaşır Makinesi Modeli.....	46
2.6 Fiziksel Model.....	48
2.7 Matematik Model	50
2.7.1 Atalet grubu elemanları	50
2.7.2 Katılık grubu elemanları	50
2.7.3 Sönüm grubu elemanları.....	51
2.7.4 Katılık-sönüm grubu elemanları	52
2.7.5 Konum koordinatları	55
2.7.6 Moment ifadeleri.....	60
2.7.7 Dengesiz yük ve tahrik kuvvetleri.....	61
2.7.8 Hareket denklemleri	63
2.7.9 Fiziksel ve geometrik değerler.....	64
2.8 Yürüme Durumunun Modellenmesi.....	65
3. ÇAMAŞIR MAKİNESİNİN SİMULİNK MODELİNİN KURULMASI	67
3.1 Giriş	67
3.2 Model Ayarları	67
3.3 Model Blokları	68
3.4 Simülasyonun Çalıştırılması	74
4. TEST VE ÖLÇÜMLER.....	83
4.1 Ölçüm Cihazı ve Ölçümler	83
4.2 Ölçümlerin Yorumlanması	90
4.3 Simülasyon ve Ölçüm Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	99
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	109
5.1 Çamaşır Makinesinin Yürüme Davranışı Üzerine	109

5.2 Mevcut Modeli Geliştirme ve İleriye Dönük Çalışmalar Üzerine.....	112
KAYNAKLAR.....	113
EKLER	115
ÖZGEÇMİŞ.....	123

KISALTMALAR

SCD	: Serbest Cisim Diyagramı
FFT	: Fast Fourier Transform
l_{front}	: Ön ayakların gövdenin kütle merkezine y eksenindeki uzaklığı
l_{rear}	: Arka ayakların gövdenin kütle merkezine y eksenindeki uzaklığı
l_{down}	: Ayakların gövdenin kütle merkezine z eksenindeki uzaklığı
l_{right}	: Ayakların gövdenin kütle merkezine y eksenindeki sol uzaklığı
l_{left}	: Ayakların gövdenin kütle merkezine y ekseninde sağ uzaklığı
h_{down}	: Damper bağlantılarının gövdenin kütle merkezine z eksenindeki uzaklığı
h_{right}	: Damper bağlantılarının gövdenin kütle merkezine x eksenindeki yan uzaklığı
s_{up}	: Yay bağlantılarının gövdenin kütle merkezine z eksenindeki uzaklığı
s_{right}	: Yay bağlantılarının gövdenin kütle merkezine x eksenindeki yan uzaklığı
p_{right}	: Damper bağlantılarının kazanın kütle merkezine x eksenindeki yan uzaklığı
p_{front}	: Damper bağlantılarının kazanın kütle merkezine y eksenindeki uzaklığı
p_{down}	: Damper bağlantılarının kazanın kütle merkezine z eksenindeki uzaklığı
g_{up}	: Yay bağlantılarının gövdenin kütle merkezine z eksenindeki uzaklığı
g_{right}	: Yay bağlantılarının gövdenin kütle merkezine x eksenindeki yan uzaklığı
R	: Tambur yarıçapı
m_h	: Gövde grubu kütlesi
m_t	: Kazan grubu kütlesi
m_d	: Dengesiz yük kütlesi
I_{xxh}	: Gövdenin x eksenine göre eylemsizlik momenti
I_{yyh}	: Gövdenin y eksenine göre eylemsizlik momenti
I_{zzh}	: Gövdenin z eksenine göre eylemsizlik momenti
I_{xxt}	: Kazan grubunun x eksenine göre eylemsizlik momenti
I_{yyt}	: Kazan grubunun y eksenine göre eylemsizlik momenti
I_{zzt}	: Kazan grubunun z eksenine göre eylemsizlik momenti

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Çamaşır makinesinin geometrik parametreleri.....	64
Çizelge 2.2 : Gövde ve kazana ait fiziksel özellikler	64
Çizelge 2.3 : Merkezleme yayları fiziksel özellikleri.....	65
Çizelge 2.4 : Maxwell ayak modeli fiziksel özellikleri.....	65
Çizelge 2.5 : İwan süspansiyon modeli fiziksel değerleri.	65
Çizelge 4.1 : Kuvvet ölçümleri.	99
Çizelge 4.2 : İvme ölçümleri.....	99
Çizelge 4.3 : Ölçüm verileri ile simülasyon verilerinin karşılaştırılması.	106

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Sowards'ın Çamaşır Makinesi Modeli [1].	28
Şekil 1.2 : Sümer'in Çamaşır Makinesi Modeli [2].	28
Şekil 1.3 : Conrad'ın Çamaşır Makinesi Modeli [3].	29
Şekil 1.4 : Türkay'ın Çamaşır Makinesi Modeli [4].	30
Şekil 1.5 : Conrad'ın Çamaşır Makinesi Modeli [5].	31
Şekil 1.6 : Türkay'ın Çamaşır Makinesi Modeli [6].	32
Şekil 1.7 : Papadopoulos'un Çamaşır Makinesi Modeli [7].	32
Şekil 1.8 : Bae'nin Çamaşır Makinesi Modeli [8].	33
Şekil 1.9 : Sergio'nun Çamaşır Makinesi Modeli [9].	33
Şekil 1.10 : Bayraktar'ın Katı Çamaşır Makinesi Modeli [10].	34
Şekil 1.11 : Öztürk'ün Çamaşır Makinesi ADAMS Modeli [11].	35
Şekil 1.12 : Spelta'nın Çamaşır Makinesi Modeli [12].	35
Şekil 1.13 : Nygards'ın Çamaşır Makinesi Modeli [13].	36
Şekil 1.14 : Nygards'ın Çamaşır Makinesi Modeli [14].	37
Şekil 1.15 : Boyraz'ın Çamaşır Makinesi Modeli [15].	37
Şekil 2.1 : Ortogonal birim vektörlerin (\bar{n}_i^a) \bar{n}_i ekseninde dönüşü	40
Şekil 2.2 : Seri bağlı 2 kütle 2 yay sistemi	42
Şekil 2.3 : Seri bağlı 2 kütle 2 yay sisteminin serbest cisim diyagramı.	42
Şekil 2.4 : Lineer yay modeli.	50
Şekil 2.5 : Seri bağlı Iwan viskoelastik modeli.	51
Şekil 2.6 : Viskoelastik Maxwell ayak modeli a) x yönünde lineer model b) y yönünde lineer model c) z yönünde lineer model.	52
Şekil 2.7 : Çamaşır Makinesinin Fiziksel Modeli	54
Şekil 2.8 : Çamaşır makinesinin fiziksel modeli ve bağlantı noktaları	55
Şekil 2.9 : Çamaşır Makinesi Gövdesinin Dönme hareketleri.	56
Şekil 2.10 : Çamaşır Makinesi Tamburna ait dönme hareketleri.	57
Şekil 2.11 : Sağ ön ayağın y ekseninde dönme durumu.	57
Şekil 2.12 : Gövde kütle merkezi ve bağlantı noktaları arası koordinatlar	59
Şekil 2.13 : Kazan kütle merkezi ve bağlantı noktaları arası koordinatlar.	60
Şekil 2.14 : Sağ ön ayağın y ekseninde dönmesiyle oluşan kuvvetler.	60
Şekil 2.15 : Dengesiz yükün oluşturduğu kuvvetler.	62
Şekil 3.1 : Model yapılandırma ayarları.	68
Şekil 3.2 : Gövdenin x yönünde hareketine ait diferansiyel denklem.	69
Şekil 3.3 : 1 Numaralı ayağın x yönünde oluşturduğu kuvvetin hesaplandığı blok.	69
Şekil 3.4 : Diferansiyel denklemden elde edilen değerler ile ayaklarda x yönünde oluşan kuvvetlerin hesaplandığı altblok.	70
Şekil 3.5 : Konum ve açı değişiminden kuvvet ve moment değerlerinin elde edilişi.	71
Şekil 3.6 : Konum ve açı sinyallerinin alt bloklara dağılışı.	72
Şekil 3.7 : Ayaklarda z yönünde gelen kuvvetin hesabı.	72
Şekil 3.8 : maxwell ayak modeli bloğunun alt blokları.	73
Şekil 3.9 : Matlab bloğu ve içeriğinde bulunan kod.	73

Şekil 3.10 : Iwan süspansiyon modeli bloğunun alt blokları.	74
Şekil 3.11 : Simülasyonun çalıştırıldığı devirin zamana bağlı değişimi.	75
Şekil 3.12 : 1014 d/dk'da 3 eksenindeki ivme – zaman grafiği.	76
Şekil 3.13 : 1212 d/dk'da 3 eksenindeki ivme – zaman grafiği.	76
Şekil 3.14 : Ayaklara 114 d/dk'da dik yönde gelen kuvvet zaman grafikleri.	77
Şekil 3.15 : Ayaklara 606 d/dk'da dik yönde gelen kuvvet zaman grafikleri.	77
Şekil 3.16 : Ayaklara 114 ve 606 d/dk'da dik yönde gelen toplam kuvvet grafiği. ...	78
Şekil 3.17 : 1014 d/dk'da 3 eksenek toplanan ivmenin FFT sonucu.	78
Şekil 3.18 : 1212 d/dk'da 3 eksenek toplanan ivmenin FFT sonucu.	79
Şekil 3.19 : 114 d/dk'da 1. ve 2. Ayaklara gelen kuvvetin FFT sonucu.	79
Şekil 3.20 : 114 d/dk'da 3. ve 4. Ayaklara gelen kuvvetin FFT sonucu.	80
Şekil 3.21 : 606 d/dk'da 1. ve 2. Ayaklara gelen kuvvetin FFT sonucu.	80
Şekil 3.22 : 606 d/dk'da 3. ve 4. Ayaklara gelen kuvvetin FFT sonucu.	81
Şekil 3.23 : Ayaklara gelen toplam kuvvet sinyalinin FFT sonucu.	81
Şekil 4.1 : Çamaşır makinesi ayaklarının numaralandırılması.	84
Şekil 4.2 : İvme ölçerin kazan üzerindeki konumu.	84
Şekil 4.3 : Kuvvet Ölçerin 1. ayak üzerindeki konumu.	85
Şekil 4.4 : Kuvvet ölçerin 2. ayak üzerindeki konumu.	85
Şekil 4.5 : Kazan üzerinden x yönünde toplanan ivme sinyali.	86
Şekil 4.6 : Kazan üzerinden y yönünde toplanan ivme sinyali.	86
Şekil 4.7 : Kazan üzerinden z yönünde toplanan ivme sinyali.	87
Şekil 4.8 : 1. Ayaktan toplanan kuvvet sinyali.	87
Şekil 4.9 : 2. Ayaktan toplanan kuvvet sinyali.	88
Şekil 4.10 : 3. Ayaktan toplanan kuvvet sinyali.	88
Şekil 4.11 : 4. Ayaktan toplanan kuvvet sinyali.	89
Şekil 4.12 : Ayaklara gelen toplam kuvvetin sinyali.	89
Şekil 4.13 : X yönünde 1014 d/dk'da kazandan toplanan ivme sinyali ve FFT.	90
Şekil 4.14 : X yönünde 1212 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.	91
Şekil 4.15 : Y yönünde 1014 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.	91
Şekil 4.16 : Y yönünde 1212 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.	92
Şekil 4.17 : Z yönünde 1014 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.	92
Şekil 4.18 : Z yönünde 1212 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.	93
Şekil 4.19 : 1. Ayak'tan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi. .	93
Şekil 4.20 : 1. Ayak'tan z ekseninde 606 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi. .	94
Şekil 4.21 : 2. Ayak'tan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi. .	94
Şekil 4.22 : 2. Ayak'tan z ekseninde 606 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi. .	95
Şekil 4.23 : 3. Ayak'tan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi. .	95
Şekil 4.24 : 3. Ayak'tan z ekseninde 606 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi. .	96
Şekil 4.25 : 4. Ayak'tan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi. .	96
Şekil 4.26 : 4. Ayak'tan z ekseninde 606 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi. .	97
Şekil 4.27 : Ayaklar'dan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi. .	97
Şekil 4.28 : Ayaklar'dan z ekseninde 606 d/dk'da toplam kuvvet ve FFT analizi. ...	98
Şekil 4.29 : İvme sinyallerinin 1212 d/dk'da karşılaştırılması.	100
Şekil 4.30 : İvme sinyallerinin 1014 d/dk'da karşılaştırılması.	100
Şekil 4.31 : İvme sinyallerinin 1014 d/dk'da FFT sonuçlarının karşılaştırılması. .	101
Şekil 4.32 : İvme sinyallerinin 1212 d/dk'da FFT sonuçlarının karşılaştırılması. .	101
Şekil 4.33 : 1. ve 2. Ayakların kuvvet sinyallerinin 114 d/dk'da karşılaştırılması. .	102
Şekil 4.34 : 3. ve 4. Ayakların kuvvet sinyallerinin 114 d/dk'da karşılaştırılması. .	103
Şekil 4.35 : 1. ve 2. Ayakların kuvvet sinyallerinin 606 d/dk'da karşılaştırılması. .	103
Şekil 4.36 : 3. ve 4. Ayakların kuvvet sinyallerinin 606 d/dk'da karşılaştırılması. .	104

Şekil 4.37 : Ayakların kuvvet sinyallerinin 114 ve 606 d/dk'da karşılaştırılması...	104
Şekil 4.38 : Ayakların 114 d/dk'da kuvvet sinyallerinin FFT sonuçlarının karşılaştırılması.	105
Şekil 4.39 : Ayakların 606 d/dk'da kuvvet sinyallerinin FFT sonuçlarının karşılaştırılması.	105
Şekil 4.40 : Ayakların kuvvet sinyallerinin FFT sonuçlarının karşılaştırılması.	106
Şekil 5.1 : Makinanın ivme – zaman grafiği.....	109
Şekil 5.2 : Makinanın hız – zaman grafiği.....	110
Şekil 5.3 : Makinanın konum – zaman grafiği.....	110
Şekil 5.4 : Makinanın yer düzleminde ivme değişimi.....	111
Şekil 5.5 : Makinanın yer düzleminde hız değişimi.....	111
Şekil 5.6 : Makinanın yer düzleminde konum değişimi.....	112

YATAY EKSENLİ ÇAMAŞIR MAKİNALARINDA YÜRÜME DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

ÖZET

Çamaşır makinelerinin yürüme problemi ilk icat edildikleri zamandan günümüze kadar gelen önemli bir problemdir. İlk zamanlarda makineler yere bağlı biçimde çalışacak şekilde tasarlanmış olsalar da özellikle 2. Dünya savaşı sonrası meydana gelen teknolojik gelişmeler ve artan üretim sonucu yaygın olarak evlerde kullanılmaya başlanmışlardır. Bu durum makinelerin kauçuk ayaklar üzerinde çalışabilecek şekilde modellenme ihtiyacını da beraberinde getirmiştir. Zamanla gerek yatay eksenli gerek dikey eksenli makinelere çamaşırların sıkılması özelliği kazandırılması tamburların yüksek devirlerde dönmeleriyle birlikte tambur içinde savrulan dağılı çamaşır yükünün makine sarsılmaları ve hatta yürümeye sebep olduğu gözlemlenmiştir.

Endüstriyel firmalarda rekabetçi koşullardan dolayı ar-ge çalışmalarının paylaşılması ulaşılabilir çalışma sayısını da kısıtlı tutmuştur. Zamanla kurulan 1 serbestlik dereceli çamaşır makinesi modellerinin serbestlik dereceleri artırılmış, farklı süspansiyon ve yay modeli geliştirilebilmesi sağlanmış, kauçuk ayakların deformasyonu viskoelastik modeller ile simülasyonlara eklenebilir hale gelmiş ve yüksek serbestlik dereceli yüksek doğruluklu makine modelleri kurularak bu sorunun önüne geçilmeye çalışılmıştır.

Bu çalışma kapsamında çamaşır makinesinin yürüme karakterini yüksek bir doğruluk ile verebilecek bir analitik model ortaya konulmuştur. Makinayı oluşturan temel bileşenler rijid kütleler olarak ifade edilmiştir. Yay, süspansiyon ve kauçuk ayakların mekanik davranışları literatürde önerilmiş ilgili mekanik modeller kullanılarak simüle edilmeye çalışılmıştır. Mekanik modellere ait fiziksel parametreler ise genel literatürdeki bilgilerin ışığı ve Vestel tarafından tedarik edilen temel özellikler sayesinde belirlenmiştir. Böylelikle ortaya konulan 12 direfansiye denklemler, oluşturulan bir simülasyon modeline aktarılmış ve simülasyonda çözdürülmüştür.

Öteyandan ortaya konulan matematik modeli doğrulayabilmek amacıyla gerçek model üzerinden sinyaller toplanmıştır. Sinyallerin işlenerek incelenmesi sonucu 114 ve 606 d/dk'da çamaşır makinesinin ayaklarından toplanan kuvvet değerleri ile 1014 ve 1212 d/dk'da çamaşır makinesinin kazanı üzerinden toplanan ivme değerlerinin matematik modeli doğrulama amacıyla kullanılmasına karar verilmiştir.

Matematik model ile ölçümler arasında yapılan karşılaştırmalar sonucu modelin yüksek frekanslarda yüksek bir doğruluk sağladığı fakat düşük frekanslarda oldukça yüksek hata oranlarına sahip olduğu görülmüştür. Çamaşır makinesinin yürüme probleminin yüksek devirlerde meydana geldiği gözönüne alındığında ortaya konulan modelin amacına hizmet ettiğine karar verilmiştir.

Böylelikle yüksek devirlerde makinanın yürüme problemine dair sonuçlar ortaya konulmuş, modelden alınan sonuçların daha da iyilenebilmesine dair önerilerde bulunulmuş ve ileriye dönük çalışma alanları hakkında yorumlar yapılmıştır.

Tezin birinci bölümünde tezin amacı ve konuyla ilgili literatürde bulunan çalışmalar incelenmiş, ikinci bölümünde izlenecek yolun teorik altyapısı ile ilgili bilgi verilmiş, alt sistemlerine ayrıştırılarak incelenen makinenin gerçek, fiziksel, ve analitik modelleri oluşturulmuştur ve simülasyon sonuçları sunulmuştur. Dördüncü bölümde gerçek model üzerinden toplanan veriler aktarılmış ve elde edilen ölçüm ve simülasyon sonuçları karşılaştırılarak modelin doğruluk derecesi ortaya konulmuştur. Beşinci bölümde makinenin yürüme kabiliyeti üzerine bilgi verilmiş ve ileriye dönük çalışma olanakları hakkında açıklamalar yapılmıştır.

AN INVESTIGATION ON THE WALKING BEHAVIOR OF HORIZONTAL AXIS WASHING MACHINES

SUMMARY

The oscillation problem of washing machines have always been a critical design problem from the time of their invention till now. In the past although washing machines were designed to work while they were tied on the ground, washing machines were started to be used at homes in the kitchens and toilets with the help of pace of the technological developments just after the WWII and increase on the capacity of the fabrics. That made it a must to use elastic rubber foots between the machine and the ground to eliminate excessive oscillation problem.

As time passes its found out for both horizontal and vertical axis washing machines that main reasons of the oscillations or convulsions of the housing are high speed angular rotation of the drum and harmonic forces created both on vertical and horizontal axes by the skidding of the dispersed laundry load in the drum.

Due to the competitive conditions in the market most of the corporations make it forbidden to share research and development knowledge and experience and this resulted in the limited accessible work in the history.

Work after work number of degree of freedom is increased for the constructed analytic models and different modelling techniques are developed for the suspension and spring systems. It has become possible to add mechanical characteristics of rubber feet by using viscoelastic models into simulations and models with higher degree of freedoms are developed.

Within the scope of this thesis an analytic model which can give a washing machine's walking characteristic with high accuracy was put forward. The washing machine modeled on this thesis is horizontal axis consists of 2 frictional dampers and 2 springs to stabilize tube. 4 rubber feet are mounted under the washing machine. And also there are rubbes bushings at the connection points of the dampers to suspend rotation and bellows for sealing between cover and tube but these devices are excluded from the model to decrease the model's complexity and their effects were negligible compared to effects of rubber feet, damper and springs.

The washing machine's maximum rotation speed which leads to oscillation on the machines and resulted in walking phenomena happens during drying stage. The maximum rotation speed is around 1212rpm according to measurements. Still the model's accuracy was investigated while machine was working on the low rotation speeds.

Basic elements of washing machine were expressed as rigid bodies. The most important problem was to express force transmission elements of washing machine in terms of equations which simulate real life mechanics with high accuracy. To be able to simulate the mechanics of the springs, dampers and rubber foors proper mechanical models were selected in the light of previous works in the literature.

For the springs linear spring model was used, for the dampers Iwan-based parallel model was used and for the rubber feet maxwel viscoelastiv model was selected. Mathematical expressions of these models were explained in details and physical parameters of the model determined according to given specification of the devices by Vestel Corporation and literature investigation.

In the next stage simulink model of the mathematical model was built parametrically. Parameters of the model were defined on an excel table and a code was written for simulink model to import initial parameters from xlsx file when the model was run. Simulink is a kind of object oriented programming language.

It provides many different kind of blocks for different purposes like derivative blocks for derivation process, integral blocks for integration process, user defined blocks to import equation of motions into the model, mux and demux blocks to be able to gather and spread different signals to different blocks, sum, divide, multiply blocks to apply arithmetic operations and also if-for loop blocks, from workspace, to workspace blocks to be able to export or inport values from matlab workspace.

Excitation function which was defined in the light of experimental results was written in another mfile and imported to simulink from matlab workspace.

Model also apply eular angle transforms, solution for differantial equations, derivation from displacement to velocity and acceleration according to obtained equations. And it's possible to export related datas to matlab worspace to graph and observe the results.

Results were needed to be analysed on frequency domain that's why fast fourier transform was applied on the time domain signals on another mfiles then graphs were presented for comparison.

Experimental datas were gathered from the real washing machine model to be able to validate the real and mathematical model. To validate the model it's decided to make comparison according to accelerations on the tube on 3 axis at 114 and 606 rpm and forces on the feet on perpendicular axis at 1014 and 1212 rpm. Datas were imported into matlab and fast fourior transformation was applied.

Experimental and numeric results were campared and comparisons were graphed in both time and frequency domain. It was seen that simulation was failed to simulate real model at lowest rotation speed (114 rpm) and the distribution of total force on individual foots weren't met with real results.

But acceleration datas at 1014 and 1212 rpm were shown high accuracy and total force on the 606 rpm simulated with low error percent. It is known that the walking phonema happens when machine starts to work on the high revolution speeds. In the light of this comparison it was can be aserted that model was serving the purpose.

It is possible to increase the accuracy of the simulation results by defining the mechanical properties of the models experimentally. Model can be used only for a specific kind of washing machine which is horizontal axis including 2 damper and springs element.

But the way explained throughout this work can be used to model any kind of washing machine. Thus mathematic model of the system was validated. And comments were made on the walk of washing machine according to simulation results. Finally further investigation possibilities were stated.

In the first section of thesis aim of the thesis, scope of the thesis were explained and literature search performed and works related to topic are summarized.

In the second section theoretic background of the way to be followed during the process of modelling washing machine was explained. Basic parts of the mechanism spread into groups each one of them explained and mechanical model to be used was selected and physical model was constructed. Then physical model was turned into mathematic model by acquiring the forces and moments carried by the spring, suspension and rubber elements; equations of motion was put forward according to Newton-Euler formulas.

In the third section; Simulink model of the washing machine was explained, blocks, connections were all defined and it was clarified that how formulas and parameters were imported to simulink model.

In the fourth section measurements and observations were performed for a real oscillating washing machine, forces on the each foot and accelerations on the tube were graphed. Measurement datas and simulation datas were compared, it has seen that the analytic model was showing the mechanical characteristic of the real model in terms of acceleration of the tube and forces on the feet at high revolution speeds.

In the fifth section, informations were provided on the machine's ability to walk according to simulation results and possibility of further investigations have been explained.

1. GİRİŞ

1.1 Problem Tanımı

Günümüz serbest piyasa ekonomisinin firmalar için oluşturduğu rekabetçi koşullar beraberinde pek çok ekonomik yükümlülükler getirmiştir. Pazarda kendilerine yer bulabilmek için firmalar ürünlerini daha yenilikçi bir yaklaşımla sunarak performans, maliyet, ergonomi, verimlilik çevre dostu olmak gibi tüketiciye dönük temel ölçütlerden ödün vermeden ürünlerin geliştirilmesine devam etmekle yükümlüdürler. Bu süreçte ürün geliştirme mühendisleri kritik bir öneme sahiptirler. Çünkü ürünlerin tasarım aşamasında en uygun malzemeleri seçerek dayanımı yüksek, daha hafif, enerjiyi en verimli şekilde kullanarak yüksek performans sağlayan, yapısal, titreşim, akustik açıdan problem çıkarmayan, teknolojik gelişmeleri yeni ürünlere entegre ederek tüketiciye daha çok seçenek sunan ürün yelpazesinin oluşturulması ürün geliştirme mühendislerinin sorumluluğundadır. Bu amacın gerçekleştirilebilmesi için detaylı bir literatür araştırması yapılmalıdır. Ayrıca sahip olunan kaliteli bir mühendislik altyapısı yardımıyla bilgisayar destekli mühendislik araçları kullanılarak ürün tasarımlarının ve analizlerinin en kısa sürede tamamlanması ve bu tasarımların deney ve gözlemler ile doğrulanarak ürünün önceden planlanmış programa uygun bir şekilde seri üretimine geçilmesi büyük önem arz etmektedir.

Sözü edilen ürün geliştirme sürecindeki en maliyetli kısım şüphesiz ki tasarımların deneyler ve ölçümler ile doğrulanma sürecidir. Çünkü bu süreçte ürünün hata türleri temel alınarak yapılması planlanan deneyler için gerekli deney düzeneklerinin kurulması yeterli sayıda prototip üretilmesi ve bu prototiplerin üretilmesi için gerekli kalıplar önemli bir mali yük oluşturmaktadır. Bu deney sürecindeki maliyetin azaltılması yüksek doğruluklu bilgisayar destekli analiz ve simülasyonlarla optimum geometriye ulaşılarak sağlanabilir. Bu anlamda belirlenen hata türlerine göre bilgisayar destekli analizlerin en yüksek doğrulukta sonuç vermesi hem hatanın telafisi için izlenecek iteratif tasarım sürecini kısaltacak hem de sürecin getirdiği mali yükü azaltacaktır.

Bu tip yüksek doğruluğa sahip bilgisayar destekli modellerin kullanıldığı başlıca sektörlerden biri beyaz eşya sektörüdür. Ve bu sektörde mekanik açıdan en problemli olarak kabul edilen ürünler çamaşır makineleri olarak bilinmektedir. Son 50 yılda çamaşır makinelerinin yürüme problemlerine dair pek çok modelleme, analiz yapılmış, çözüm sunulmuş olsa da gerek çamaşır makinelerinin çalıştığı hızların gerekse de yıkayabileceği çamaşır kapasitelerinin arttırılması sebebiyle günümüzde bu yürüme problemlerine sahip pek çok makinenin üretilmesine hala devam edilmektedir. Bu sebeple çamaşır makinalarının dinamiğini tam anlamıyla yansıtabilecek, yürüme kabiliyetini etkileyen temel özellikleri parametrik olarak belirlenmiş bir simülasyon modeli kurulabilmesi ortaya konulan çamaşır makinesi modellerinin yürüme problemlerinin incelenebilmesi açısından büyük önem arz etmektedir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez kapsamında yatay eksenli önden doldurmalı tam otomatik bir çamaşır makinesinin yürüme kabiliyetini, gerçek makinadan toplanan deney ve ölçüm sonuçlarına göre yüksek bir doğrulukla ortaya koyabilecek bir matematik model geliştirilerek nümerik olarak çözümü yapılacaktır.

Öncelikle matematik model kurularak elde edilen hareket denklemleri simulinkte blok diyagramları kurularak nümerik olarak çözdürülecek. Daha sonra gerçek sistemden toplanan çeşitli veriler ile modelin pek çok açıdan (farklı devirlerde ayaklara gelen kuvvetler, kazanın 3 eksenindeki ivmesi gibi) doğrulanması sağlanacaktır.

Böylelikle çamaşır makinasının yürüme durumuna ait simülasyon sonuçlarından hareketle çıkarımlarda bulunulabilecek, ileriye dönük yapısal iyileştirme önerileri simülasyon üzerinden kolaylıkla uygulanabilecek ve yürüme durumundaki iyileşme miktarı deney yapılmaksızın takip edilebilecektir.

1.3 Literatür Araştırması

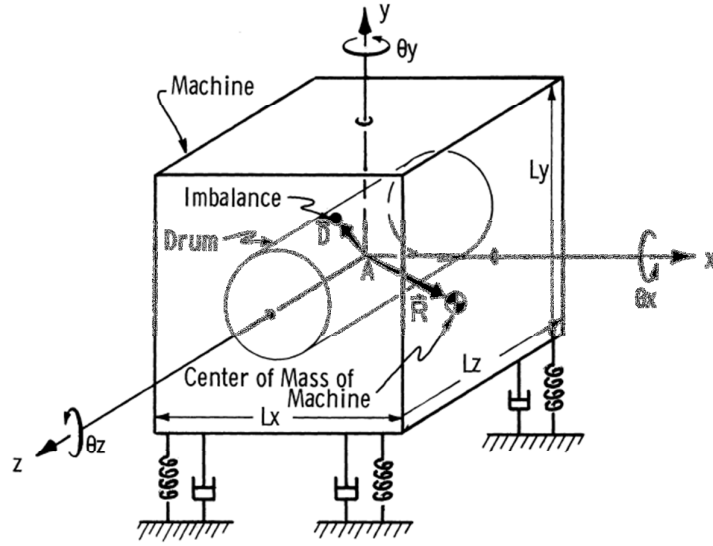
Bilinen anlamda elektrik ile çalışan bir motora bağlı yatay eksenle dönen bir tamburdan oluşan ilk çamaşır makinası 1906 yılında Alva John Fisher tarafından icat edilmiştir. Zaman içerisinde tambur ve elektriksels aksamları bir gövde içerisine

yerleştirilip, güvenlik açısından mekanik ve elektriksel aksamaları üzerinde değişiklik yapıldıktan sonra 1937 yılında Bendix şirketi tarafından ilk otomatik çamaşır makinaları kullanıma sokulmuştur. Bu ilk tasarımlarda süspansiyon sistemleri kullanılmadıkları için makinalarda meydana gelen yürüme problemi makinaların yere ankastre bağlanmaları ile çözülmüştür.

2. Dünya savaşı döneminde fabrikaların savaş malzemesi üretebilmeleri amacıyla beyaz eşya üretiminin durdurulması fakat araştırma geliştirme faaliyetlerinin serbest bırakılması çamaşır makinası endüstrisinde önemli teknolojik gelişmelerin meydana gelmesini sağlamıştır. 1947 yılında ilk düşey eksenli tamburlu çamaşır makinası General Elektrik tarafından üretilmiş ve Amerika'da bu modelin kullanımı yaygınlaşmıştır. Avrupa'da ise 1970'lerde önden doldurmalı çamaşır makinesi modeli İngiltere'de kullanılmaya başlanmış ve bugün Avrupa'da genel olarak kullanılan çamaşır makinesi haline gelmiştir.

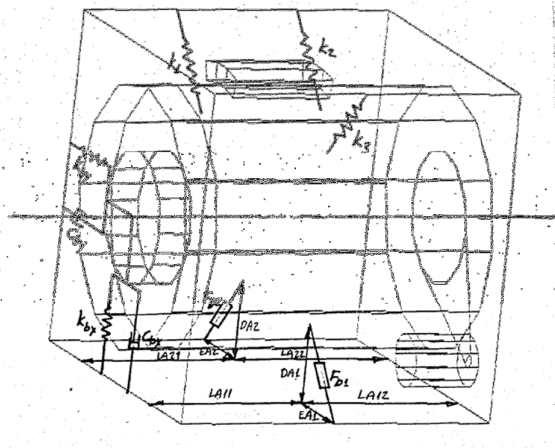
Çamaşır makinaları üzerine yapılan çalışmaların literatürde kısıtlı kaldıkları görülmüştür, bunun sebebi olarak bu sektörde faaliyet gösteren firmaların ARGE ve ÜRGE çalışmalarının gizli tutulmasından kaynaklanmaktadır. Kaldı ki var olan çalışmaların çoğu da çamaşır makinesi üreticilerin desteği ile gerçekleşmiştir.

Sowards B., [1], yatay eksenli çamaşır makinelerinin yürüme kabiliyetlerini iyileştirebilmek için çamaşır makinesinin süspansiyon sisteminin matematik modelini ortaya koymuştur. Model 6 serbestlik dereceli içinde yayılı yükün döndüğü bir tambur, tamburum bağlı olduğu bir gövde ve gövde ile yer arasında bulunan 4 yay-damper elemanından oluşmaktadır. İkinci neviden lagrange denklemleri kullanılarak hareket denklemleri çıkartılmış ve makinanın yürümemesi için gerekli süspansiyon parametrelerini, süspansiyonda meydana gelen yer değişimleri ve makinanın yürümemesini sağlayacak kuvvet bağıntılarını ortaya koymuştur. Daha sonra bu parametreler bağlı bir fonksiyon optimizasyonu yapılarak süspansiyon sisteminin sahip olması gereken katılık ve sönüm değerlerini verebilecek bir algoritma yazılmıştır. Yapılan testler sonucu kısıtlı test imkânlarından dolayı isabet oranı %35 olacak şekilde analitik modelden elde edilen sonuçlarda %27 hata oranı tesbit edilmiştir. Modelden elde edilen yer değiştirme – katılık – sönüm grafiklerine göre konstrüksiyonda disk yay kullanılmasının uygun olacağına karar verilmiştir.



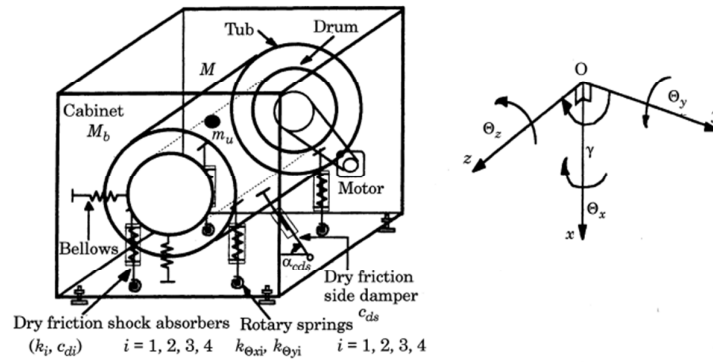
Şekil 1.1 : Sowards'ın Çamaşır Makinesi Modeli [1].

Sümer T., [2], yatay eksenli bir çamaşır makinasının dinamik özelliklerini yüksek doğrulukla yansıtabilecek bir matematik model ortaya koymuştur. Matematik modelde tambur, kazan, beton ağırlıklar ve motor silindir ile ifade edilmektedir. Model 6 serbestlik derecesine sahiptir, rijid yapıdaki kazan gövdeye askı yayları amortisörler, radyal yay ve damperler ile bağlanmıştır. Matematik model bilgisayar programa aktarılarak sistemi tahrik eden tambur hızı, dengesiz yük miktarı, kuvvet elemanlarının katılık ve sönüm değerleri değiştirilebilmeye müsaittir. Makinayı oluşturan temel elemanların yapısal özellikleri deneysel olarak elde edilmiş ve modele aktarılmıştır. Gerçek makinadan toplanan ölçümler ile doğrulanan model kullanılarak kazan titreşimlerinin genliklerini azaltacak aynı zamanda makinanın yürümesine müsaade etmeyecek mekanik çözüm önerileri ifade edilmiştir.



Şekil 1.2 : Sümer'in Çamaşır Makinesi Modeli [2].

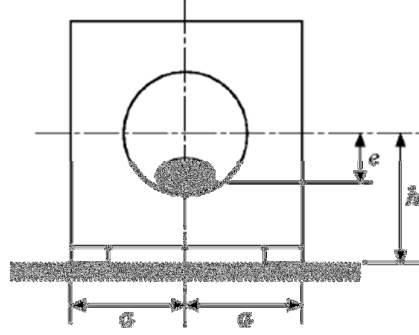
körüğü temsil eden ekstenel yaylar bulunmaktadır. Makinanın yürüme şartı olarak gene önceki çalışmalara benzer şekilde ayaklara düşey yönde gelen kuvvetlerin sürtünme katsayısı ile çarpımının yanal yönde gelen kuvvetlerden küçük olması durumunda gerçekleşebileceğini ifade etmiştir. Simülasyon ve optimizasyon sonuçlarına göre makinanın kararlı halinde ye değiştirmelerin katılık ve kuru sürtünme parametrelerine ihmal edilebilecek kadar hassaslıkta cevap verdiği görülmüştür. Makinenin yürümesine sebep olan süspansiyonlardaki tepki kuvvetinin amortisör parametrelerinden ziyade kuru sürtünme katsayısına daha çok bağlı olduğu elde edilmiştir. Ayrıca zamana bağlı geçici yer değiştirmelerin katılık katsayısına ihmal edilebilir ölçüde bağlı oldukları ve titreşim genliği düştükçe makinanın yürümeye olan eğiliminin arttığı ifade edilmektedir.



Şekil 1.4 : Türkay'ın Çamaşır Makinesi Modeli [4].

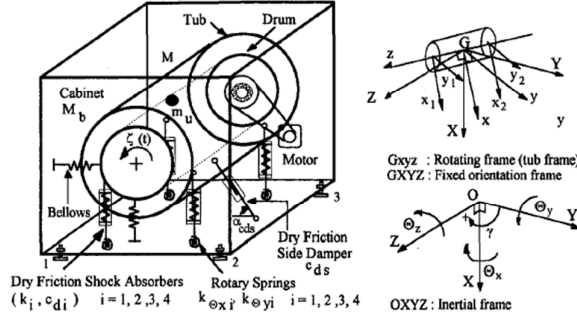
Conrad D.C. ve Soedel W., [5], yatay ve dikey ekstenli çamaşır makinelerinin tam gelişmemiş dinamik modellerini kurmuş ve makinaların çalıştıkları kritik hızlara bağlı olarak yürüme karakteristiklerini karşılaştırmıştır. Kurulan 2 serbestlik dereceli matematik modelde çamaşır makinesinde bulunan yayılı yükün noktasal olduğu kabulü ile tamburun ulaşabileceği maksimum dönme hızında yayılı yükte oluşan merkezkaç kuvvetinin makinanın ayaklarında meydana gelen sürtünme kuvvetini yenmesi sebebiyle ortaya çıkan yürüme durumu analitik olarak izah edilmiştir. Fakat gerek makinada bulunan yay, damper, kauçuk gibi elemanlarda meydana gelen sönüm gerekse makinanın yapısal sönümü ihmal edilmiştir. Çalışma sonucunda dikey ekstenli çamaşır makinelerinin yatay ekstenli çamaşır makinelerine kıyasla yürümeye karşı daha dirençli oldukları görülmüştür. Maksimum dönme hızı ile yayılı yükün toplam makine kütesine oranı arasındaki ilişki sunulmuş, temel tasarımda makinanın ağırlık merkezinin bulunduğu noktanın yürümeye olan etkisi ortaya

konulmuş ve kurulan basit bir modelin karmaşık yürüme probleminin kavranmasına nasıl yardımcı olduğu gösterilmiştir.



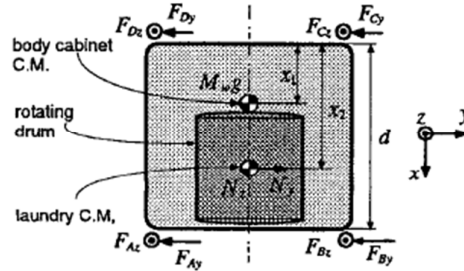
Şekil 1.5 : Conrad'ın Çamaşır Makinesi Modeli [5].

Türkay O. S. ve arkadaşları, [6], bir önceki çalışmalarında kullandıkları matematik model ele alınarak Newton-Euler metodu kullanılarak yatay eksenli bir çamaşır makinesinin süspansiyon sisteminin zamana bağlı lineer olmayan rijid gövdeli dinamik modelini ortaya koymuşlardır. Modelde kazan ve gövde rijid kabul edilmiştir, mafsallardaki sürtünmeler ihmal edilmiş ve kazan ile tambur arasında bulunan rulman bağlantısı sebebiyle kazan ile tambur arasındaki izafi hız buna bağlı oluşacak gayroskopik kuvvetler de ihmal edilmiştir. Titreşen parçaların kazanın oturduğu eksenle simetrik olduğu kabulü ile çarpım atalet momentlerinin sabit eksen atalet takımına göre sıfırlandığı kabulü yapılmıştır. Çamaşır makinesinin zıplama durumunun dikey yönde oluşan kuvvetin makine ağırlığından büyük olması durumunda ya da 2 ayakta meydana gelen kuvvetlerin zıt yöndeki diğer 2 ayakta meydana getirdikleri momentin aksi yönde oluşan momenti aşması durumu olarak izah edilmiştir. Makinanın kayma durumu da daha önceki çalışmalardaki gibi yanal yönde meydana gelen kuvvetin ayaklardaki sürtünme kuvvetini yenmesi olarak kabul edilmiştir. Simülasyon sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırılarak matematik modelin doğruluğunun daha önceki modellere kıyasla daha yüksek olduğu ortaya konulmuştur.



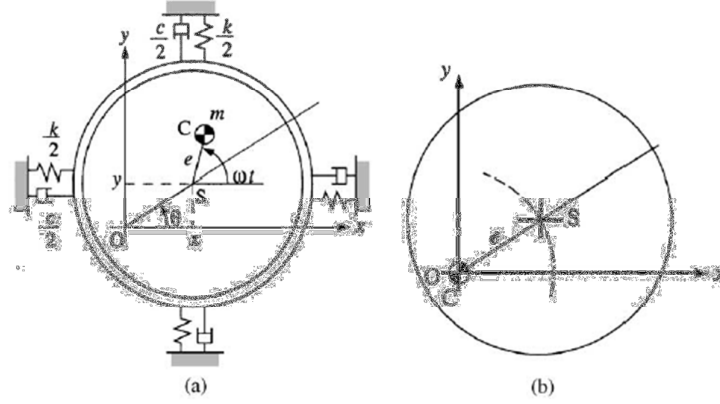
Şekil 1.6 : Turkey'nin Çamaşır Makinesi Modeli [6].

Papadopoulos E. ve Papadimitrou I., [7], yatay eksenli çamaşır makinalarında yürümeye sebep olmayacak şekilde tamburun dönebileceği maksimum açsal hızı veren bir analitik ifade geliştirmişlerdir. Makinayı rijid bir cisim olarak düşünerek tamburdaki –tamburla beraber dönebilen- noktasal bir yükün makinada oluşturduğu salınımları ve zemin ile makinanın ayakları arasındaki sürtünme katsayısının makinanın yürümeden dönebileceği maksimum açsal hız ile değişimi ortaya konulmuştur. Modelde makinadaki damperler ve kauçuk ayaklarda meydana gelen sönüm ihmal edilmiş, makinanın içerdiği yay elemanlarının meydana getirdiği titreşimler hesaba katılmamıştır.



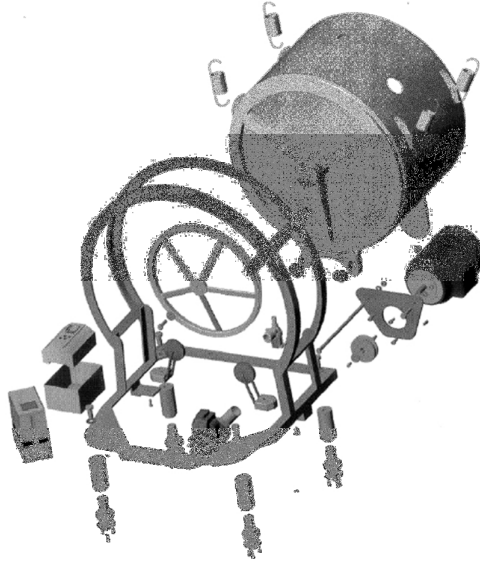
Şekil 1.7 : Papadopoulos'un Çamaşır Makinesi Modeli [7].

Bae S. ve arkadaşları, [8], dikey eksenli bir çamaşır makinasının sıkma evresindeki dinamik kabiliyetini simüle edebilmek amacıyla hidrolik dengeleyicisinin matematik modelini ortaya koymuşlardır. Hidrolik dengeleyici içerisinde oluşan santrifüj kuvvetinin hidrolik dengeleyicinin geometrik merkezinde radyal yönde oluşan eksantrikliğe bağlı bir fonksiyonla meydana geldiğini ifade etmişler ve modeli deneylerle doğrulamışlardır.



Şekil 1.8 : Bae'nin Çamaşır Makinesi Modeli [8]

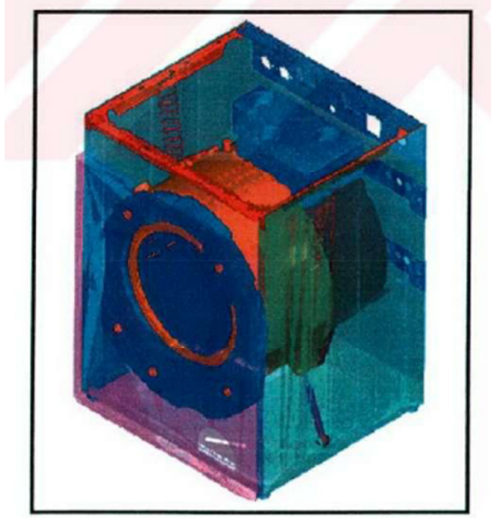
Sergio A. ve arkadaşları, [9], yatay eksenli bir çamaşır makinesinin tasarım sürecini incelemişlerdir. Çalışma çerçevesinde tasarımın CAD/CAM uygulamaları, malzeme seçim süreci, yapısal analizi, ileri sandviç kompozit imalat yapısı, otomasyonu ve test sürecini işlemişlerdir.



Şekil 1.9 : Sergio'nun Çamaşır Makinesi Modeli [9].

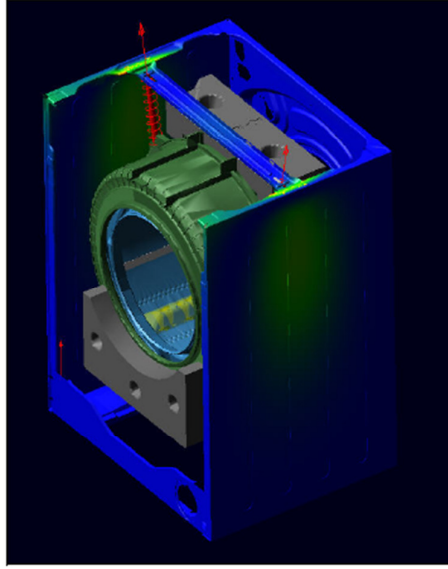
Bayraktar F., [10], doktora tezi kapsamında çamaşır makinelerinin tasarım aşamasında titreşimlerini iyileştirmek amacıyla komple bir çamaşır makinesi modeli ortaya koymuştur. Öncelikle toplu parametrelili bir model kurulmuş, makineyi oluşturan elemanların malzeme özellikleri elde edilerek yayılı parametrelili modeli oluşturulmuştur. Elde edilmiş malzeme özellikleri ışığında bir sonlu elemanlar modeli kurulmuş ve her parçanın sayısal modelleri "Deneysel modal analiz yöntemi" kullanılarak doğrulanmıştır. Makinadaki bağlantı elemanlarının karakteristikleri

deneysel olarak çıkarılmış ve kurulan ana model sayısal analizler ve deneylerle doğrulanarak makinanın titreşimlerini etkileyen temel parametreler çıkarılıp optimize edilmiştir.



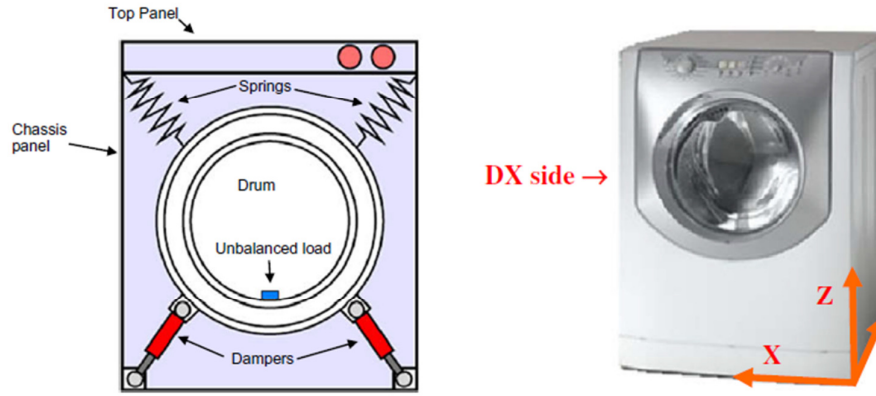
Şekil 1.10 : Bayraktar'ın Katı Çamaşır Makinesi Modeli [10].

Öztürk M. E., [11], yatay eksenli bir çamaşır makinasına ait temel bir sayısal model ortaya koymuştur. Çamaşır makinasının yürüme şartları Papadopoulos ve Papadimitrou'nun (2001) çalışmalarına referans verilerek aynı ölçütler kabul edilmiştir. Bunun yanında çamaşır makinasının kazan grubu 3 serbestlik dereceli olacak şekilde 2. dereceden lagrange denklemleri kullanılarak hareket denklemleri elde edilmiştir. Kazan grubuna ait her eksendeki dönme hareketleri kısıtlanmıştır ve kazan, tambur, yıldız, kasnak ve beton ağırlıkların hepsi bir silindir ile modellenmiştir. Deneysel olarak güç ileten parçaların katılık ve sönüm değerleri belirlenmiş, katı model üzerinden sisteme ait atalet değerleri hesaplanmıştır. Kurulan sayısal model ile deneysel veriler karşılaştırılmış, sayısal model doğrulanmış ve önerilen tasarım iyileştirmelerinin etkisi model üzerinden değerlendirilmiştir.



Şekil 1.11 : Öztürk'ün Çamaşır Makinesi ADAMS Modeli [11].

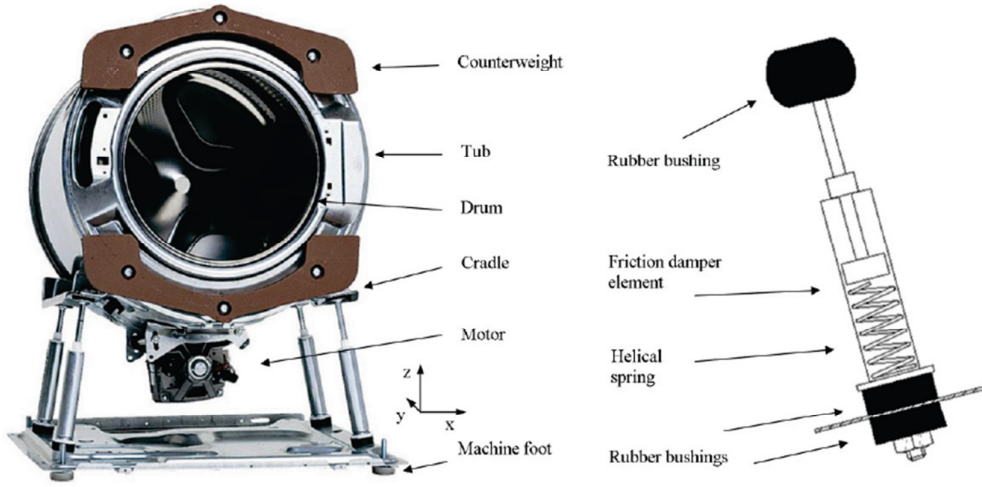
Spelta C. ve arkadaşları, [12], yatay eksenli bir çamaşır makinesinin titreşim ve gürültü seviyesini azaltmak amacıyla bir kontrol sistemi tasarlamışlardır. Bu amaçla çalışma çerçevesinde kazan ile gövde arasında bir yarı aktif magnetorheological (MR) damper kullanmışlar 2 adaptif kontrol stratejisi önermişler ve elde ettikleri sonuçları karşılaştırmışlardır.



Şekil 1.12 : Spelta'nın Çamaşır Makinesi Modeli [12].

Nygards T., [13], doktora tezi kapsamında önden doldurulmalı yatay eksenli 4 damperli bir çamaşır makinesinin matematik ve nümerik modelini ortaya koyarak elde ettiği modelleri deney ve ölçümlerle doğrulayıp makinanın titreşim, gürültü ve aerodinamik özelliklerinin iyileştirilmesi amacıyla bir optimizasyon süreci yürütmüştür. ADAMs kullanılarak 12 serbestlik dereceli 13 rijid gövde içeren bir

nümerik model kurulmuştur. Ölçümler ile karşılaştırılarak modelin %15 doğruluğa sahip olduğu belirtilmiştir.

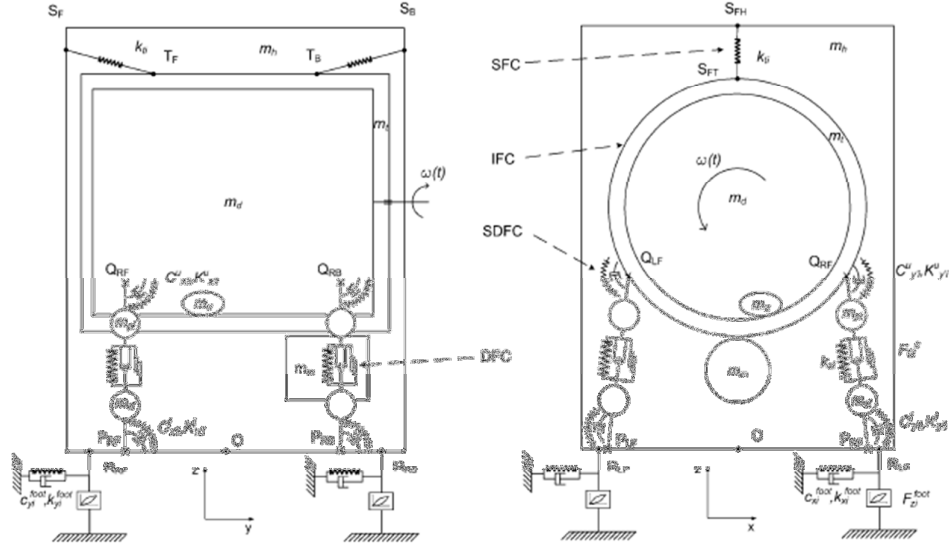


Şekil 1.13 : Nygards'ın Çamaşır Makinesi Modeli [13].

Nygards T. ve Berbyuk V., [14], doktora çalışması kapsamında yatay eksenli 4 damperli 2 yaylı bir çamaşır makinesinin 12 serbestlik dereceli analitik modelini ortaya koymuş ve ADAMS simülasyonları ile deneysel verileri karşılaştırarak modelin ayaklarında oluşan kuvvetleri yüksek bir doğruluk ile elde etmeyi başarmıştır. Çalışmasında çamaşır makinelerindeki mekanik parçaları 4 ana grupta toplamış sırasıyla sönüm, direngen, direngen sönüm ve atalet özellikli elemanlar için ayrı ayrı matematik modeller önermiştir.

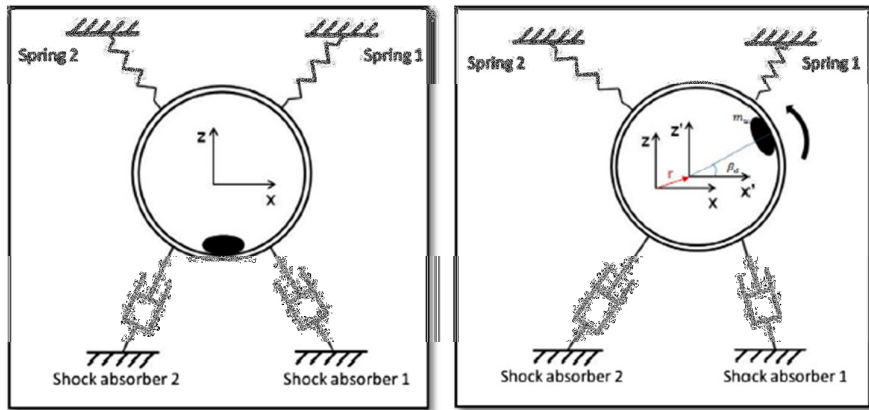
Makinanın ayakları ve damper elemanları için yapılan ölçümler ile analitik modeller ile doğrulanarak ADAMS ile oluşturulan çoklu gövdeli modelden alınan simülasyon sonuçları da makinanın ayaklarına gelen kuvvet değerleri baz alınarak gerçek model ile doğrulanmıştır. Süspansiyonların yapısal parametrelerine göre sistem dinamiğinin duyarlılığı ve titreşim azaltılması amacıyla önerilen karşı dengeleme sistemleri üzerine yapılan çalışmalar sunulmuştur.

Matematik modelde amortisörlerin, kauçuk ayakların, radyal ve aksenal yay ve damperlerin yapısal özellikleri deneysel olarak elde edilmiş verilerle doğrulanmıştır.



Şekil 1.14 : Nygard'sın Çamaşır Makinesi Modeli [14].

Boyraz P. ve Gündüz M., [15], çalışma kapsamında yatay eksenli bir çamaşır makinasında sıkma çevriminde oluşan titreşimlerin iyileştirilmesi ve genetik algoritma kullanılarak titreşimi etkileyen başlıca parametrelerin optimize edilebilmesi amacıyla çamaşır makinesinin dönme eksenine dik yöndeki düzlemde 2 boyutlu 3 serbestlik dereceli bir model ortaya koymuşlardır.



Şekil 1.15 : Boyraz'ın Çamaşır Makinesi Modeli [15].

1.4 Tezin Kapsamı

Tezin ilk bölümünde tez konusunun hangi amaçla seçildiği ve ürün geliştirme sürecine etkisi anlatılmış, çamaşır makinelerinin tarihsel gelişimi üzerinde durulmuştur. Konu ile ilgili literatür araştırması yapılmış benzer çamaşır makinesi

modelleri üzerinde titreşim çözümlemesine yönelik kurulan matematik modeller incelenmiştir.

İkinci bölümde çalışma çerçevesinde kullanılan mühendislik bilgisinin teorik alt yapısı verilmiş, hareket denklemlerinin çıkarılmasında izlenecek yoldan bahsedilmiş, çok gövdeli sistemlerde hareketin bir gövdeden diğer bir gövdeye nasıl iletildiği ortaya konmuştur. Ele alınan makinenin fiziksel modeli, makinayı oluşturan parçalar, birbirleriyle olan bağıntıları, geometrik kısıtları ve yapısal özellikleri ortaya konmuştur. Ardından kurulan mekanik modelde kuvveti ileten temel elemanları analitik olarak nasıl ifade edildikleri, kuvvet denklemleri ve kullanılan parametreler belirtilmiştir. Makinanın yürüme durumu açıklanmıştır.

Üçüncü bölümde simulink tanıtılmış elde edilen hareket denklemlerinin simulinkte nasıl oluşturulduğu anlatılmış ve nümerik çözüm metotlarından bahsedilmiştir. Simülasyon sonuçları verilmiştir.

Dördüncü bölümde fiziksel modeli anlatılan makinadan matematik modeli doğrulamak için kullanılacak verilerin nasıl toplandıkları, ölçüm düzenekleri ve elde edilen verilerin hangi işlemlerden geçirildiği üzerinde durulmuştur. Elde edilen ölçüm verilerinin analiz verileri ile ne derece örtüştüğü, modelin doğruluğu ortay konulmuştur.

Beşinci bölümde ise, simülasyon sonucu makinanın yürüme durumuna dair alınan veriler incelenmiştir. İleriye dönük çalışma olanakları hakkında açıklamalar yapılmıştır.

2. TEORİ

2.1 Genelleştirilmiş Koordinatlar

Birden fazla serbestlik dereceli sistemlerde sabit bir eksen takımına göre rijid gövde hareketini ifade eden birçok koordinat takımı ortaya konulabilir. Genelleştirilmiş koordinatlar özel bir sistemi yapılandırmak amacıyla seçilmiş genellikle birbirlerinden bağımsız uygun koordinat takımları olarak tanımlanabilir. Eğer söz konusu sistem ek sınırlandırılmalara tabi tutulmuşsa bu bazı genelleştirilmiş koordinatlar arasında bağıllık yaratacaktır. Bağımsız genelleştirilmiş koordinat sayısı sistemin serbestlik derecesini vermektedir. Genelleştirilmiş koordinatların uygun bir şekilde seçilmeleri daha sade hız ve ivme denklemlerinin elde edilmesine ve elde edilen hareket denklemlerini çözebilecek daha hızlı algoritmaların geliştirilebilmesine olanak tanır. Sistemin yapısını en iyi açıklayacak koordinatların seçilmesi sistemin kinematiği ve dinamiğinin daha sade bir şekilde açıklanabilmesi için çok önemlidir [16].

Birbirinden bağımsız genelleştirilmiş koordinatlara esas genelleştirilmiş koordinatlar, serbestlik derecesinden fazla sayıdaki genelleştirilmiş koordinatlara fuzuli genelleştirilmiş koordinatlar denir. Sistemde fuzuli genelleştirilmiş koordinat sayısı kadar bağı denklemleri bulunur bu tip sistemler holonom sistemler olarak adlandırılır [17].

Gövdeye ait esas genelleştirilmiş koordinatlar; $x_h, y_h, z_h, \theta_{xh}, \theta_{yh}, \theta_{zh}$

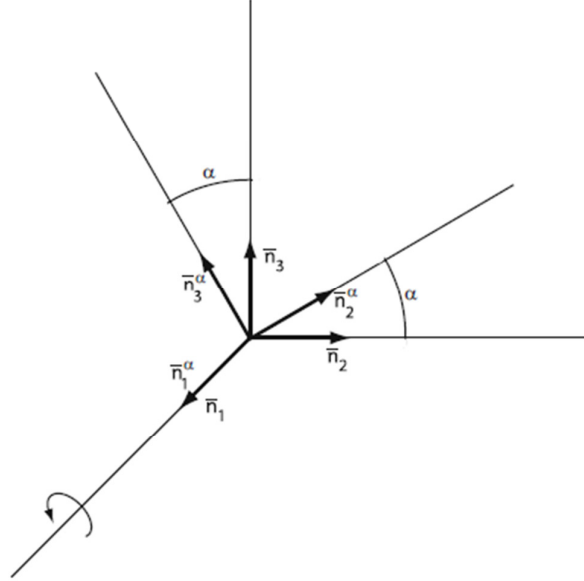
Kazan grubuna ait esas genelleştirilmiş koordinatlar; $x_t, y_t, z_t, \theta_{xt}, \theta_{yt}, \theta_{zt}$

12 serbestlik dereceli ve 2 rijid yapıda kütlelerden oluşan sistemimizde esas genelleştirilmiş koordinatlar olarak kütle merkezlerinin her 3 eksen takımındaki ilerleme ve dönme serbestlikleri alınmıştır. Fakat 3. Bölümdeki matematik modeller göstermektedir ki yay ve damperlerin bağlı oldukları noktalar arasındaki izafi konum ve hız değişimleri bağı kuvvetlerini yaratmaktadır. Bu sebeple yayların ve damperlerin bağlandıkları noktaların 3 eksen takımındaki koordinatları fuzuli

koordinatlar olarak adlandırılabilir. Bu sebeple ilgili bağ denklemleri de ortaya konmalıdır.

2.2 Euler Dönüşüm Açıları

Genellikle çok gövdeli sistemlerde sabit eksen takımına göre dönen bir gövdenin hareketi o gövdeye sabitlenmiş bir eksen takımı yardımıyla ifade edilir. Gövdeye bağlı dönen eksen takımı sabit eksen takımına göre 3 eksendeki dönüş miktarı ile tanımlanabilir. Örneğin bu 3 dönme açısı α , β ve γ şeklinde tanımlanacak olursa merkezin birim vektörlerine \bar{n}_i ve gövdenin birim vektörlerine \bar{n}_i^A ($i=1,2,3$) bağlı olarak kosinüs yön matrisi olarak bilinen R matrisi elde edilir. Kosinüs yön matrisi řu şekilde hesaplanır [16];



şekil 2.1 : Ortogonal birim vektörlerin (\bar{n}_i^a) \bar{n}_1 ekseninde dönüşü

şekil 2.1’de gösterildiği gibi \bar{n}_1 , \bar{n}_2 ve \bar{n}_3 ortogonal birim vektörleri ifade etmek üzere \bar{n}_1 birim vektörünün saat yönünün tersine α açısı kadar döndüğünü var sayalım. Eksenlerin son durumdaki konumları \bar{n}_1^a , \bar{n}_2^a ve \bar{n}_3^a şeklindeki gibi olacaktır. Eski eksenler ile aralarındaki ilişkiye bakacak olursak [16];

$$\bar{n}_1^a = \bar{n}_1 \quad (2.1)$$

$$\bar{n}_2^a = \bar{n}_2 \cos \alpha + \bar{n}_3 \sin \alpha \quad (2.2)$$

$$\bar{n}_3^a = -\bar{n}_2 \sin \alpha + \bar{n}_3 \cos \alpha \quad (2.3)$$

(2.1) (2.2) ve(2.3) denklemleri elde edilir. Bu denklemler matris formunda (2.4) denklemindeki gibi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} \bar{n}_1^a \\ \bar{n}_2^a \\ \bar{n}_3^a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{n}_1 \\ \bar{n}_2 \\ \bar{n}_3 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Benzer şekilde eksen takımının sırasıyla \bar{n}_2 ve \bar{n}_3 etrafında da β ve γ açısı kadar döndüğü durumlarda elde edilecek denklemlerin matris ifadesi (2.5) ve (2.6) denklemlerinde verilmiştir.

$$\begin{bmatrix} \bar{n}_1^\beta \\ \bar{n}_2^\beta \\ \bar{n}_3^\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & -\sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{n}_1^a \\ \bar{n}_2^a \\ \bar{n}_3^a \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$\begin{bmatrix} \bar{n}_1^\gamma \\ \bar{n}_2^\gamma \\ \bar{n}_3^\gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \gamma & \sin \gamma & 0 \\ -\sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{n}_1^\beta \\ \bar{n}_2^\beta \\ \bar{n}_3^\beta \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$\{\bar{n}^a\} = [R_a]\{\bar{n}\}, \{\bar{n}^\beta\} = [R_\beta]\{\bar{n}^a\}, \{\bar{n}^\gamma\} = [R_\gamma]\{\bar{n}^\beta\} \quad (2.7)$$

Matris formlarında ilgili kısaltılmalar yapılarak bu denklemler (2.7)'deki formlarına indirgenirler. Bu denklemleri de daha genel bir formda (2.8) deki gibi yazmak mümkündür.

$$\{\bar{n}^\gamma\} = [S^{AO}]\{\bar{n}\} \quad (2.8)$$

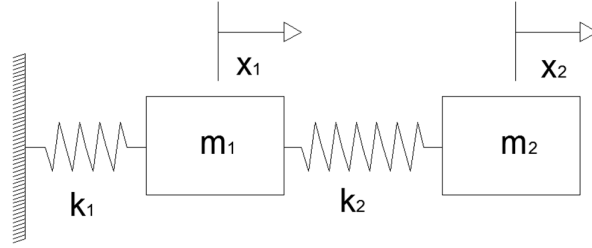
Burada $[S^{AO}]$ olarak verilen matris daha önce belirtilmiş olan 3 eksendeki dönüşüm matrislerinin sırayla çarpımlarını ifade etmektedir. Ve açık halde (2.9) ve (2.10) denklemleriyle ifade edilmiştir.

$$[S^{AO}] = [R_\gamma][R_\beta][R_\alpha] \quad (2.9)$$

$$[S^{AO}] = \begin{bmatrix} \cos \beta \cos \gamma & \cos \alpha \cos \gamma + \sin \alpha \sin \beta \cos \gamma & \sin \gamma \sin \alpha - \cos \alpha \sin \beta \cos \gamma \\ -\cos \beta \sin \gamma & \cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma & \sin \alpha \cos \gamma + \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma \\ \sin \beta & -\sin \alpha \cos \beta & \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

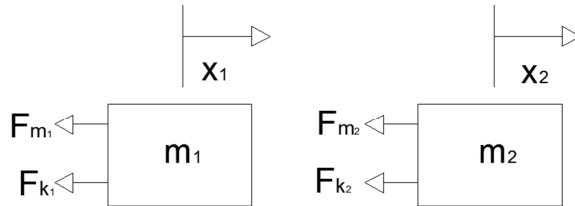
2.3 Sonlu serbestlik dereceli sistemler

İki veya daha fazla serbestlik derecesine sahip olan sistemlerdir. Serbestlik derecesi arttıkça sistemin tepkisi sonlu serbestlik dereceli sistemlerin tepkilerine yakınsamaktadır. Serbestlik derecesi kadar doğal frekansa sahip olmaktadır. Bilinen en basit çok serbestlik dereceli sisteme örnek olarak seri bağlı 2 yay ve 2 kütleli sistem ele alınmıştır. Bu örnek üzerinden sonlu serbestlik dereceli sistemlerin hareket denklemlerinin nasıl elde edildiği açıklanacaktır.



Şekil 2.2 : Seri bağlı 2 kütle 2 yay sistemi

Şekilde m_1 ve m_2 kütlelerinin yer değiştirme vektörleri verilmiştir. Bu yer değişimi sebebiyle kütlelerin ataletlerinden ve yaylarda meydana gelen sıkışmalar sebebiyle sistemde bağ kuvvetleri oluşmaktadır. 1 numaralı yay x_1 kadar uzarken 2 numaralı yay x_1 kadar sıkışıp x_2 kadar uzamaktadır. Sistemin serbest cisim diyagramı Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3 : Seri bağlı 2 kütle 2 yay sisteminin serbest cisim diyagramı.

Serbest cisim diyagramında ifade edilen atalet ve yay kuvvetleri düzenlenerek (2.11), (2.12), (2.13) ve (2.14) denklemlerinde belirtilmiştir.

$$F_{m1} = m\ddot{x}_1 \quad (2.11)$$

$$F_{m2} = m\ddot{x}_2 \quad (2.12)$$

$$F_{k1} = k_1x_1 + k_2x_1 - k_2x_2 \quad (2.13)$$

$$F_{k2} = k_2x_2 - k_2x_1 \quad (2.14)$$

Böylelikle zorlanmamış durum ele alınarak toplam kuvvetler 0'a eşitlenerek hareket denklemleri elde edilir (2.15), (2.16). Böylelikle sistemin hareketini ifade eden sabit katsayılı ikinci dereceden adi diferansiyel denklem takımı elde edilmiş olur. Her iki denklem takımını da çözebilmek için 2'şer başlangıç koşuluna ihtiyaç vardır.

$$m\ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = 0 \quad (2.15)$$

$$m\ddot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 = 0 \quad (2.16)$$

Her iki denklem takımını içinde başlangıç koşulları olan başlangıç konumları ve başlangıç hızları belirtilmelidir (2.17).

$$x_1(0) = x_{10} \quad \dot{x}_1(0) = \dot{x}_{10} \quad x_2(0) = x_{20} \quad \dot{x}_2(0) = \dot{x}_{20} \quad (2.17)$$

Hareket denklemi düzenlenerek matris formuna getirilir (2.18). Burada M kütle matrisini, K katılık matrisini ifade etmektedir ve simetrik yapıda matrislerdir ve n serbestlik dereceli sistem için nxn boyutundadırlar, \ddot{x} ivme vektörünü ve x yer değiştirme vektörünü ifade ederler. Bu noktadan sonra izlenecek adımlar birbirine bağlı 2. dereceden adi diferansiyel denklem takımının çözümünde izlenecek adımlarla aynı olduğundan burada bahsedilmeyecektir.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{M}} \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix}}_{\ddot{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{K}} \underbrace{\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}}_x = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}(t)} \quad (2.18)$$

Sistemin damper, süspansiyon gibi sönüm elemanları içermesi durumunda D sönüm matrisi de oluşturulur ve sistemin hız vektörü ile çarpım şeklinde ifade edilir fakat sistemin sönümsüz doğal frekansının hesabında işleme alınmazlar.

Böylelikle hareket denklemleri (2.19) formundaki gibi gösterilebilir.

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{x}\} + [\mathbf{K}]\{x\} = \{0\} \quad (2.19)$$

Sistemin harmonik bir hareket yaptığı kabulü ile $\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t}$ çözüm kabulü yapılırsa denklem (2.19)'da yerine yazılarak (2.20) denklemi elde edilir.

$$([\mathbf{K}] - \omega^2[\mathbf{M}])\{X\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (2.20)$$

ve gerekli sadeleştirmeler yapılırsa;

$$\det([\mathbf{K}] - \omega^2[\mathbf{M}]) = 0 \quad (2.21)$$

(2.21) denklemi elde edilir. Bu denklem modellenen sonlu serbestlik dereceli sistemin doğal frekanslarını elde etmemizi sağlayan özdeğer problemi olarak adlandırılır. Bu denklemin çözümüyle elde edilen doğal frekansların denklem (2.20)'de yerine yazılmasıyla mekanik sistemin ilgili doğal frekanslardaki mod şekilleri elde edilir.

2.4 Newton – Euler Denklemleri

Hareket denklemleri elde edilirken Newton-Euler yöntemi basitliği ve işlem yükünün az olması sebebiyle tercih edilmiştir. 2. Neviden lagrange denklemlerinin elde edilmesi öncelikle potansiyel ve kinetik enerjini denklemlerinin elde edilip, bu denklemlerin kısmi türevlerinin alınmasını gerektireceğinden 12 serbestlik dereceli

bir sistemde hareket denklemlerini elde edebilmek için işlem yükü oldukça artacaktır.

Newton-Euler formül asyönünün temelinde 3 önemli mekanik kural yatmaktadır:

- ❖ Her etki kendisine eşit ve zıt yüklü bir tepki görmektedir.
- ❖ Lineer momentum değişimindeki oran etkiyen toplam kuvvete eşittir.
- ❖ Açısal momentum değişimindeki oran etkiyen toplam momente eşittir.

2. kuraldan yola çıkarak bir kütle üzerindeki lineer momentum değişiminin oranı (2.22) denklemdeki gibi gösterilebilir. Burada kütlelerin zamana bağlı değişmemesi sebebiyle m diferansiyel içinden çıkartılabilir. Geriye sadece hızın türevinin alınması kalır bu işlem ile ivme elde edilir ve toplam kuvvete eşitlenir.

$$\frac{d(mv)}{dt} = F \quad m \frac{d(v)}{dt} = F \quad m\alpha = F \quad (2.22)$$

3. kuraldan yola çıkılarak bir kütleyle etkiyen toplam torquon kütlelerin açısal momentum değişimindeki orana eşit olduğu ifade edilmektedir. Kütlelerin açısal momentum ifadesi o kütlelerin dönme eksenindeki eylemsizlik momenti ile açısal hızının çarpımı ile ifade edilir. Fakat eylemsizlik momentinin kütle döndükçe sabit eksen takımına göre değiştiği göz önünde bulundurulmalıdır. Bu sebeple açısal momentumun türevi alınırken hareketli eksen takımına göre türev alınır. Bu durumda türev ifadesi (2.23) denklemdeki gibi değiştirilir.

$$\frac{d(I\omega)}{dt} = \frac{d(I\omega)}{dt} + \omega \times (I\omega) \quad (2.23)$$

Daha sonra türev işlemi hareketli eksen takımına göre uygulanarak bu eksen takımına göre sabit kabul edilen eylemsizlik momenti türevin dışına çıkartılır. Ve (2.24) denklemin nihai formu elde edilir.

$$\frac{d(I\omega)}{dt} + \omega \times (I\omega) = \omega \times (I\omega) + I\dot{\omega} = M \quad (2.24)$$

Sistem bu yaklaşımla incelenip hareket denklemleri formüle edilecektir.

2.5 Çamaşır Makinesi Modeli

Yatay eksenli önden yüklemeli bir çamaşır makinesinin analitik modelinin doğru bir Şekilde kurulabilmesi için öncelikle gerçek modeli oluşturan başlıca makine elemanları tanımlanmalı, bu elemanlar arasındaki bağlantılar, serbestlik dereceleri, yapısal özellikleri ve kuvvet iletim yolları açık bir Şekilde ortaya konmalıdır. Ardından gerçek sistem üzerinden çamaşır makinesinin karmaşık mekatronik sisteminin belli varsayımlar ile yürüme kabiliyetine etkisi minimum olacak Şekilde sadeleştirilip çamaşır makinesinin fiziksel modeli ortaya konmalıdır. Ve son adımda bu fiziksel model üzerinden yola çıkarak makinenin çalışma esnasında meydana gelen yürüme hareketini ifade eden hareket denklemleri çıkartılacaktır.

Günümüzün son teknoloji ürünü tam otomatik çamaşır makineleri son derece karmaşık mekatronik sistemlerden oluşmaktadırlar. Fakat bu tez kapsamında çamaşır makinesini oluşturan elektronik aksamlar ve titreşim kontrolü ksımına girmeyecektir. Makinanın sıkma evresinde yüksek devirlerde çalışırken yayılı yükün sebep olduğu yürüme mekaniğini açıklamaya çalışılacaktır. Bu sebeple çamaşır makinelerini oluşturan temel mekanik parçaların tanımları yapılacaktır.

Çamaşır makinelerini oluşturan dış paneller çamaşır makinelerinin gövdeleri olarak bilinen iskeletini oluşturmaktadır. st panelin altında merkezleme yaylarının bağlı buldukları askı sacı; n panelin üzerinde kontrol nitesi, deterjan haznesi, kapak, kazana bağlanan körük; alt panele bağlı süspansiyon sistemleri, pompa, su giriş-tahliye boruları ve yüzey ile gövde arasında bulunan kauçuk ayaklar bulunmaktadır. Genellikle üzerlerine bağlı sistemler bulunmayan yan ve arka paneller makinanın çalışması sırasında meydana gelen titreşimleri ve gürültüleri snmleyebilecek Şekilde tasarlanırlar.

Çamaşır makinelerinin kazan üniteleri yürüme probleminin oluşumundaki en kritik makine elemanlarından biridir. Kazan gövdenin merkezinde üstten 2 adet merkezleme yayı, alttan 2 adet süspansiyon ve önden körük ile gövdeye bağlanmaktadır ve bu bağlantılar kazanda meydana gelen titreşimleri gövdeye aktaran kuvvet iletim yollarıdır. Kazanın içinde kazan ile aynı eksen üzerinde tambur bulunmakta ve aralarındaki bağlantı rulmanlı yataklar ile sağlanmaktadır. Dolayısı ile tambur üzerinde oluşan kuvvetlerden yalnızca kazan eksenine dik yöndeki kuvvetler ile kazan eksenine dik eksenlerdeki momentler aktarılır. Kazan üzerinde

üst taraftan deterjan gelişi ve alt taraftan suyun gelişi ve tahliyesinin sağlandığı delikler bulunur. Yıkama evresinde pompa vasıtası ile içi suyla doldurulan kazandan suyun gövdeye geçişi kapağa açılan körük bağlantısı ile engellenmiştir. Sıkma evresinde pompa ile kazanın içerisindeki su tahliye edilmekte dolayısı ile kritik hızda yürüme ele alındığı durumda suyun kütlesi ihmal edilmelidir. Ayrıca kazan altında motor ve kazan üzerinde meydana gelen titreşimleri engellemek amaçlı beton kütleler bulunmaktadır bu kütlelerin işlevleri kendi bölümlerinde detaylı bir şekilde açıklanacaktır.

Tambur çamaşırın içine doldurulduğu haznedir. Delikli yapısı haznenin suyla dolmasını sağlarken, yapısında bulunan paletlerin; yüksek hızlarda tambur yüzeyine homojen bir şekilde yayılmasını sağlamak, tambur üzerinde meydana gelen momentlere karşı tamburun eğilme ataletini arttırmak, düşük hızlarda deterjanın çamaşırlara daha iyi karışabilmesini sağlamak gibi görevleri vardır. Tambur bir rulmanlı ile kazan ekseninde yataklanmıştır. Motorda oluşan hareket kayış kasmak mekanizması ile tambura aktarılmaktadır. Yüksek hızlarda dönerken rulman üzerinden kazana aktarılan içerdiği dengesiz yük sebebiyle oluşan kuvvetler yürüme probleminin temelini teşkil eder.

Daha önce belirtildiği gibi kazanın altında yer alan elektrik motoru ve kayış kasmak mekanizması sayesinde meydana getirdiği hareketi belli bir oran ile tambura aktarmaktadır.

Karşı dengeleme veya dengeleme ağırlıkları olarak da bilinen beton ağırlıklar kazan grubunun kütle merkezinin kazan ekseninde kalmasını sağlamanın yanında birincil görevleri tamburun döndüğü maksimum kritik hızın kazan grubunun doğal frekansıyla çakışmasını engellemek amacıyla kullanılmaktadır. Beton kütleler sayesinde ağırlığı arttırılan kazan grubunun doğal frekansı bilinen doğal frekans denkleminde göre düşmekte böylelikle sistemin doğal frekansının çamaşır makinesinin çalıştığı devirlerin arasında kalması sağlanmaktadır. Böylelikle yüksek devirlerde doğal frekanstan uzaklaşıldıkça kazan grubunda meydana gelen titreşimin genliği düşmektedir [2].

Kazan ile gövde arasında sızdırmazlık sağlayan körüğün kazanda meydana gelen titreşimlerin gövdeye aktarılmasına da etkisi vardır. Kazan eksenine dik yönde hareket eden lineer olmayan bir yay ve damper elemanı gibi modellenebilecek körük

aynı zamanda kazanın ekseni boyunca meydana gelebilecek titreşimler sebebiyle ön panele çarpmasını da engeller.

Merkezleme yayları gövdenin üst tarafında bulunan askı sacı ile kazan arasında bulunmaktadır. Kazanın titreşimi sırasında ağırlık merkezini kazan ekseninde tutmanın yanı sıra kazanda meydana gelen titreşim genliklerinin azaltılması ve kuvvetin gövdeye aktarılması görevlerini üstlenirler. Yapılan çalışmalar göstermektedir ki katılıkları yüksek yayların kullanılması yıkama ünitesinin hareket edilebilirliğini azaltmasına rağmen makinanın yürüyebilirliğini arttırmaktadır [1]. Lineer olmayan bir katılık özelliğine sahip olsalar dahi yüksek devirlerde katılık katsayılarının sabit kaldığı görülmektedir [2].

Çamaşır makinası gövdesi ile kazan arasında güç iletimini sağlar ve titreşimleri emerler. Sistemin doğal frekansına etkileri bulunmamaktadır. Sistemde bulunan süspansiyonlar sürtünmeli damper elemanı karakterindedirler yani hem coulomb sürtünmesi prensibinde hem de viskoz damper elemanı karakterinde davranırlar. Literatürde sönüm katsayısı olarak sürtünme kuvvetinin %10'u alındığı görülmektedir [2].

Çamaşır makinasında gövdesinin alt paneli ile yüzey arasında bulunmaktadır. Panelin her bir köşesinde birer tane olmak üzere 4 kauçuk ayak bulunur. Viskolelastik modelleme esaslarına uygun şekilde yüzey düzleminde lineer yay damper çifti yüzeye dik yönde lineer olmayan yay damper çifti olarak modelleneceklerdir [14].

2.6 Fiziksel Model

Sistemin matematik modelini oluşturmaya başlamadan evvel çeşitli kabuller neticesinde hareket denklemlerini yazacağımız sistemin fiziksel modeli tanımlanmalıdır. Bu sebeple sistemi basitleştirmek amacıyla yapılan kabuller;

- ❖ Gövde üzerinde bulunan parçaların ataletleri ihmal edilerek ağırlıkları gövdenin ağırlığına dâhil edilecektir. Gövde rijid kabul edilecektir
- ❖ Kazan grubu; beton ağırlıkları, elektrik motorunu, tambur ağırlığını, yayılı yük ağırlığını içerecek şekilde tek bir rijid kütle şeklinde modellenecektir. Diğer parçaların atalet momentleri kazan grubu ağırlık merkezine indirgenecektir.

- ❖ Kazan grubunun ağırlık merkezi kazan ekseninde olduğu kabulü yapılmış ve kazan bu ekseninde simetrik olarak modellenecektir.
- ❖ Kazan grubu ile gövde grubu arasında bulunan yaylar ve süspansiyonlar aynı düzlemde buldukları kabulü yapılmıştır.
- ❖ Merkezleme yaylarının lineer davranış göstereceği kabulü yapılmıştır.
- ❖ Vestel mühendislerinin önerileri doğrultusunda 0.192gr lık yük kullanılarak gerçekleştirilecektir.
- ❖ Merkezleme yayları, süspansiyon sistemleri, körük ve kauçuk ayaklar kütsüz kuvvet iletim elemanları olarak modellenecektir ve elemanların bir ucunda oluşan kuvvet diğere ucundaki kuvvete eşit ve zıt yönlü olarak alınacaktır.

Belirtilen kabuller ışığında titreşim modelinin gövde ve kazan grubu şeklinde 2 ana kütseden ve kuvvet aktarma organlarından oluşmasına karar verilmiştir. Her bir kütsede 6 serbestlik derecesine vakıf olacaktır. Mekanizmayı oluşturan elemanlar 4 ana başlık altında sınıflandırılmıştır; atalet grubu elemanları, katılık grubu elemanları, sönüm grubu elemanları ve katılık ve sönüm grubu elemanları [14].

- ❖ Atalet grubu elemanları gövde ve kazan grubu olarak belirlenmiş rijid kütselerdir. Ağırlıkları ve eylemsizlik momentleri bulunmaktadır.
- ❖ Katılık grubu elemanları olarak merkezleme yayları ve süspansiyon sistemlerinde bulunan katılık özellikli bölümlerinden oluşur.
- ❖ Sönüm grubu elemanları; süspansiyon sistemlerinin sönüm etkili bölümlerinden oluşmaktadır
- ❖ Katılık ve sönüm grubu elemanları; kauçuk ayaklar ve körük bu gruptadır.

Ortaya konulan modelin hareket iletim mekanizmasının nasıl iletildiğini inceleyecek olursak; dengesiz yük olarak kabul edilen kütsede tamburun içine yerleştirilir. Kazan üzerinde bulunan elektrik motorunda meydana gelen hareket kayış kasnak mekanizması ile tambura iletilir, yüksek hızlarda dönen tamburda dengesiz yükün merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle x ve z yönlerinde meydana gelen kuvvet ve momentler rulman bağlantısı üzerinden kazana aktarılır. 6 serbestlik derecesinde hareket edebilen kazanda meydana gelen yer ve hız değişimleri merkezleme yayları ve süspansiyon sistemleri üzerinden gövdeye aktarılır, gövdede meydana gelen yer

ve hız değişimleri kauçuk ayaklar üzerinden yere aktarılır. Gövdeye yatay yönde etkiyen kuvvetlerin ayaklardaki sürtünme kuvvetini aşması gövdenin kaymasına neden olmaktadır.

2.7 Matematik Model

Daha önce 4 ana başlık altında sınıflandırılmış elemanlar için mekanik özelliklerine göre matematiksel ifadeleri ortaya konulacaktır. Ardından Newton-Euler kuvvet ve moment denklemleri oluşturularak hareket denklemleri ifade edilecek birbirlerine göre izafi hareket eden elemanları için uygun Euler açıları ve dönüşüm matrisleri açıklanacaktır.

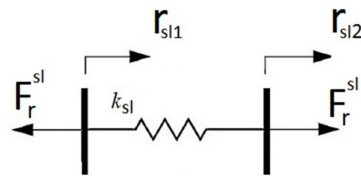
2.7.1 Atalet grubu elemanları

Rijid yapıda kabul edilen gövde ve kazan grubu elemanları bu gruptadırlar. Modellenen parametreleri kütleleri (m_h, m_c), 3 eksendeki dönme ataletleri ($I_{xxh}, I_{yyh}, I_{zzh}, I_{xxt}, I_{yyt}, I_{zzt}$) ve ağırlık merkezine göre konum vektörleridir.

2.7.2 Katılık grubu elemanları

Her bir süspansiyon sistemindeki katılık karakterini temsilen lineer yay kullanılmıştır. Ayrıca yaylara seri bağlı sürtünmeli damper özelliğini yansıtacak coulomb sürtünme elemanları ve bu elemanlara paralel bağlı sönüm elemanı bulunmaktadır. Süspansiyonların matematik modelleri sönüm grubu altında daha ayrıntılı olarak açıklanacaktır.

Merkezleme yayları sisteme öngerilmeli olarak bağlanmakta ve süspansiyon sistemleri ile birlikte kazan grubunun ağırlığını taşımaktadırlar. Tek bir lineer özellikli yay ile temsil edileceklerdir. Sabit koordinat eksen takımına göre Euler dönüşümü yapılarak hesaplanan kuvvet değerlerinin x, y ve z bileşenleri kazan grubuna ve gövdeye aktarılmaktadır. Kazan grubunun gövdeye göre izafi hareketi yaylarda kuvvet oluşturmaktadır.



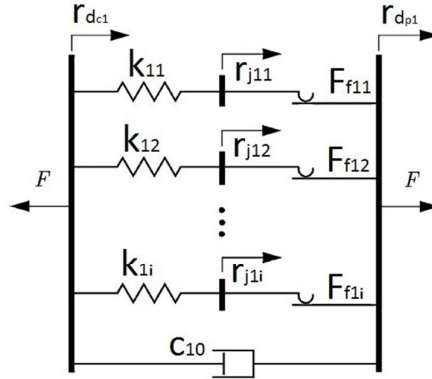
Şekil 2.4 : Lineer yay modeli.

Merkezeleme yaylarında oluşan bu kuvvetler (2.25) denklemi ile ifade edilmiştir.

$$F_z^{si} = k_{si}(z_{si1} - z_{si2}) \quad i = 1, 2 \quad (2.25)$$

2.7.3 Sönüm grubu elemanları

Sürtünmeli amortisörlerin modellenmesinde literatürde kullanılmış olan ve bilinen diğer modelleme yaklaşımlarına nazaran en yüksek doğruluk ile damperin oluşturduğu kuvveti modele yansıtabilen Iwan Modeli kullanılmıştır Şekil 2.5. Lineer yay elemanı ile buna seri bağlı coulomb sürtünme elemanına literatürde Jenkins elemanı veya bilinear eleman adı verilmiştir. Belli sayıda jenkins elemanının paralel bağlanması ile ortaya çıkan model yüksek bir doğruluk ile histerisis mekaniğini ortaya koyabilmektedir [14].



Şekil 2.5 : Seri bağlı Iwan viskoelastik modeli.

Kullanılan jenkins eleman sayısının artırılması modelin doğruluğunu da arttırmaktadır. Modele ayrıca süspansiyon sistemlerinin sönüm karakterinin ortaya konulabilmesi için paralel bağlı bir damper eklenmiştir.

Oluşturulan modele göre süspansiyonlarda oluşan kuvveti veren denklemi ortaya koyarsak, şekilde her bir jenkins elemanı için farklı bir kuru sürtünme kuvveti değeri verilmektedir ve her bir eleman için yay kuvvetinin kuru sürtünme kuvvetini aşım aşmadığı kontrol edilmelidir. Denklem (2.26)'de gösterildiği gibi her bir jenkins elemanı için yay kuvvetinin kuru sürtünme kuvvetinden küçük olması halinde

kuvvetler eşitlenene kadar sıkışacak ve yay kuvvetinin kuru sürtünme kuvvetini yendiği anda modelde sürtünme ile enerji kaybı başlayacaktır.

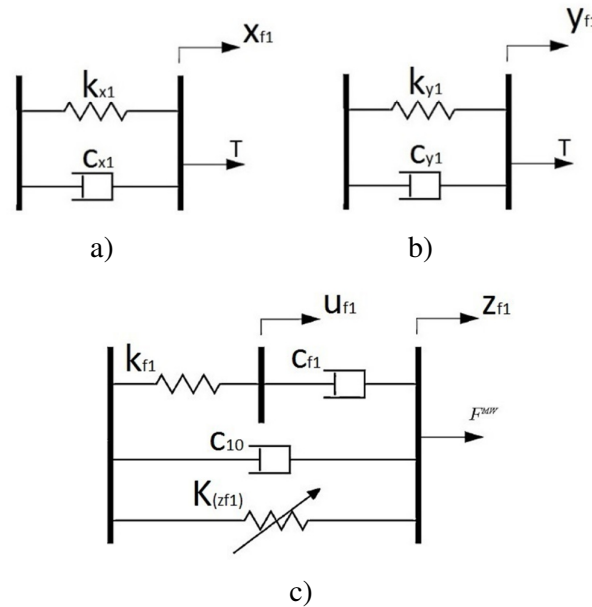
$$F_{ji} = \begin{cases} k_{ji}(z_{ji} - z_{hj} + z_{ij}) & \text{if } |k_{ji}(z_{ji} - z_{hj} + z_{ij})| < F_{fji} \\ F_{fji} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{ji}) & \text{else} \end{cases} \quad \begin{matrix} i=1,2,3 \rightarrow \text{jenkins element} \\ j=1,2 \rightarrow \text{süspansiyon} \end{matrix} \quad (2.26)$$

Daha sonra her bir jenkins elemanında oluşan kuvvetler ve paralel bağlı damperin oluşturduğu kuvvetler toplanarak iwan modelinde meydana gelen toplam kuvvetin verildiği denklem ortaya konuşmuş olur (2.27).

$$F_j = \sum_{i=1}^n F_{ji} + c_{j0}(\dot{z}_{hj} - \dot{z}_{ij}) \quad j=1,2 \quad n=3 \quad (2.27)$$

2.7.4 Katılık-sönüm grubu elemanları

Makinenin çalışması esnasında, kauçuk ayaklar her 3 ekseninde de hareket sebebiyle 3 ekseninde de kuvvet üretmektedirler. X ve y eksenlerinde maruz kaldıkları deformasyonun ayakların kalınlığının %5'ini geçmediği daha önceki çalışmalarda ortaya konulmuştur bu sebeple ilgili eksenlerde oluşacak kuvvetlerin lineer olarak kabul edilmesine karar verilmiştir ve yay damper çifti olarak modelleneceklerdir.



Şekil 2.6 : Viskoelastik Maxwell ayak modeli a) x yönünde lineer model b) y yönünde lineer model c) z yönünde lineer model.

Fakat z yönünde kauçuk ayakların çamaşır makinesinin titreşimi dolayısı ile yüksek genlikli konum değişimlerine maruz kalacağı açıktır. Bu sebeple z yönünde lineer olmayan direngenlik elemanı ile damper elemanları ile modellenmesi düşünülmüştür. Literatürde benzer kauçuk malzemeler için kullanılan viskoelastik Maxwell ayak modeli Şekil 2.6 kullanılmasına karar verilmiştir [14].

Maxwell modeli birbirine seri bağlı yay ve damper ile bunlara paralel bağlı bir damper ve lineer olmayan katsayılı bir yay bulunmaktadır. Yayın lineer olmayan direngenliğini ortaya koymak amacıyla denklem (2.28)'te gösterildiği gibi üçüncü dereceden bir polinom kullanılmıştır.

$$K_{(z_{fi})} = p_{i3} z_{fi}^3 + p_{i2} z_{fi}^2 + p_{i1} z_{fi} + p_{i0} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (2.28)$$

Seri bağlı yay damper çifti üzerinde oluşan kuvvetin eşit olduğu göz önüne alındığında aralarında denklem (2.29)'teki gibi bir ilişki olduğu görülmektedir.

$$F_z^{fi} = k_{fi} u_{fi} = c_{fi} (\dot{z}_{fi} - \dot{u}_{fi}) \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (2.29)$$

Bu denklemden u yer değişimi ile z yer değişimi arasındaki ilişki denklem (2.30)'daki gibi ortaya konulabilir.

$$F_z^{fi} = c_{fi} (\dot{z}_{fi} - \dot{u}_{fi}) \quad \frac{k_{fi}}{c_{fi}} u_{fi} = (\dot{z}_{fi} - \dot{u}_{fi}) \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (2.30)$$

Böylelikle z ekseninde maxwel modelinin oluşturduğu kuvvet lineer olmayan yay ve paralel bağlı damperde oluşan kuvvetlerin de toplamı ile denklem (2.31)'deki gibi ifade edilebilir.

$$F_z^{fi} = K_{(z_{fi})} z + c_{i0} \dot{z} + c_{fi} (\dot{z}_{fi} - \dot{u}_{fi})$$

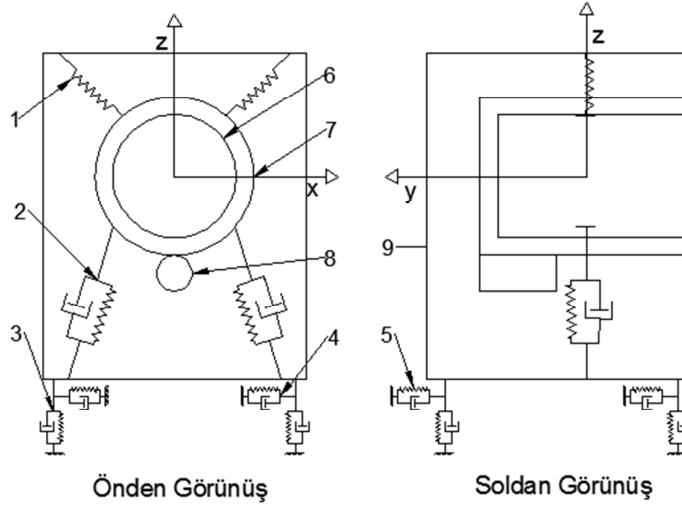
$$(\dot{z}_{fi} - \dot{u}_{fi}) = \frac{k_{fi}}{c_{fi}} u_{fi} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (2.31)$$

Bunun yanında x ve y eksenlerinde oluşan kuvvetler de denklem (2.32) deki gibi ortaya konmaktadır.

$$\begin{aligned} F_y^{fi} &= k_{yi}^{foot} y_{fi} + c_{yi}^{foot} \dot{y}_{fi} \\ F_x^{fi} &= k_{xi}^{foot} x_{fi} + c_{xi}^{foot} \dot{x}_{fi} \end{aligned} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (2.32)$$

Buradan genelleştirilmiş bir kuvvet ifadesi her 3 eksendeki kuvveti de ihtiva edecek şekilde denklem (2.33) daki gibi yazılabilir.

$$F^{fi} = F_z^{fi} + F_y^{fi} + F_x^{fi} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (2.33)$$



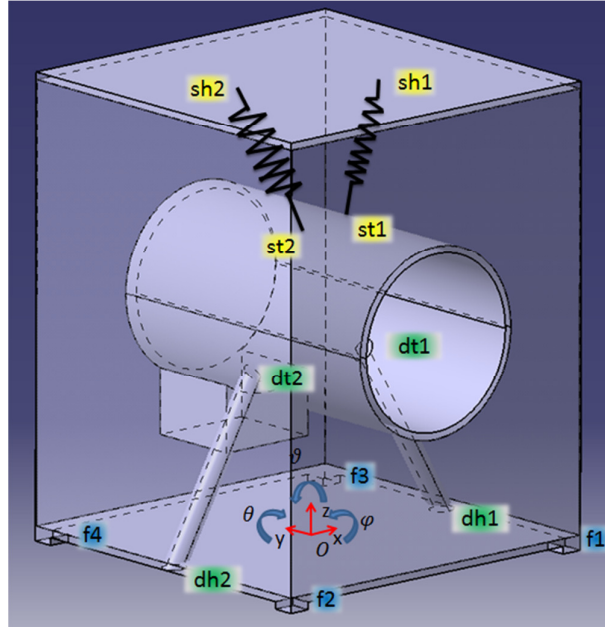
Şekil 2.7 : Çamaşır Makinesinin Fiziksel Modeli

Şekil 2.7'e göre makinada modellenen temel parçalar;

- 1) Merkezleme yayları ($k_{si} \quad i = 1, 2$)
- 2) Süspansiyon sistemi ($F_{j1}, k_{dj1}, F_{j2}, k_{dj2}, F_{j3}, k_{dj3}, c_{dj} \quad j = 1, 2$)
- 3) Kauçuk ayak z yönünde ($p_{i3}, p_{i2}, p_{i1}, p_{i0}, k_{fzi}, c_{fzi}, c_{0zi} \quad i = 1, 2, 3, 4$)
- 4) Kauçuk ayak x yönünde ($c_{fxi}, k_{fxi} \quad i = 1, 2, 3, 4$)
- 5) Kauçuk ayak y yönünde ($c_{fyi}, k_{fyi} \quad i = 1, 2, 3, 4$)
- 6) Tambur ($m_t, I_{xxt}, I_{yyt}, I_{zzt}$)
- 7) Kazan
- 8) Motor
- 9) Gövde ($m_h, I_{xxh}, I_{yyh}, I_{zzh}$)

2.7.5 Konum koordinatları

Çamaşır makinasının hareket denklemlerinin ifadesinde toplam 12 serbestlik derecesi için 12 adet genelleştirilmiş koordinatın kullanılması uygun görülmüştür. Bunlar gövde ve kazan grubunun kütle merkezlerinin x,y ve z eksenlerinde yapacakları öteleme ve dönme hareketleridir. Fakat Önceki bölümde kuvvet denklemlerinin ifadesinde görülmektedir ki her bir kuvvet elemanın bağlı oldukları noktaların da konum ve hız değerlerinin bilinmesini gerektirmektedir. Bu durum kuvvet elemanlarının bağlı oldukları bu noktaların koordinatları seçilmiş genelleştirilmiş koordinatlar cinsinden yazılabilmesi için bağ denklemlerinin ortaya konulması ihtiyacını doğurur. Şekilde 2.8 sabit bir eksen takımına göre makinanın önden görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 2.8 : Çamaşır makinesinin fiziksel modeli ve bağlantı noktaları

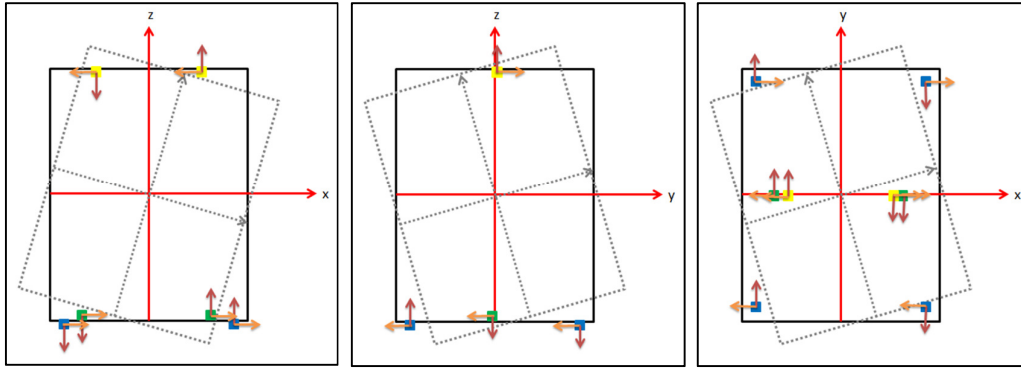
Şekilde bulunan bağlantı noktaları ve tanımları;

- ✓ f_1 : sağ ön ayak,
- ✓ f_2 : sol ön ayak,
- ✓ f_3 : sağ arka ayak,
- ✓ f_4 : sol arka ayak,
- ✓ d_{h1} : sağ süspansiyonun gövde bağlantısı,
- ✓ d_{h2} : sol süspansiyonun gövde bağlantısı,
- ✓ d_{t1} : sağ süspansiyonun kazan bağlantısı,

- ✓ d_{12} : sol süspansiyonun kazan bağlantısı,
- ✓ s_{h1} : sağ merkezleme yayının gövde bağlantısı,
- ✓ s_{h2} : sol merkezleme yayının gövde bağlantısı,
- ✓ s_{t1} : sol merkezleme yayının kazan bağlantısı,
- ✓ s_{t2} : sol merkezleme yayının kazan bağlantısı,

şeklinde isimlendirilmiştir. Bu isimlendirilmeler temel alınarak sırasıyla bağ denklemleri yazılacaktır.

Kuvvet elemanlarının gövdeye bağlandıkları noktalarının yer değiştirme denklemleri gövdenin kütle merkezinin her 3 eksendeki öteleme ve dönme hareketi cinsinden yazılacaktır.

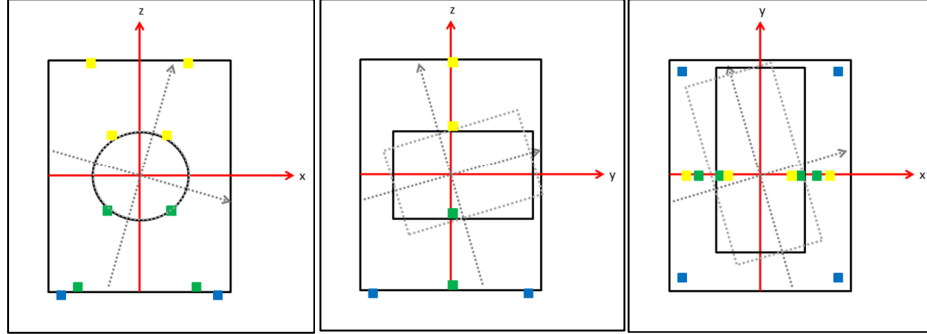


Şekil 2.9 : Çamaşır Makinesi Gövdesinin Dönme hareketleri

Şekil 2.9'da sırasıyla gövdenin önden, sağdan ve üstten görünüşü verilmiştir. Gövde, koordinat takımlarına göre sırasıyla y, x ve z eksenlerinde dönmesi durumundaki yer değiştirmeleri verilmiştir. Kareler kuvvet elemanlarının gövdeye bağlandıkları noktaları göstermektedir ve sırasıyla mavi renk ayaklar için, sarı renk yaylar için ve yeşil renk süspansiyon sistemleri için kullanılmıştır. Şekillerden yola çıkarak;

- Gövdenin kütle merkezi ile ayaklar arasındaki bağ denklemleri (4 bağlantı noktası);
- Gövdenin kütle merkezi ile süspansiyonlar arasındaki bağ denklemleri (2 bağlantı noktası);
- Gövdenin kütle merkezi ile merkezleme yayları arasındaki bağ denklemleri (2 bağlantı noktası);

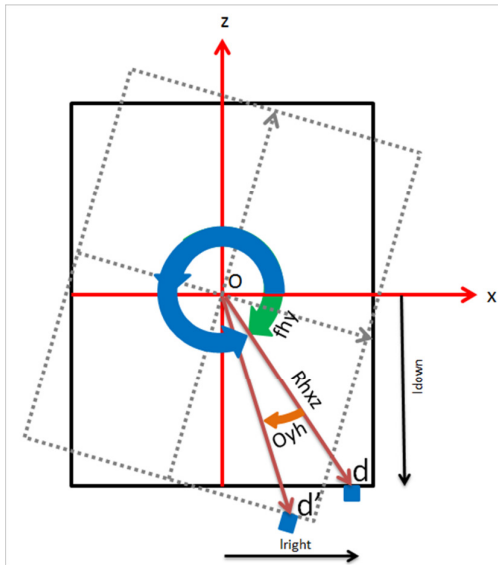
Ortaya konulmuştur. Benzer şekilde kazan grubu için de sırasıyla y, x ve z eksenlerinde kazan grubunun dönme durumları Şekil 2.10'da gösterilmiştir ve aynı renk notasyonu kullanılmıştır. Ve gene şekillerden yola çıkılarak;



Şekil 2.10 : Çamaşır Makinesi Tamburna ait dönme hareketleri

- Kazan grubunun kütle merkezi ile süspansiyonlar arasındaki bağ denklemleri (2 bağlantı noktası);
- Kazan grubunun kütle merkezi ile yaylar arasındaki bağ denklemleri (2 bağlantı noktası);

Şeklinde 12 bağlantı noktasının her 3 eksendeki ilerlemesi esas geliştirilmiş koordinatlar cinsinden ifade edilerek 36 adet bağ denklemleri ortaya konmuştur. Elde edilen bu denklemler kuvvet denklemlerindeki karşılık gelen ifadelerle yazılırlar.



Şekil 2.11 : Sağ ön ayağın y ekseninde dönme durumu

Bağ denklemlerinin nasıl elde edildikleri tek bir örnek üzerinden açıklanacaktır. Diğer tüm bağlantı noktalarının konum ve yer değiştirme ifadeleri de aynı yaklaşım ile elde edilmişlerdir. Şekil 2.11’de sağ ön kauçuk yay bağlantısının ilk durumu d ile gösterilmektedir ve makine gövdesinin y ekseninde Oy_h açısı kadar dönmesiyle kauçuk ayağın makinaya bağlı noktası d' pozisyonuna ilerlemiştir. Bağlantının gövde üzerindeki konumunun x ekseninde l_{down} z ekseninde $-l_{right}$ noktasına denk geldiği bilinmektedir ve bu durum d 'nin konumunu ifade eden O_d vektörünün ($\vec{R}h_{xz}$) x eksenini ile f_{hy} açısı yapmasına neden olmaktadır. Ayrıca bu vektörün hareket boyunca sabit olduğu da göz önünde bulundurulmalıdır.

Verilen bilgiler ışığında öncelikle d noktasının konum vektörünün büyüklüğü ve x eksenini ile yaptığı açı denklem (2.34)'daki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned} Rh_{xz} &= \sqrt{l_{down}^2 + l_{right}^2} \\ f_{hy} &= a \tan(l_{down} / l_{right}) \end{aligned} \quad (2.34)$$

Bu durumda d noktasının konumu kutupsal eksenlerde denklem (2.35)'teki gibi gösterilebilir.

$$\vec{d} = Rh_{xz} \angle (2\pi - f_{hy}) \quad (2.35)$$

Kutupsal olarak ifadenin elde edilmesi gövdenin açısal dönüşünün bilinmesiyle konumunun ifade edilebilmesini sağlayacaktır. Kartezyen koordinatların kullanılması durumunda hem x hem de z eksenindeki değişimlerin ele alınması ekstra işlem yükü getirecekti.

Bu durumda d' noktasının kutupsal koordinatlardaki ifadesi denklem (2.36)'daki gibi olmaktadır. Bu ifadenin Kartezyen koordinatlara açılarak türevinin alınması aynı zamanda bu noktanın hızının elde edilmesini sağlamaktadır.

$$\vec{d}' = Rh_{xz} \angle (2\pi - f_{hy} - Oy_h) \quad (2.36)$$

Bu iki kutupsal konum ifadesi arasındaki fark bağlantı noktasının yer değişimi ifadesini vermektedir (2.37).

$$\Delta d = \vec{d}' - \vec{d} = Rh_{xz} \angle (2\pi - f_{hy} - Oy_h) - Rh_{xz} \angle (2\pi - f_{hy}) \quad (2.37)$$

Şimdi kutupsal ifadelerin Kartezyen koordinatlardaki ifadeleri yazılarak x ve z ekseninde meydana gelen yer değişimi ayrı ayrı incelenebilir (2.38).

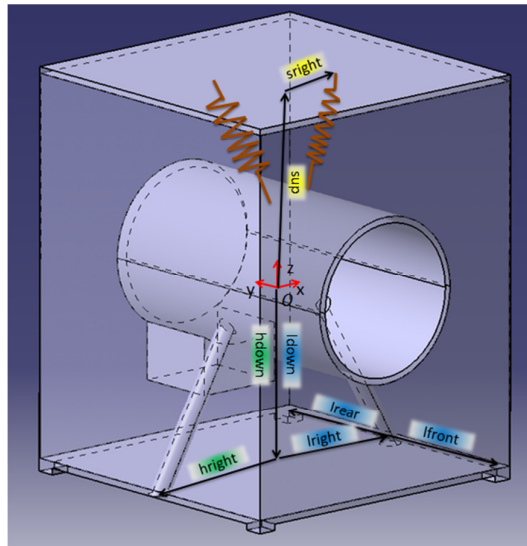
$$\begin{aligned} \Delta d &= Rh_{xz}(\cos(2\pi - f_{hy} - Oy_h) + i\sin(2\pi - f_{hy} - Oy_h)) \\ &- Rh_{xz}(\cos(2\pi - f_{hy}) + i\sin(2\pi - f_{hy})) \end{aligned} \quad (2.38)$$

Denklemlerdeki reel kısımlar x eksenindeki sanal kısımlar z eksenindeki konumları ifade etmektedir. Reel ve sanal kısımlar ayrılır ve i ifadeleri düşürülürse gövdenin dönmesi sebebiyle x ve z eksenlerindeki yer değişimlerinin nihai denklemleri elde edilir bu denklemlerin gövdenin ilerlemesi sebebiyle oluşan yer değişimleri de eklenerek nihai denklemler elde edilir (2.39).

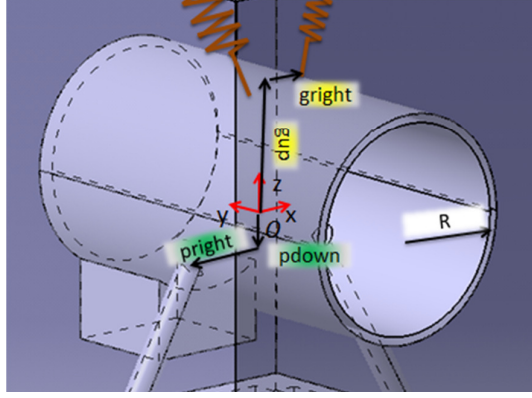
$$\begin{aligned} \Delta d_x &= x_h + Rh_{xz}(\sin(2\pi - f_{hy} - Oy_h) - \sin(2\pi - f_{hy})) \\ \Delta d_z &= z_h + Rh_{xz}(\cos(2\pi - f_{hy} - Oy_h) - \cos(2\pi - f_{hy})) \end{aligned} \quad (2.39)$$

Benzer şekilde x ve z eksenlerindeki dönme durumları da hesaplanarak gövde ve kazana bağlı kuvvet elemanlarının bağlantı noktalarının yer değişimi ifadeleri çıkartılmış ve ekte verilmiştir (EK-B). İlgili denklemlerde yerlerine yazılarak ayaklarda, süspansiyonlarda ve yaylarda meydana gelen kuvvetler hesaplanır ve (2.22) numaralı denklemden yerlerine konulur.

Denklemlerde kullanılan konumları belirten semboller Şekil 2.12 ve 2.13 üzerinde belirtilmişlerdir.



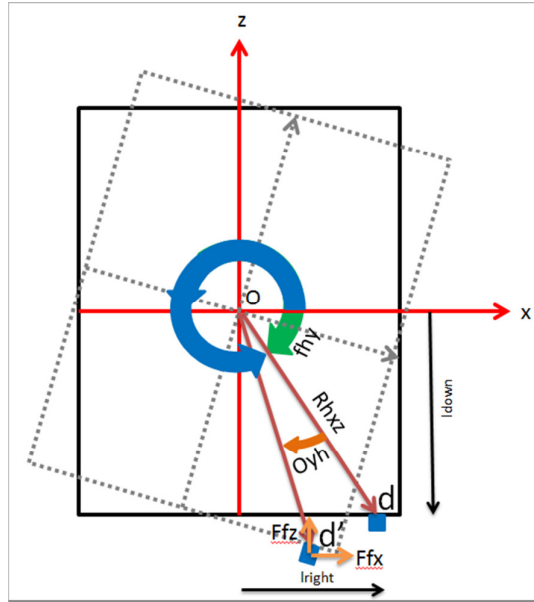
Şekil 2.12 : Gövde kütle merkezi ve bağlantı noktaları arası koordinatlar



Şekil 2.13 : Kazan kütle merkezi ve bağlantı noktaları arası koordinatlar

2.7.6 Moment ifadeleri

Daha önce konum koordinatlarının ve kuvvet denklemlerinin çıkarılışından bahsedilmişti şimdi elde edilen bu kuvvetlerin gövde ve kazan grubu üzerinde oluşturduğu moment ifadeleri üzerinde durulacaktır. Bunun için de benzer şekilde sadece tek bir bağlantı noktası ayrıntılı olarak anlatılacak diğer bağlantı noktalarının oluşturduğu moment ifadeleri ekte verilecektir.



Şekil 2.14 : Sağ ön ayağın y ekseninde dönmesiyle oluşan kuvvetler

Şekil 2.14'da sağ ön ayağın gövde ile bağlantı noktasında gövdenin Oy_h açısı kadar dönmesi sonucu meydana gelen kuvvetlerin yönleri verilmiştir. Daha önce elde edilen d' noktasının konumu vektör olarak ifade edilirse denklem (2.40) elde edilir.

$$\vec{r}_{d'} = Rh_{xz} \begin{bmatrix} \cos(2\pi - f_{hy} - O y_h) \\ 0 \\ \sin(2\pi - f_{hy} - O y_h) \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

Ayak üzerinde meydana gelen kuvvetler de vektör formunda yazılarak denklem (2.41) elde edilir.

$$\vec{F}_{d'} = \begin{bmatrix} F_{fx} \\ 0 \\ F_{fz} \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

Buradan genel moment ifadesi denklem (2.42) deki gibi yazılmıştır.

$$\vec{M}_{d'} = \vec{r}_{d'} \times \vec{F}_{d'} \quad (2.42)$$

Böylelikle denklem (2.40), (2.41), (2.42)'deki yerlerine yazılarak gövdenin Oyh açısı kadar dönmesi durumunda ayaklarda meydana gelen kuvvetlerin gövde üzerinde oluşturduğu moment ifadeleri elde edilir (2.43).

$$\vec{M}_{d'} = (-F_{fx} \cdot \sin(2\pi - f_{hy} - O y_h) + F_{fz} \cdot \cos(2\pi - f_{hy} - O y_h)) \vec{j} \quad (2.43)$$

Diğer kuvvet elemanlarının oluşturdukları moment ifadeleri de benzer yöntem izlenerek elde edilmiş ve ekte verilmiştir.

Elde edilen moment ifadeleri (2.24) numaralı Euler denkleminde yerlerine yazılarak bütün hareket denklemlerinin elde edilmesi sağlanmıştır.

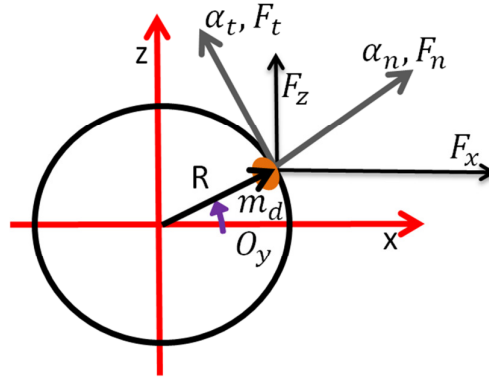
2.7.7 Dengesiz yük ve tahrik kuvvetleri

Uluslararası standartlara göre çamaşır makineleri test edilirken çamaşır makinesinin maksimum yıkama kapasitesinin %80'ine denk bir yapay yük kullanılmaktadır [2]. Bu testler süresince, makine dengesiz yükten gelen kuvvetler altında zıplamamalıdır. Çalışma kapsamında simüle edilen durumda da dengesiz yük olarak 0.192 gramlık bir ağırlık kullanılmıştır. Bu ağırlık Vestel mühendisleri tarafından önerilmiştir. Tamburun zamana bağlı dönme açısı radyan cinsinden denklem (2.44)'deki gibi ifade edilmiştir. Burada N(t) olarak verilen ifade motorun devir/dakika cinsinden hızını ifade etmektedir [3].

$$O_y = 2 \cdot \pi \cdot N(t) \cdot t / 60 \quad (2.44)$$

Bilindiği üzere ω olarak belirlenen açısal hız O_y ifadesinin birinci türevine ve α açısal ivme O_y ifadesinin ikinci türevine eşittir ve denklem (2.45)'de gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} \omega &= \dot{O}_y \\ \alpha &= \dot{\omega} = \ddot{O}_y \end{aligned} \quad (2.45)$$



Şekil 2.15 : Dengesiz yükün oluşturduğu kuvvetler.

Şekil 2.15'te gösterildiği gibi açısal ivmenin teğet normal bileşenleri bulunmaktadır ve denklem (2.46)'deki gibi ifade edilmişlerdir.

$$\begin{aligned} \alpha &= \alpha_t + \alpha_n \\ \alpha_t &= R\dot{\omega} = R\ddot{O}_y \\ \alpha_n &= \omega^2 / R = R\dot{O}_y^2 \end{aligned} \quad (2.46)$$

Newton'un 2 hareket yasası uyarınca dengesiz kütle m_d üzerine etki eden kuvvetler denklem (2.47)'deki gibi verilmişlerdir.

$$\begin{aligned} F_t &= m_d R \ddot{O}_y \\ F_n &= m_d R \dot{O}_y^2 \end{aligned} \quad (2.47)$$

Elde edilen denklemler Kartezyen koordinatlarda yazılı x ve y bileşenlerine ayrılarak düzenlenirlerse denklem (2.48) elde edilir.

$$\begin{aligned}
F_z &= F_n \cos O_y - F_t \sin O_y \\
F_x &= F_n \sin O_y + F_t \cos O_y
\end{aligned}
\tag{2.48}$$

Ayrıca tambur ile kazan arasında rulmanlı yatak üzerinden bağlandığına dikkat edildiğinde yayılı yükün kazan grubu üzerinde x ve z eksenlerinde moment oluşturacağı aşikârdır. Dengesiz yükün tambur üzerinde oluşturduğu kuvvetler de rulman bağlantısı üzerinden kazana aktarılmaktadır. Bu nedenle rulman bağlantı noktasının kazanın kütle merkezine göre koordinatları çıkarılmıştır. Bilinen konum vektörünün kuvvet vektörü ile vektörel çarpıları sonucu dengesiz yükün oluşturduğu momentler elde edilmiştir, dengesiz yükün y yönünde kuvvet oluşturmadığı ve y ekseninde moment oluşturmadığı göz önüne alınmış L rulman ile kütle merkezi arasında y yönündeki mesafeyi belirtmektedir denklem (2.49).

$$\vec{M}_d = (F_z \cdot L)\vec{i} - (F_x \cdot L)\vec{k}
\tag{2.49}$$

2.7.8 Hareket denklemleri

Elde edilen moment ifadeleri, kuvvet denklemleri, tahrik kuvvet ve momentleri 2.24 numaralı Euler denkleminde yerlerine yazılarak bütün hareket denklemlerinin elde edilmesi sağlanmıştır.

$$\begin{aligned}
m_h \ddot{x}_h &= \sum_{i=1}^4 F_x^{fi} + \sum_{i=1}^2 F_x^{dhi} + \sum_{i=1}^2 F_x^{shi} & I_{O_{sh}} \ddot{\theta}_{sh} &= \sum_{i=1}^4 M_x^{fi} + \sum_{i=1}^2 M_x^{dhi} + \sum_{i=1}^2 M_x^{shi} \\
m_h \ddot{y}_h &= \sum_{i=1}^4 F_y^{fi} + \sum_{i=1}^2 F_y^{dhi} + \sum_{i=1}^2 F_y^{shi} & I_{O_{yh}} \ddot{\theta}_{yh} &= \sum_{i=1}^4 M_y^{fi} + \sum_{i=1}^2 M_y^{dhi} + \sum_{i=1}^2 M_y^{shi} \\
m_h \ddot{z}_h &= \sum_{i=1}^4 F_z^{fi} + \sum_{i=1}^2 F_z^{dhi} + \sum_{i=1}^2 F_z^{shi} & I_{O_{zh}} \ddot{\theta}_{zh} &= \sum_{i=1}^4 M_z^{fi} + \sum_{i=1}^2 M_z^{dhi} + \sum_{i=1}^2 M_z^{shi} \\
m_t \ddot{x}_t &= \sum_{i=1}^2 F_x^{dti} + \sum_{i=1}^2 F_x^{sti} + F_z^d & I_{O_{xt}} \ddot{\theta}_{xt} &= \sum_{i=1}^2 M_x^{dti} + \sum_{i=1}^2 M_x^{sti} + M_x^d \\
m_t \ddot{y}_t &= \sum_{i=1}^2 F_y^{dti} + \sum_{i=1}^2 F_y^{sti} & I_{O_{yt}} \ddot{\theta}_{yt} &= \sum_{i=1}^2 M_y^{dti} + \sum_{i=1}^2 M_y^{sti} \\
m_t \ddot{z}_t &= \sum_{i=1}^2 F_z^{dti} + \sum_{i=1}^2 F_z^{sti} + F_z^d & I_{O_{zt}} \ddot{\theta}_{zt} &= \sum_{i=1}^2 M_z^{dti} + \sum_{i=1}^2 M_z^{sti} + M_z^d
\end{aligned}$$

2.7.9 Fiziksel ve geometrik değerler

Gerçek makine üzerinden yapılan ölçümler, Vestel tarafından tedarik edilen veriler ve literatürde belirlenmiş değerler ışığında çamaşır makinesinin geometrik parametreleri Çizelge 2.1’de, kazan ve gövdeye ait fiziksel değerler Çizelge 2.2’de, merkezleme yaylarının katılık değerleri Çizelge 2.3’de, maxwell ayak modeline ait lineer olmayan yay, katılık ve sönüm değerleri Çizelge 2.4’de, iwan sürtülmeli damper modeline ait sürtünme kuvvetleri, yaya ve sönüm değerleri Çizelge 2.5’de verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Çamaşır makinesinin geometrik parametreleri

Parametre	Değer	Birim
l_{front}	236	[mm]
l_{rear}	228	[mm]
l_{down}	358	[mm]
l_{right}	289	[mm]
h_{down}	327	[mm]
h_{right}	245	[mm]
s_{up}	447	[mm]
s_{right}	250	[mm]
p_{right}	192	[mm]
p_{down}	283	[mm]
g_{right}	209	[mm]
g_{up}	156	[mm]
L	100	[mm]
R	237	[mm]

Çizelge 2.2 : Gövde ve kazana ait fiziksel özellikler

Parametre	Değer	Birim
m_h	13.00	[kg]
I_{xxh}	1472373.5	[kg*mm ²]
I_{yyh}	1386147.17	[kg*mm ²]
I_{zzh}	1656445.4	[kg*mm ²]
m_t	42.14	[kg]
I_{xxt}	3342835	[kg*mm ²]
I_{yyt}	1252018.7	[kg*mm ²]
I_{zzt}	3552011.1	[kg*mm ²]
m_d	0.192	[kg]

Çizelge 2.3 : Merkezleme yayları fiziksel özellikleri.

Parametre	Değer	Birim
ks_1	8	[N/mm]
ks_2	8	[N/mm]

Çizelge 2.4 : Maxwell ayak modeli fiziksel özellikleri.

Parametre	Değer	Birim
p4	-93500	[N/mm]
p3	690000	[N/mm]
p2	-20650	[N/mm]
p1	58000	[N/mm]
kfz	172	[N/mm]
cfz	32.6	[N*s/mm]
cf0	100	[N*s/mm]
cf_x	1.68	[N*s/mm]
cf_y	1.68	[N*s/mm]
kf_x	658	[N/mm]
kf_y	658	[N/mm]

Çizelge 2.5 : Iwan süspansiyon modeli fiziksel değerleri.

Parametre	Değer	Birim
F_f1	24.60	[N]
F_f2	26.88	[N]
F_f3	15.93	[N]
kd_z1	51	[N/mm]
kd_z2	29	[N/mm]
kd_z3	17	[N/mm]
cd_z	3.10	[N*s/mm]

2.8 Yürüme Durumunun Modellenmesi

Çamaşır makinasının yürüme durumu temel olarak makinanın ayaklarına gelen yatay yöndeki kuvvetlerin makine ayaklarında bulunan toplam sürtünme kuvvetini yenme durumu olarak açıklanabilir [7].

$$F_{xy} \geq (F_z + mg) \cdot k \quad (2.50)$$

Denklem 2.50'de gösterildiği gibi F_{xy} x ve y eksenlerindeki bileşke kuvvetleri F_z ayaklara dik yönde gelen kuvvetleri mg de çamaşır makinasının ağırlığını ifade etmektedir. Formülde bulunan k katsayısı çamaşır makinesinin ayakları ile yer

arasında bulunan sürtünme katsayısını ifade etmektedir ve kauçuk ile yer arası sürtünme katsayısı 0.3 olarak alınmıştır.

Elde edilen denklemde sağ taraf makinanın kütesine bölünerek çamaşır makinasının ivmesi elde edilir Denklem 2.51. Simülasyon sonucu elde edilen ivme sinyalinin ilk integrali alınarak makinanın hızı ve ikinci integrali alınarak çamaşır makinasının konumu ortaya konulmuştur.

$$\alpha_{xy} \geq (F_z + mg) \cdot k/m \quad (2.51)$$

Böylelikle çamaşır makinasının dinamiğini doğru bir şekilde yansıtacak matematik model ve teorik altyapısı verilmiş, bu modelin çözüleceği modelin kurulum safhasına geçilmiştir.

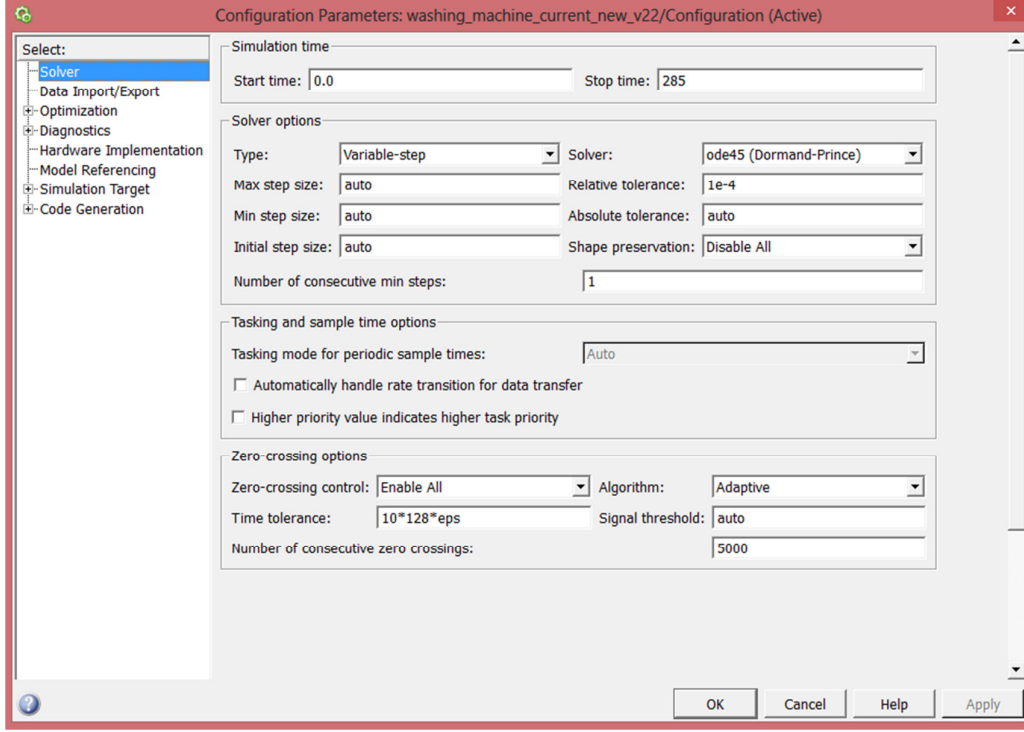
3. ÇAMAŞIR MAKİNESİNİN SİMULINK MODELİNİN KURULMASI

3.1 Giriş

Simulink objeye yönelik tasarım ve çoklu alan simülasyonu yapılabilen bir blok diyagram ortamıdır. Normal kod yazımının aksine bloklara gömülü fonksiyonların yazımı ve simülasyonun işleme doğrultusunun ok yönleriyle belirtilmesi sayesinde karmaşık algoritmalar basit bir şekilde kurulabilir. Simulink gömülü sistemlerin sürekli test ve doğrulanmasını, otomatik kod üretimini ve simülasyon yapımını desteklemektedir. Dinamik sistemlerin kolay bir şekilde modellenebilmesi ve simüle edilebilmesi adına simulink grafik editörü, değiştirilebilir blok kütüphaneleri ve çözücüler sunmaktadır [18].

3.2 Model Ayarları

Model çözücü ayarları olarak simülasyon süresi 278 sn., olarak ayarlanmıştır. Değişken-adımlı çözücü tipi seçilmiştir böylelikle her adım için çözücünün öngördüğü çözüm süresi belirtilen hata oranını yakalayabilecek şekilde kısalarak simülasyonun çözüm süresini de önemli ölçüde kısaltacaktır fakat bu durumda sabit bir örnekleme frekansı bulunmayışı elde edilen verinin FFT analizinin yapılamamasına neden olur. Bu sebeple elde edilen veri başka bir simulink diyagramında sabit step ile çalıştırılıp çalışma penceresine aktararak FFT analizi yapılabilir hale getirilir. Diferansiyel denklem çözücüsü olarak ode45 (Dormand-Prince) algoritması seçilmiştir. Dormand-Prince metodu Runge-Kutta basit diferansiyel çözücü ailesinin bir üyesi olan nümerik bir metottur. Basit diferansiyel denklemlerin belli bir hata yakınlığında iterasyon ile çözülmesi esasına dayanır. Oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Relatif hata 10^{-4} olarak belirlenmiştir. Belirtilen diğer ayarlar varsayılan şekilde bırakılmıştır Şekil 3.1.

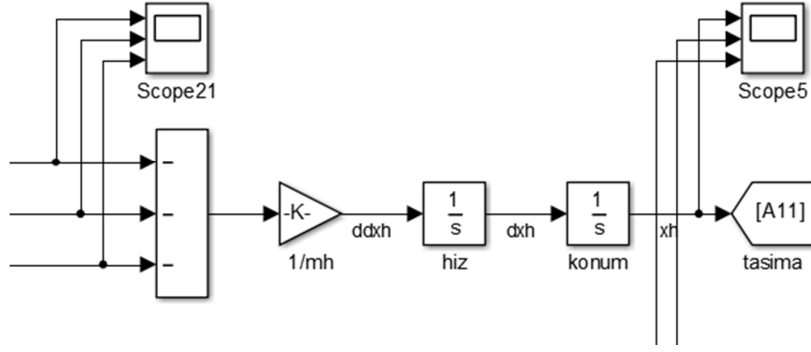


Şekil 3.1 : Model yapılandırma ayarları.

3.3 Model Blokları

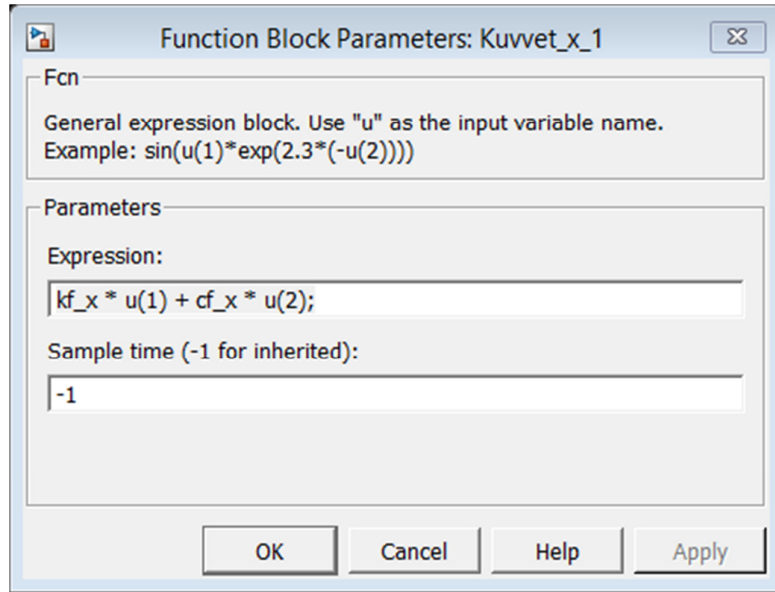
Kurulan modelin boyutlarının büyük ve karmaşık olması sebebi ile modelin belli kısımları örnek verilerek temel olarak nasıl çalıştığı anlatılacaktır. Şekil 3.2’de gövdenin x yönünde hareketine bağlı diferansiyel denklem çözümü verilmiştir. Burada sol tarafta bulunan toplam bloğuna ilgili diferansiyel denklemde bulunan kuvvetler bağlanmaktadır.

Elde edilen değer yine ilgili denklemden yola çıkarak gövdenin kütlesine bölünmüş böylelikle nihai değer integrali alınarak x yönünde gövdenin ivme değeri elde edilmiştir. Bu sinyalin de integrali alınarak x yönündeki hızı ve bu sinyalin de integrali alınarak x yönündeki konum değişimi hesaplanmıştır. Buradan elde edilen sinyal A11 kodlu taşıma bloğuna bağlanılarak ilgili denklemlerde kullanılmaya devam edilmiştir.

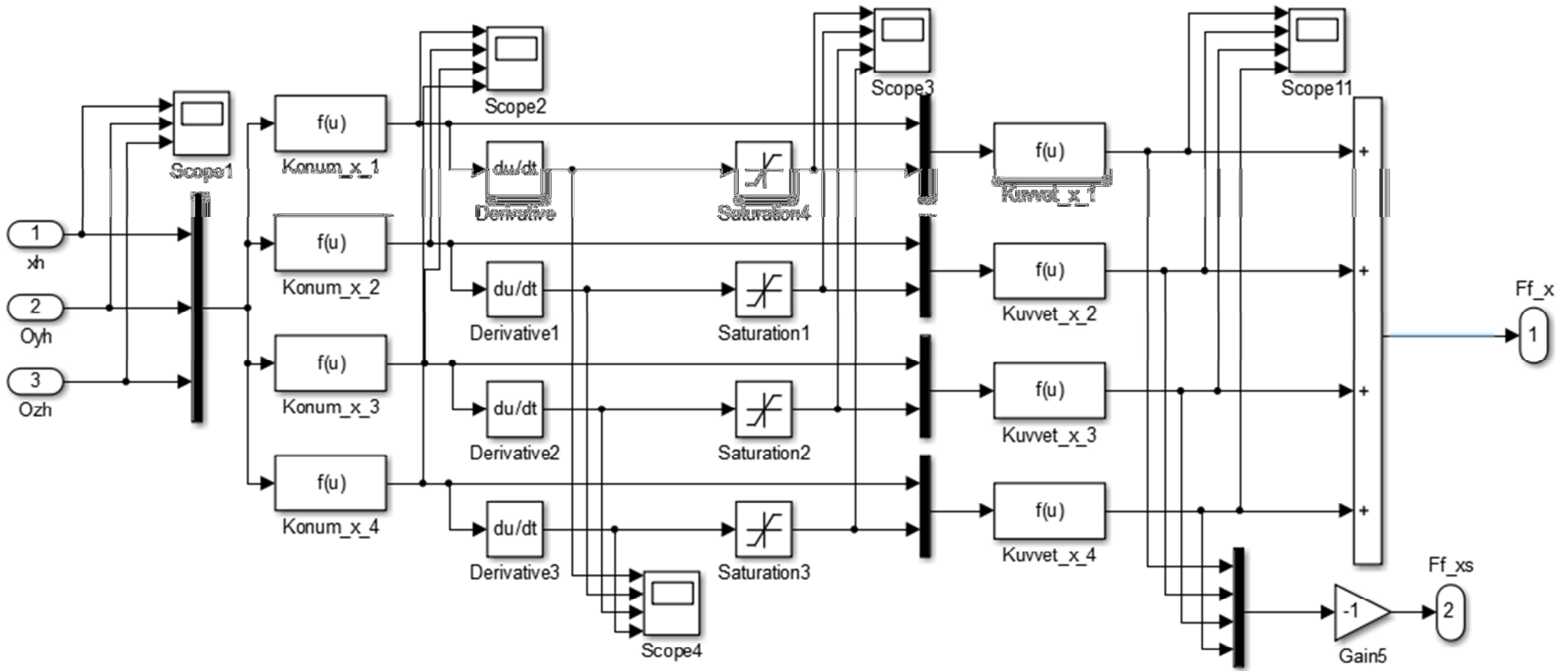


Şekil 3.2 : Gövdenin x yönünde hareketine ait diferansiyel denklem.

Şekil 3.4’de gövdenin x yönündeki yer değişimi ve y ile z eksenlerindeki açılal değişimlerinin konum bloklarına gömülü konum denklemlerinde kullanılmaları ile ayaklardaki konum değişimlerinin elde edilmeleri gösterilmiştir. Buradan edilen sinyallerin derivative bloklarında zamana göre türevleri alınarak kuvvet bloklarına bağlanmaları ve bu bloklarda gömülü denklemler Şekil 3.3 kullanılarak x yönündeki yay ve damperlerde elde edilen kuvvetler elde edilmiştir. En sağ tarafta bulunan toplam bloğunda kuvvet değerleri toplanarak x yönünde ayaklarda meydana gelen toplam kuvvet hesaplanmıştır. Ardından bu değer Şekil 3.2’de verilen denkleme sol taraftan bağlanmıştır.

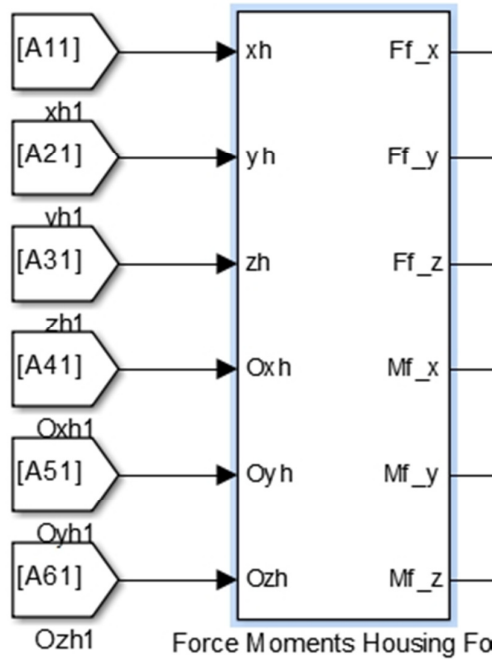


Şekil 3.3 : 1 Numaralı ayağın x yönünde oluşturduğu kuvvetin hesaplandığı blok.

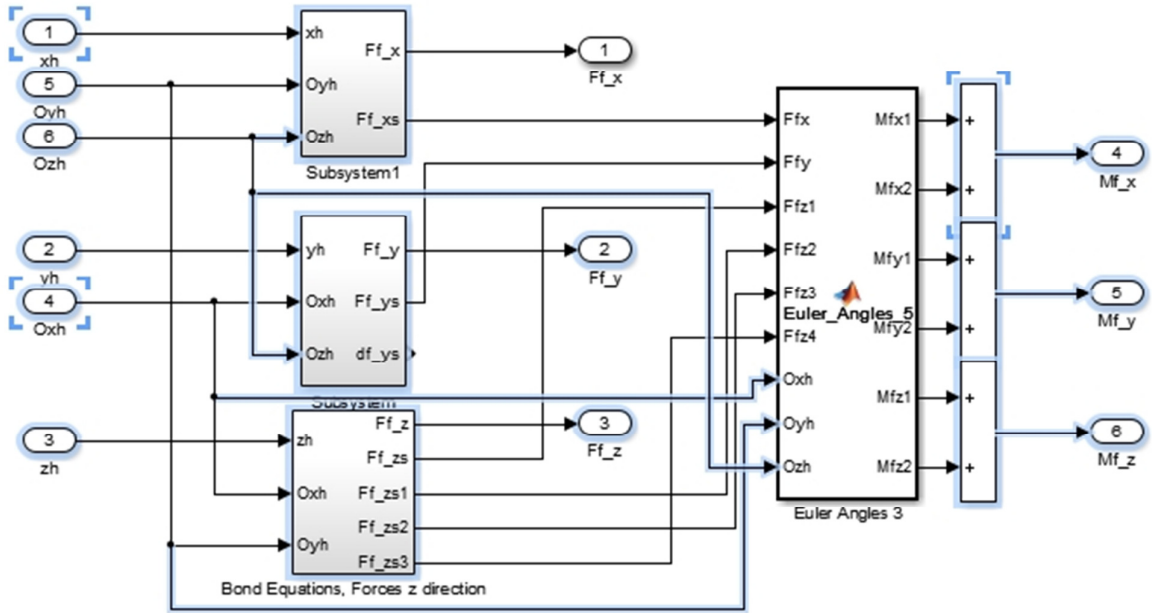


Şekil 3.4 : Diferansiyel denklemden elde edilen değerler ile ayaklarda x yönünde oluşan kuvvetlerin hesaplandığı altblok.

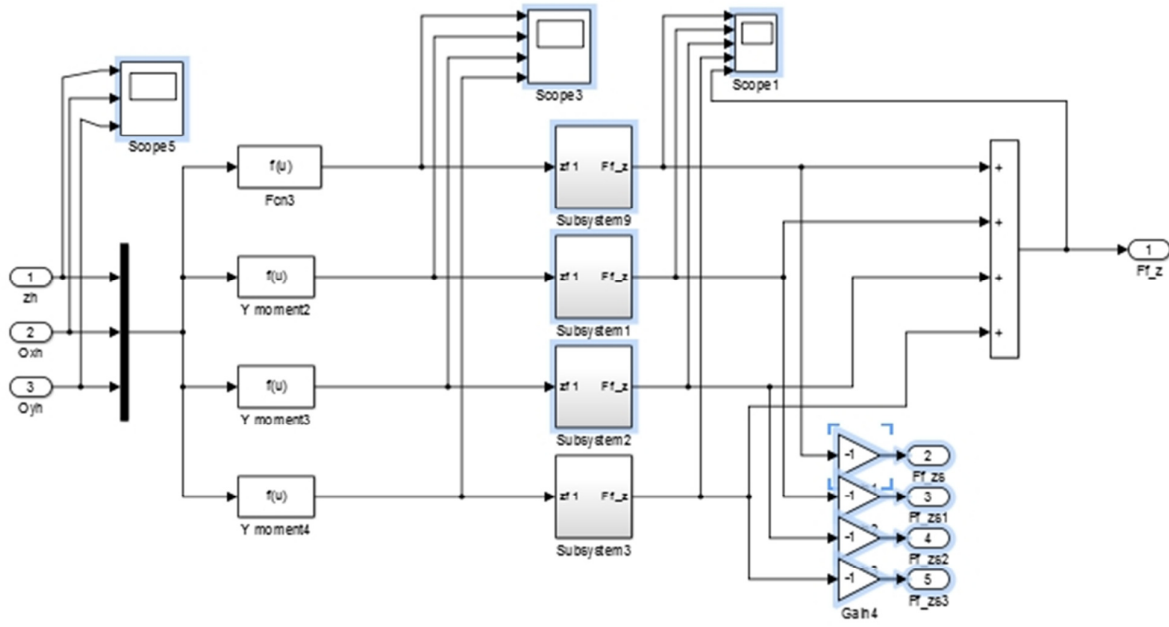
Kurulan modelin karmaşıklığını azaltabilmek adına alt bloklar kullanılmıştır. Şekil 3.5'te makinanın gövdesinin kütle merkezinin konum ve açı koordinatlarından gelen sinyallerin makinanın ayaklarında oluşan kuvvet ve kuvvetlerin oluşturduğu moment sinyallerine dönüştürüldüğü ana blok gösterilmektedir. Şekil 3.6'da blok içerisindeki farklı altbloklarda elde edilen konum ve açı sinyallerinden kuvvet sinyalleri hesaplanmakta, elde edilen kuvvet sinyalleri de sabit eksen takımına göre dönüştürülerek gövdenin kütle merkezine gelen momentler hesaplanmaktadır. Şekil 3.7'de z ekseninde meydana gelen kuvvetlerin aşama aşama ilk blokta kütle merkezinin yer değişiminin ayaklarda z yönünde meydana getirdiği değişimlere, sonraki blokta ise bu konum değişimlerinin iwan ayak modeline göre oluşturduğu kuvvetlere çevrilmesi gösterilmektedir. Şekil 3.8'de maxwell ayak modelinden gelen kuvvetin hesaplandığı alt bloğun içerisinde matematik modelde yer alan nonlinear yay, paralel bağlı damper ve seri bağlı damper-yay çiftinin oluşturduğu kuvvetler fonksiyon bloklarında parametrik olarak tanımlanmışlardır. Scope blokları bu blokların çıkışlarına bağlanarak kuvvetlerdeki değişim analizin sonunda gözlemlenebilir.



Şekil 3.5 : Konum ve açı değişiminden kuvvet ve moment değerlerinin elde edilişi.

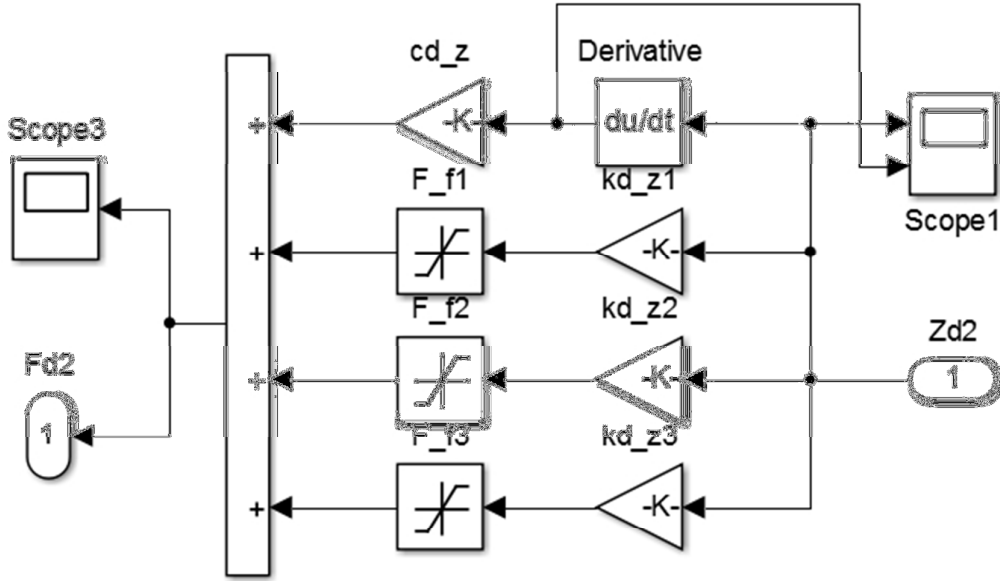


Şekil 3.6 : Konum ve açı sinyallerinin alt bloklara dağılışı.



Şekil 3.7 : Ayaklarda z yönünde gelen kuvvetin hesabı.

Burada anlatılan yöntem damper ve yay bağlantı noktalarına da uygulanarak bu noktaların konum ve hızları hesaplanmış, ilgili katılık ve sönüm katsayıları ile çarpılarak süspansiyonlar ve yaylarda meydana gelen kuvvetler hesaplanmış, ardından bu kuvvetlerin gövde ve kazan grubu üzerinde meydana getirdikleri momentler hesaplanmış ardından oluşturulmuş diferansiyel denklem bloklarına bağlanmışlardır. Damper kuvvetinin elde edildiği iwan süspansiyon modeli Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10 : Iwan süspansiyon modeli bloğunun alt blokları.

Ayrıca elde edilen damper ve yay kuvvetleri Euler Dönüşümü uygulanarak eksen takımı ile uyumlu hale getirilmiştir.

Bloklara gömülü hareket denklemleri parametrik olarak tanımlanmıştır. Daha önceden bütün bu ifadeler bir excel tablosunda tanımlanarak kodun ilgili parametreleri bu dosyadan okuması sağlanmıştır.

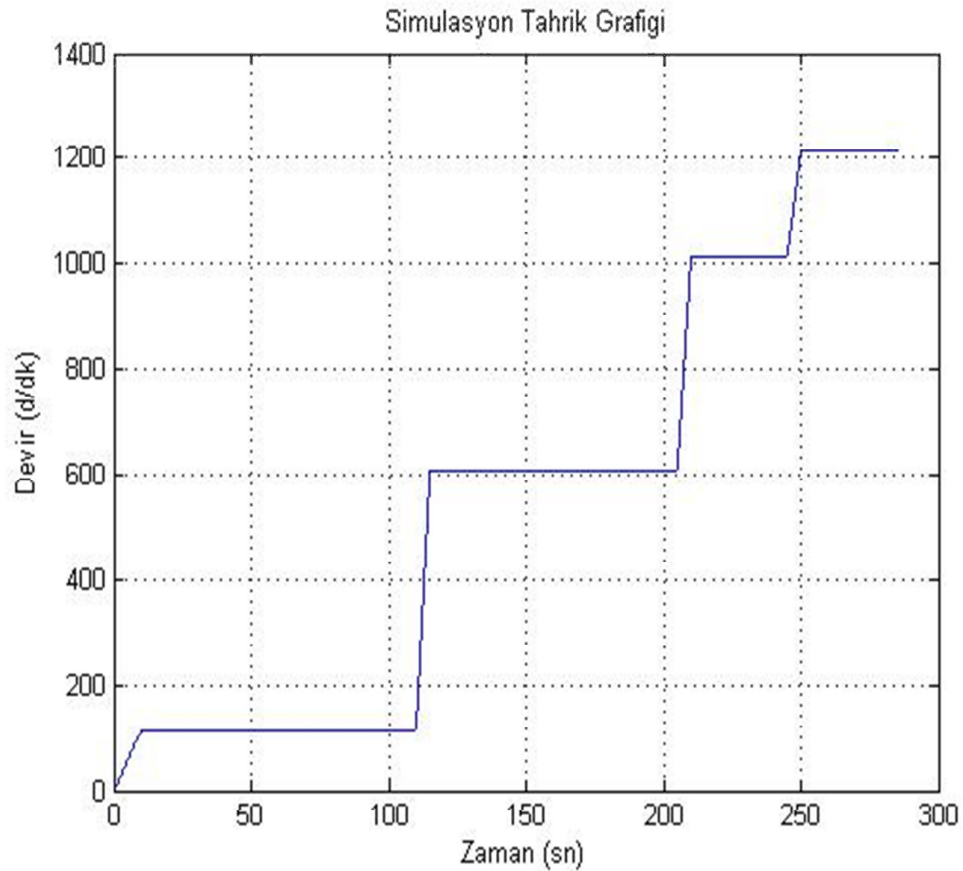
3.4 Simülasyonun Çalıştırılması

Sistemin tahrik edileceği devirler deneysel çalışmalarla belirlenmiştir. Simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçlarla ayaklara dik eksende gelen kuvvet değerleri ve kazan üzerinden toplanan 3 eksende ivme değerleri açısından karşılaştırılması uygun

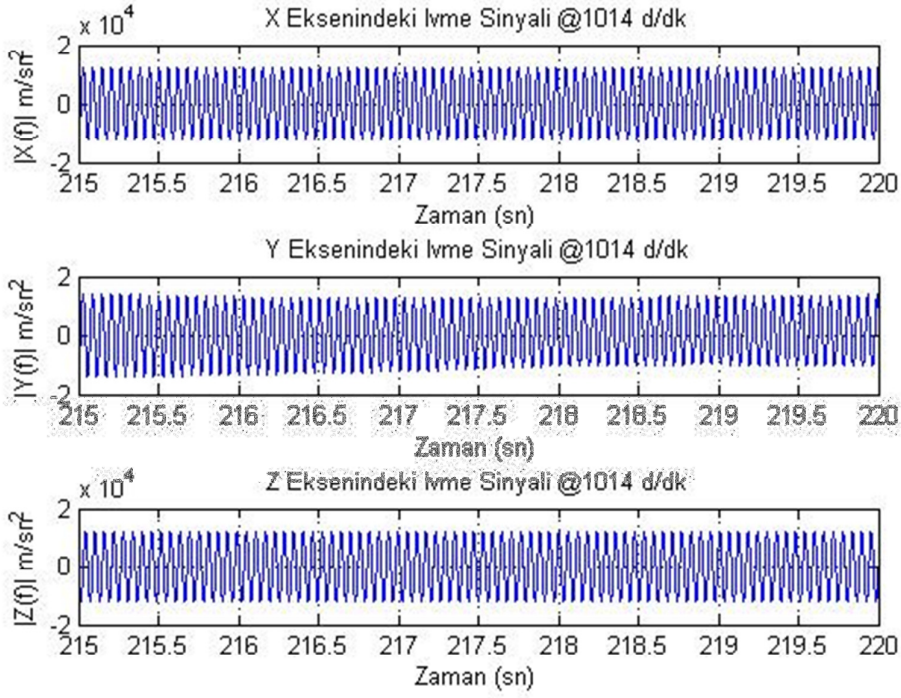
görülmüştür. Ayaklara gelen kuvvet değerlerinin 114 d/dk ve 606 d/dk'da, kazan üzerinden toplanan ivme değerlerinin ise 1014 d/dk ve 1212 d/dk'da karşılaştırılması kararlaştırılmıştır. Bu duruma bağlı olarak simülasyonu tahrik edecek zamana bağlı devir grafiği Şekil 3.11'de gösterilmiştir.

Tahrik sinyali bir mfile ile oluşturulmaktadır. Ardından oluşturulan simulink model çalıştırılarak nümerik çözüm gerçekleştirilir.

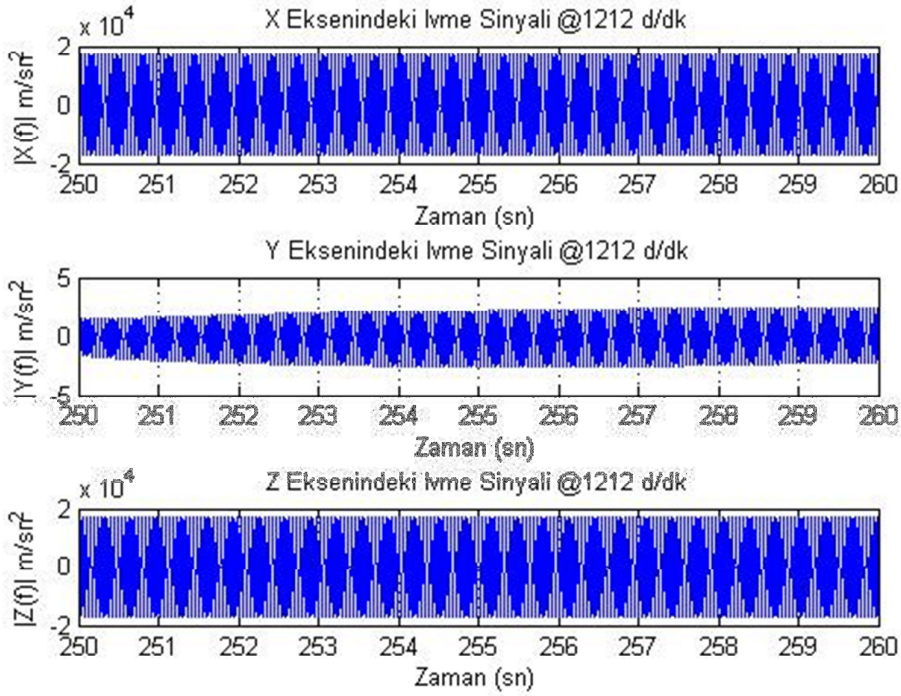
Elde edilen sonuçlar çalışma penceresinde depolanmıştır. Simülasyon sonucu elde edilen farklı devirlere ait ivme sinyalleri ve ayaklara dik yönde gelen kuvvet sinyalleri Şekil 3.12, 3.13, 3.14 ve 3.15'de gösterilmiştir.



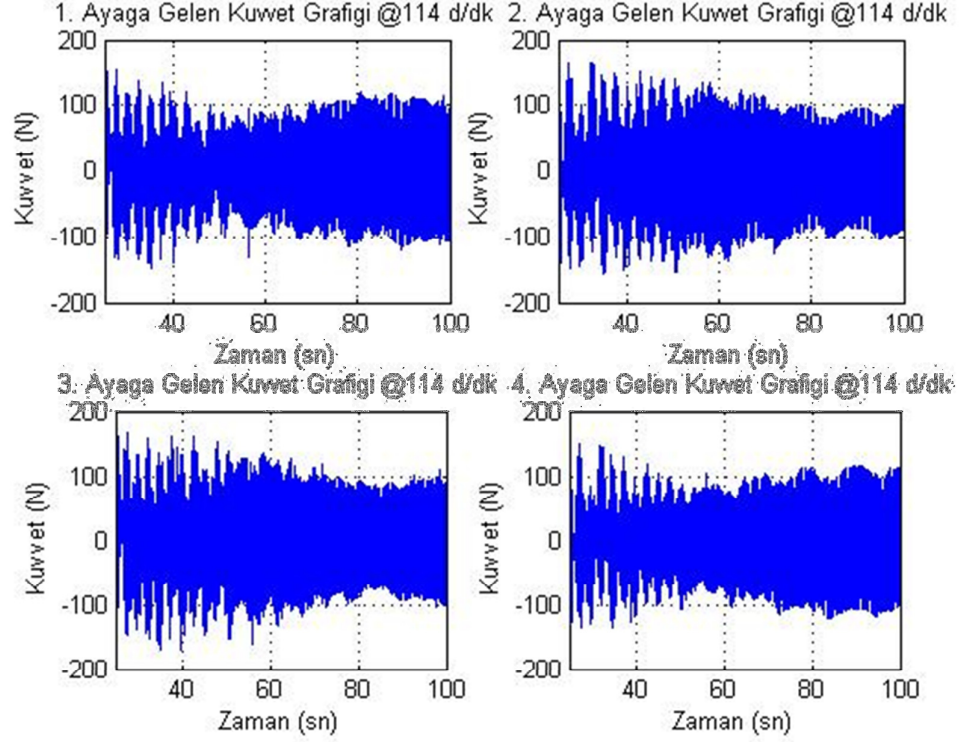
Şekil 3.11 : Simülasyonun çalıştırıldığı devirin zamana bağlı değişimi.



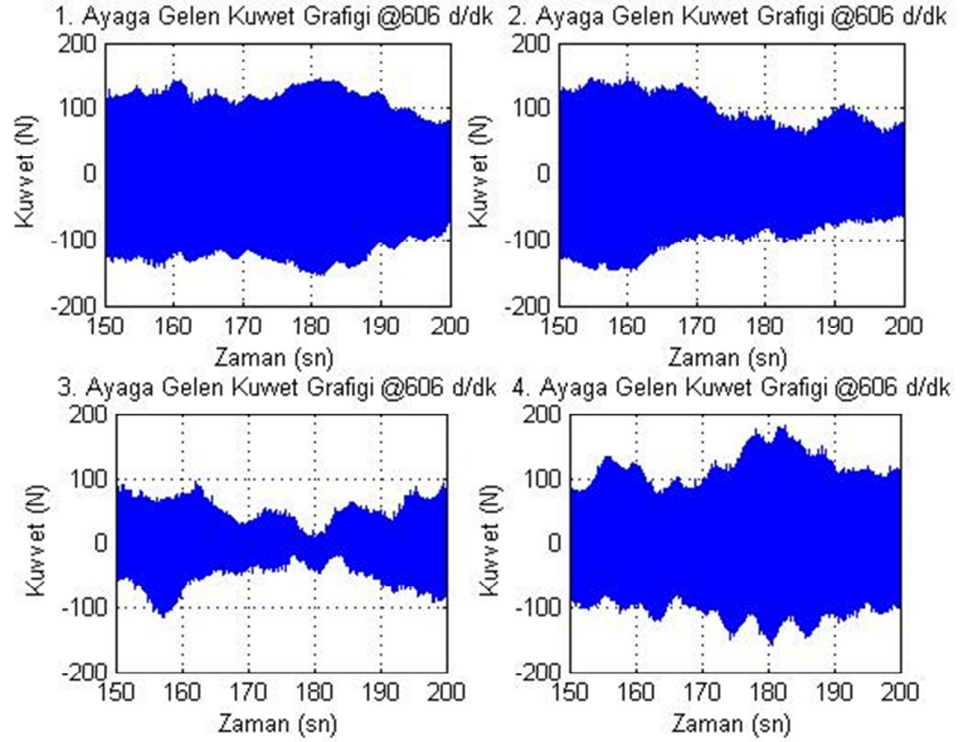
Şekil 3.12 : 1014 d/dk'da 3 eksendeki ivme – zaman grafiği.



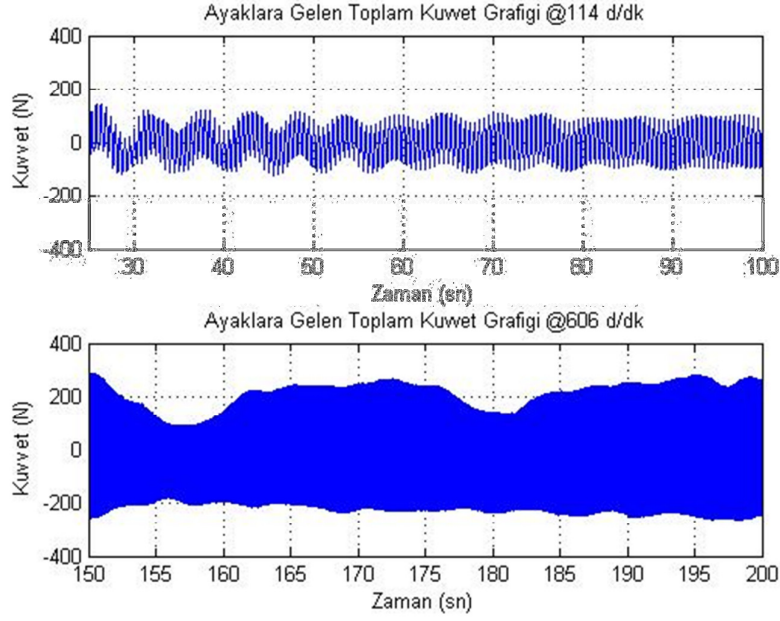
Şekil 3.13 : 1212 d/dk'da 3 eksendeki ivme – zaman grafiği.



Şekil 3.14 : Ayaklara 114 d/dk’da dik yönde gelen kuvvet zaman grafikleri.

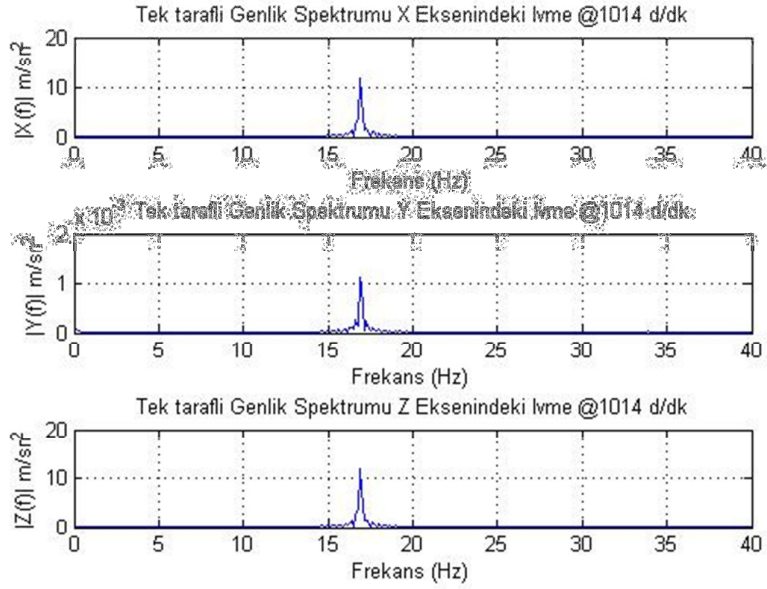


Şekil 3.15 : Ayaklara 606 d/dk’da dik yönde gelen kuvvet zaman grafikleri.

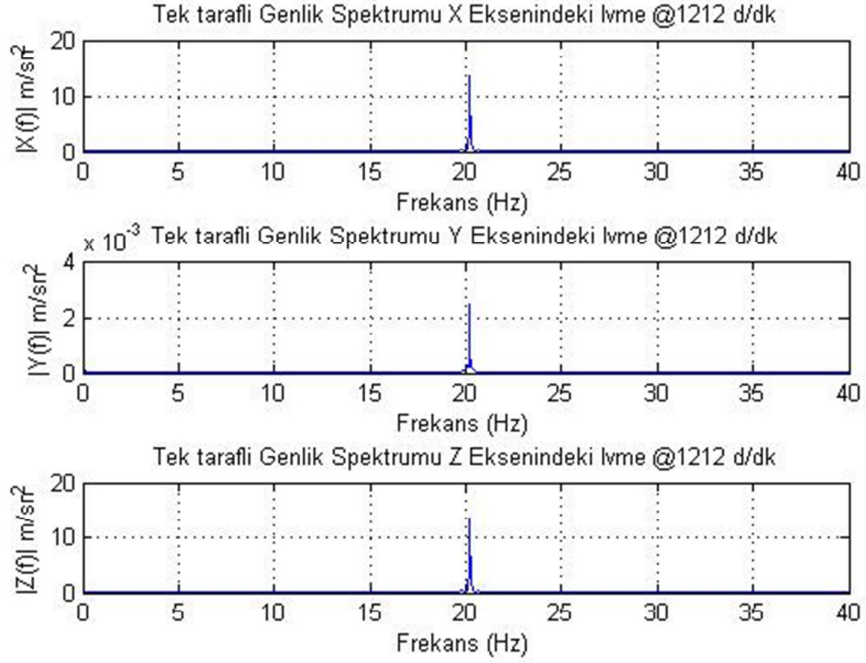


Şekil 3.16 : Ayaklara 114 ve 606 d/dk'da dik yönde gelen toplam kuvvet grafiği.

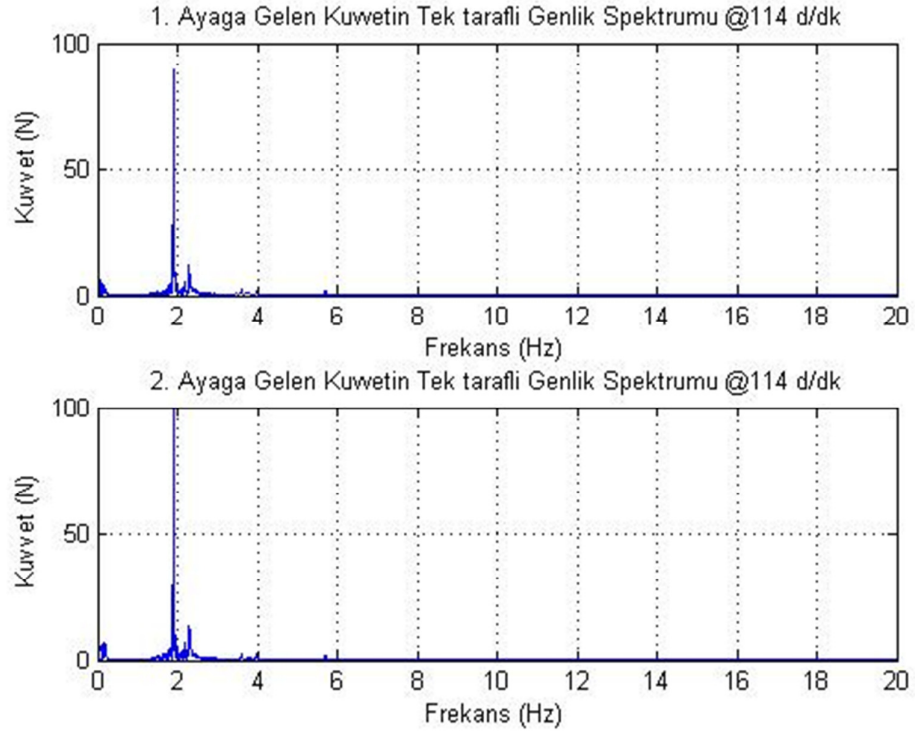
Elde edilen grafiklerin daha sağlıklı yorumlanabilmesi için toplanan sinyallere fourier analizi uygulanmıştır. Böylelikle her bir ayağa ait kuvvet ve tambura ait ivme sinyallerinin frekans-genlik grafikleri çizilmiştir. Elde edilen grafikler Şekil 3.17, 3.18, 3.19, 3.20, 3.21, 3.22 ve 3.23'de gösterilmiştir.



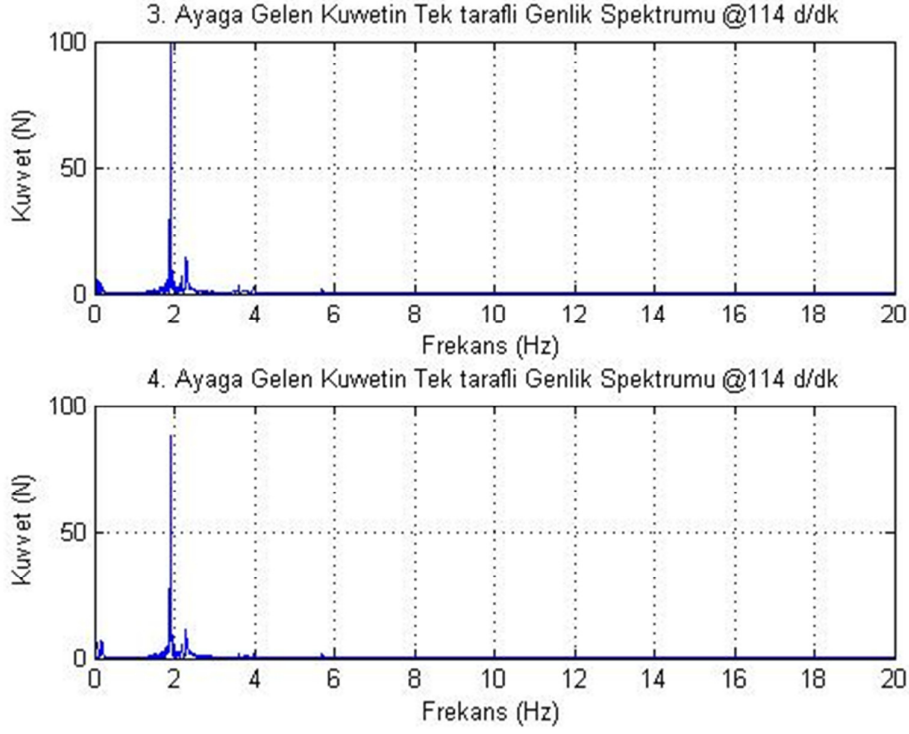
Şekil 3.17 : 1014 d/dk'da 3 eksenlik toplanan ivmenin FFT sonucu.



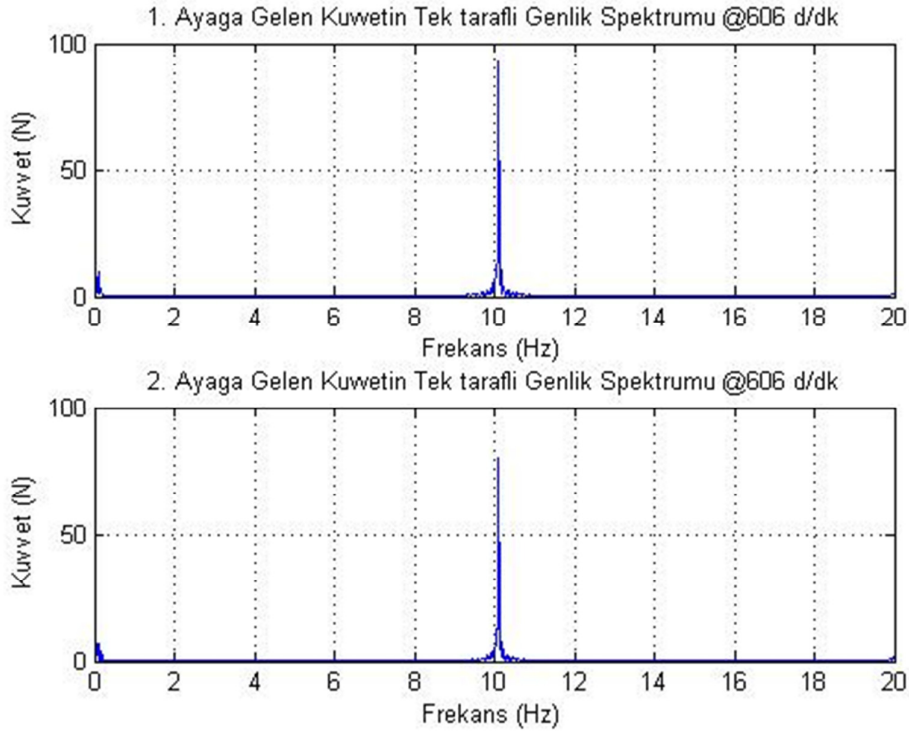
Şekil 3.18 : 1212 d/dk'da 3 eksenlik toplanan ivmenin FFT sonucu.



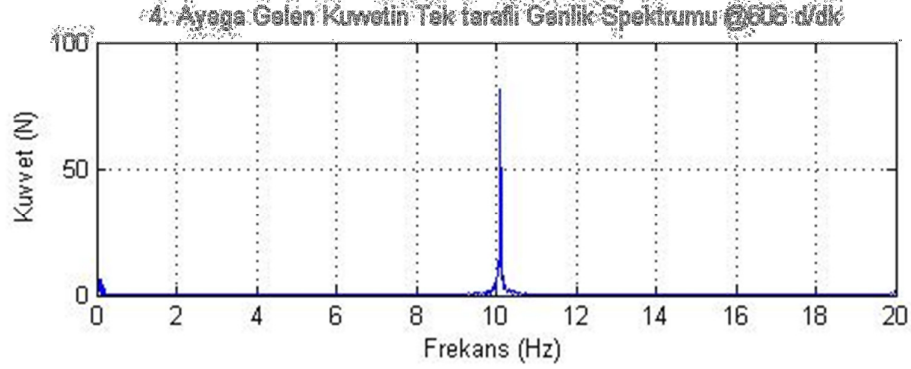
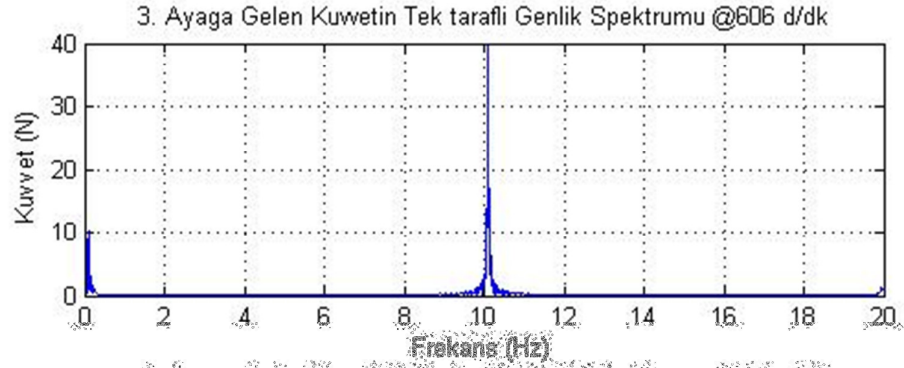
Şekil 3.19 : 114 d/dk'da 1. ve 2. Ayaklara gelen kuvvetin FFT sonucu.



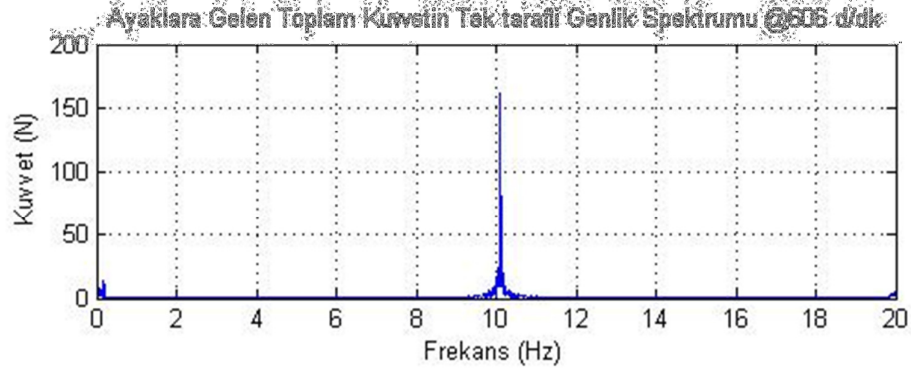
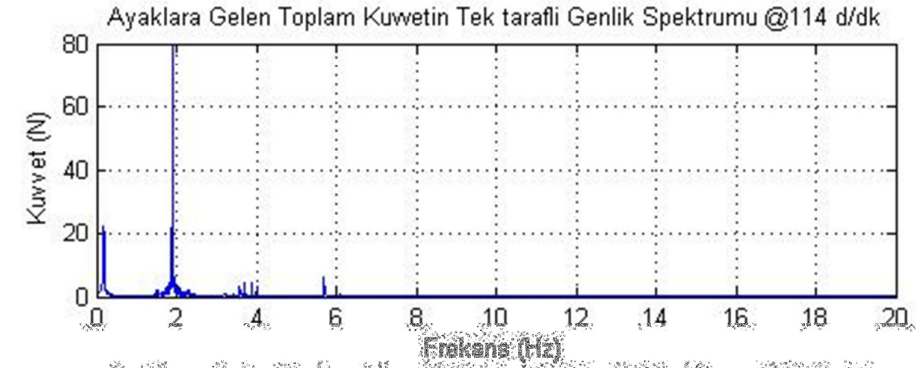
Şekil 3.20 : 114 d/dk’da 3. ve 4. Ayaklara gelen kuvvetin FFT sonucu.



Şekil 3.21 : 606 d/dk’da 1. ve 2. Ayaklara gelen kuvvetin FFT sonucu.



Şekil 3.22 : 606 d/dk'da 3. ve 4. Ayaklara gelen kuvvetin FFT sonucu.



Şekil 3.23 : Ayaklara gelen toplam kuvvet sinyalinin FFT sonucu.

4. TEST VE ÖLÇÜMLER

Ortaya konulan matematik modelin doğruluğundan emin olmak amacıyla gerçek bir çamaşır makinası üzerinden ivme ve kuvvet sinyalleri toplanmıştır. Simülasyondan elde edilen sinyaller ile gerçek model üzerinden toplanan ölçümler karşılaştırılarak ortaya konulan matematik modelin doğruluğundan emin olmak amaçlanmıştır. Ölçümlerin toplandığı çamaşır makinesine ait fiziksel parametreler Çizelge 2.1 ve 2.2’de verilmiştir. Çamaşır makinesinin testleri, Vestel mühendislerinin önerileri doğrultusunda 192 gramlık bir yük ile yapılmıştır. Ölçümler laboratuvar ortamında gerçekleştirilmiş olup çevresel gürültünün etkisi ihmal edilebilir düzeydedir. Makinanın kazanı üzerinden 3 eksenli ivme ölçümleri ve makinanın ayakları üzerinden tek eksenli kuvvet ölçümleri toplanmıştır. Böylelikle makinanın çalışması sırasında toplanan bu 7 sinyal üzerinden farklı devirlerdeki ivme ve kuvvet değerleri incelenecektir. Elde edilen sinyaller yazılmış matlab kodu kullanılarak fourier analizi yapılmış ve tek taraflı genlik spektrumu elde edilmiştir.

4.1 Ölçüm Cihazı ve Ölçümler

Titreşim ölçümlerinde 01dB PRO-117/EXT Sinyal Analizörü ve Endevco Model 66A50 üç eksenli ivmeölçer kullanılmıştır. Ayaklardan zemine iletilen kuvvetlerin ölçümü için 4 adet Dytran 1053V3 kuvvetölçer kullanılmıştır.

Ölçümler için kullanılan cihazların teknik özellikleri ekte gösterilmiştir [EK-A]. Ölçümlerde, 3 eksenli ivmeölçer kullanılarak, yatay ve düşey yönlerde, titreşim ivmesinin değeri zamana bağlı olarak ölçülmüştür. Ayaklardan zemine iletilen kuvvetler ise tek eksenli kuvvetölçer ile sadece düşey yönde Newton olarak zamana bağlı olarak ölçülmüştür. İvme ölçümünde örnekleme zamanı $1,95 \cdot 10^{-5}$ sn, kuvvet ölçümünde örnekleme frekansı 2048 Hz olarak belirlenmiştir. Ölçümler 670 saniye boyunca 5 ayrı devirde makine çalıştırılarak toplanmıştır.

Çamaşır makinesinin ayaklarının numaralandırılışı Şekil 4.1’de gösterildiği gibidir. Çamaşır makinesi üzerine bağlanmış ivme ölçer ve kuvvet ölçerler Şekil 4.2, 4.3 ve

4.4'te gösterilmiştir. Kazan üzerinden 3 eksende toplanan ivme değerleri Şekil 4.5, 4.6 ve 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Çamaşır makinesi ayaklarının numaralandırılması.



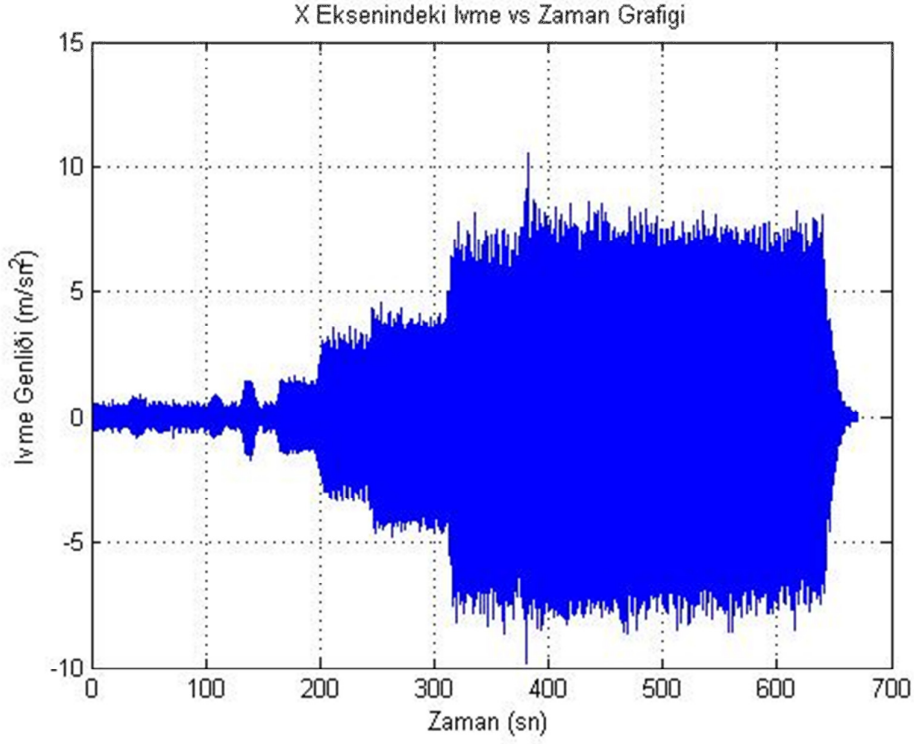
Şekil 4.2 : İvme ölçerin kazan üzerindeki konumu.



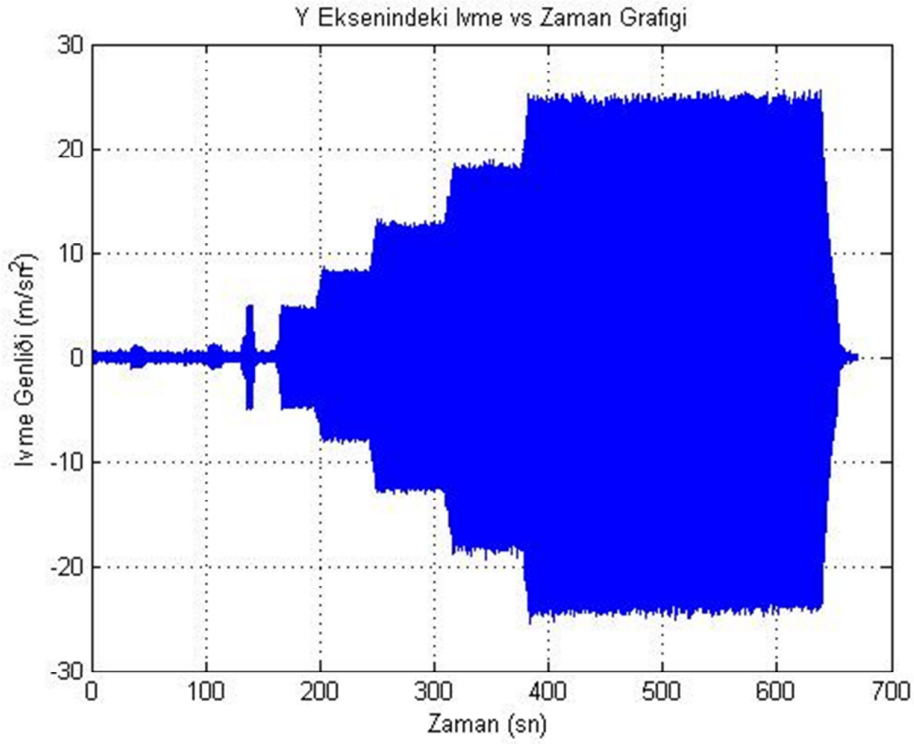
Şekil 4.3 : Kuvvet Ölçerin 1. ayak üzerindeki konumu.



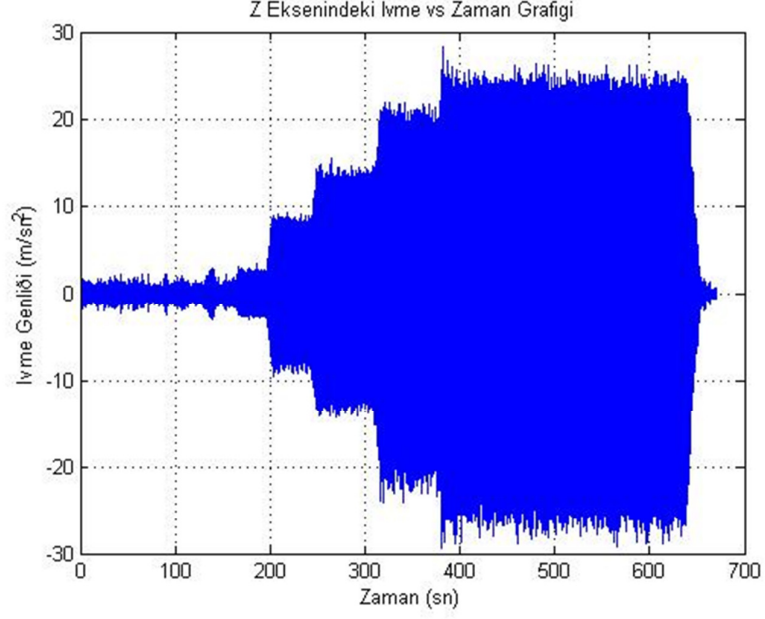
Şekil 4.4 : Kuvvet ölçerin 2. ayak üzerindeki konumu.



Şekil 4.5 : Kazan üzerinden x yönünde toplanan ivme sinyali.

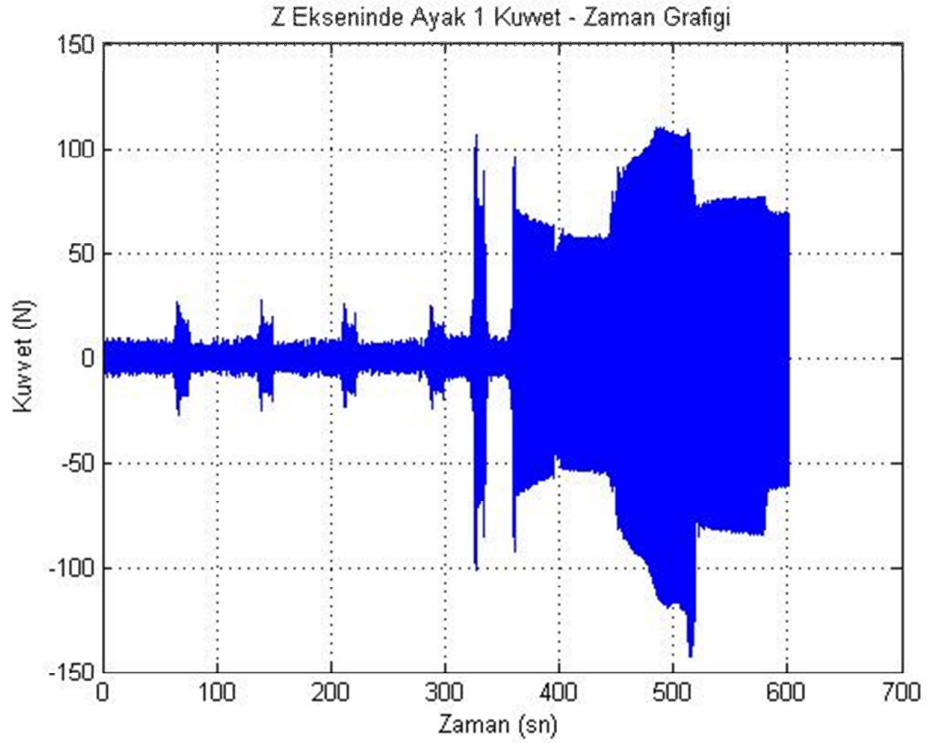


Şekil 4.6 : Kazan üzerinden y yönünde toplanan ivme sinyali.

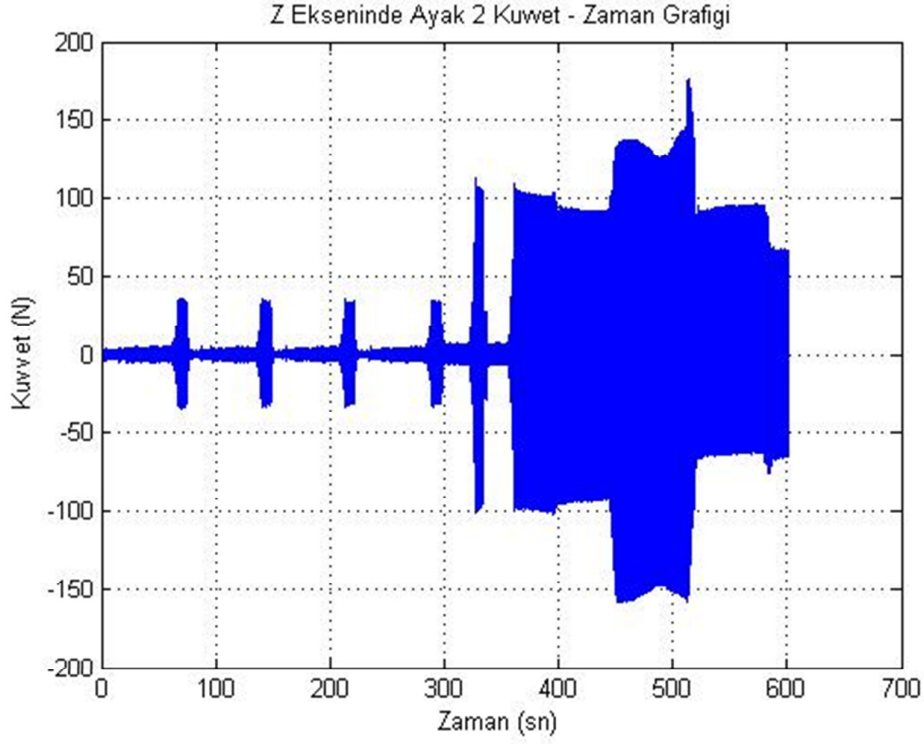


Şekil 4.7 : Kazan üzerinden z yönünde toplanan ivme sinyali.

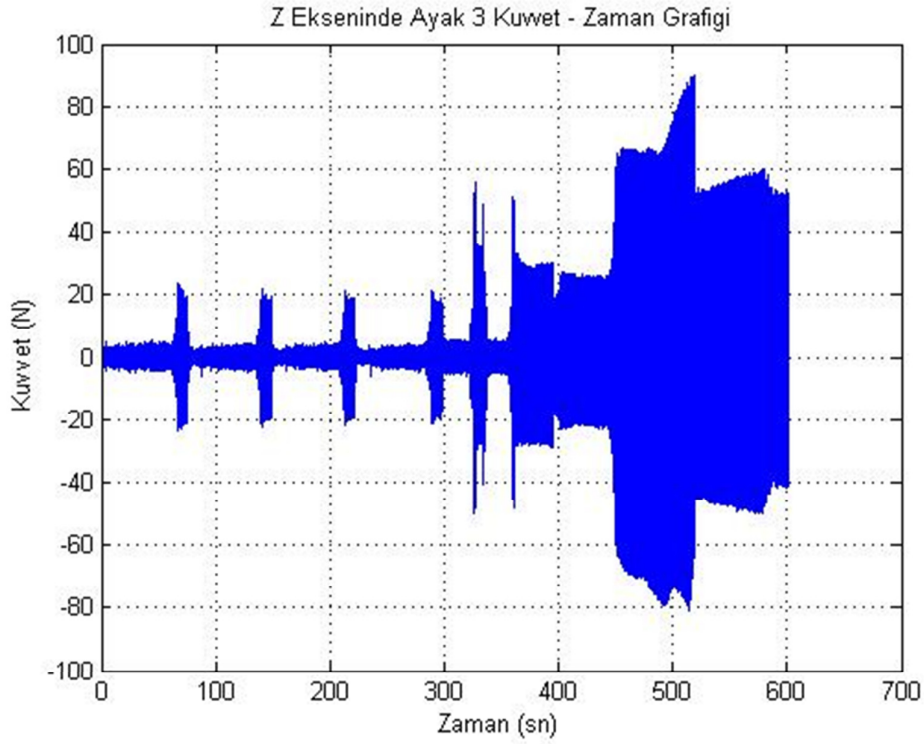
Çamaşır makinesinin her bir ayağından düşey ekseninde toplanan 4 ayrı kuvvet sinyali Şekil 4.8, 4.9, 4.10 ve 4.11’de gösterilmiştir.



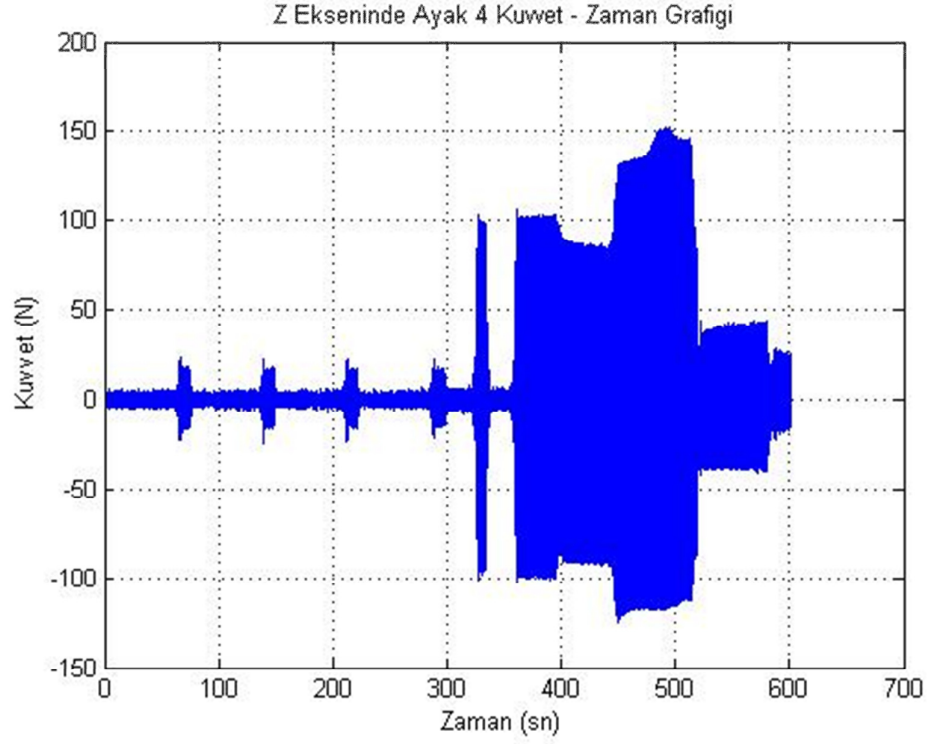
Şekil 4.8 : 1. Ayaktan toplanan kuvvet sinyali.



Şekil 4.9 : 2. Ayaktan toplanan kuvvet sinyali.

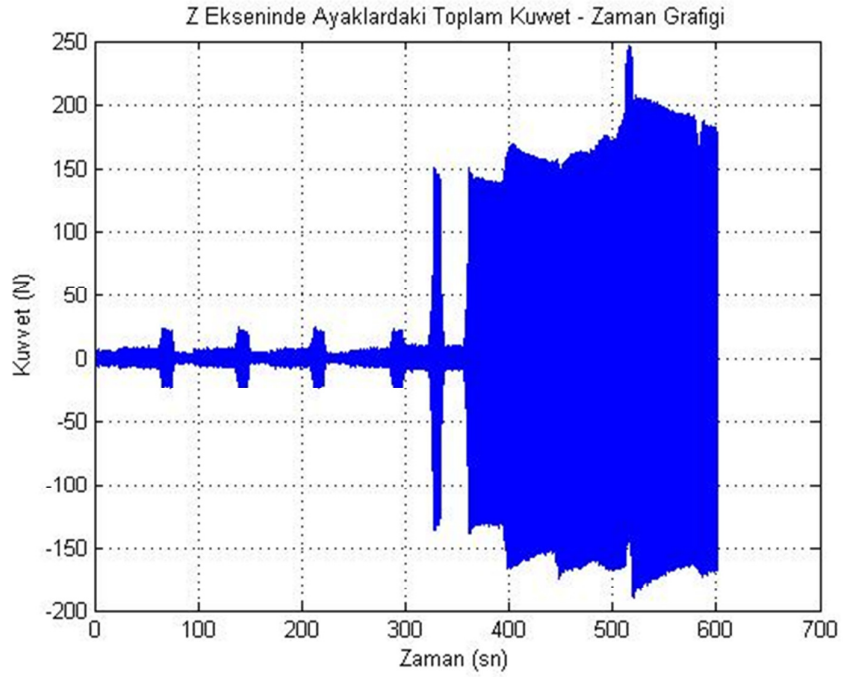


Şekil 4.10 : 3. Ayaktan toplanan kuvvet sinyali.



Şekil 4.11 : 4. Ayaktan toplanan kuvvet sinyali.

Ayrıca 4 ayağa gelen toplam kuvvetin grafiği de Şekil 4.12’de belirtilmektedir.

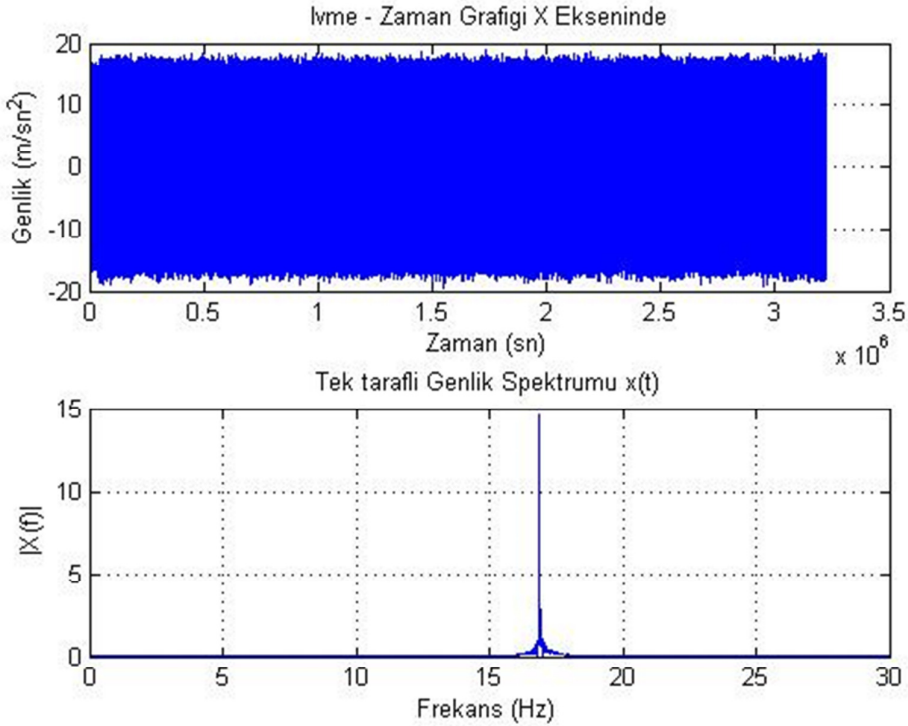


Şekil 4.12 : Ayaklara gelen toplam kuvvetin sinyali.

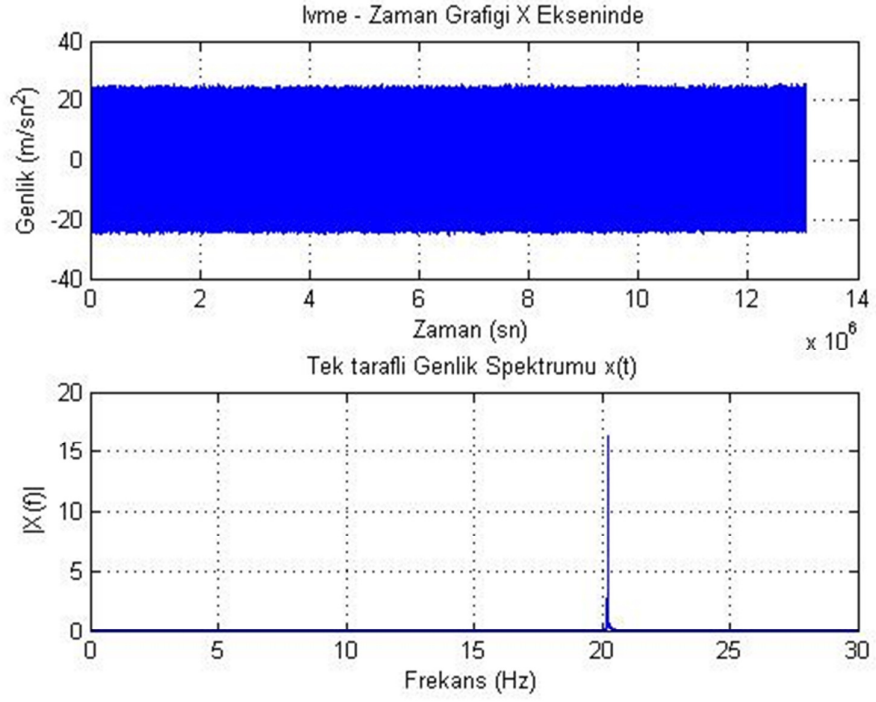
4.2 Ölçümlerin Yorumlanması

Kazan üzerinden 3 eksende toplanan zamana bağlı ivme ve ayaklar üzerinden zamana bağlı tek eksende toplanan kuvvet sinyallerini ham halde yorumlamak güçtür. Bu sebeple sinyallere fourier analizi uygulanarak çamaşır makinasının hangi hızlarda çalıştığı ve elde edilen sinyallerin genlik değerlerinin ne kadar olduğu elde edilmelidir. Böylelikle simülasyondan edilen sinyaller ile daha sağlıklı bir karşılaştırma yapılmıştır. Fakat sırasıyla 5 farklı devirde toplanmış sinyallerin fourier analizinin yapılabilmesi için toplanan sinyaller bölünerek uygun devirlerde fourier analizi yapılmalıdır. Bu sebeple toplanan ivme sinyalleri en yüksek 2 devirde, kuvvet sinyalleri ise biri küçük biri yüksek olmak üzere 2 farklı devirde karşılaştırmaya tabi tutulacaklardır.

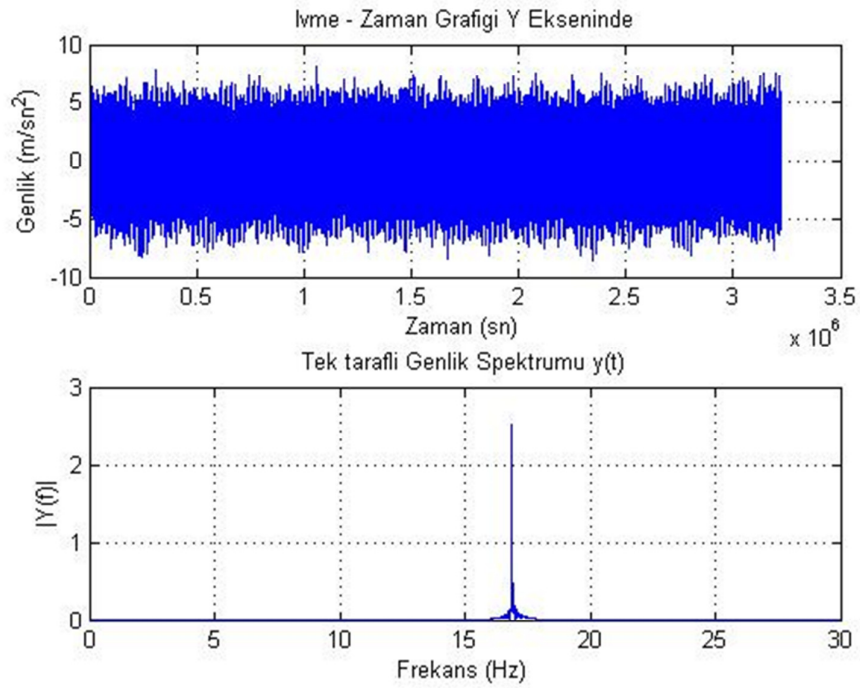
Çamaşır makinesi en yüksek 2 devirde çalışırken 3 eksende toplanmış ivme sinyalleri ve frekans eksenindeki genlik değerleri Şekil 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17 ve 4.18'te gösterilmiştir.



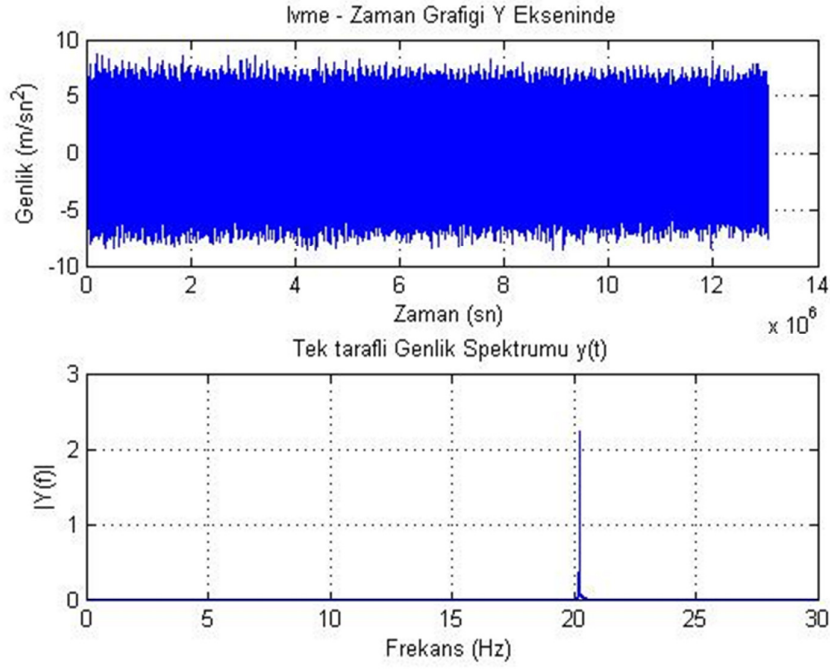
Şekil 4.13 : X yönünde 1014 d/dk'da kazandan toplanan ivme sinyali ve FFT.



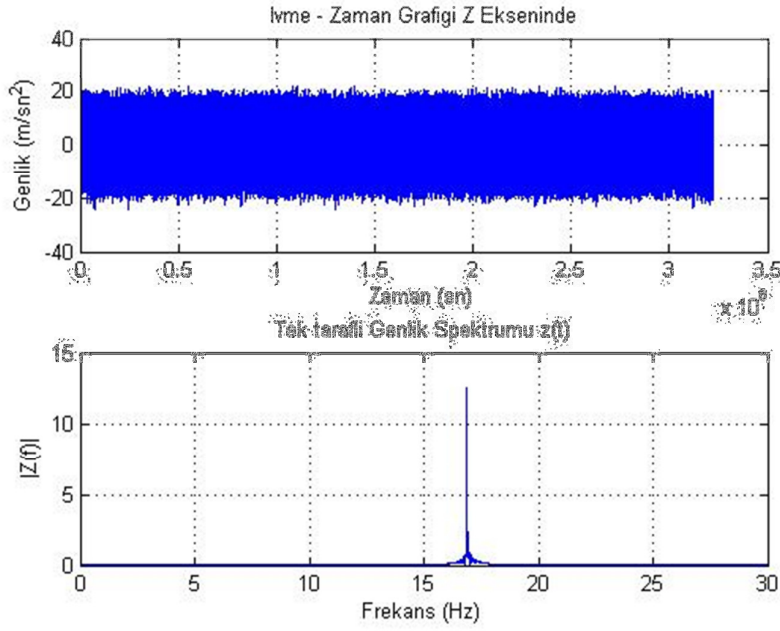
Şekil 4.14 : X yönünde 1212 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.



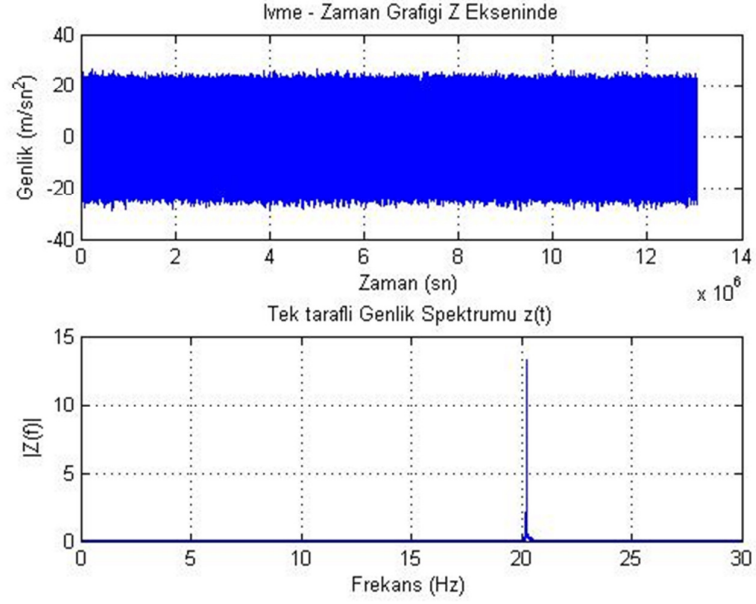
Şekil 4.15 : Y yönünde 1014 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.



Şekil 4.16 : Y yönünde 1212 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.

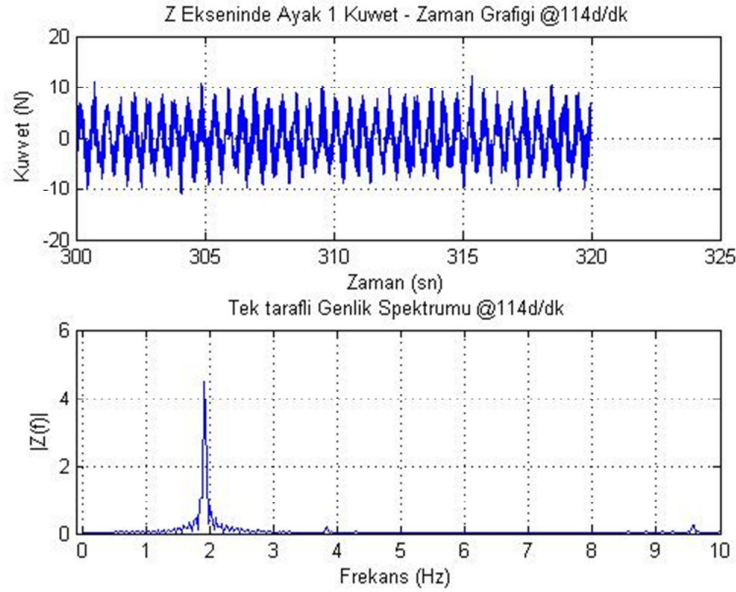


Şekil 4.17 : Z yönünde 1014 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.

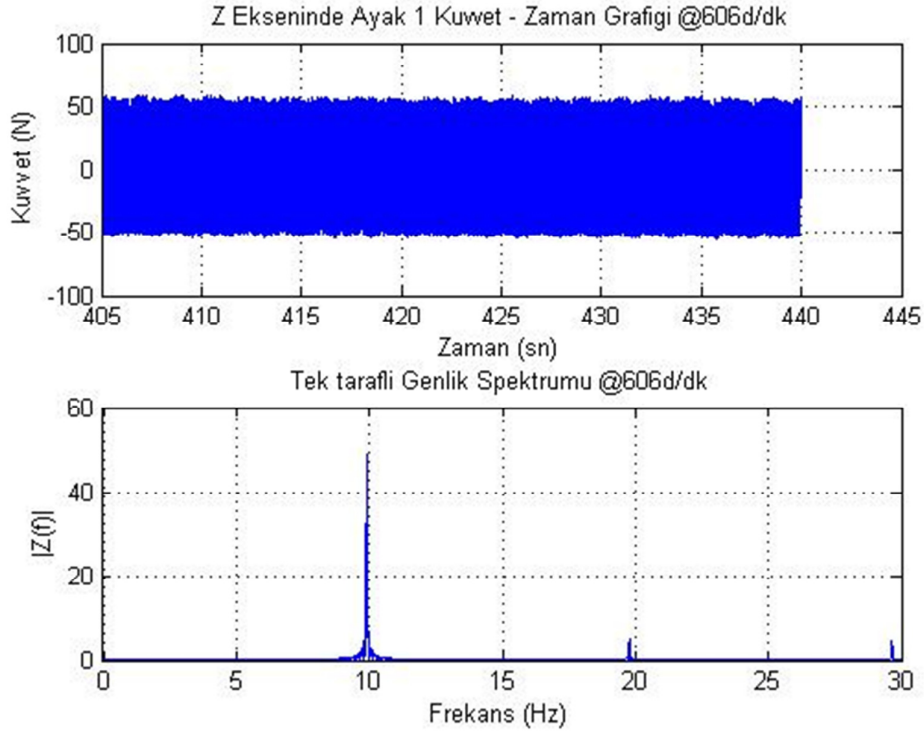


Şekil 4.18 : Z yönünde 1212 d/dk'da toplanan ivme sinyali ve FFT.

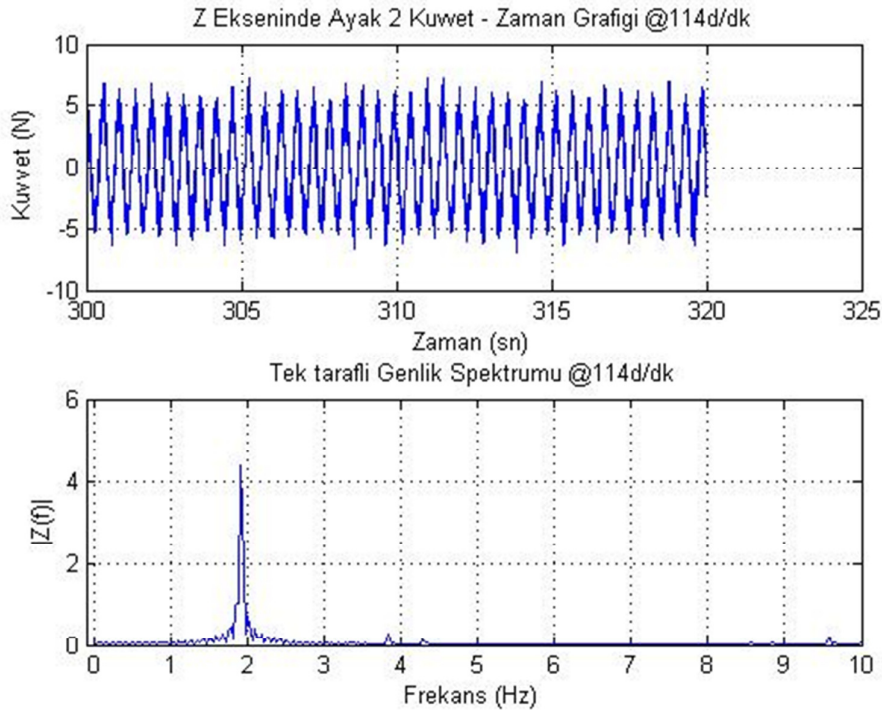
Çamaşır makinesi düşük devir 114 d/dk ve yüksek devir 606 d/dk olarak belirlenmiş devirlerde çalışırken tek eksenle toplanmış kuvvet sinyalleri ve frekans eksenindeki genlik değerleri Şekil 4.19, 4.20, 4.21, 4.22, 4.23, 4.24, 4.25 ve 4.26'da gösterilmiştir.



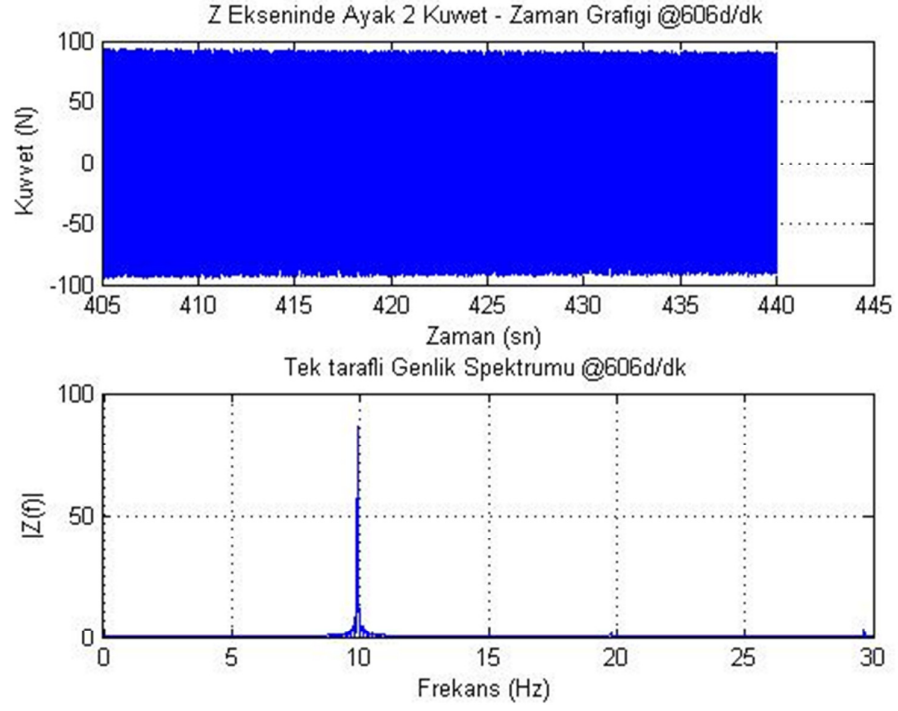
Şekil 4.19 : 1. Ayak'tan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi.



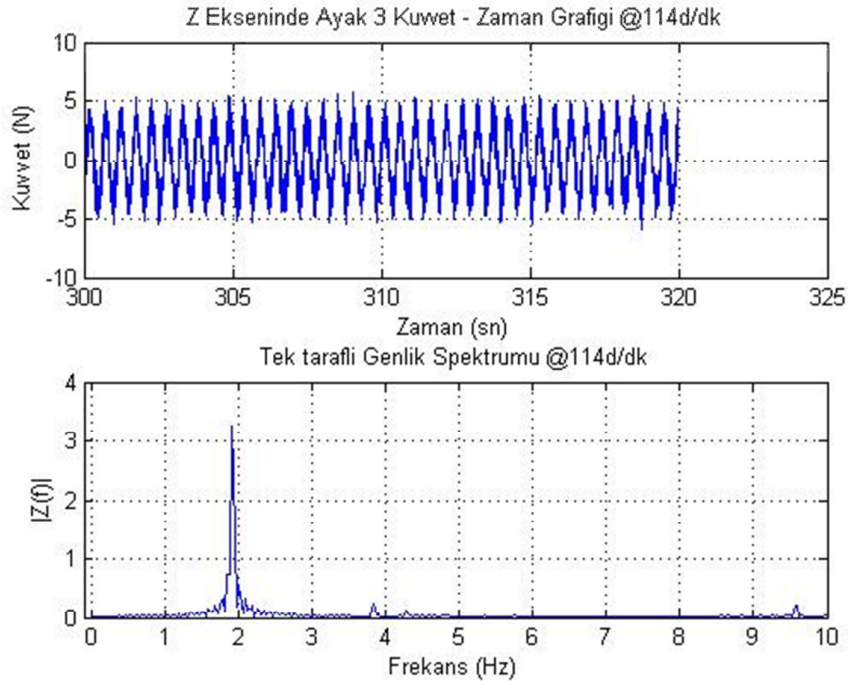
Şekil 4.20 : 1. Ayak'tan z ekseninde 606 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi.



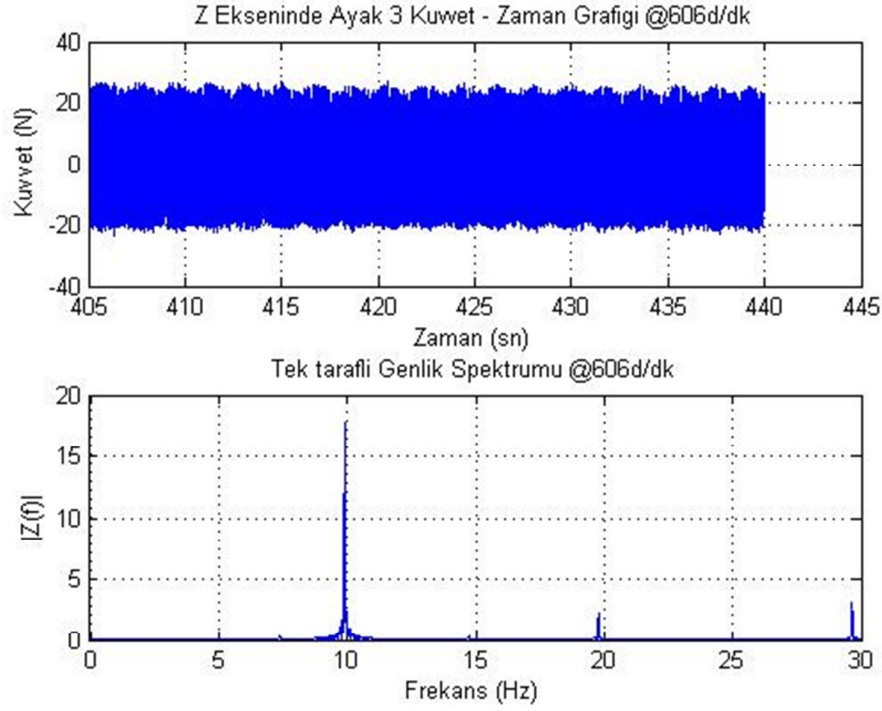
Şekil 4.21 : 2. Ayak'tan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi.



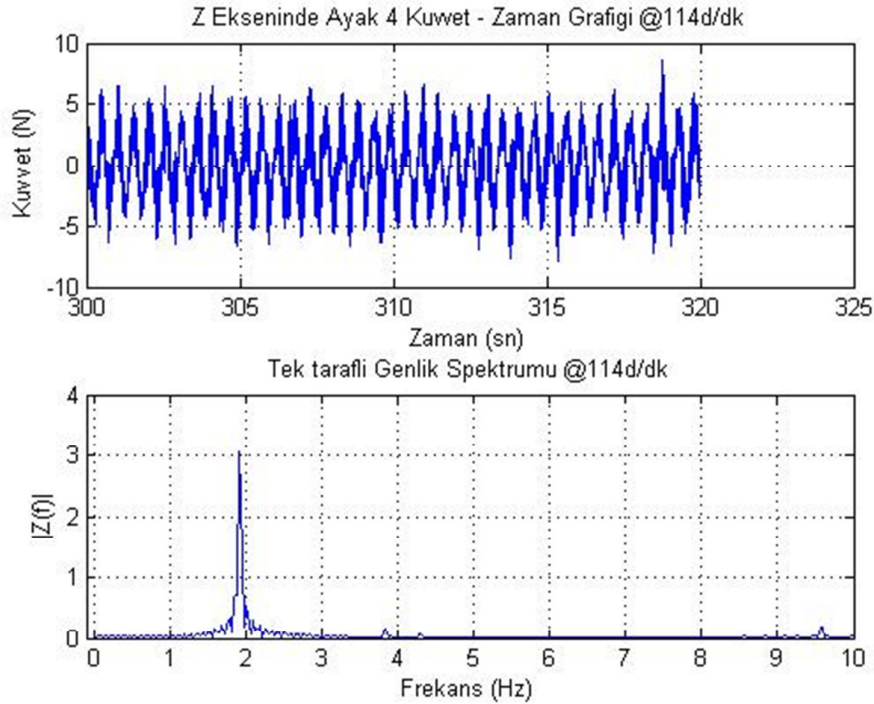
Şekil 4.22 : 2. Ayak'tan z ekseninde 606 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi.



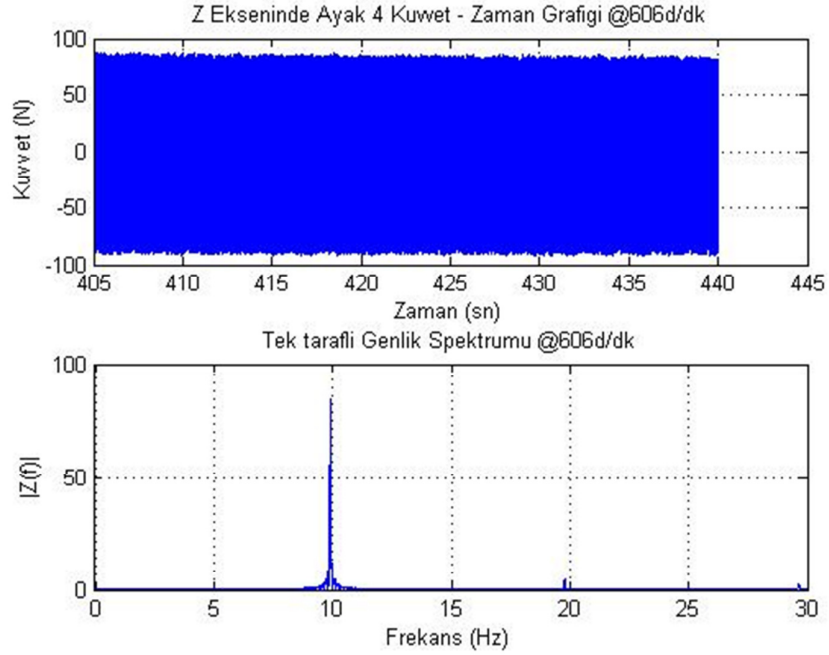
Şekil 4.23 : 3. Ayak'tan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi.



Şekil 4.24 : 3. Ayak'tan z ekseninde 606 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi.

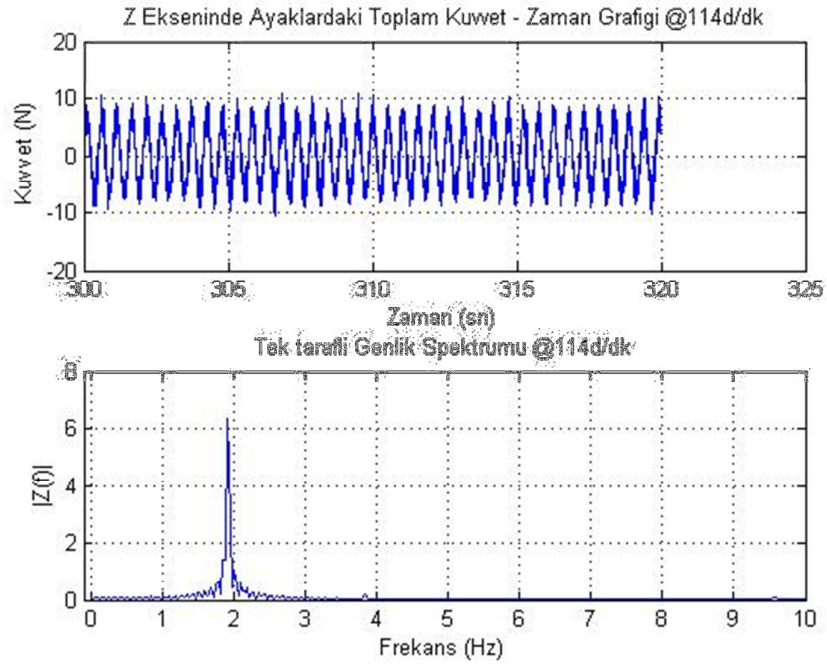


Şekil 4.25 : 4. Ayak'tan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi.

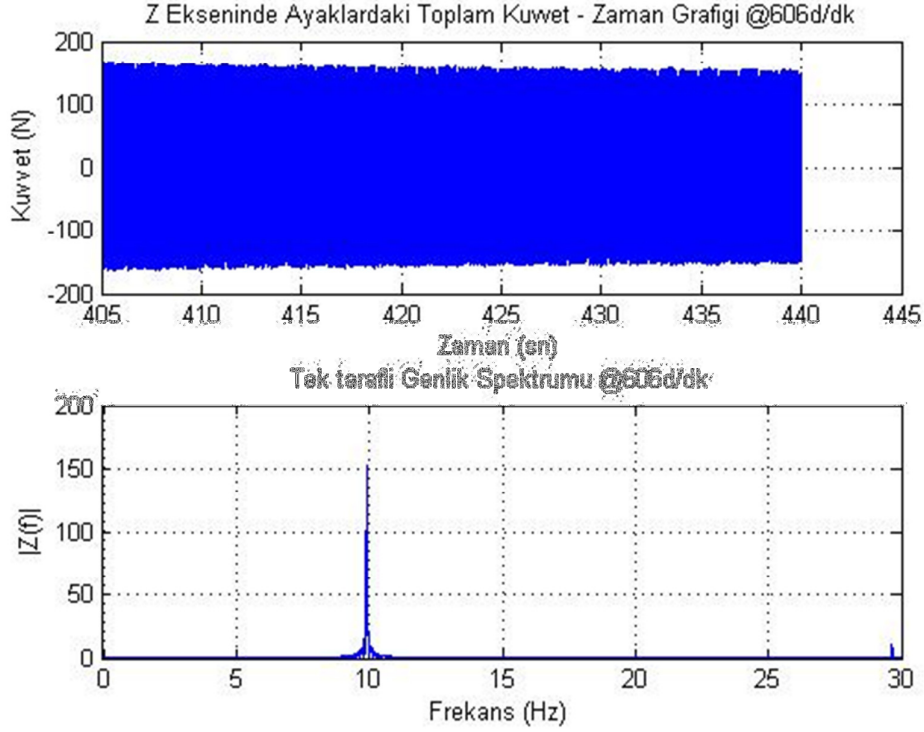


Şekil 4.26 : 4. Ayak'tan z ekseninde 606 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi.

Ayrıca ayaklara gelen toplam kuvvet sinyalinin de 114 d/dk ve 606 d/dk devirlerinde fourier analizi yapılmıştır Şekil 4.27 ve 4.28.



Şekil 4.27 : Ayaklar'dan z ekseninde 114 d/dk'da toplanan kuvvet ve FFT analizi.



Şekil 4.28 : Ayaklar'dan z ekseninde 606 d/dk'da toplam kuvvet ve FFT analizi.

Yapılan analiz sonuçlarında görülmektedir ki 1014 d/dk ve 1212 d/dk'da x ve z eksenlerinde meydana gelen ivme değerlerinin yanında y ekseninde meydana gelen ivme oldukça düşük seviyede kalmaktadır. Ayrıca sinyal içerisindeki gürültünün etkisinin de ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmektedir. Öte yandan çamaşır makinasının ayaklarından alınan kuvvet ölçümlerine bakıldığında 114 d/dk'da ayaklarda meydana gelen kuvvetlerin 4,5 N civarında oldukları görülmüştür. Fakat devir 606 d/dk'ya çıkartıldığında kuvvetlerin ayaklara heterojen dağıldığı en düşük kuvvetin 3. ayakta meydana geldiği ve makinanın sağ tarafında bulunan 2. ve 4. ayakların sol tarafında bulunan 1. ve 3. ayaklardan daha fazla kuvvete maruz kaldığı görülmektedir. Bu durumun sebepleri arasında makinanın kütle merkezinin ideal biçimde y-z eksenini üzerinde bulunmayışı, çamaşır makinesinde bulunan yükün makinanın çalışması sırasında bulunduğu yerde sabit kalmayışı ve y ekseninde hareket etmesi gösterilebilir. Böylelikle çamaşır makinesi için hangi devirde ne kadarlık bir ivme ya da kuvvet elde edildiği Çizelge 4.1 ve 4.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 : Kuvvet ölçümleri.

Ölçüm Süresi	Devir	Zaman [sn]			Kuvvet [N] Ölçülen				
		Başlama	Bitiş	Süre	Ayak 1	Ayak 2	Ayak 3	Ayak 4	Toplam
671 sn	[d/dk]								
Düşük Devir	114	300	320	20	4.5	4.4	3.25	3	6.5
Yüksek Devir	606	405	440	35	49	86.5	17.75	85	145

Çizelge 4.2 : İvme ölçümleri.

Ölçüm Süresi	Devir	Zaman [sn]			İvme [m/sn ²] Ölçülen		
		Başlama	Bitiş	Süre	X	Y	Z
671 sn	[d/dk]						
Yüksek Devir	1014	315	378	63	15	2.6	12.4
Yüksek Devir	1212	383	638	255	16	2.25	13

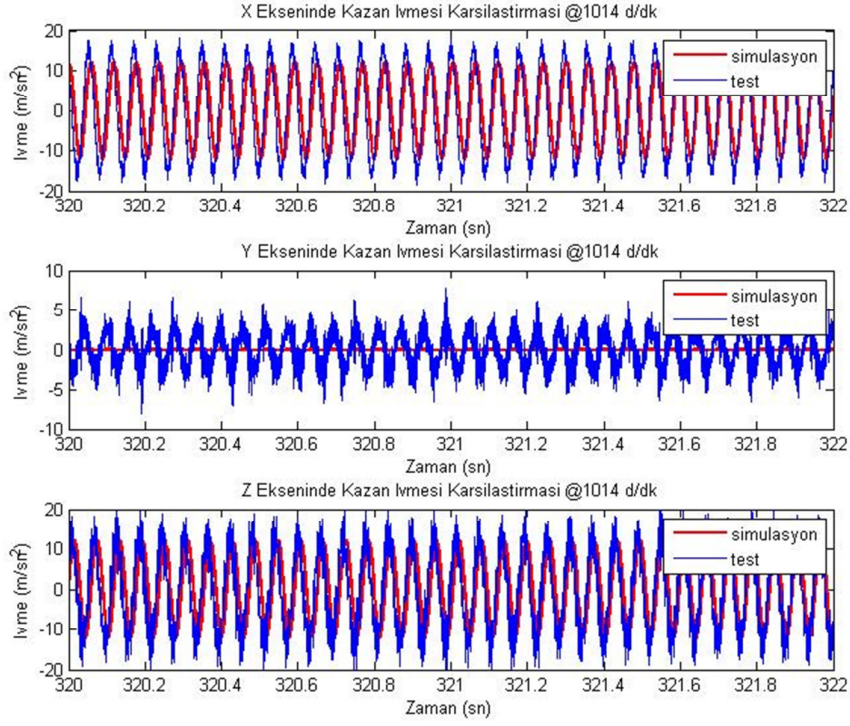
4.3 Simülasyon ve Ölçüm Sonuçlarının Karşılaştırılması

Ortaya konulan matematik modelin doğruluğundan emin olmak ve çamaşır makinesinin yürüme kabiliyetini doğru yorumlayabilmek amacıyla elde edilen simülasyon sonuçları ile ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması gerekmektedir.

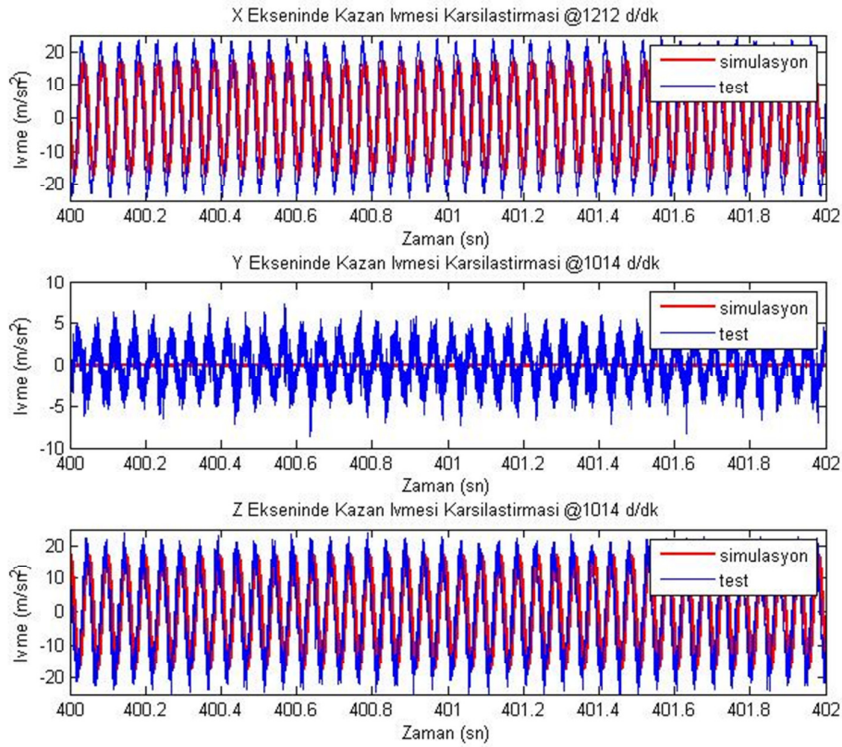
Simülasyon ve ölçüm sonuçlarının karşılaştırılmasına ivme ölçümleri ile başlanmaktadır. Şekil 4.29 ve 4.30'a göre çamaşır makinesinin kazanında x ve z yönlerinde 1014 ve 1212 d/dk devirde meydana gelen ivmeler birbirlerini yüksek bir doğruluk ile tutmaktadır. Fakat y yönünde simülasyon sonucu elde edilen ivme değeri ölçüm değerinin yanında oldukça düşük seviyededir. Bu durum çamaşır makinesinin çalıştığı sırada kazan içerisinde bulunan yükün y yönünde oluşturduğu kuvvetlerin simülasyona yansıtılamamasından ileri gelmektedir.

Test verileri ile simülasyon verileri frekans açısından bire bir örtüşmektedir. Ayrıca fourier analizi sonuçlarına göre Şekil 4.31 ve 4.32'ye göre kazan grubunun kütle merkezinin ideal olarak x-z ekseninde bulunmayışı ve yay ile damper katsayılarının birebir aynı olmayışı x yönünde meydana gelen ivmelerin z yönünde meydana gelen ivmelerden daha yüksek olmasına sebep olmaktadır.

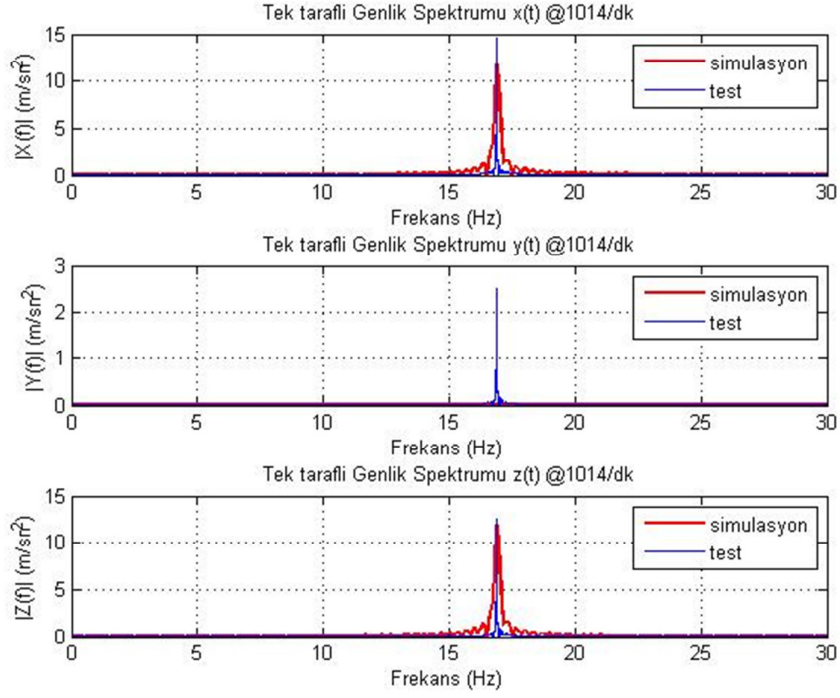
X ve z eksenlerinde test verileri ile simülasyon verileri arasındaki fark ise modellenmeyen körük elemanından, damperlere ait deneysel bir çalışma yapılmadan literatürde kullanılan modeller ışığında fiziksel parametrelerin değerlerinin belirlenmiş olmasından, kazanın rijid kabul edilmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.



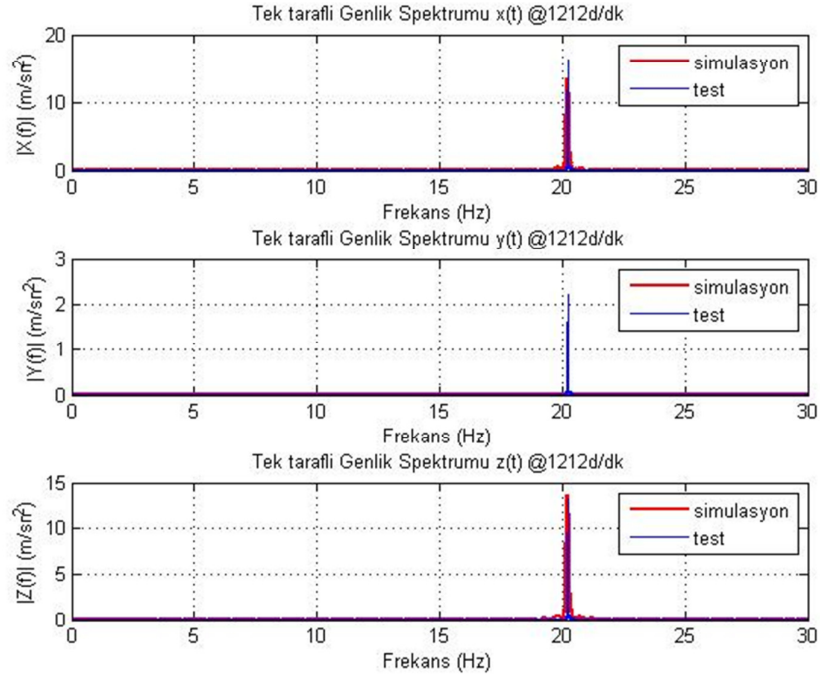
Şekil 4.29 : İvme sinyallerinin 1212 d/dk'da karşılaştırılması.



Şekil 4.30 : İvme sinyallerinin 1014 d/dk'da karşılaştırılması.



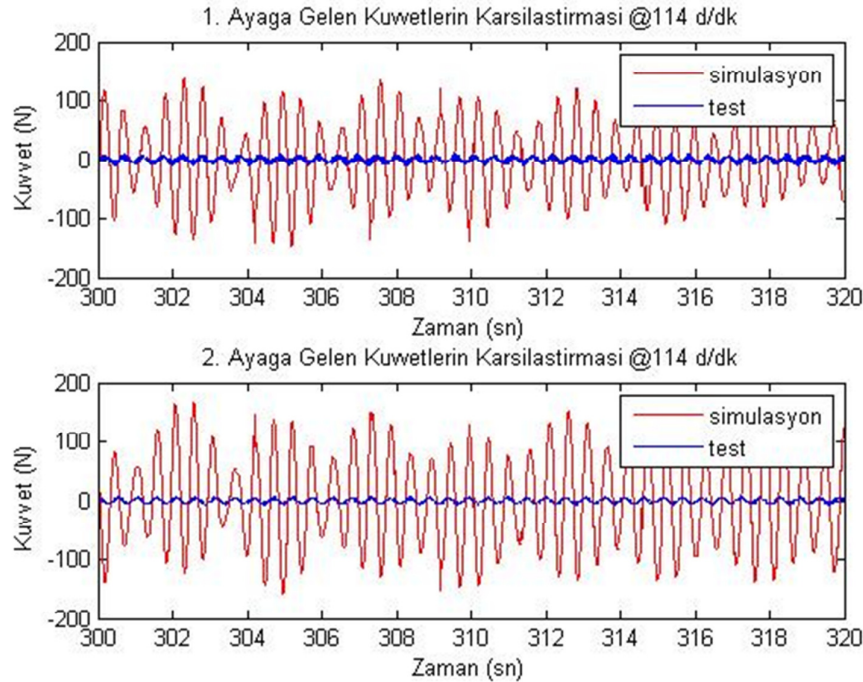
Şekil 4.31 : İvme sinyallerinin 1014 d/dk'da FFT sonuçlarının karşılaştırılması.



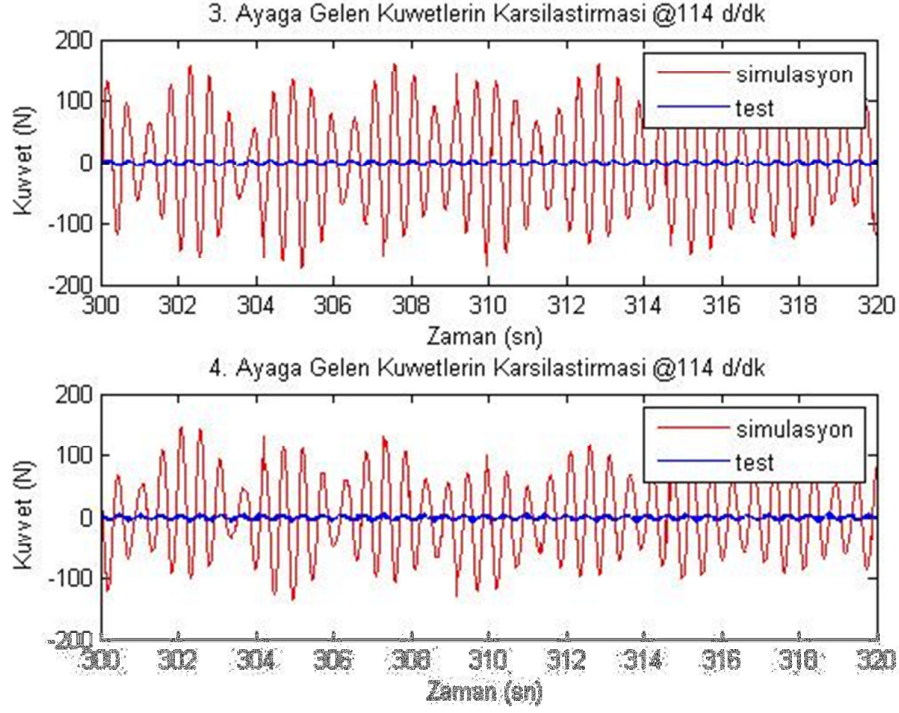
Şekil 4.32 : İvme sinyallerinin 1212 d/dk'da FFT sonuçlarının karşılaştırılması.

Makinanın ayaklarına gelen dik kuvvetler Şekil 4.33, 4.34, 4.35, 4.36 ve 4.37'da verilmiştir. Bu grafiklerden yola çıkılarak 114 d/dk'da her 4 ayak için de test verileri ile simülasyon verileri arasında oldukça büyük bir fark bulunduğu gözlemlenmektedir. Fakat 606 d/dk'da matematik modelde kuvvetler ayaklara istenilen oranda heterojen olarak dağılmamaktadır. Buna sebep olarak da kazandan körük üzerinden gövdeye aktarılan bir kuvvetin modelde yer almaması, ayak modellerinde kullanılan fiziksel parametrelerin literatürde kullanılan bilgiler ışığında belirlenmiş olmaları, her bir ayak modelinin farklı fiziksel parametrelere sahip olabilmeleri (sönüm ve katılık özellikleri gibi) ve çamaşır makinesinin kütle merkezinin y-z düzlemi üzerinde bulunmayışı göz önüne alınabilir.

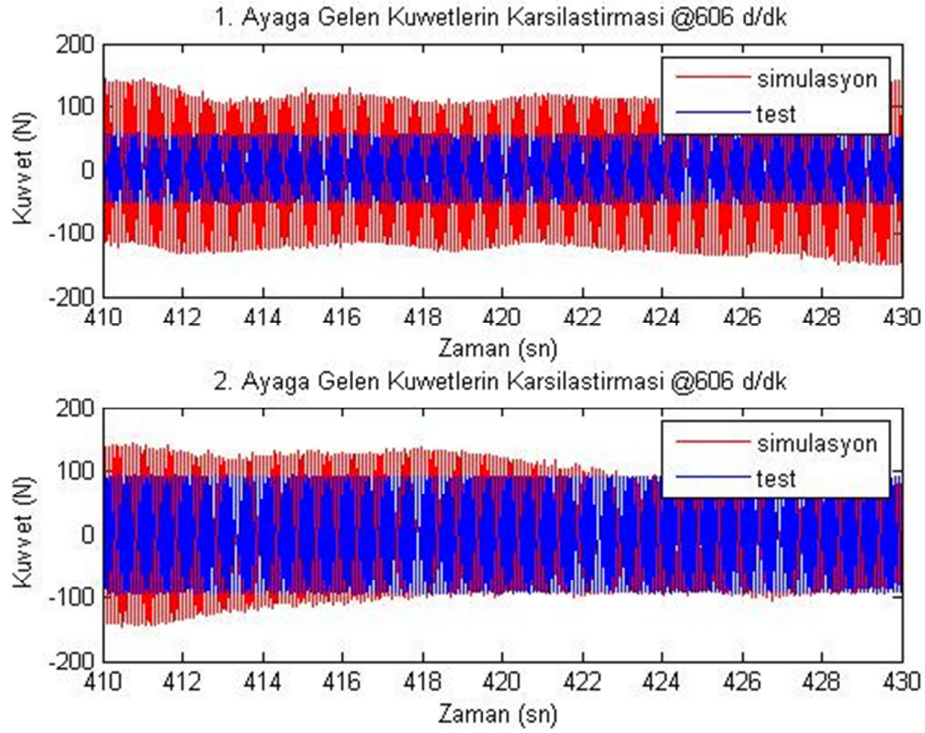
Elde edilen verilerin fourier dönüşümleri yapılarak frekans domaininde yapılan karşılaştırmalı grafikler Şekil 4.38, 4.39 ve 4.40'da gösterilmiştir. Grafiklere göre matematik modelin 114 d/dk'da ölçüm değerleri ile uyuşmadığı aşikârdır. 606 d/dk'da ise 2 ve 4 numaralı ayaklardaki kuvvetler ile uyuşmakta fakat daha önce bahsedilen sebeplerle 1 ve 3 numaralı ayaklardaki kuvvetler yüksek bir doğruluk ile simüle edilememektedir.



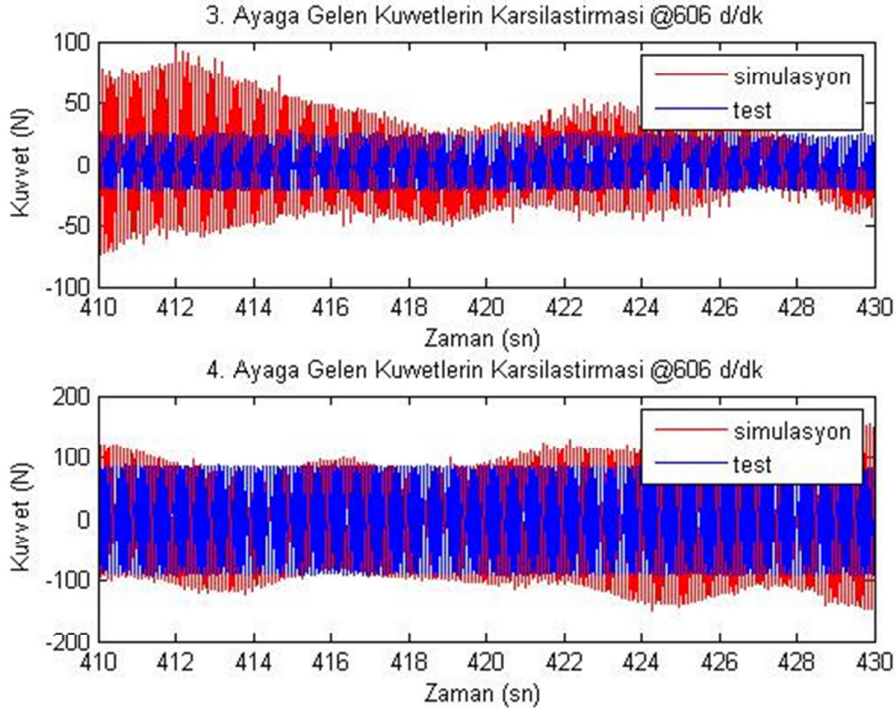
Şekil 4.33 : 1. ve 2. Ayakların kuvvet sinyallerinin 114 d/dk'da karşılaştırılması.



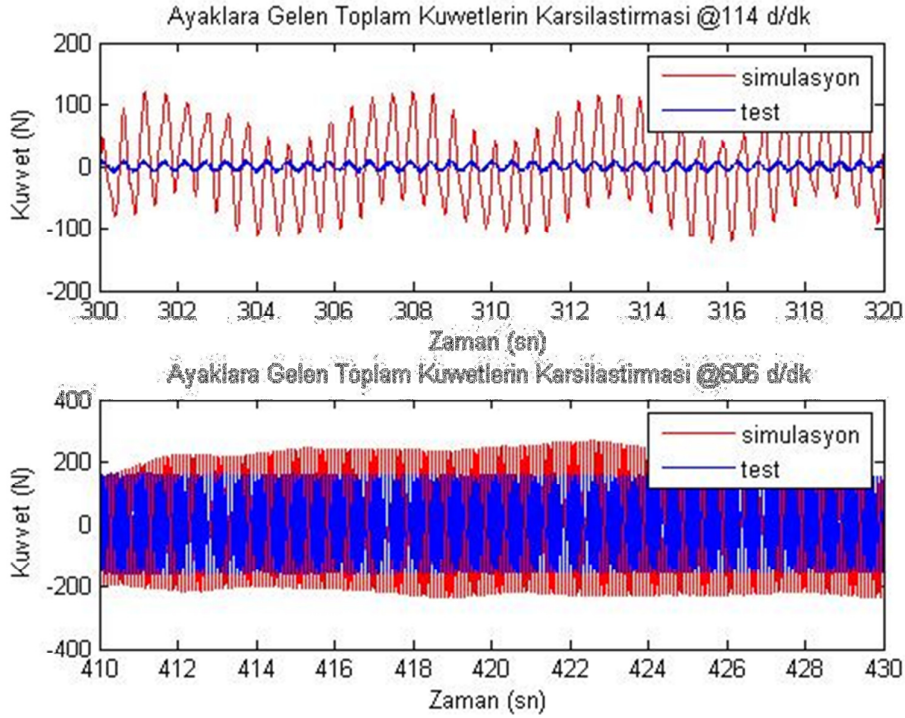
Şekil 4.34 : 3. ve 4. Ayakların kuvvet sinyallerinin 114 d/dk’da karşılaştırılması.



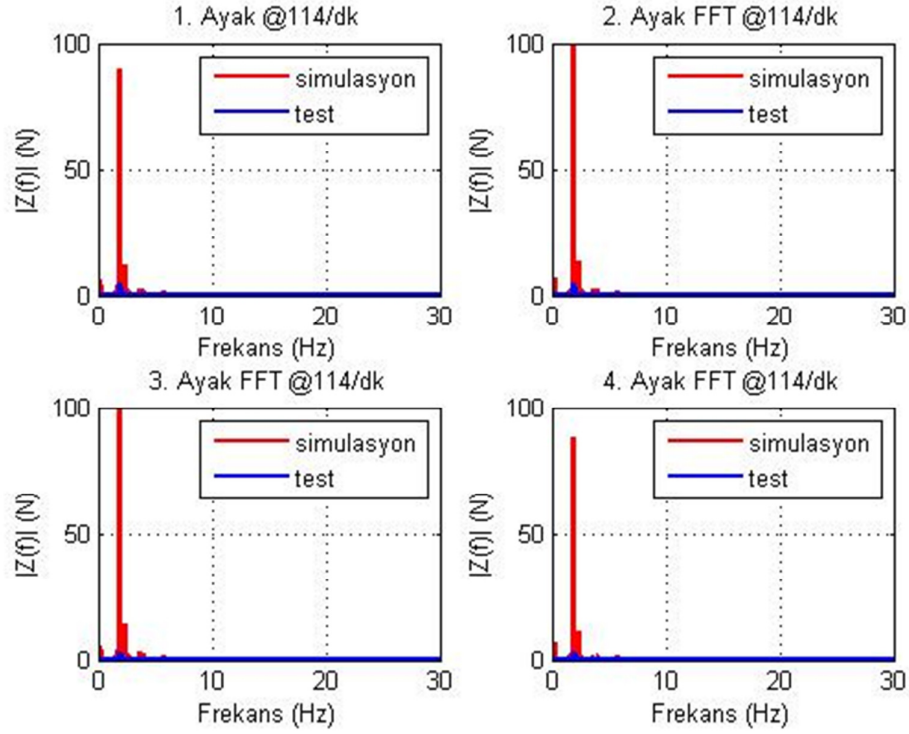
Şekil 4.35 : 1. ve 2. Ayakların kuvvet sinyallerinin 606 d/dk’da karşılaştırılması.



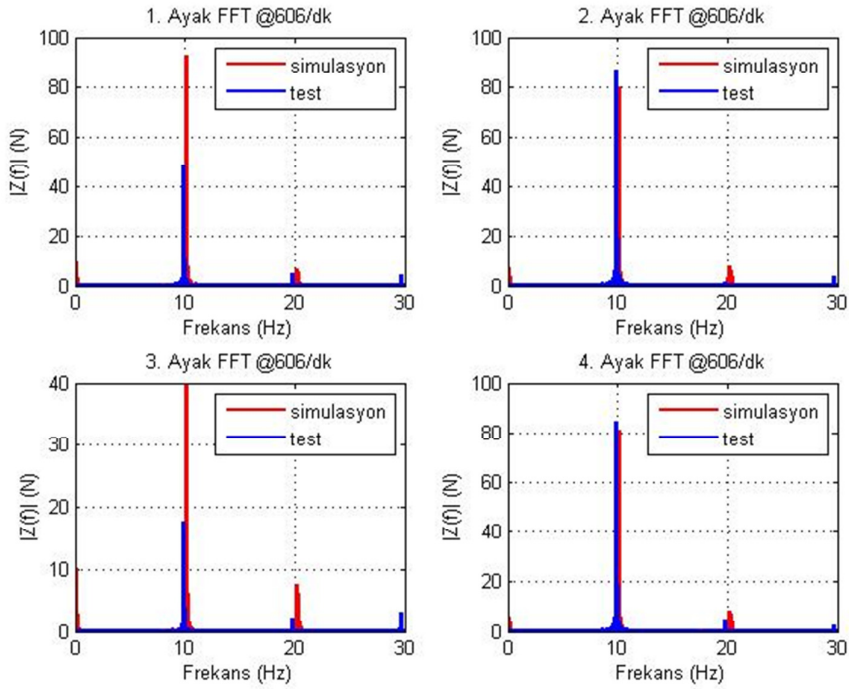
Şekil 4.36 : 3. ve 4. Ayakların kuvvet sinyallerinin 606 d/dk'da karşılaştırılması.



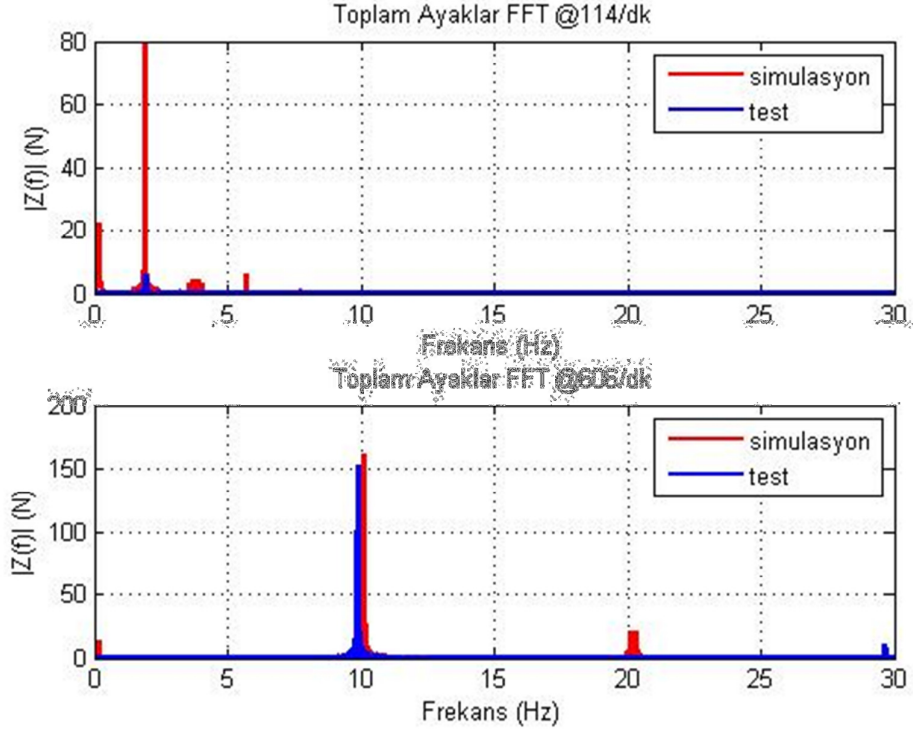
Şekil 4.37 : Ayakların kuvvet sinyallerinin 114 ve 606 d/dk'da karşılaştırılması.



Şekil 4.38 : Ayakların 114 d/dk'da kuvvet sinyallerinin FFT sonuçlarının karşılaştırılması.



Şekil 4.39 : Ayakların 606 d/dk'da kuvvet sinyallerinin FFT sonuçlarının karşılaştırılması.



Şekil 4.40 : Ayakların kuvvet sinyallerinin FFT sonuçlarının karşılaştırılması.

Çizelge 4.3 : Ölçüm verileri ile simülasyon verilerinin karşılaştırılması.

Ölçüm	Devir [d/dk]	Eksen	Test	Simülasyon	Hata [%]
İvme [m/sn ²]	1212	x	16	14	12.5 o
İvme [m/sn ²]	1212	y	2.25	0	100.0 x
İvme [m/sn ²]	1212	z	13	14	-7.7 o
İvme [m/sn ²]	1014	x	15	12	20.0 o
İvme [m/sn ²]	1014	y	2.6	0	100.0 x
İvme [m/sn ²]	1014	z	12.4	12	3.2 o
Kuvvet [N]	606	z1	49	93	-89.8 x
Kuvvet [N]	606	z2	86.5	80	7.5 o
Kuvvet [N]	606	z3	17.75	40	-125.4 x
Kuvvet [N]	606	z4	85	80	5.9 o
Kuvvet [N]	606	zt	145	155	-6.9 o
Kuvvet [N]	114	z1	4.5	90	-1900.0 x
Kuvvet [N]	114	z2	4.4	100	-2172.7 x
Kuvvet [N]	114	z3	3.25	99	-2946.2 x
Kuvvet [N]	114	z4	3	87	-2800.0 x
Kuvvet [N]	114	zt	6.5	80	-1130.8 x

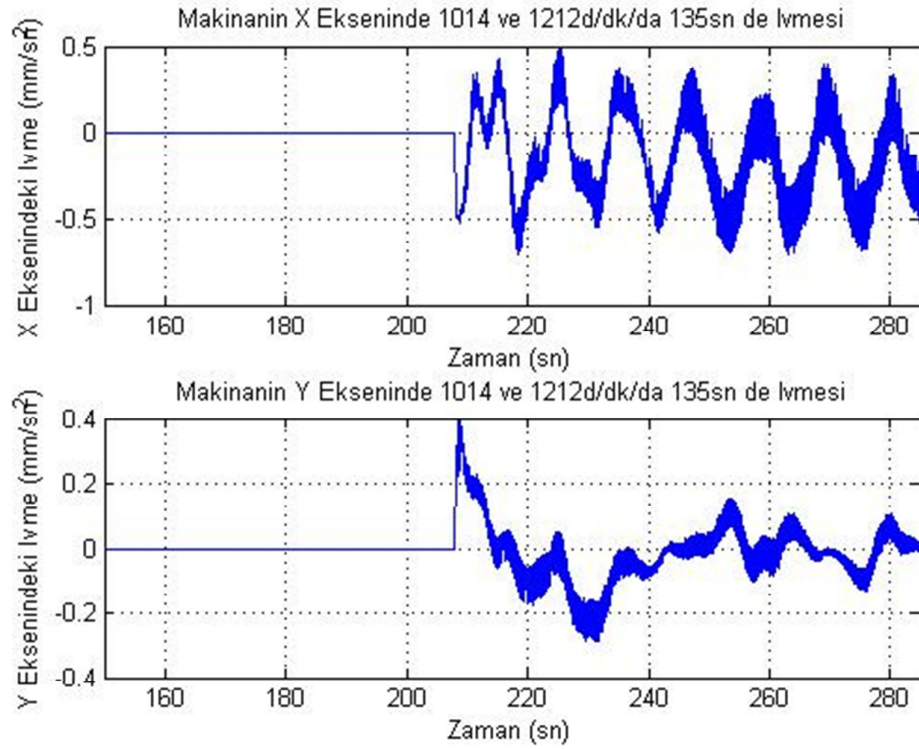
Fakat amaşır makinası ayaklarına 606 d/dk'da gelen toplam kuvvet değerleri yüksek bir doğruluk ile simüle edilmiştir. Bu sebeple makinanın yürüme karakteristiği incelenirken bu parametre kıstas alınacaktır.

Elde edilen ölçüm ve simülasyon sonuçları ve aradaki hata miktarı izelge 4.3'te verilmiştir. Bu izelge yardımıyla matematik modelin yüksek devirlerde gerçek modelin hareketini doğru bir Şekilde yansıttığı ortadadır.

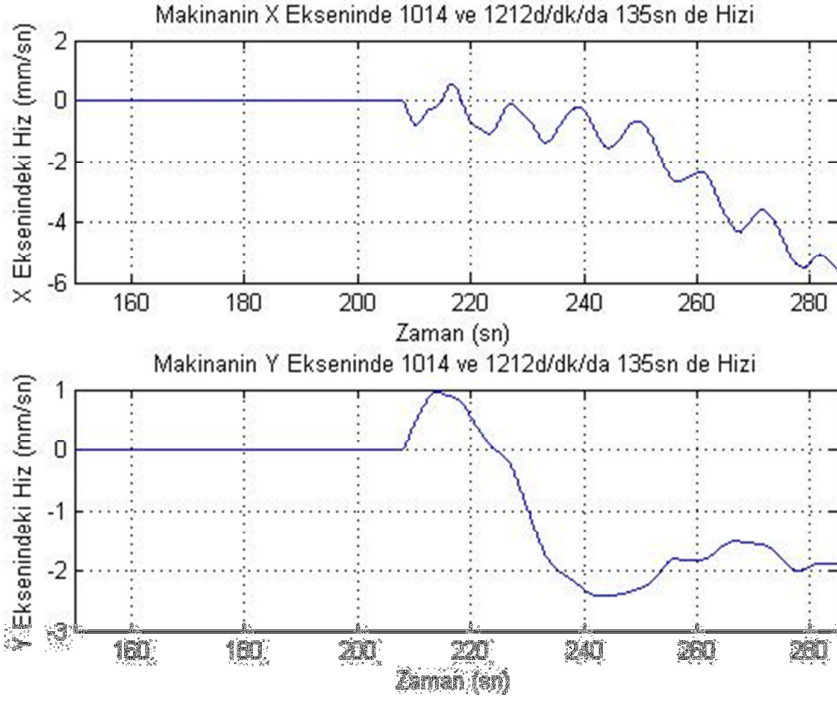
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Çamaşır Makinesinin Yürüme Davranışı Üzerine

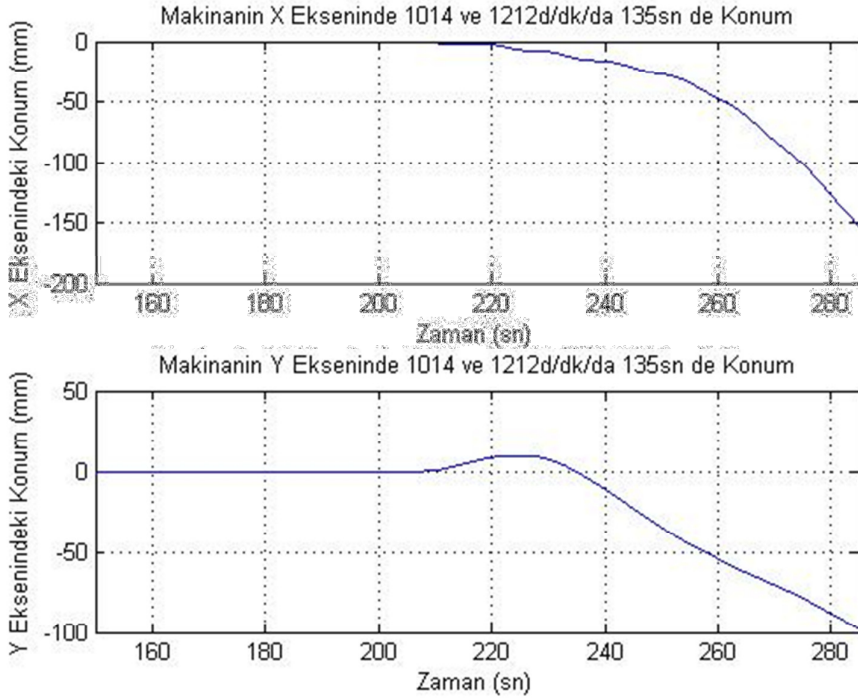
Simülasyon sonucu makinanın ayaklarına dik ve yatay yönde gelen kuvvetler toplanarak makinanın ayaklarının yatay yöndeki kuvvetlerinin bileşkesinin yüksek devirlerde sürtünme kuvvetini yendiği durumda makinanın x ve y eksenlerinde ivme, hız ve zaman grafikleri çizilerek Şekil 5.1, 5.2 ve 5.3'te gösterilmiştir.



Şekil 5.1 : Makinanın ivme – zaman grafiği.

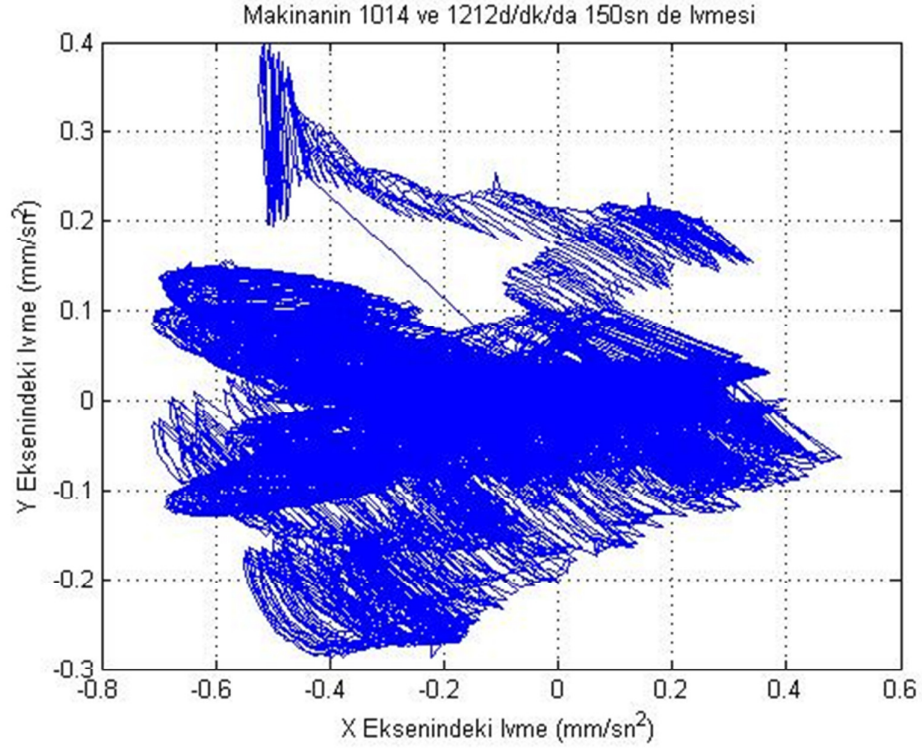


Şekil 5.2 : Makinanın hız – zaman grafiği.

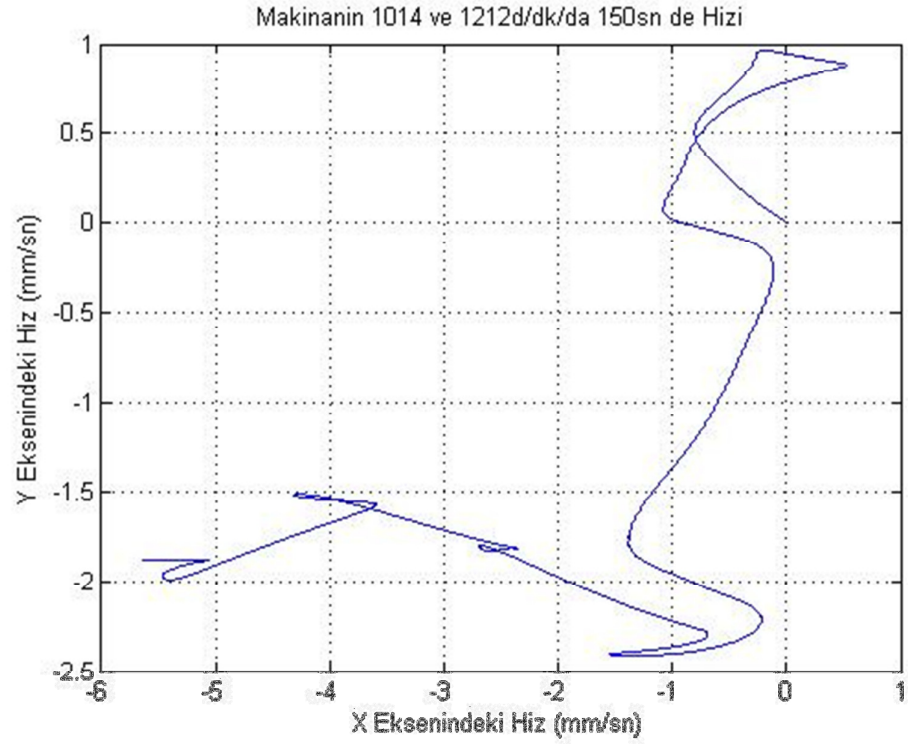


Şekil 5.3 : Makinanın konum – zaman grafiği.

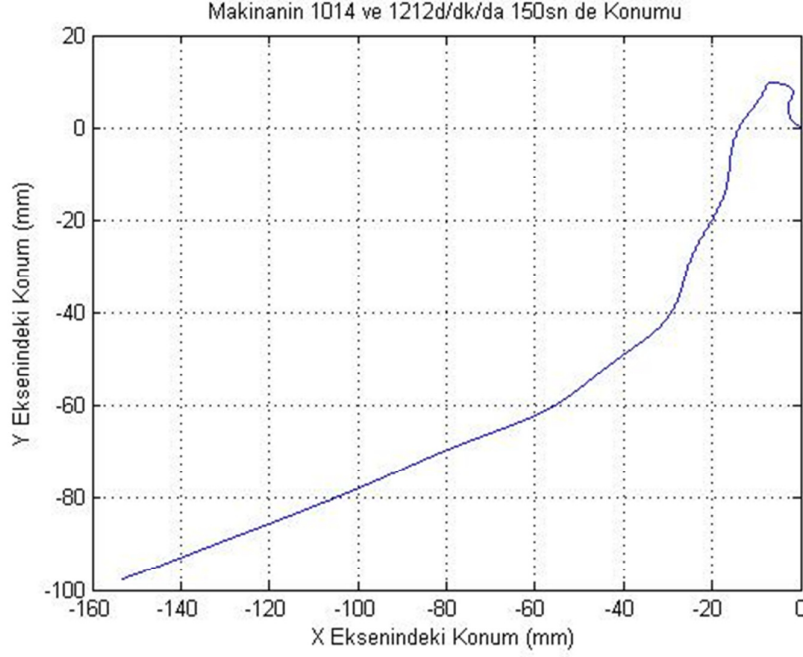
X ve y eksenlerinde edilen ivme, hız ve konum grafikler x ve y eksenlerinde değişimleri Şekil 5.4, 5.5 ve 5.6'da gösterilmiştir.



Şekil 5.4 : Makinanın yer düzleminde ivme değişimi.



Şekil 5.5 : Makinanın yer düzleminde hız değişimi.



Şekil 5.6 : Makinanın yer düzleminde konum değişimi.

Sonuçlar göstermektedir ki çmaşır makinesi çapraz yönde bir yürüme davranışı sergilemektedir. Ayrıca makinanın yan yönde aldığı mesafe eksenine dik yönde aldığı mesafeden daha fazla olmakta ve değişen 1014 ve 1212 d/dk hızlarda 135 saniye çalışırken 18 cm mesafe katedebilmektedir. Ayrıca makinanın dönme yürüme yönünün tamburum dönme yönü ile zıt olduğu ortaya konulmuştur. Elde edilen bu bilgi literatürde elde edilen bilgiler ile de uyuşmaktadır.[3]

5.2 Mevcut Modeli Geliştirme ve İleriye Dönük Çalışmalar Üzerine

Daha önce de bahsedildiği gibi ortaya konulan model makinanın kazanına dik eksenindeki yükleri modelleyebilme zorluğu sebebiyle bu ekseninde toplanılan ivme değerleri gerçek model ile uyuşmamaktadır. Ayrıca makinenin kuvvet elemanlarının konum-kuvvet ve hız-kuvvet eğrilerinin çıkarılması modellemede her zaman kurulan modelin doğruluk seviyesini de yükseltecektir. Aksi takdirde elde edilen modeller gerçeği yanlış olarak yansıtacak ve yanlış yorumlara sebebiyet verecektir. Modelin parametrik olarak kurulmuş olması farklı fiziksel parametreler ile model tekrar kurulmaksızın hesap yapılabilmesini mümkün kılmakta fakat farklı sayıda kuvvet elemanları kullanılan sistemlerde ilgili denklemlere ek denklemler ile gerçek durumun izah edilmesi gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Soward, B.** (1972). Spring-damper suspension system analysis for horizontal axis washing machines. Master's thesis. University of Michigan. Michigan, USA.
- [2] **Sümer, İ.T.** (1991). Dynamic Modelling and Simulation of an Automatic Washing Machine Suspension System, Ms thesis, Mechanical Engineering Department, Boğaziçi University, İstanbul.
- [3] **Conrad, D.C.** (1994). The Fundamentals of Automatic Washing Machine Design Based Upon Dynamic Constraints, PhD Thesis, Prude University, USA.
- [4] **Türkay, O.S., et al.** (1995). Formulation and Implementation of Parametric Optimisation of a Washing Machine Suspension Sytem. Mechanical Systems and Signal Processing.
- [5] **Conrad, D.C., and Soedel W.** (1995). On the Problem of Oscillatory Walk of Automatic Washing Machines, *Journal of Sound and Vibration*. 188(3), 301–314 .
- [6] **Türkay, O. S., Sümer, İ. T., Tuğcu, A. K., Kiray, B.** (1998). Modeling and Experimental Assessment of Suspension Dynamics of a Horizontal Axis Washing Machine, *Journal of Vibration and Acoustics*, 1998, Vol. 120/534-543.
- [7] **Papadopoulos, E., and Papadimitriou, I.** (2001). Modelling, Design and Controlling of a Portable Washing Machine during the Spinning Cycle, *Proceedings of the 2001 IEEE/ASME International Conference on Advancad Intelligent Mechatronics Systems*. (AIM 2001), 899–904.
- [8] **Bae, S., Lee, J. M., Kang Y. J., Kang J. S., Yun, J. R.** (2002). AUTOMATIC WASHING MACHINE WITH HYDROLIC BALANCER, *Journal of Sound and Vibration* 257(1), 3-18.
- [9] **Sergio, A., Duarte J., Relvas, C., Moreiraa, R., Freireb, R., Ferreirab, J. L., Simoes, J. A.** (2003). The Designing of a Washing Machine Prototype. *Materials and Design*. 24, 331–338.
- [10] **Bayraktar, F.** (2005). Çamaşır Makinesi Dinamik Davranışının Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye.
- [11] **Öztürk, M. E., Erol, H.** (2010). ON THE DYNAMİCS OF A WASHING MACHINE WITH FLEXIBLE COMPONENTS, *Noise Control Engineering Journal*, 2011, Vol. 58/572-590.

- [12] **Spelta, C., Previdi, F., Savaresi, S. M., Fraternali, G., Gaudio, N.** (2009). ‘Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine’. *Mechatronics* 2009;19:410–21.
- [13] **Nygards, T.** (2011). Washing Machine Design Optimization Based On Dynamics Modelling, PhD Thesis, Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics, Göteborg, Sweden.
- [14] **Nygårds, T., Berbyuk, V.** (2012). Multibody modeling and vibration dynamics analysis of washing machines. *Multibody System Dynamics*, 27: 197–238, first published on: 30 December 2011 (iFirst); 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/s11044-011-9292-5>.
- [15] **Boyras, P., Gündüz M.** (2013). Dynamic modeling of a horizontal washing machine and optimization of vibration characteristics using Genetic Algorithms, *Mechatronics* 23 (2013) 581–593.
- [16] **Amirouche, F.** (1992). Fundamentals of Multibody Dynamics Theory and Applications *Prentice-Hall*, Englewood Cliffs, NJ, 1992.
- [17] **Pasin, F.** (1998). Mekanik Sistemler Dinamiği. İstanbul Teknik Üniversitesi Rektörlüğü, İstanbul
- [18] <http://www.mathworks.com/products/simulink/>, alındığı tarih: 20.11.2013

EKLER

EK A: Ölçüm Cihazları

EK B: Bağ Denklemleri

EK C: Moment İfadeleri

EK A: Ölçüm Cihazları



PRO-117/EXT: SOUND & VIBRATION ANALYSIS

Full Performance 4ch Analyzer for using anywhere!

dBFA Suite along with a most compact 4+1 channel USB-II data acquisition unit makes PRO-117-EXT a quite unique high resolution measurement system:

- 4 channels 24 bit DAQ (DC-20 kHz Full Frequency range) plus Tacho and Ext. Trigger Inputs
- Parallel Real time processing and recording
- Applications oriented processing tools
- Data Import/Export capabilities
- TCP/IP commands on open Software platform for custom development

Your Ideal Sound & Vibration analyzer on the field!

Key Features

Hardware Platform

- 4 simultaneous, 24-bit Delta-Sigma over 52kHz A/D channels
- Support for four IEPE inputs, including 4mA AC or DC coupling
- Current source
- Portable operation. No external power supply needed. Runs on USB power
- Tachometer input support in the A/D data stream for synchronizing measurements
 - Sampling rate of over 52kHz to meet your application needs
- Programmable triggers: software, TTL, analog threshold

A complete set of Software tools

- Simultaneous real-time multi-analysis as:
 - Averaged and multi-spectra with FFT and 1/1 down to 1/48 octave
 - Cross-spectra, Statistics...
- Advanced software package for:
 - Frequency Response Functions,
 - Order analysis (option),
 - Transient & Impact Testing analysis (option)
- Application oriented post-processing functions with analysis scripts
- Transducers Database management: Sensors, calibrators, calibration history....
- Data Import/Export: ASCII, UFF58, Wave, nCODE, Matlab™, MeScope, mp3, SDF, ASAM/ODS, SONY, TEAC (Digital format)
- Bi-directional link to Matlab™ and compatibility with Office software suite
- Automatic reporting capabilities from real-time and post-processing modules

Options

- RPM recording and Order analysis
- Sound Imaging and Mapping
- Sound Quality and Sound Perception

PRO-117/E Technical Specifications

Hardware features

- Analog input channels: 4, single ended, simultaneous
- Channel input connectors: BNC with high rigidity frame
- Analog output channels: 1 (BNC connector)
- Digitization: 24 bits linear
- Maximum Sampling Rate: 52.734 kHz
- Minimum Sampling Rate: 195.3 Hz
- Tacho channels: 1 (31 bits)
- Maximum Input Frequency: 380 kHz

Analog Input/output characteristics

- Input Impedance: 1MΩ
- Input range: 10V rms (-15V to +15V), 1V rms (-1.5V to +1.5V)
- Maximum allowable voltage: ±20V (power off), ±30V (power on)
- Overvoltage protection: ±40V
- Sensor power supply: IEPE
- Dynamic range: 106dB
- THD: -90dB typically
- External trigger: BNC connector
- Trigger logic family: LVTTTL inputs
- Output Range: ±10V

i-TEDS Accelerometer

Model 66A50, A11, A12

- Smallest Triax with TEDS
- IEEE P1451.4 TEDS
- Light Weight (5.5 gm)
- Single Cable
- Milli-g's Resolution
- Hermetically Sealed
- Titanium Housing
- Case Isolation Option

ENDEVCO
MODEL
66A50
A11
A12

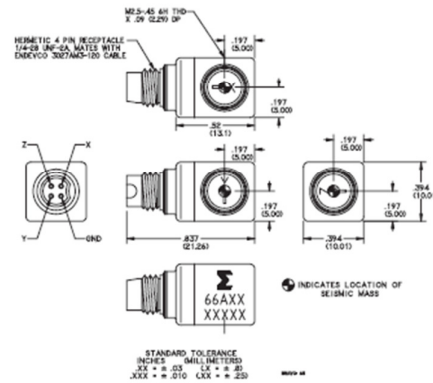


Actual size

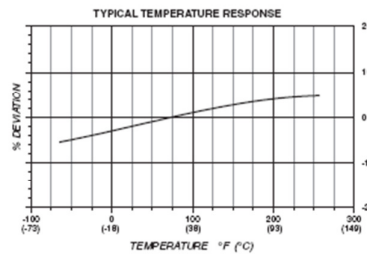
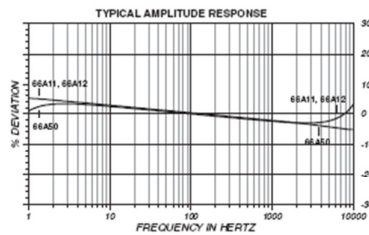
DESCRIPTION

The ENDEVCO® Model 66AXX is a miniature tri-axial piezoelectric accelerometer with integral hybrid electronics which features Smart ISOTRON® capabilities. One of the key design characteristics is the low unit-to-unit phase deviation at low frequency, ideal for modal analysis of large rigid bodies. The Smart ISOTRON® feature allows digital ID communication between a dedicated signal conditioner and the accelerometer which are IEEE P1451.4 compliant. Smart ISOTRON® dramatically reduces set-up time in multi-channel measurements.

The Model 66AXX features ENDEVCO's PIEZITE® crystal elements, operating in annular shear mode, which exhibit excellent output sensitivity stability over time. The Model 66AXX incorporates the transducer electronic data sheet (TEDS) which contains sensor specific and application specific information. This accelerometer incorporates three stand-alone, low noise internal hybrid signal conditioners, each operating in a two-wire system. Its low impedance voltage outputs are connected to the same cables that supply the required constant current power. A factory installed outer case can be ordered for ground isolation. [1]



ENDEVCO Signal Conditioner Models 133, 2792B, 2793, or OASIS 2000 Computer-Controlled System are recommended for use with this accelerometer.





SPECIFICATIONS MODEL SERIES 1053V DYNAMIC FORCE SENSORS

SPECIFICATIONS BY MODEL

MODEL	SENSITIVITY +/-10% (mV/Lb)	COMPRESSION RANGE (Lbs)	MAXIMUM COMP. (Lbs)	TENSION RANGE (Lbs)	MAXIMUM TENSION (Lbs) [1]	DISCH. TC (Sec)	RESOLUTION (Lb, RMS)
1053V1	500	10	200	10	200	50	.00014
1053V2	100	50	1000	50	200	100	.0007
1053V3	50	100	2000	100	200	500	.0014
1053V4	10	500	10,000	200	200	2000	.007
1053V5	5	1000	15,000	200	200	2000	.014
1053V6	1	5000	15,000	200	200	2000	.07

COMMON SPECIFICATIONS

SPECIFICATION	VALUE	UNITS
STIFFNESS	11.4	Lb/μ In
MOUNTED RESONANT FREQUENCY, UNLOADED	75	kHz
LINEARITY [2]	+/- 1	%F.S.
F.S. OUTPUT VOLTAGE, NOM.	5	VOLTS
MAX SHOCK, UNLOADED	10,000	G's
MAX. VIBRATION, UNLOADED	+/- 5,000	G's
COEFFICIENT OF THERMAL SENSITIVITY	.03	%/°F
TEMPERATURE RANGE	-100 to +250	°F
ENVIRONMENTAL SEAL	EPOXY	
SUPPLY CURRENT / VOLTAGE RANGE [3]	2 to 20 / +18 to +30	mA / VDC
OUTPUT IMPEDANCE	100	OHMS
MATERIAL	STAINLESS STEEL	
WEIGHT	28	GRAMS
MOUNTING PROVISION	10-32 x .175 DEEP TAPPED HOLE IN TOP AND BOTTOM SURFACES	
ELECTRICAL CONNECTOR, RADIAL	10-32	COAXIAL

ACCESSORIES SUPPLIED: (1) MOD 6213 STEEL IMPACT CAP, (2) MOD 6562 10-32 MOUNTING STUD

[1] **Absolute maximum tension. Do not exceed in any case!**

[2] Percent of full scale or of any lesser range, zero based best fit straight-line method.

[3] Power these instruments **only** with constant current type power units. **Do not** connect to a source of voltage without current limiting. This **will destroy** the integral IC amplifier.

EK B: Bağ Denklemleri

Gövde – Ayaklar

$$x_{f1} = x_h + Rf_{xy}(\cos(2\pi - ffz + Oz_h) - \cos(2\pi - ffz)) + Rf_{xz}(\cos(2\pi - ffy - Oy_h) - \cos(2\pi - ffy))$$

$$x_{f2} = x_h + Rf_{xy}(\cos(\pi + ffz + Oz_h) - \cos(\pi + ffz)) + Rf_{xz}(\cos(\pi + ffy - Oy_h) - \cos(\pi + ffy))$$

$$x_{f3} = x_h + Rf_{xy}(\cos(ffz + Oz_h) - \cos(ffz)) + Rf_{xz}(\cos(2\pi - ffy - Oy_h) - \cos(2\pi - ffy))$$

$$x_{f4} = x_h + Rf_{xy}(\cos(\pi - ffz + Oz_h) - \cos(\pi - ffz)) + Rf_{xz}(\cos(\pi + ffy - Oy_h) - \cos(\pi + ffy))$$

$$y_{f1} = y_h + Rf_{xy}(\sin(2\pi - ffz + Oz_h) - \sin(2\pi - ffz)) + Rf_{yz}(\cos(\pi + ffx + Ox_h) - \cos(\pi + ffx))$$

$$y_{f2} = y_h + Rf_{xy}(\sin(\pi + ffz + Oz_h) - \sin(\pi + ffz)) + Rf_{yz}(\cos(\pi + ffx + Ox_h) - \cos(\pi + ffx))$$

$$y_{f3} = y_h + Rf_{xy}(\sin(ffz + Oz_h) - \sin(ffz)) + Rf_{yz}(\cos(2\pi - ffx + Ox_h) - \cos(2\pi - ffx))$$

$$y_{f4} = y_h + Rf_{xy}(\sin(\pi - ffz + Oz_h) - \sin(\pi - ffz)) + Rf_{yz}(\cos(2\pi - ffx + Ox_h) - \cos(2\pi - ffx))$$

$$z_{f1} = z_h + Rf_{xz}(\sin(2\pi - ffy - Oy_h) - \sin(2\pi - ffy)) + Rf_{yz}(\sin(\pi + ffx + Ox_h) - \sin(\pi + ffx))$$

$$z_{f2} = z_h + Rf_{xz}(\sin(\pi + ffy - Oy_h) - \sin(\pi + ffy)) + Rf_{yz}(\sin(\pi + ffx + Ox_h) - \sin(\pi + ffx))$$

$$z_{f3} = z_h + Rf_{xz}(\sin(2\pi - ffy - Oy_h) - \sin(2\pi - ffy)) + Rf_{yz}(\sin(2\pi - ffx + Ox_h) - \sin(2\pi - ffx))$$

$$z_{f4} = z_h + Rf_{xz}(\sin(\pi + ffy - Oy_h) - \sin(\pi + ffy)) + Rf_{yz}(\sin(2\pi - ffx + Ox_h) - \sin(2\pi - ffx))$$

Gövde - Süspansiyonlar

$$x_{d1} = x_h + Rd_{xy}(\cos(2\pi - fdz + Oz_h) - \cos(2\pi - fdz)) + Rd_{xz}(\cos(2\pi - fdy - Oy_h) - \cos(2\pi - fdy))$$

$$x_{d2} = x_h + Rd_{xy}(\cos(\pi + fdz + Oz_h) - \cos(\pi + fdz)) + Rd_{xz}(\cos(\pi + fdy - Oy_h) - \cos(\pi + fdy))$$

$$y_{d1} = y_h + Rd_{xy}(\sin(2\pi - fdz + Oz_h) - \sin(2\pi - fdz)) + Rd_{yz}(\cos(2\pi - fdx + Ox_h) - \cos(2\pi - fdx))$$

$$y_{d2} = y_h + Rd_{xy}(\sin(\pi + fdz + Oz_h) - \sin(\pi + fdz)) + Rd_{yz}(\cos(2\pi - fdx + Ox_h) - \cos(2\pi - fdx))$$

$$z_{d1} = z_h + Rd_{xz}(\sin(2\pi - fdy - Oy_h) - \sin(2\pi - fdy)) + Rd_{yz}(\sin(2\pi - fdx + Ox_h) + \sin(2\pi - fdx))$$

$$z_{d2} = z_h + Rd_{xz}(\sin(\pi + fdy - Oy_h) - \sin(\pi + fdy)) + Rd_{yz}(\sin(2\pi - fdx + Ox_h) + \sin(2\pi - fdx))$$

Gövde - Yaylar

$$\begin{aligned}x_{hs1} &= x_h + Rh_{sxz} (\cos(fhsy - Oy_h) - \cos(fhsy)) + Rh_{sxy} (\cos(fhsz + Oz_h) - \cos(fhsz)) \\x_{hs2} &= x_h + Rh_{sxz} (\cos(\pi - fhsy - Oy_h) - \cos(\pi - fhsy)) + Rh_{sxy} (\cos(\pi + fhsz + Oz_h) - \cos(\pi + fhsz)) \\y_{hs1} &= y_h + Rh_{syx} (\cos(fhsx + Ox_h) - \cos(fhsx)) + Rh_{syz} (\sin(fhsz + Oz_h) - \sin(fhsz)) \\y_{hs2} &= y_h + Rh_{syx} (\cos(fhsx + Ox_h) - \cos(fhsx)) + Rh_{syz} (\sin(\pi + fhsz + Oz_h) - \sin(\pi + fhsz)) \\z_{hs1} &= z_h + Rh_{sxz} (\sin(fhsy - Oy_h) - \sin(fhsy)) + Rh_{syz} (\sin(fhsx + Ox_h) - \sin(\pi/2 + fhsx)) \\z_{hs2} &= z_h + Rh_{sxz} (\sin(\pi - fhsy - Oy_h) - \sin(\pi - fhsy)) + Rh_{syz} (\sin(fhsx + Ox_h) - \sin(\pi/2 + fhsx))\end{aligned}$$

Kazan - Süspansiyonlar

$$\begin{aligned}x_{dt1} &= x_t + Rt_{xy} (\cos(2\pi - fz1 + Oz_t) - \cos(2\pi - fz1)) + Rt_{xz} (\cos(2\pi - fy1 - Oy_t) - \cos(2\pi - fy1)) \\x_{dt2} &= x_t + Rt_{xy} (\cos(\pi + fz1 + Oz_t) - \cos(\pi + fz1)) + Rt_{xz} (\cos(\pi + fy1 - Oy_t) - \cos(\pi + fy1)) \\y_{dt1} &= y_t + Rt_{xy} (\sin(2\pi - fz1 + Oz_t) - \sin(2\pi - fz1)) + Rt_{yz} (\cos(2\pi - fx1 + Ox_t) - \cos(2\pi - fx1)) \\y_{dt2} &= y_t + Rt_{xy} (\sin(\pi + fz1 + Oz_t) - \sin(\pi + fz1)) + Rt_{yz} (\cos(2\pi - fx1 + Ox_t) - \cos(\pi + fx1)) \\z_{dt1} &= z_t + Rt_{xz} (\sin(2\pi - fy1 - Oy_t) - \sin(2\pi - fy1)) + Rt_{yz} (\sin(2\pi - fx1 + Ox_t) - \sin(2\pi - fx1)) \\z_{dt2} &= z_t + Rt_{xz} (\sin(\pi + fy1 + Oy_t) - \sin(\pi + fy1)) + Rt_{yz} (\sin(2\pi - fx1 + Ox_t) - \sin(\pi + fx1))\end{aligned}$$

Kazan - Yaylar

$$\begin{aligned}x_{ts1} &= x_t + Rt_{sxz} (\cos(ftsy - Oy_t) - \cos(ftsy)) + Rt_{sxy} (\cos(ftsz + Oz_t) - \cos(ftsz)) \\x_{ts2} &= x_t + Rt_{sxz} (\cos(\pi - ftsy - Oy_t) - \cos(\pi - ftsy)) + Rt_{sxy} (\cos(\pi + ftsz + Oz_t) - \cos(\pi + ftsz)) \\y_{ts1} &= y_t + Rt_{syx} (\cos(ftsx + Ox_t) - \cos(ftsx)) + Rt_{syz} (\sin(ftsz + Oz_t) - \sin(ftsz)) \\y_{ts2} &= y_t + Rt_{syx} (\cos(ftsx + Ox_t) - \cos(ftsx)) + Rt_{syz} (\sin(\pi + ftsz + Oz_t) - \sin(\pi + ftsz)) \\z_{ts1} &= z_t + Rt_{sxz} (\sin(ftsy - Oy_t) - \sin(ftsy)) + Rt_{syz} (\sin(ftsx + Ox_t) - \sin(\pi/2 + ftsx)) \\z_{ts2} &= z_t + Rt_{sxz} (\sin(\pi - ftsy - Oy_t) - \sin(\pi - ftsy)) + Rt_{syz} (\sin(ftsx + Ox_t) - \sin(\pi/2 + ftsx))\end{aligned}$$

EK C: Moment Denklemleri

Dampers

$$\begin{aligned}Md_{hx} &= Fd_{y2} * Rd_{yz} * \sin(Ox_h + fdx) - Fd_{z2} * Rd_{yz} * \cos(Ox_h + fdx) + Fd_{z1} * Rd_{yz} * \cos(Ox_h - fdx) - Fd_{y1} * Rd_{yz} * \sin(Ox_h - fdx) \\Md_{hy} &= Fd_{z2} * Rd_{xz} * \cos(Oy_h - fdy) - Fd_{x1} * Rd_{xz} * \sin(Oy_h + fdy) - Fd_{z1} * Rd_{xz} * \cos(Oy_h + fdy) + Fd_{x2} * Rd_{xz} * \sin(Oy_h - fdy) \\Md_{hz} &= Fd_{x2} * Rd_{xy} * \sin(Oz_h + fdz) - Fd_{y2} * Rd_{xy} * \cos(Oz_h + fdz) + Fd_{y1} * Rd_{xy} * \cos(Oz_h - fdz) - Fd_{x1} * Rd_{xy} * \sin(Oz_h - fdz) \\Md_{tx} &= Fd_{z1} * Rt_{yz} * \cos(Ox_t - fx1) + Fd_{z2} * Rt_{yz} * \cos(Ox_t - fx1) - Fd_{y1} * Rt_{yz} * \sin(Ox_t - fx1) - Fd_{y2} * Rt_{yz} * \sin(Ox_t - fx1) \\Md_{ty} &= Fd_{z2} * Rt_{xz} * \cos(Oy_t - fy1) - Fd_{x1} * Rt_{xz} * \sin(Oy_t + fy1) - Fd_{z1} * Rt_{xz} * \cos(Oy_t + fy1) + Fd_{x2} * Rt_{xz} * \sin(Oy_t - fy1) \\Md_{tz} &= Fd_{y1} * Rt_{xy} * \cos(Oz_t + fz1) - Fd_{y2} * Rt_{xy} * \cos(Oz_t + fz1) - Fd_{x1} * Rt_{xy} * \sin(Oz_t + fz1) + Fd_{x2} * Rt_{xy} * \sin(Oz_t + fz1)\end{aligned}$$

Foots

$$\begin{aligned}Mf_{x1} &= Ff_{y1} * Rf_{yz} * \sin(\pi + ffx + Ox_h) + Ff_{y2} * Rf_{yz} * \sin(\pi + ffx + Ox_h) + Ff_{y3} * Rf_{yz} * \sin(2 * \pi - ffx + Ox_h) + Ff_{y4} * Rf_{yz} * \sin(2 * \pi - ffx + Ox_h) \\Mf_{x2} &= Ff_{z1} * Rf_{yz} * \cos(\pi + ffx + Ox_h) + Ff_{z2} * Rf_{yz} * \cos(\pi + ffx + Ox_h) + Ff_{z3} * Rf_{yz} * \cos(2 * \pi - ffx + Ox_h) + Ff_{z4} * Rf_{yz} * \cos(2 * \pi - ffx + Ox_h) \\Mf_{y1} &= Ff_{x1} * Rf_{xz} * \sin(2 * \pi - ffy - Oy_h) + Ff_{x2} * Rf_{xz} * \sin(\pi + ffy - Oy_h) + Ff_{x3} * Rf_{xz} * \sin(2 * \pi - ffy - Oy_h) + Ff_{x4} * Rf_{xz} * \sin(\pi + ffy - Oy_h) \\Mf_{y2} &= Ff_{z1} * Rf_{xz} * \cos(2 * \pi - ffy - Oy_h) + Ff_{z2} * Rf_{xz} * \cos(\pi + ffy - Oy_h) + Ff_{z3} * Rf_{xz} * \cos(2 * \pi - ffy - Oy_h) + Ff_{z4} * Rf_{xz} * \cos(\pi + ffy - Oy_h) \\Mf_{z1} &= Ff_{y1} * Rf_{xy} * \cos(2 * \pi - ffz + Oz_h) + Ff_{y2} * Rf_{xy} * \cos(\pi + ffz + Oz_h) + Ff_{y3} * Rf_{xy} * \cos(ffz + Oz_h) + Ff_{y4} * Rf_{xy} * \cos(\pi - ffz + Oz_h) \\Mf_{z2} &= Ff_{x1} * Rf_{xy} * \sin(2 * \pi - ffz + Oz_h) + Ff_{x2} * Rf_{xy} * \sin(\pi + ffz + Oz_h) + Ff_{x3} * Rf_{xy} * \sin(ffz + Oz_h) + Ff_{x4} * Rf_{xy} * \sin(\pi - ffz + Oz_h)\end{aligned}$$

Springs

$$\begin{aligned}Ms_{hx} &= Fs_{z1} * Rh_{syx} * \cos(Ox_h + fhsx) + Fs_{z2} * Rh_{syx} * \cos(Ox_h + fhsx) - Fs_{y1} * Rh_{syx} * \sin(Ox_h + fhsx) - Fs_{y2} * Rh_{syx} * \sin(Ox_h + fhsx) \\Ms_{hy} &= Fs_{z2} * Rh_{syz} * \cos(Oy_h + fhzy) + Fs_{x2} * Rh_{syz} * \sin(Oy_h + fhzy) - Fs_{z1} * Rh_{syz} * \cos(Oy_h - fhzy) - Fs_{x1} * Rh_{syz} * \sin(Oy_h - fhzy) \\Ms_{hz} &= Fs_{y1} * Rh_{sxy} * \cos(Oz_h + fhzy) - Fs_{y2} * Rh_{sxy} * \cos(Oz_h + fhzy) - Fs_{x1} * Rh_{sxy} * \sin(Oz_h + fhzy) + Fs_{x2} * Rh_{sxy} * \sin(Oz_h + fhzy) \\Ms_{tx} &= Fs_{z1} * Rt_{syx} * \cos(Ox_t + ftsx) + Fs_{z2} * Rt_{syx} * \cos(Ox_t + ftsx) - Fs_{y1} * Rt_{syx} * \sin(Ox_t + ftsx) - Fs_{y2} * Rt_{syx} * \sin(Ox_t + ftsx) \\Ms_{ty} &= Fs_{z2} * Rt_{syz} * \cos(Oy_t + ftsy) + Fs_{x2} * Rt_{syz} * \sin(Oy_t + ftsy) - Fs_{z1} * Rt_{syz} * \cos(Oy_t - ftsy) - Fs_{x1} * Rt_{syz} * \sin(Oy_t - ftsy) \\Ms_{tz} &= Fs_{y1} * Rt_{sxy} * \cos(Oz_t + ftsz) - Fs_{y2} * Rt_{sxy} * \cos(Oz_t + ftsz) - Fs_{x1} * Rt_{sxy} * \sin(Oz_t + ftsz) + Fs_{x2} * Rt_{sxy} * \sin(Oz_t + ftsz)\end{aligned}$$

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Bahadır Coşkun

Doğum Tarihi ve Yeri: 16 Ocak 1987 İstanbul

E-posta : ceketim@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makine Dinamiği, Titreşim ve Akustik Yüksek Lisans Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Ford Otosan Ürün Geliştirme Mühendisi 2011 Haziran – 2012 Kasım
- Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü Araştırma Görevlisi 2012 Kasım – devam etmekte.

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR:

- B.Coşkun, H. Erol (2013): Yatay Eksenli Çamaşır Makinalarında Yürüme Davranışının İncelenmesi. Vestel Çamaşır Makinası Fabrikası, 2013 Manisa, Türkiye.