

**YATAY EKSENLE BİR ÇAMAŞIR MAKİNESİNİN
DİNAMİK MODELLENMESİ VE TİTREŞİM
KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ**

**2016
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Kerim Gökhan AKTAŞ

**YATAY EKSENLE BİR ÇAMAŞIR MAKİNESİNİN DİNAMİK
MODELLENMESİ VE TİTREŞİM KARAKTERİSTİKLERİNİN
BELİRLENMESİ**

Kerim Gökhan AKTAŞ

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2016**

Kerim Gökhan AKTAŞ tarafından hazırlanan "YATAY EKSENLİ BİR ÇAMAŞIR MAKİNESİNİN DİNAMİK MODELLENMESİ VE TİTREŞİM KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. İsmail ESEN

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir. 20/06/2016

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Arif ANKARALI (YBÜ)

Üye : Prof. Dr. Hüseyin KURT (KBÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. İsmail ESEN (KBÜ)

...../...../2016

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Kerim Gökhan AKTAŞ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

YATAY EKSENLİ BİR ÇAMAŞIR MAKİNESİNİN DİNAMİK MODELLENMESİ VE TİTREŞİM KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Kerim Gökhan AKTAŞ

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Yrd. Doç. Dr. İsmail ESEN

Haziran 2016, 144 sayfa

Çamaşır makinesinde ortaya çıkan problemlerin başında titreşim gelmektedir. Titreşim makinenin gürültülü çalışmasına, alt sistemlerin aşınmasına, yorulmasına ve ömrünün kısılmasına neden olmaktadır. Çamaşır makinesinde ortaya çıkan titreşimin temel sebebi, sıkma devirlerinde tambur içerisindeki çamaşır kütesinin dengesiz biçimde dağılarak dengesiz kütleli yapıyı oluşturmasıdır. Dengesiz kütle önemli merkezkaç kuvvetlerinin oluşmasına neden olmakta ve bu da yüksek titreşim genliklerinin ortaya çıkmasına, makinenin gürültülü çalışmasına ve hatta makinenin yürütmesine neden olmaktadır. Bu tez çalışmasında, ilk olarak çamaşır makinesi titreşiminin incelenmesi için çamaşır makinesi kazan grubunun iki ve sekiz serbestlik dereceli matematiksel modeli oluşturulup hareket denklemleri elde edilmiştir. Ardından, çamaşır makinesinin katı modeli bilgisayar destekli tasarım yazılımında oluşturulmuş ve malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Oluşturulan katı model, ADAMS dinamik

analiz yazılımına aktarılmış ve uygun mafsalları seçilerek parçaların serbestlik derecesi kısıtları belirlenmiştir. Son olarak da oluşturulan dinamik modellerin 0-1200 devir hızı aralığında titreşim analizi yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre; ADAMS modelinden elde edilen düşey eksenindeki titreşim değerleri ile iki ve sekiz serbestlik dereceli modelden elde edilen titreşim değerleri kıyaslanmış ve sonuçların birbiri ile iyi uyum sağladığı görülmüştür. ADAMS modeli ile iki serbestlik dereceli model arasındaki hata oranının % 1.22, ADAMS modeli ile sekiz serbestlik dereceli model arasındaki hata oranının ise % 3.69 olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak tasarım aşamasındaki bir çamaşır makinesinin titreşim karakteristiği hakkında kısa sürede ve yüksek hassasiyette verilerin elde edilebileceği bir model oluşturulmuştur.

Anahtar Sözcükler : Titreşim, gürültü, dinamik analiz, hareket denklemi.

Bilim Kodu : 914.1.091

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

DYNAMIC MODELING OF HORIZONTAL AXIS WASHING MACHINE AND DETERMINATION OF VIBRATION CHARACTERISTICS

Kerim Gökhan AKTAŞ

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr. İsmail ESEN

June 2016, 144 pages

Vibration is the primary problem arisen in the washing machine. Vibration shorten life time of the washing machine parts and bring about rough running, wearing and fatigue. Main reason for vibrations during spinning cycle is that laundry in drum sticks to internal wall of the drum and unequal distribution of the laundry causes unbalanced mass. As a result of this, great force amplitudes occur and these forces lead to vibrate panels of washing machine, noise operation and even walking movement. Firstly, two and eight degree of freedom mathematical models were formed and equations of motion were obtained to examine washing machine vibration. Then, the solid model of washing machine was created by means of computer aided design software. Afterwards, solid model created in the previous section was transferred to ADAMS dynamic analysis software and by selecting appropriate joints, degree of freedom constraints of parts were determined. Finally dynamic model created in the previous section was performed in vibration analysis in

the range of 0-1200 rpm. According to analysis results, vertical axis vibration values of ADAMS model were compared with two and eight degree of freedom models and it was seen that results are in good agreement with each other. It was determined that the error rate between ADAMS model and two degree of freedom model is 1.22 % and it is 3.69 % between ADAMS model and eight degree of freedom model. Consequently, a model obtained at high precision data about vibration characteristic of design stage washing machine is formed.

Key Word : Vibration, noise, dynamic analysis, equation of motion.

Science Code : 914.1.091



TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının planlanmasında, araŐtırılmasında ve yürütülmesinde ilgi ve desteklerinden ötürü danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. İsmail ESEN'e, önemli yorum ve değerlendirmeleri ile katkıda bulunan jüri üyeleri Sayın Prof. Dr. Hüseyin KURT'a, Sayın Doç. Dr. Arif ANKARALI'ya, hiçbir desteği esirgemeyen Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma ve her zaman yanımda olan sevgili aileme sonsuz teşekkür ederim.

Ayrıca verdiği destekten ötürü Karabük Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğüne teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xx
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
ÇAMAŞIR MAKİNESİ BİLEŞENLERİ VE ÇALIŞMA PRENSİBİ	3
2.1. ÇAMAŞIR MAKİNESİ BİLEŞENLERİ	4
2.1.1. Kazan.....	4
2.1.2. Tambur.....	5
2.1.3. Kasnak	5
2.1.4. Elektrik Motoru.....	6
2.1.5. Kayış.....	6
2.1.6. Termostat	7
2.1.7. Rezistans	7
2.1.8. Denge Ağırlıkları.....	8
2.1.9. Damper	8
2.1.10. Yay	8
2.1.11. Drenaj Pompası	9
2.1.12. Hız Kontrol Ünitesi	9
2.1.13. Su Giriş Ventilleri	9

2.2. ÇAMAŞIR MAKİNESİ ÇALIŞMA PRENSİBİ	10
BÖLÜM 3	11
LİTERATÜR TARAMASI.....	11
BÖLÜM 4	21
ÇAMAŞIR MAKİNESİ TİTREŞİM MODELLERİ VE SAYISAL ANALİZİ	21
4.1. ÇAMAŞIR MAKİNESİ İKİ SERBESTLİK DERECELİ MATEMATİKSEL MODELİ.....	22
4.1.1. Sağ Yay-Kazan Etkileşiminin İncelenmesi	27
4.1.2. Sol Yay-Kazan Etkileşiminin İncelenmesi.....	29
4.1.3. Sağ Damper-Kazan Etkileşiminin İncelenmesi	30
4.1.4. Sol Damper-Kazan Etkileşiminin İncelenmesi.....	31
4.1.5. Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi.....	32
4.1.6. Modelin Matlab/Simulink Ortamında Gösterilmesi ve Sistemin Titreşim Cevabının Elde Edilmesi	34
4.2. ÇAMAŞIR MAKİNESİ SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ MATEMATİKSEL MODELİ.....	37
4.2.1. Tambur Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi	40
4.2.2. Kazan Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi.....	46
4.2.3. Sistemin Durum Uzay Modelinin Elde Edilmesi.....	54
BÖLÜM 5	63
ÇAMAŞIR MAKİNESİNİ OLUŞTURAN ALT SİSTEMLERİN MODELLENMESİ.....	63
5.1. KAZAN GRUBU ELEMANLARININ MODELLENMESİ	63
5.1.1. Kazan.....	63
5.1.2. Tambur	65
5.1.3. Tambur Yıldızı.....	66
5.1.4. Kasnak	67
5.1.5. Denge Ağırlıkları	68
5.1.6. Elektrik Motoru.....	69
5.2. GÖVDE GRUBU ELEMANLARININ MODELLENMESİ	69

	<u>Sayfa</u>
5.2.1. Kabin	69
5.2.2. Askı Sacı.....	70
5.2.3. Arka Panel	71
5.3. BAĞLANTI ELEMANLARININ MODELLENMESİ	72
5.3.1. Yayların Modellenmesi	72
5.3.2. Damperlerin Modellenmesi	72
BÖLÜM 6	74
ÇAMAŞIR MAKİNESİ DİNAMİK MODELİNİN TİCARİ BİR DİNAMİK ANALİZ YAZILIMINDA OLUŞTURULMASI VE TİTREŞİM ANALİZİ	74
6.1. DİNAMİK ANALİZ YAZILIMI TEORİSİ	74
6.1.1. Parça Konumunun Belirlenmesi	74
6.1.2. Parça Hızının Belirlenmesi	80
6.1.3. Parça İvmesinin Belirlenmesi	83
6.1.4. Mafsallar ve Kısıt Denklemleri.....	85
6.1.5. Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi.....	86
6.1.6. Hareket Denklemlerinin Çözümü	86
6.2. ALT SİSTEMLERİN MAFSAL TİPLERİNİN BELİRLENMESİ	87
6.3. ANALİZ ÇALIŞMALARI	89
6.3.1. Denge Ağırlıklarının Artırılması.....	90
6.3.2. Yay Direngelik Katsayısının Artırılması.....	95
6.3.3. Yay Direngelik Katsayısının Azaltılması	99
6.3.4. Damper Sönüm Katsayısının Artırılması	103
6.3.5. Damper Sönüm Katsayısının Azaltılması	106
6.3.6 Devir Hızının Değiştirilmesi.....	110
6.3.7. Dengesiz Kütlelerin Artırılması	113
6.3.8. Dinamik Titreşim Yutucu Kullanılması	117
BÖLÜM 7	131
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	131
KAYNAKLAR.....	135

Sayfa

EK AÇIKLAMALAR A. ÇAMAŞIR MAKİNESİ SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ MATEMATİKSEL MODELİ KÜTLE, SÖNÜM VE DİRENGENLİK MATRİSİ ELEMANLARI İLE KUVVET VEKTÖRÜ	137
EK AÇIKLAMALAR B SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ ÇAMAŞIR MAKİNESİ DURUM UZAY MODELİ SİSTEM MATRİSİ ELEMANLARI İLE KUVVET VEKTÖRÜ	141
ÖZGEÇMİŞ.....	144



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Çamaşır makinesi bileşenleri ön görünüş.	3
Şekil 2.2. Çamaşır makinesi bileşenleri arka görünüş.....	4
Şekil 2.3. Plastik kazana ait görüntü	4
Şekil 2.4. Tambura ait görüntü	5
Şekil 2.5. Kasnağa ait görüntü	5
Şekil 2.6. Elektrik motoruna ait görüntü	6
Şekil 2.7. Kayışa ait görüntü	6
Şekil 2.8. Termostata ait görüntü	7
Şekil 2.9. Rezistansa ait görüntü	7
Şekil 2.10. Denge ağırlığına ait görüntü.....	8
Şekil 2.11. Dampere ait görüntü	8
Şekil 2.12. Yaya ait görüntü.	8
Şekil 2.13. Drenaj pompasına ait görüntü	9
Şekil 2.14. Hız kontrol ünitesine ait görüntü	9
Şekil 2.15. Su giriş ventiline ait görüntü	10
Şekil 3.1. 19.yüzyıl çamaşır makinesine ait görüntü	11
Şekil 3.2. Papadopoulos ve Papadimitrou'nun geliştirdiği dengeleme sistemi	13
Şekil 3.3 Sowards'ın altı serbestlik dereceli matematiksel modeli	14
Şekil 3.4. Yalçın ve Erol'un geliştirdiği yarı aktif süspansiyon sistemi	15
Şekil 3.5. Türkay'ın altı serbestlik dereceli matematiksel modeli	16
Şekil 3.6. Boyraz ve Gündüz'ün matematiksel modeli	17
Şekil 3.7. Öztürk'ün çamaşır makinesi modeli	18
Şekil 3.8. Magnetorheological damper görüntüsü	18
Şekil 3.9. Sonada'nın G-Fall Balancer tasarımı	19
Şekil 3.10. Bayraktar ve Belek'in çamaşır makinesi modeli.....	20
Şekil 4.1. Çamaşır makinesi denge durumu.	23
Şekil 4.2. Çamaşır makinesi çalışması esnasında dengesiz kütlelerin oluşumu.	23
Şekil 4.3. Dengesiz kütle sebebiyle tambura etki eden kuvvetler.....	24

Şekil 4.4.	Tambur devir hızının zamana göre değişimi.	25
Şekil 4.5.	Dengesiz kütlelin belirtilen konumu için kazan, yay ve damper yer değiştirmeleri.	26
Şekil 4.6.	Çamaşır makinesi kazanına etkiyen yay ve damper kuvvetleri	27
Şekil 4.7.	Sağ yay kazan etkileşimi.	28
Şekil 4.8.	Sol yay kazan etkileşimi.	29
Şekil 4.9.	Sağ damper kazan etkileşimi.	30
Şekil 4.10.	Sol damper kazan etkileşimi.	31
Şekil 4.11.	Çamaşır makinesi modeli serbest cisim diyagramı.	33
Şekil 4.12.	Matematiksel modelin simulink ortamında ifade edilmesi.	35
Şekil 4.13.	İki serbestlik dereceli modelin ivme değerleri.	36
Şekil 4.14.	İki serbestlik dereceli modelin hız değerleri.	36
Şekil 4.15.	İki serbestlik dereceli modelin deplasman değerleri.	36
Şekil 4.16.	Çamaşır makinesi matematiksel modeli ön görünüş.	39
Şekil 4.17.	Çamaşır makinesi matematiksel modeli yan görünüş.	39
Şekil 4.18.	Tamburun y-z düzlemi ötelenme, x eksenini dönme, x-y düzlemi ötelenme, z eksenini dönme hareketleri.	40
Şekil 4.19.	Kazanın y'- z' düzlemi ötelenme, x' eksenini dönme, y'- x' düzlemi ötelenme, z' eksenini dönme hareketleri.	47
Şekil 4.20.	Durum uzay modeli blok diyagramı.	55
Şekil 4.21.	Sekiz serbestlik dereceli model z eksenini ivme değerleri.	61
Şekil 4.22.	Sekiz serbestlik dereceli model x eksenini ivme değerleri.	61
Şekil 4.23.	Sekiz serbestlik dereceli model z eksenini hız değerleri.	61
Şekil 4.24.	Sekiz serbestlik dereceli model z eksenini deplasman değerleri.	62
Şekil 4.25.	Sekiz serbestlik dereceli model MATLAB kodu.	62
Şekil 5.1.	Kazan ön ve arka görünüşü.	64
Şekil 5.2.	Tamburun ön ve arka görünüşü.	65
Şekil 5.3.	Tambur yıldızı ön ve arka görünüşü.	66
Şekil 5.4.	Kasnağa ait görüntü.	67
Şekil 5.5.	Ön ve üst denge ağırlıklarına ait görüntü.	68
Şekil 5.6.	Elektrik motoruna ait görüntü.	69
Şekil 5.7.	Çamaşır makinesi kabin modeline ait görüntü.	70
Şekil 5.8.	Askı sacı modeline ait görüntü.	70

Şekil 5.9. Arka panele ait görüntü.....	71
Şekil 5.10. Askı yayına ait görüntü.....	72
Şekil 5.11. Damper modeline ait görüntü.....	72
Şekil 6.1. Rijit bir i parçasının üç boyutlu uzaydaki konumu.....	75
Şekil 6.2. XYZ ve $X^iY^iZ^i$ eksen takımları.	77
Şekil 6.3. Parçanın Z eksenine etrafında Ψ_i açısı kadar döndürülmüş hali.	78
Şekil 6.4. Parçanın X^i eksenine etrafında Θ_i açısı kadar döndürülmüş hali.	78
Şekil 6.5. Parçanın Z^i eksenine etrafında Φ_i açısı kadar döndürülmüş hali.	79
Şekil 6.6. Döner ve kayar mafsalları.	87
Şekil 6.7. Çamaşır makinesi kazan, tambur, damper, dengesiz kütle, kabin, yay alt sistemlerinin mafsalları bağlantı tipleri.	88
Şekil 6.8. Tambur devir hızının zamana göre değişimi.	89
Şekil 6.9. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.	90
Şekil 6.10. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda x eksenindeki ivme değerleri.	90
Şekil 6.11. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.	91
Şekil 6.12. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda x eksenindeki hız değerleri.	91
Şekil 6.13. Standart makine için y eksenindeki deplasman değerleri.	92
Şekil 6.14. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.	92
Şekil 6.15. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	92
Şekil 6.16. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda damper tarafından kabine iletilen x eksenindeki kuvvet değerleri.	93
Şekil 6.17. Standart makine için yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	93
Şekil 6.18. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	93
Şekil 6.19. Standart makine için yay tarafından kabine iletilen x eksenindeki kuvvet değerleri.	94
Şekil 6.20. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda yay tarafından kabine iletilen x eksenindeki kuvvet değerleri.	94
Şekil 6.21. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda sağ panel ivme değerleri.	95

Şekil 6.22. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri	96
Şekil 6.23. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.	96
Şekil 6.24. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.	97
Şekil 6.25. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	97
Şekil 6.26. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	98
Şekil 6.27. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda sağ panel ivme değerleri.	98
Şekil 6.28. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.	99
Şekil 6.29. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.	100
Şekil 6.30. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.	100
Şekil 6.31. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	101
Şekil 6.32. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	101
Şekil 6.33. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda sağ panel ivme değerleri.	102
Şekil 6.34. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.	103
Şekil 6.35. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.	104
Şekil 6.36. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.	104
Şekil 6.37. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	105
Şekil 6.38. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	105
Şekil 6.39. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda sağ panel ivme değerleri.	106
Şekil 6.40. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.	107
Şekil 6.41. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.	107

Şekil 6.42. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.	108
Şekil 6.43. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	108
Şekil 6.44. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	109
Şekil 6.45. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda sağ panel ivme değerleri.	109
Şekil 6.46. 600-800-1200 devir hızları için y eksenindeki ivme değerlerinin kıyaslanması.	110
Şekil 6.47. 600-800-1200 devir hızları için y eksenindeki hız değerlerinin kıyaslanması.	111
Şekil 6.48. 600-800-1200 devir hızları için y eksenindeki deplasman değerlerinin kıyaslanması.	111
Şekil 6.49. 600-800-1200 devir hızları için damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerlerinin kıyaslanması.	112
Şekil 6.50. 600-800-1200 devir hızları için yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerlerinin kıyaslanması.	112
Şekil 6.51. 600-800-1200 devir hızları için sağ panel ivme değerleri.	113
Şekil 6.52. Dengesiz kütle için 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için y eksenindeki ivme değerlerinin karşılaştırılması.	114
Şekil 6.53. Dengesiz kütle için 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için y eksenindeki hız değerlerinin karşılaştırılması.	114
Şekil 6.54. Dengesiz kütle için 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için y eksenindeki deplasman değerlerinin karşılaştırılması.	115
Şekil 6.55. Dengesiz kütle için 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerlerinin karşılaştırılması.	115
Şekil 6.56. Dengesiz kütle için 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerlerinin karşılaştırılması.	116
Şekil 6.57. Dengesiz kütle için 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için sağ panel ivme değerleri.	116
Şekil 6.58. Dinamik titreşim yutucu gösterimi.	117
Şekil 6.59. Kütle oranının 0.1 olması durumunda ana kütle ve titreşim yutucunun zorlama frekansına bağlı yer değiştirme genlik oranları.	122
Şekil 6.60. Kütle oranının 0.5 olması durumunda ana kütle ve titreşim yutucunun zorlama frekansına bağlı yer değiştirme genlik oranları.	122
Şekil 6.61. Kütle oranının 0.9 olması durumunda ana kütle ve titreşim yutucunun zorlama frekansına bağlı yer değiştirme genlik oranları.	123
Şekil 6.62. Rezonans frekanslarının kütle oranına göre değişimi.	124

Sayfa

Şekil 6.63. Dinamik titreşim yutucu modeli.	124
Şekil 6.64. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.	125
Şekil 6.65. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.	125
Şekil 6.66. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.	126
Şekil 6.67. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	126
Şekil 6.68. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	127
Şekil 6.69. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.	128
Şekil 6.70. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.	128
Şekil 6.71. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.	129
Şekil 6.72. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	129
Şekil 6.73. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.	129

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Sekiz serbestlik dereceli çamaşır makinesi modelinin hareket kabiliyeti.	39
Çizelge 4.2. Tamburun y-z düzlemindeki kinetik enerji çizelgesi.	41
Çizelge 4.3. Tamburun y-z düzlemindeki potansiyel enerji çizelgesi.	42
Çizelge 4.4. Tamburun x-y düzlemindeki kinetik enerji çizelgesi.	44
Çizelge 4.5. Tamburun x-y düzlemindeki potansiyel enerji çizelgesi.	44
Çizelge 4.6. Kazanın y'- z' düzlemindeki kinetik enerji çizelgesi.	47
Çizelge 4.7. Kazanın y'- z' düzlemindeki potansiyel enerji çizelgesi.	48
Çizelge 4.8. Kazanın y'- z' düzlemindeki genel kuvvet çizelgesi.	48
Çizelge 4.9. Kazanın x'- y' düzlemindeki kinetik enerji çizelgesi.	50
Çizelge 4.10. Kazanın x'- y' düzlemindeki potansiyel enerji çizelgesi.	51
Çizelge 4.11. Kazanın x'- y' düzlemindeki genel kuvvet çizelgesi.	51
Çizelge 5.1. Kazan kütlesi ve atalet momentleri.	64
Çizelge 5.2. Kazan mekanik özellikleri.	64
Çizelge 5.3. Tambur kütlesi ve atalet momentleri.	65
Çizelge 5.4. Tambur mekanik özellikleri.	65
Çizelge 5.5. Tambur yıldızı kütlesi ve atalet momentleri.	66
Çizelge 5.6. Tambur yıldızı mekanik özellikleri.	66
Çizelge 5.7. Kasnak kütlesi ve atalet momentleri.	67
Çizelge 5.8. Kasnak mekanik özellikleri.	67
Çizelge 5.9. Denge ağırlıkları kütlesi ve atalet momentleri.	68
Çizelge 5.10. Denge ağırlıklarının mekanik özellikleri.	68
Çizelge 5.11. Kabin mekanik özellikleri.	70
Çizelge 5.12. Askı sacı mekanik özellikleri.	71
Çizelge 5.13. Arka panel mekanik özellikleri.	71
Çizelge 6.1. Mafsal çeşitlerinin ötelenme ve dönme serbestlik derecesi kısıtları. ...	86
Çizelge 7.1. İki ve sekiz serbestlik dereceli model ile ADAMS modeli ivme, hız ve deplasman değerlerinin karşılaştırılması.	132

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

w	: Tambur açısal hızı
m_d	: Dengesiz çamaşır kütlesi
r_d	: Dengesiz kütle dönme yarıçapı
N	: Tamburun devir/dakika cinsinden açısal hızı
α	: Açısal ivme
α_n	: Merkezcil ivme
α_t	: Teğetsel ivme
F_n	: Tambura etki eden merkezkaç kuvveti
F_t	: Tambura etki eden teğetsel kuvvet
wt	: Tambur dönme açısı
F_{rs}	: Sağ yayın kazana uyguladığı tepki kuvveti
F_{ls}	: Sol yayın kazana uyguladığı tepki kuvveti
F_{rd}	: Sağ damperin kazana uyguladığı tepki kuvveti
F_{ld}	: Sol damperin kazana uyguladığı tepki kuvveti
L	: Lagrange ifadesi
E_k	: Kinetik enerji
E_p	: Potansiyel enerji
Q_i	: Genel kuvvetler toplamı
W	: Sanal iş
z	: Tamburun z eksenindeki ötelenme hareketi
x	: Tamburun x eksenindeki ötelenme hareketi
\emptyset	: Tamburun x eksenini etrafındaki dönme hareketi
θ	: Tamburun z eksenini etrafındaki dönme hareketi
z'	: Kazanın z' eksenindeki ötelenme hareketi
x'	: Kazanın x' eksenindeki ötelenme hareketi
Φ	: Kazanın x' eksenini etrafındaki dönme hareketi

- Θ : Kazanın z' eksenine etrafındaki dönme hareketi
- I_t : Tambur atalet momenti
- I_{ty} : Tambur yıldızı atalet momenti
- I_k : Kasnak atalet momenti
- I_{ka} : Kazan atalet momenti
- $I_{da\ddot{o}}$: Ön denge ağırlığı atalet momenti
- $I_{da\ddot{u}}$: Üst denge ağırlığı atalet momenti
- Δl_{yr} : Sağ yayın deplasman miktarı
- Δl_{yl} : Sol yayın deplasman miktarı
- $\dot{\Delta} l_{dr}$: Sağ damper yer değiştirme hızı
- $\dot{\Delta} l_{dl}$: Sol damper yer değiştirme hızı
- m_t : Tambur kütlesi
- m_{ζ} : Çamaşır kütlesi
- m_d : Dengesiz kütle
- m_{ty} : Tambur yıldızı ve mil kütlesi
- m_k : Kasnak kütlesi
- m_{ka} : Kazan kütlesi
- $m_{da\ddot{o}}$: Ön denge ağırlığı kütlesi
- $m_{da\ddot{u}}$: Üst denge ağırlığı kütlesi
- L_t : Tamburun ağırlık merkezinin yatak merkezi O noktasına olan uzaklığı
- L_{ζ} : Çamaşırın ağırlık merkezinin yatak merkezi O noktasına olan uzaklığı
- L_d : Dengesiz kütlelerin ağırlık merkezinin O noktasına olan uzaklığı
- L_{ty} : Tambur yıldızının ağırlık merkezinin O noktasına olan uzaklığı
- L_t : Tamburun ağırlık merkezinin yatak merkezi O noktasına olan uzaklığı
- L_k : Kasnağın ağırlık merkezinin yatak merkezi O noktasına olan uzaklığı
- L_{ka} : Kazan kütlelerinin ağırlık merkezinin O noktasına olan uzaklığı
- $L_{da\ddot{o}}$: Ön denge ağırlığının ağırlık merkezinin O noktasına olan uzaklığı
- $L_{da\ddot{u}}$: Üst denge ağırlığının ağırlık merkezinin O noktasına olan uzaklığı
- L_{ya} : Yayların askı noktasının yatak merkezi O noktasına olan uzaklığı
- L_{da} : Damperlerin bağlantı noktasının yatak merkezi O noktasına olan uzaklığı
- $K_{r\ddot{o}}$: Ön rulmanın direngenlik katsayısı
- K_{ra} : Arka rulmanın direngenlik katsayısı

K_{yr} : Sağ yayın direngenlik katsayısı
 K_{yl} : Sol yayın direngenlik katsayısı
 C_{dr} : Sağ damperin sönüm katsayısı
 C_{dl} : Sol damperin sönüm katsayısı
 θ_y : Yayların bağlantı açısı
 θ_d : Damperlerin bağlantı açısı
 M : Kütle matrisi
 C : Sönüm matrisi
 K_r : Rulman direngenlik matrisi
 K_y : Yay direngenlik matrisi
 p : Koordinat vektörü
 f : Kuvvet vektörü
 E : Elastikiyet modülü
 μ : Poisson oranı
 A : Dönüşüm matrisi
 q : Kartezyen koordinatlarda konum vektörü
 q^i : Genelleştirilmiş koordinat vektörü
 \tilde{w}_i : Ters simetrik matris
 ε^i : Euler açıları takımı
 δ_{st} : Statik yer değiştirme

KISALTMALAR

GA : Genetic Algorithms (Genetik Algoritmalar)
SQP : Sequential Quadratic Programming (Sıralı Karesel Programlama)
vd : Ve diğerleri
MR : Magnetorheological
DTY : Dinamik Titreşim Yutucu

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüzde birçok türde çamaşır makinesi hem endüstride hem de evlerde kullanılmaktadır. Ev tipi çamaşır makineleri temel olarak önden yüklemeli çamaşır makineleri ve üstten yüklemeli çamaşır makineleri olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Üstten yüklemeli çamaşır makineleri; Amerika, Kanada, Avustralya, Yeni Zelanda gibi ülkelerde tercih edilirken Avrupa ülkeleri önden yüklemeli çamaşır makinelerini tercih etmektedir. Üstten yüklemeli çamaşır makinelerinin maliyetlerinin daha düşük olmasına rağmen çamaşır makinesi pazarında önden yüklemeli çamaşır makineleri daha çok talep görmektedir. Çünkü önden yüklemeli çamaşır makinelerinin üstten yüklemeli makinelere göre bir takım avantajları mevcuttur. Bu avantajlar; daha az su, enerji ve deterjan tüketimi, daha yüksek sıkma devirlerine ulaşılması sebebiyle sıkma programının kısalığı, daha az gürültü ve titreşim olarak sıralanabilir [1].

Avrupa'da yüksek enerji ve su tüketimine getirilen ekstra vergiler müşterilerin bilincinin artmasına ve müşteri beklentilerinin yükselmesine neden olmuştur. Önden yüklemeli çamaşır makinelerinin pazardaki payının ve müşteri beklentilerinin artmasıyla beraber firmalar arasındaki rekabet de oldukça artmıştır. Bir çamaşır makinesinden talep edilen özellikler yüksek yıkama kapasitesi, yüksek sıkma devir hızı, düşük enerji ve su tüketimi, düşük gürültü ve titreşim düzeyinin yanı sıra hafif ve küçük boyutlarda olmasıdır. Tüm bu talepler göz önünde bulundurulduğunda bir takım tasarım problemleri ortaya çıkmaktadır. Örneğin daha yüksek yıkama kapasitesi ve devir hızı denildiğinde iki tane temel problem ön plana çıkmaktadır. Birincisi, devir hızı ve yıkama kapasitesinin artırılmasıyla çamaşır makinesi daha büyük merkezkaç kuvvetlerine maruz kalacak ve titreşim genlikleri büyüyecektir. Bu da makinenin titreşim ve gürültülü çalışmasına neden olacaktır. İkinci ise birinci probleme çözüm bulma aşamasında ortaya çıkmaktadır. Daha yüksek yıkama

kapasitesi, daha büyük tambur ve kazan demektir. Bu da çamaşır makinelerinin standart boyutlarda üretildiği düşünöldüğünde diğer alt sistemler ve titreşim azaltıcı sistemler için daha az alan kalması anlamına gelmektedir. Genellikle bu problemin çözümü için denge ağırlıklarının artırılarak makinenin ataletinin artırılması yoluna gidilmektedir. Fakat bu da istenilmeyen bir durum olan, makine ağırlığının artmasına neden olmaktadır. Anlaşılacağı gibi çamaşır makinesi tasarımı ve analizi birçok parametreye bağlıdır. Bu sebeple çamaşır makinesi tasarlanırken yayların direngenlik, damperlerin sönüm katsayılarının, yay ve damperlerin kazan bağlantı açılarının, denge ağırlıklarının kütlelerinin, kazan grubunun ağırlık merkezinin ve makinenin doğal frekansının uygun bir biçimde belirlenmesi hayati öneme sahiptir.

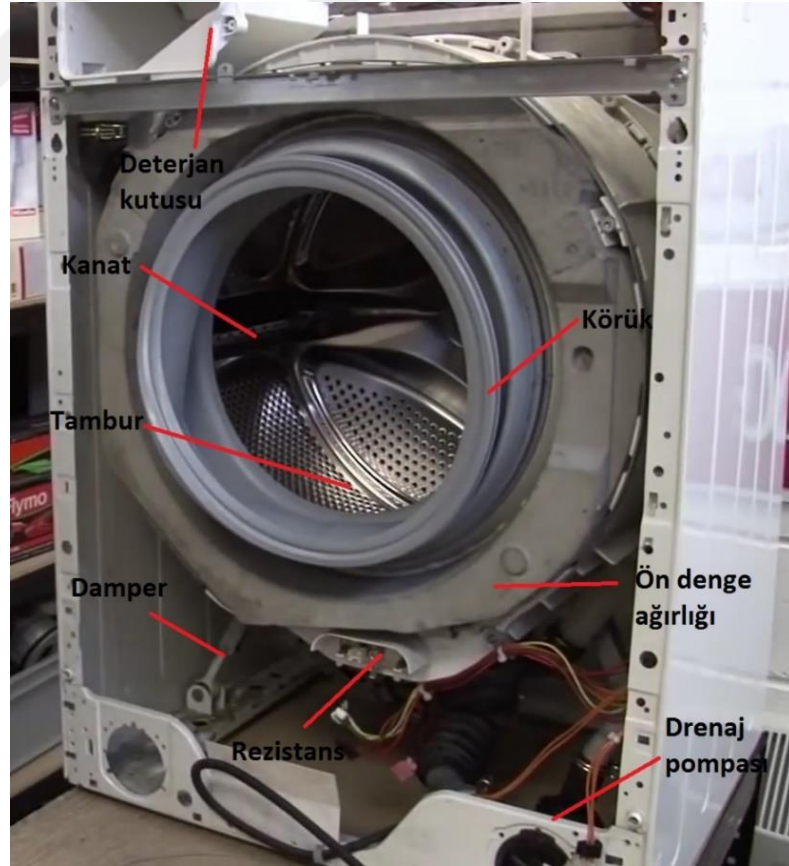
Sekiz bölümden oluşan bu çalışmada, yatay eksenli bir çamaşır makinesi titreşim modellerinin elde edilmesi ve 0-1200 devir aralığında analiz edilmesi amaçlanmıştır. Giriş bölümünde çalışmanın kapsamından bahsedilip ikinci bölümde çamaşır makinesini oluşturan alt sistemler hakkında bilgi verilmiş ve çamaşır makinesi çalışma prensibi anlatılmıştır. Üçüncü bölümde literatür taraması yapılmış ve yapılan çalışmalar yorumlanmıştır. Dördüncü bölümde çamaşır makinesi kazan grubunun iki ve sekiz serbestlik dereceli matematiksel modeli oluşturulup hareket denklemleri elde edilmiştir. İki serbestlik dereceli model hareket denklemleri Newton'un 2. Yasası kullanılarak elde edilmiş ve MATLAB/Simulink ortamında çözölerek sistemin titreşim cevabı elde edilmiştir. Sekiz serbestlik dereceli model hareket denklemleri ise Lagrange metodu kullanılarak elde edilmiş ve MATLAB ortamında Runge-Kutta nümerik analiz metodu kullanılarak $\Delta t=0.001$ zaman aralığında analiz edilmiştir. Beşinci bölümde çamaşır makinesi katı modeli ticari bir bilgisayar destekli tasarım yazılımında oluşturulup malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Altıncı bölümde, oluşturulan katı model bir dinamik analiz yazılımına aktarılmış ve uygun mafsallar seçilerek parçaların serbestlik derecesi kısıtları belirlenmiştir. Son olarak da oluşturulan dinamik modelin 0-1200 devir hızı aralığında titreşim analizi yapılmış ve çamaşır makinesi yay direngenlik ve damper sönüm katsayılarının değiştirilmesi, beton ağırlıkların değiştirilmesi, dengesiz kütlelerin değiştirilmesi ve sisteme dinamik titreşim yutucu eklenmesi durumlarının çamaşır makinesi titreşim davranışına etkileri incelenmiştir. Yedinci bölümde ise elde edilen analiz sonuçları yorumlanmış ve çalışmanın ölkemiz beyaz eşya sektörü açısından önemi vurgulanmıştır.

BÖLÜM 2

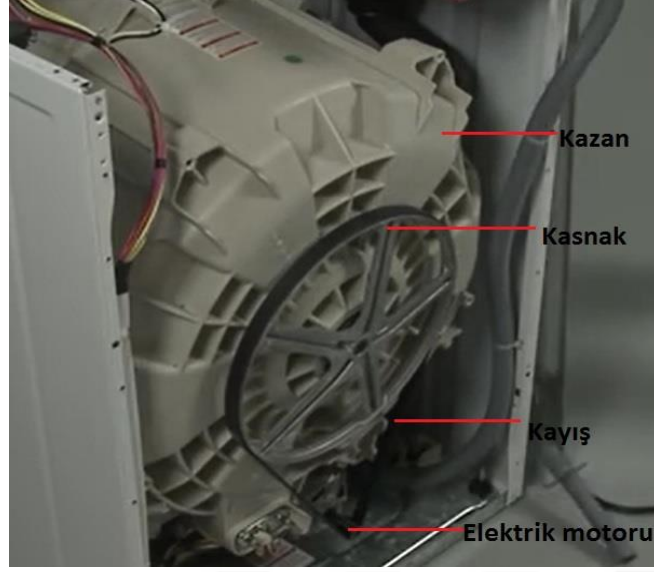
ÇAMAŞIR MAKİNESİ BİLEŞENLERİ VE ÇALIŞMA PRENSİBİ

Otomatik bir çamaşır makinesi tambur, tambur yıldızı, kazan, kayış, kasnak, rulman, elektrik motoru, drenaj pompası, yay, damper, denge ağırlığı, körük, rezistans, termostat, hız kontrol ünitesi ve su giriş ventili gibi elemanlardan oluşmaktadır. Bu bölümde ilk olarak çamaşır makinesi bileşenleri hakkında kısaca bilgi verilip ardından çamaşır makinesi çalışma prensibi açıklanmıştır.

Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de çamaşır makinesi bileşenleri gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Çamaşır makinesi bileşenleri ön görünüş.



Şekil 2.2. Çamaşır makinesi bileşenleri arka görünüş.

2.1. ÇAMAŞIR MAKİNESİ BİLEŞENLERİ

2.1.1. Kazan

Kazan, yıkama işleminin yapıldığı kısımdır. Yıkama sıvısı kazan içerisine dolar ve dış ortama sızması engellenir. Kazan üst kısmından askı yayları ile, alt kısmından ise damperler ile makine kabinine bağlıdır. Kazan içinde tambur, rezistans ve su seviye anahtarı elemanları bulunur. Denge ağırlıkları ve elektrik motoru kazan üzerinde monte edilmiş durumdadır. Kazan malzemesi olarak porselen, çelik ve plastik kullanılabilmektedir fakat günümüzde en çok plastik kazanlar tercih edilmektedir [2].



Şekil 2.3. Plastik kazana ait görüntü [2].

2.1.2. Tambur

Tambur, kazandaki rulman yuvasına tambur yıldızı mili ile yataklanmış durumdadır. Tambur delikli bir yapıya sahiptir ve çamaşırların daha iyi karışması ve deterjanın çamaşırlara daha iyi nüfuz etmesi için iç kısmında kanatlar mevcuttur. Çamaşırlar bu kanatlar yardımıyla yukarı kaldırılır ve suya düşmesi sağlanır. Böylelikle amaşır deterjan yardımı ile kirden arındırılır. Tambur sürekli su ile temas halindedir bu sebeple rulmanların su ile temas etmesini engellemek için keçe malzemesi kullanılmaktadır. Zamanla keçenin sızdırmazlığını kaybetmesiyle rulmanlar arızalanır ve bu da çamaşır makinesinin gürültülü çalışmasına neden olur [2].



Şekil 2.4. Tambura ait görüntü [2].

2.1.3. Kasnak

Kasnak, motordan kayış vasıtasıyla aldığı döndürme hareketini tambur yıldızı ile tambura aktaran kısımdır. Bazı amaşır makinelerinde kasnak bulunmamaktadır. Bunun yerine motor direkt tambur yıldızına bağlıdır. Doğrudan tahrikli (Direct drive) bu makinelerde motordan alınan güç daha fazladır.



Şekil 2.5. Kasnağa ait görüntü [2].

2.1.4. Elektrik Motoru

Çamaşır makinelerinde bir fazlı yardımcı sargılı asenkron motor ya da alternatif akım seri motorlar kullanılmaktadır. Yardımcı sargılı asenkron motorlarda yardımcı sargı, döner alan oluşturulması için kullanılır. Statorda bulunan çift sargı iki ayrı kutup sayısının oluşmasını sağlamaktadır. Motorlarda iki adet sargı bulunur. Bunlardan birincisi yıkama sargısı ikincisi ise sıkma sargısıdır. Bir elektrikli motorda kutup sayısının iki olması dakikadaki devir sayısını 3000, dört olması 1500 yapmaktadır. Çamaşır makinesi yıkama işlemi sırasında birinci sargıdan akım geçer ve rotor yavaş döner. Sıkma programında ise ikinci sargıdan akım geçer ve rotor hızlı döner [2].



Şekil 2.6. Elektrik motoruna ait görüntü [2].

2.1.5. Kayış

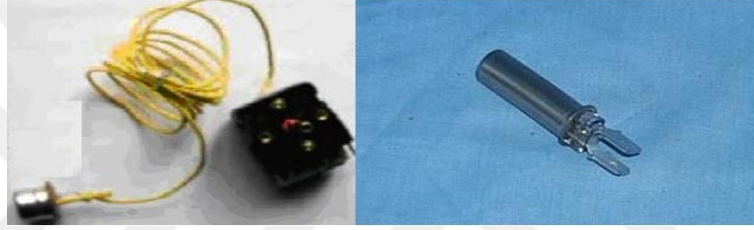
Kayış, kasnak mekanizmalı çamaşır makinelerinde motordan aldığı döndürme hareketini kasnağa ileten elemandır.



Şekil 2.7. Kayışa ait görüntü [2].

2.1.6. Termostat

Çamaşır makinesinde sabit değerli ve ayarlanabilen olmak üzere iki adet termostat bulunmaktadır. Bu elemanlar rezistansı devreye sokarak yıkama suyunun istenilen sıcaklığa ısıtılmasını sağlamaktadır. Suyun sıcaklığı istenilen seviyeye geldiğinde termostatin kuyruk kısmında bulunan gaz genişir ve böylelikle diyaframın itilip kontakların yer değiştirmesi sağlanır. Sabit değerli termostat 30 – 40 °C' lik sıcaklığa ihtiyaç duyulan ön yıkama ve yünlü çamaşır programlarında devreye girerek suyun istenilen sıcaklığa getirilmesinde kullanılırken, ayarlı termostat 30–100 °C su sıcaklığı istenilen programlarda kullanılmaktadır [2].



Şekil 2.8. Termostata ait görüntü [2].

2.1.7. Rezistans

Çamaşır makinesi içerisine alınan yıkama suyunun termostatta belirlenen sıcaklığa kadar ısıtılmasını sağlayan elemandır. Su ile temas halinde olduğu için paslanmaz çelikten üretilirler. Kazan içerisine monte edilmesinden dolayı yıkama suyunun dışarı sızması gibi bir durumun önüne geçilmesi için sızdırmaz conta elemanları kullanılmaktadır. Rezistanslar 220 volt ile çalışmaktadırlar. Kullanım kolaylığı sağlamak için bazı makinelerde çift rezistans bulunmaktadır.



Şekil 2.9. Rezistansa ait görüntü [2].

2.1.8. Denge Ağırlıkları

Denge ağırlıkları sisteme atalet kazandırarak, sistemi ani ve büyük titreşim genliklerinden korumak için kullanılırlar. Kazanın ön ve üst kısmına monte edilerek sabitlenirler.



Şekil 2.10. Denge ağırlığına ait görüntü.

2.1.9. Damper

Damper, kazan ile kabin bağlantısını sağlamaktadır ve kazanda meydana gelen titreşimlerin etkisini azaltmak için kullanılmaktadır.



Şekil 2.11. Dampere ait görüntü [2].

2.1.10. Yay

Yaylar, oluşan titreşimlerin kabin kısmına iletilmesini azaltmak için kullanılmaktadır. Kazan iki adet yay ile kabin kısmına bağlıdır.



Şekil 2.12. Yaya ait görüntü.

2.1.11. Drenaj Pompası

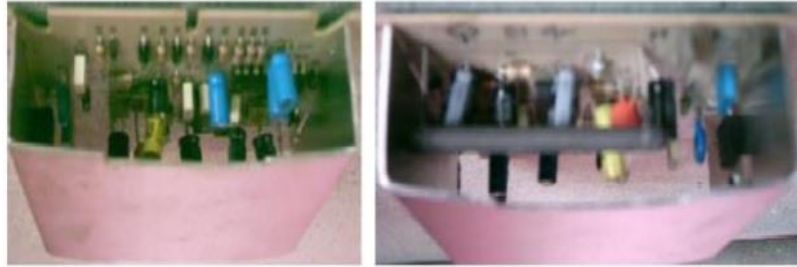
Drenaj pompasının görevi kazan içerisindeki kirli suyun dışarı atılmasıdır. Yıkama, durulama ve sıkma işlemlerinden sonra aldığı sinyal ile devreye girer ve kirli su kazandan uzaklaştırılır.



Şekil 2.13. Drenaj pompasına ait görüntü [2].

2.1.12. Hız Kontrol Ünitesi

Program aygıtı ve elektrik motorunun milinde mevcut bulunan takojenaratör bobininden aldığı sinyal ile çalışır. Elektrik motorunun devir sayısını, dönüş yönünü elektronik devreli kartlar ayarlamaktadır [2].



Şekil 2.14. Hız kontrol ünitesine ait görüntü [1].

2.1.13. Su Giriş Ventilleri

Çamaşır makinelerinin bazılarında sadece soğuk girişi olabildiği gibi bazı çamaşır makinelerinde sıcak ve soğuk olmak üzere iki adet su girişi mevcuttur. İki girişli modellerde sıcak ve soğuk su girişini sağlayan iki adet elektrikli vana bulunmaktadır. Bu vanaların bir ucu musluk diğer ucu ise deterjan kutusu ile bağlantı halindedir.

Çamaşır makinesinin çalıştırılmasıyla beraber su giriş ventil bobinlerine sinyal iletilir ve vanaların açılması sağlanır. Yeterli miktardaki su kazan içerisine alındıktan sonra su seviye anahtarı devreye girer ve ventil bobinlerine tekrar sinyal gönderilir. Böylelikle de vanaların kapatılması sağlanır.



Şekil 2.15. Su giriş ventiline ait görüntü [2].

2.2. ÇAMAŞIR MAKİNESİ ÇALIŞMA PRENSİBİ

Bu kısımda otomatik bir çamaşır makinesi çalışma prensibi açıklanmıştır. Makine açma kapama anahtarına basıldığında sinyal, program cihazından kapı emniyet kilidine gelir. Kapı kapatıldığında sinyal buradan su giriş ventillerinin bobinine iletilir. Böylelikle vanaların açılarak suyun deterjan bölmesine gelmesi ve deterjanlı suyun kazana dolması sağlanır. Yeterli miktarda su kazana dolduktan sonra su seviye anahtarı devreye girer ve ventil bobinlerine sinyal iletilerek vanaların kapatılması sağlanır. Ardından, elektrik motoru ve hız kontrol ünitesine sinyal iletilir. Elektrik motorunda elektrik enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülür ve bir kayış vasıtasıyla elektrik motoru miline bağlı olan kasnağın dönmesi sağlanır. Kasnağa bağlı halde bulunan tambur yıldızı vasıtasıyla tambur dönmeye başlar. Tambur içerisindeki kanatlar yardımıyla çamaşırlar bir miktar yükselip tamburun içerisine düşerler ve böylece deterjanlı suyun çamaşırlara nüfuz etmesi sağlanır. Bu sırada rezistans sinyal iletilir ve rezistans kazan içerisindeki suyu ısıtmaya başlar. İstenilen su sıcaklığına ulaşıldığında termostat devreye girer ve rezistansın enerjisini keser. Yıkama işlemi bittikten sonra drenaj pompasına sinyal iletilir ve kirli su kazandan atılır. Daha sonra işlemler tekrarlanarak kazan içerisine durulama suyu alınır ve pompa yardımıyla kirli su dışarı atılır. Son olarak deterjan kutusunda bulunan yumuşatıcı, su ile birlikte kazan içerisine alınır. Yumuşatma işlemi bittikten sonra sıkma programı başlar ve tambur yüksek devirlerde döndürülerek çamaşırlardan suyun büyük bir kısmının atılması sağlanır ve çamaşır yıkama işlemi tamamlanır [2].

BÖLÜM 3

LİTERATÜR TARAMASI

Çamaşır makinesinin icadından günümüze kadar çamaşır makineleri çok büyük değişimler geçirmiş ve çağının ihtiyaçlarını karşılamayı başarmıştır. 1900'lü yılların başına kadar geliştirilen çamaşır makineleri insan gücüne dayanıyor ve bir tekne ve tekne içerisinde dönen çarklardan oluşuyordu. Tekne içerisine koyulan çamaşır ve sabunlu su bir kol yardımıyla döndürülen çarklar vasıtasıyla karıştırılıp çamaşırın yıkanması sağlanıyordu [1]. 19. yüzyılda kullanılan bir çamaşır makinesi örneği Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. 19.yüzyıl çamaşır makinesine ait görüntü [1].

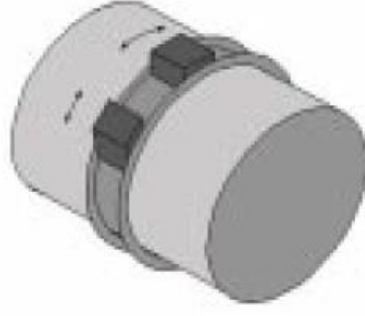
Elektrik ile çalışan ilk çamaşır makinesi 1907 yılında Alva J.Fisher tarafından icat edilmiş ve Amerika'da ticari olarak satışa sunulmuştur. İlk otomatik çamaşır makinesi 1937 yılında Bendix Şirketi tarafından üretilmiştir. Üretilen bu makine günümüz önden yüklemeli çamaşır makinelerine görünüm ve mekanik aksam açısından çok benzemese de temel özelliklerin birçoğunu barındırmaktaydı. Bu makinelerde süspansiyon sistemi olmaması sebebiyle çamaşır makinesi yürüme problemi makinenin yere ankastre olarak bağlanması ile çözülmeye çalışılmıştır.

1990'lı yılların başından itibaren mikro işlemcilerin kullanılmasıyla çamaşır makinesi endüstrisinde büyük gelişmeler yaşandı ve zaman içerisinde çamaşır makineleri günümüz şeklini aldı [1]. Çamaşır makinesi tarihi incelendiğinde elektrikli çamaşır makinelerinin üretilmesinden itibaren çamaşır makinesi yürüme davranışı ve titreşimi önemli problemlerin başında gelmiştir.

Çamaşır makineleri çok yaygın kullanılmalarına rağmen çamaşır makinesi hakkında çok fazla çalışma bulunmamaktadır. Bunun sebebi de çamaşır makinesi üreten firmaların sıkı bir rekabet içerisinde bulunması ve ticari sırlarının diğer firmalar tarafından öğrenilmesinin istenilmemesidir.

Literatürde çamaşır makinesindeki titreşimin temel sebebinin, tambur içerisindeki çamaşırın eşit bir şekilde dağılmayarak dengesiz kütleli oluşturması olduğu üzerinde durulmuştur. Çamaşır makinesindeki çamaşırın tambur içerisinde eşit bir şekilde dağılmaması, sıkma devirlerinde ciddi dengesiz merkezkaç kuvvetlerinin ortaya çıkmasına neden olmakta ve buda çamaşır makinesi stabilizasyonunu bozmaktadır. Stabilizasyon teknikleri bakımından araştırmalar genellikle süspansiyon sistemlerinin kullanımına odaklanmıştır. Daha belirgin olarak çoğu çalışma süspansiyon sistemi analizi ve optimizasyonu üzerine yapılmıştır (Papadopoulos and Papadimitrou, 2001; Conrad and Soedel, 1994; Türkay et al., 1994; Sowards, 1972).

Papadopoulos and Papadimitrou, çalışmalarında yatay eksenli bir çamaşır makinesinin dinamik modelini oluşturmuşlar ve bu modeli çamaşır makinesinin sıkma devirlerindeki yürüme eşik değerinin tahmin edilmesinde kullanmışlardır. Çalışmada dizayn ve kontrol esaslı olmak üzere iki adet dengeleme metodu kullanılmıştır. Dizayn esaslı metotta ideal bir çamaşır makinesi ağırlık merkezinin, tambur içerisindeki çamaşırın dönme düzleminde olması gerektiği tespit edilmiştir. Kontrol esaslı metotta ise titreşimleri minimize etmek için aktif dengeleme yöntemi geliştirilmiştir. Bu yöntemde iki dengeleme kütlesi tambur etrafına konumlandırılmıştır (Şekil 3.2). Bu kütlelerin görevi dengesiz kütleyle zıt yönde hareket ederek dengesizliğin azaltılmasıdır. Yay ve sönümleyici elemanlar modele dâhil edilmemiştir. Bu sebeple, oluşturulan model ile çamaşır makinası dinamik davranışının incelenmesi tam olarak sağlanamamıştır [3].

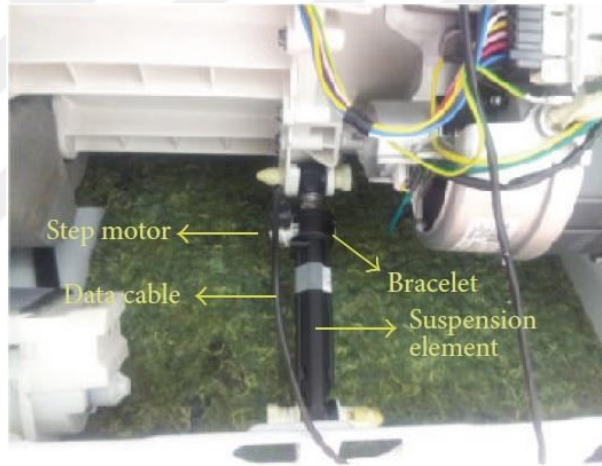


Şekil 3.2. Papadopoulos ve Papadimitrou'nun geliştirdiği dengeleme sistemi [3].

Conrad and Soedel, yatay ve dikey eksenli çamaşır makinelerindeki yürüme hareketini basit analitik dinamik model kullanarak incelemişlerdir. Çalışmada dikey eksenli çamaşır makinelerinin çalışması esnasında salınımsal yürüme davranışı gösterirken yatay eksenli çamaşır makinelerinin değişken yürüme davranışı gösterdikleri ve yatay eksenli çamaşır makinelerinin dikey eksenli çamaşır makinesine göre daha düşük devir hızlarında yürüme davranışı gösterdiği tespit edilmiştir. Fakat çalışmada oluşturulan çamaşır makinesi modelinde elastik bileşenler kullanılmamış olup süspansiyon bileşenlerinin etkileri ihmal edilmiştir. Çalışmada çamaşır makinesi yürüme davranışının daha detaylı incelenmesi için çalışmanın süspansiyon sistemi parametrelerini de içermesi gerektiği belirtilmiştir [4].

Conrad, doktora tezi çalışmasında yatay ve dikey eksenli çamaşır makinesinde daha ileri bir dinamik matematiksel model üzerinde çalışmış ve yay, damper gibi dinamik bileşenleri modele dahil etmiştir. Çalışmada yatay ve dikey eksenli çamaşır makineleri için süspansiyon sisteminin temel karakteristikleri belirlenmiştir. Süspansiyon sistemi için geliştirilen temel modellerin gerçek bir çamaşır makinesi dinamiğiyle iyi uyum sağladığı ve bu modellerin sistemin süspansiyon sertliğinin limit ve sınırlarının belirlenmesinde kullanılabileceği belirtilmiştir. Çamaşır makinesinde sıkma devri esnasında çamaşırların dinamik olarak dengelenmesi gerektiği tespit edilmiş ve dinamik dengeleyicilerin tasarım kriterleri ve limitleri açıklanmıştır. Çamaşır makinesinde devir hızlarının artırılması süspansiyon sisteminin varlığı ile sağlanabileceği, süspansiyon sistemi olmayan bir çamaşır makinesinde dakikada 200 devir sağlanırken süspansiyon sistemi bulunan bir makinada dakikada 1600 devre kadar çıkılabileceği ifade edilmiştir [5].

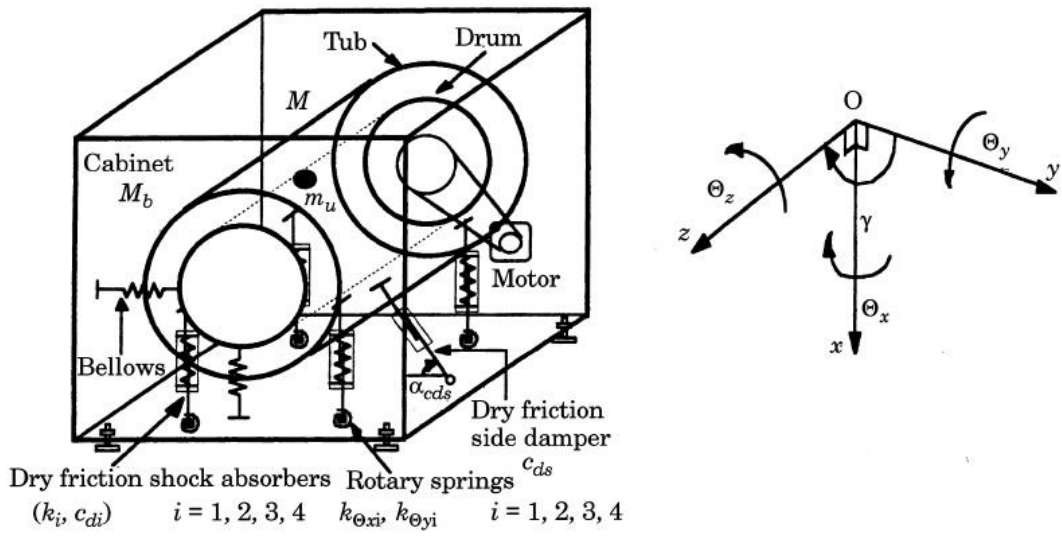
önce titreşim verileri değerlendirilmekte ve ardından step motorlar damperlere yerleştirilen kelepçenin açısını daraltmaya ya da genişletmeye başlamaktadır. Bu süspansiyon sistemi içindeki damperlerin sönüm özellikleri değiştirmekte ve böylece yarı aktif süspansiyon sistemi istenilmeyen titreşimleri absorbe etmektedir. Sonuç olarak sıkma devirlerinde çamaşır makinesi gürültü seviyesi ölçüldüğünde, yarı aktif süspansiyon sistemi ile kontrol edilen çamaşır makinesinin kontrol edilmeyen çamaşır makinesine göre daha istikrarlı ses performansına sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca titreşim sönümlenme değerleri bakımından yarı aktif süspansiyon sistemi ile kontrol edilen çamaşır makinesi ile kontrol edilmeyen makine arasında önemli derecede fark varken gürültü seviyeleri bakımından önemli derecede fark olmadığı tespit edilmiştir [7]. Şekil 3.4'de Yalçın ve Erol'un geliştirdiği yarı aktif süspansiyon sistemi gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Yalçın ve Erol'un geliştirdiği yarı aktif süspansiyon sistemi [7].

Türkay et al., yaptıkları çalışmada; örgü (grid) ve Sequential Quadratic Programming (SQP) optimizasyon metotlarını kullanarak süspansiyon sistemi optimizasyonu ile ilgili formülasyonları incelemiş ve uygulamışlardır. Çamaşır makinesinin yürütmesine izin verilmeyecek şekilde, ayaklara gelen yatay ve düşey yükler için en uygun yük dağılımını sağlayan koşullar belirlenmiştir. Çalışmada çamaşır makinesi altı serbestlik dereceli matematiksel modeli çıkarılmış ve Newton'un 2. Kanunu kullanılarak hareket denklemleri elde edilmiştir. Modelde kazan, tambur ve motor grubu helisel yay içeren dört adet kuru sürtünmeli damper ile alt kısımdan, bir adet kuru sürtünmeli damper ile de sağ kısımdan desteklenmektedir (Şekil 3.5). Sonuç

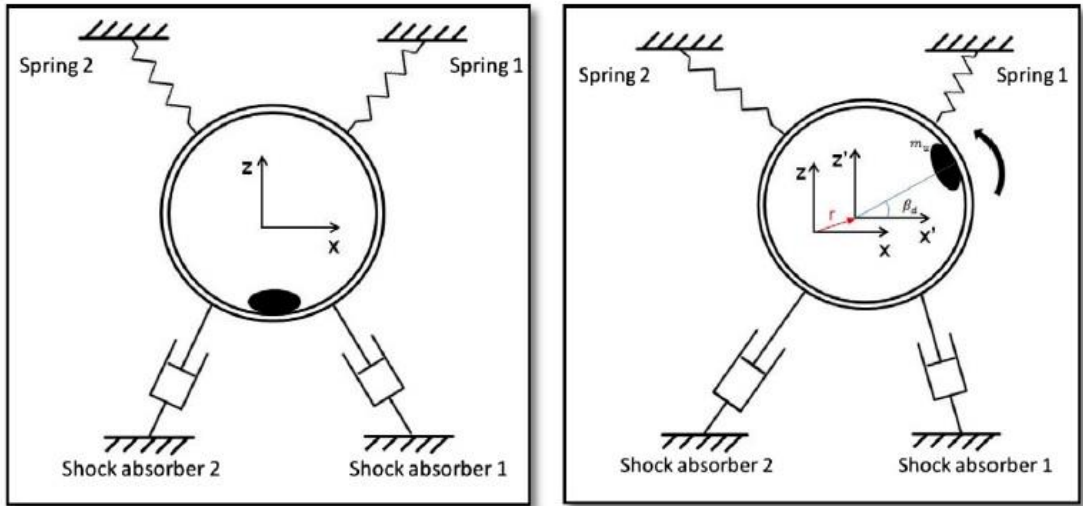
olarak çamaşır makinesinde titreşim genlikleri azalırken, makinenin yürüme eğiliminin arttığı tespit edilmiştir. Bu yüzden, çamaşır makinesinin yürüme hareketi yapmaması için süspansiyon sisteminin çok sert olmaması gerektiği ve çok yüksek genlikteki titreşimlere sebebiyet vermemek için de süspansiyon sisteminin çok yumuşak olamaması gerektiği belirtilmiştir. Ayrıca yürüme hareketine neden olan süspansiyon tepki kuvvetlerinin süspansiyon parametrelerinden çok, kuru sürtünme katsayısına bağlı olduğu tespit edilmiştir [8].



Şekil 3.5. Türkay'ın altı serbestlik dereceli matematiksel modeli [8].

Türkay et al., yaptıkları diğer bir çalışmada; Newton-Euler metodunu kullanarak yatay eksenli çamaşır makinesi klasik süspansiyon sisteminin lineer olmayan, zamanla değişken rijit gövde dinamik modeli elde edilmiş, simülasyon için programlanmış ve deneysel olarak değerlendirilmiştir. Oluşturulan modelde kazan ve gövde rijit olarak kabul edilmiştir. Kazan ile tambur arasında bulunan rulmanlar sebebiyle kazan ile tambur arasındaki gyroscopic etkiler ihmal edilmiştir. Oluşturulan simülasyon modeli, prototip süspansiyon sistemi dizaynı için kazanın geçici ve kalıcı durum, dikey ve yatay genliğini kabul edilebilir hata oranında tahmin edebilmiştir. Çamaşır makinesi kabininin kayma davranışı dört adet üç eksenli piezoelektrik güç dönüştürücüsüyle deneysel olarak incelenmiş ve deneysel verilerle teorik tahminlerin birbiriyle uyumlu olduğu tespit edilmiştir [9].

Boyraz and Gündüz, yaptıkları çalışmalarında; sıkma devri titreşim karakteristiğini incelemek ve genetik algoritmaları temel alan yeni bir optimizasyon tekniği dizayn önerisi geliştirmek için dönme düzleminin de göz önünde bulundurulduğu yatay eksenli bir çamaşır makinesinin dinamik modelini oluşturmuşlardır (Şekil 3.6). Dinamik modelin sayısal olarak simülasyonu yapılmış ve çıktıları yatay eksenli bir çamaşır makinesi motoru ve tamburunu içeren test düzeneğinden elde edilen deneysel titreşim verileriyle karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak yatay eksenli çamaşır makinesi titreşim karakteristiği optimizasyonu için GA kullanarak yeni bir tasarım metodu geliştirmişlerdir. Genetik algoritmalar alanda pasif iyileştirme metodu olarak katkıda bulunurken, geliştirilen yeni ölçüm metodu çamaşır makinalarında aktif titreşim kontrolü metodunun önünü açmıştır [10].



Şekil 3.6. Boyraz ve Gündüz'ün matematiksel modeli [10].

Öztürk'ün yapmış olduğu yüksek lisans tez çalışmasında; çamaşır makinesini oluşturan alt sistemlerin dinamik özellikleri deneysel olarak belirlenmiştir. Daha sonra çamaşır makinesi bileşenleri modellenip bir dinamik analiz yazılımında analiz edilmiştir (Şekil 3.7). Model üzerinde parametrik çalışmalar yapılarak çamaşır makinesi titreşim karakteristiğinin bu parametrelerden nasıl etkilendiği tespit edilmiştir. Öztürk, yay askı sacı ve kabin kısmını esnek elemanlar olarak modellediği için askı sacının, modelin titreşimine etkisini inceleme fırsatı bulmuştur. Oluşturulan model deneysel çalışmalarla da doğrulanmıştır. Sonuç olarak çamaşır makinesinin

dinamik davranışının kolay bir şekilde belirlenebileceği ve parametrik çalışmaların yapılabileceği bir sayısal model oluşturulmuştur [11].



Şekil 3.7. Öztürk'ün çamaşır makinesi modeli [11].

Spelta et al., yapmış oldukları çalışmalarında; çamaşır makinesinde titreşim ve gürültü azaltılması için bir kontrol sisteminin dizayn ve analiz edilmesini amaçlamışlardır. Kontrol sistemi, kazan grubunu kabine bağlayan süspansiyon sistemine yarı aktif magnetorheological damper eklenmesi ile gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.8). Sonuç olarak pasif sürtünme damperlerinin elektronik olarak kontrol edilebilen damperlerle değiştirilmesiyle, çamaşır makinesi panel titreşiminin azaltılması sağlanarak gürültü seviyesini 5 dB kadar iyileştirmeyi başarmışlardır [12].

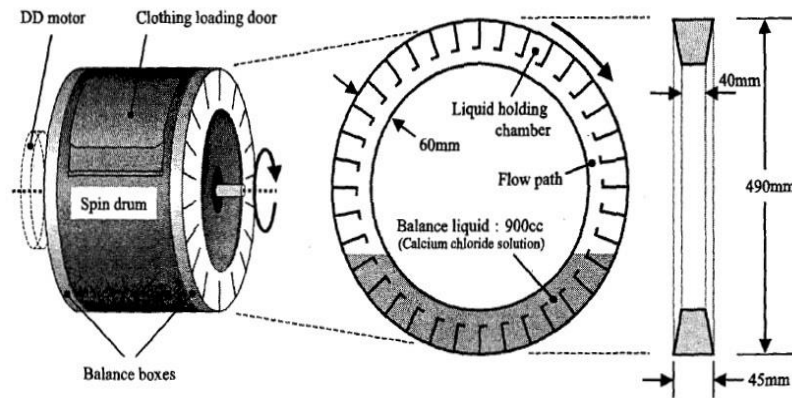


Şekil 3.8. Magnetorheological damper görüntüsü [12].

Çamaşır makinesinde titreşim ve gürültünün, kaynağında yok edilmesi çalışmalarında dengeleyiciler sık sık kullanılmaktadır. Çamaşır makinesinde büyük titreşim genliklerini sınırlandırmak için beton kütleler kullanılmaktadır ve bu beton kütleler makinelere ilave yük getirmektedir. Günümüzde elektrikli ev aletlerinin hafif olması talep edilmektedir. Bu sebeple beton kütlelerin artırılması tercih edilmemektedir. Bunun yerine dengeleyicilerin kullanılması tercih edilmektedir.

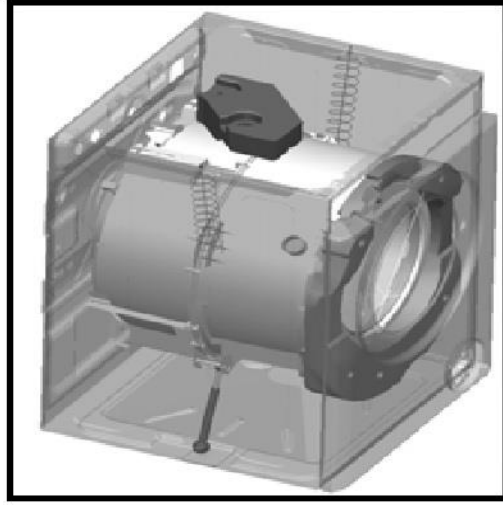
Dengeleyiciler genelde içerisinde denge sıvısı bulundurmakta ve tambur ile birlikte hareket etmesi sağlanmaktadır. Denge sıvısı dengesiz yüklerden kaynaklanan merkezkaç kuvvetine zıt yönde hareket ederek tamburun dengede kalmasını sağlamaktadır. Literatürde değişik türde dengeleyicilerin incelendiği çalışmalar mevcuttur.

Sonoda et al., yapmış oldukları çalışmada; çamaşır makinesi sıkma devirlerinde çamaşırların dengesiz bir şekilde dağılmasından dolayı ortaya çıkan titreşim ve gürültüyü azaltmak için G-Fall Balancer olarak tanımladıkları yeni bir dengeleyici sistem geliştirmişlerdir (Şekil 3.9). Çalışmada dengesiz yük sebebiyle yatay ve dikey eksenlerde titreşimlerin meydana geldiği, yatay titreşimlerin genellikle dakikada 80-160 devir aralığındaki düşük dönme devirlerinde, dikey titreşimlerin ise dakikada 160 devirden büyük devirlerde oluştuğu belirtilmiştir. 160 – 260 devir/dakika aralığı büyük genlikli titreşimlerin oluştuğu rezonans bölgesi olarak tespit edilmiştir. G-Fall Balancer iki dengeleme bloğundan oluşturulmuş ve bloğun her biri yaklaşık 900 cc denge sıvısı ile doldurulmuştur. Tambur ile birlikte hareket eden dengeleme bloklarının içerisindeki denge sıvısı, tambur içerisinde oluşan dengesiz yükün oluşturduğu merkezkaç kuvvetine zıt bir şekilde hareket ederek tamburun dengede kalmasını sağlamaktadır. Bu yaklaşım ile yapılan çalışmalar sonucunda titreşimin %70 oranında, yere iletilen gücün ise %50 oranında azaltılması sağlanmıştır [13].



Şekil 3.9. Sonoda'nın G-Fall Balancer tasarımı [13].

Bayraktar ve Belek, yaptıkları çalışmada; çamaşır makinesinin titreşim davranışını optimize etmek için bir yöntem geliştirmişlerdir. Çamaşır makinesinin toplu ve yayılı parametrelili elemanların bulunduğu bir titreşim modelini kurmuşlardır (Şekil 3.10). F. Bayraktar ve H.T. Belek çamaşır makinesini çok cisimli toplu parametrelili bir sistem olarak ele almış, yayılı parametrelili olarak modellenecek parçalardan alınan numuneler ile malzeme özellikleri ölçülmüştür. Ölçülen malzeme özelliklerini kullanarak elastik parçaların sonlu elemanlar yöntemi ile serbest-serbest sınır şartlarındaki nümerik modelleri oluşturmuş ve makine parçalarının nümerik modelleri deneysel modal analiz yöntemi kullanılarak test etmiştir. Çamaşır makinesinde kullanılan bağlantı elemanlarının titreşim davranışları deneysel yöntemler ile belirlemiş ve modellemiştir. Sonuç olarak çamaşır makinesi modelini sınamak için sayısal analiz ve ölçümler yapılmış, modelden elde edilen veriler ile ölçümlerden elde edilen verilerin uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir. Sayısal modelde yapılan bazı tasarımsal değişiklikler sonucunda çamaşır makinesi sol panelinde önemli derecede titreşim azaltılması sağlanmıştır [14].



Şekil 3.10. Bayraktar ve Belek'in çamaşır makinesi modeli [14].

BÖLÜM 4

ÇAMAŞIR MAKİNESİ TİTREŞİM MODELLERİ VE SAYISAL ANALİZİ

Çamaşır makinesi titreşim davranışını inceleyebilmek için teorik ve uygulamalı bir takım yöntemlere gereksinim duyulmaktadır. Bunlardan teorik yöntemler kullanılarak tasarım aşamasındaki bir çamaşır makinesi, farklı serbestlik derecelerinde modellenip titreşim hareketleri analiz edilebilmektedir.

Titreşim analizi, belirli bir dış zorlamaya bağlı olarak sistemin cevabının belirlenmesi işlemidir. Bu analiz matematiksel modelleme, hareket denklemlerinin elde edilmesi, hareket denklemlerinin çözülmesi ve sistem cevabının elde edilerek yorumlanması adımlarını içermektedir. Çamaşır makinesi tek serbestlik dereceli olarak modellenebileceği gibi on iki serbestlik dereceli de modellenebilir. Serbestlik derecesi ne kadar çok artırılırsa gerçek sisteme o kadar yaklaşılabilmekte ve daha hassas sonuçlar elde edilebilmektedir. Matematiksel model sistemin yapısını yeterli derecede ifade edecek içerikte olmalıdır. Matematiksel model oluşturulduktan sonra sistemin hareketlerini ifade eden diferansiyel denklemlerin yani hareket denklemlerinin çıkarılması gerekmektedir. Hareket denklemlerinin çıkarılmasında Newton'un 2. kanunu ve Enerji korunumu kanununu temel alan yöntemler kullanılmaktadır.

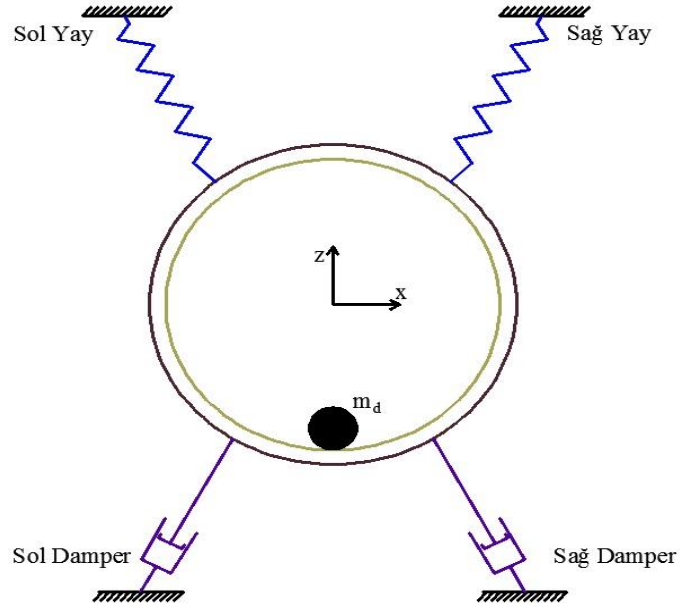
Bu bölümde çamaşır makinesi, iki serbestlik dereceli ve sekiz serbestlik dereceli olarak modellenip titreşimleri incelenmiştir. İki serbestlik dereceli model hareket denklemleri Newton'un 2. kanunu temel alınarak elde edilmiştir. Sekiz serbestlik dereceli model hareket denklemleri ise Lagrange metodu kullanılarak elde edilmiştir.

4.1. ÇAMAŞIR MAKİNESİ İKİ SERBESTLİK DERECELİ MATEMATİKSEL MODELİ

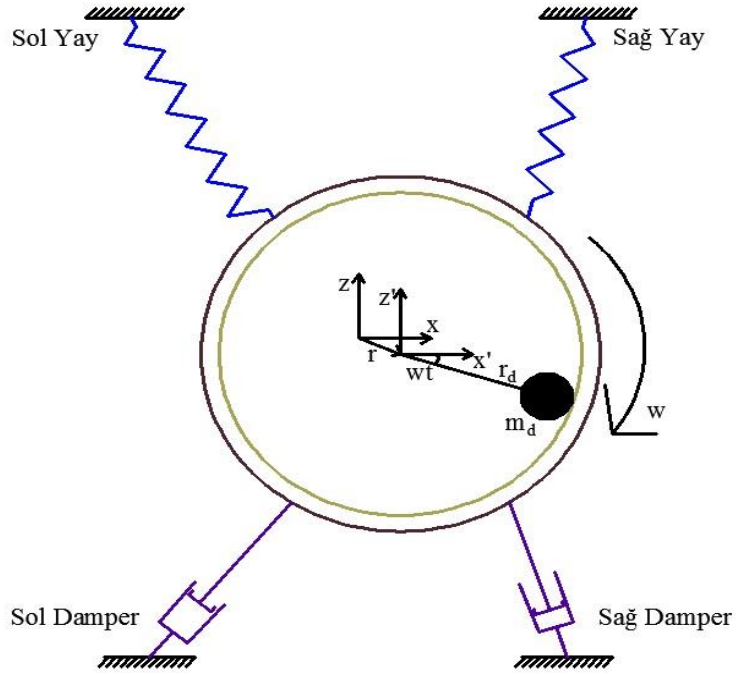
Çamaşır makinesi iki serbestlik dereceli matematiksel modeli, sekiz serbestlik dereceli matematiksel model ve ADAMS model ile kıyaslama yapılabilmesi amacıyla oluşturulmuştur. Model oluşturmadan önce bir takım kabuller yapılmıştır. Yapılan bu kabuller aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

- Kazan grubu elemanları (kazan, tambur, elektrik motoru, tambur yıldızı, kasnak) rijit olarak tek bir kütle halinde modellenmiştir.
- Kazan grubunun ağırlık merkezi, tambur dönme eksenindedir ve kazan bu ekseninde simetriktir.
- Kazan grubu sadece x ve z ekseninde ötelenme yapabilmektedir. y eksenindeki ötelenme ve diğer tüm dönme hareketleri kısıtlanmıştır.
- Yay, damper ve dengesiz kütle aynı düzlem üzerindedir.
- ω açısal hızı sabittir ve tambur içerisindeki çamaşırın tambur yüzeyine yapışıp tambur ile birlikte hareket edebileceği büyüklüktedir.
- Dengesiz çamaşır kütlelerinin dönme yarıçapı (r_d) sabittir.

Şekil 4.1’de çamaşır makinesinin çalışmadan önceki denge hali gösterilmiştir. Şekil 4.2’ de ise çamaşır makinesinin çalışması esnasında dengesiz kütlelerin tambur iç cidarına yapışması ve bu sebeple titreşim grubu ağırlık merkezinin yer değiştirmesi gösterilmiştir. Literatürde de belirtildiği gibi çamaşır makinelerinde titreşimin ana sebebi dengesiz kütledir. Çamaşır makinesinde tambur yaklaşık olarak dakikada 100 devir ile dönmeye başladığı andan itibaren tambur içerisindeki çamaşır tambura yapışmaktadır. Çamaşırın tamburun yüzeyine eşit bir şekilde dağılmamasından dolayı dengesiz kütle oluşmakta ve bu dengesiz kütle de merkezkaç kuvvetlerini oluşturmaktadır. Dengesiz kütlelerin tamburla birlikte dönmesi sebebiyle merkezkaç kuvvetleri sürekli yön değiştirmekte ve kazan grubu üç ekseninde de dönme ve ötelenme hareketleri yapmaktadır.



Şekil 4.1. Çamaşır makinesi denge durumu.



Şekil 4.2. Çamaşır makinesi çalışması esnasında dengesiz kütlenin oluşumu.

Tamburun radyan cinsinden zamana bağlı dönme açısı denklem (4.1)'deki gibi ifade edilmiştir. Burada N tamburun devir/dakika cinsinden açısal hızını, t zamanı ifade etmektedir.

$$\omega t = 2\pi Nt/60 \quad (4.1)$$

Dönme açısının zamana göre birinci türevi açısal hıza, ikinci türevi ise açısal ivemeye eşittir (4.2, 4.3).

$$\omega = \dot{\omega} t \quad (4.2)$$

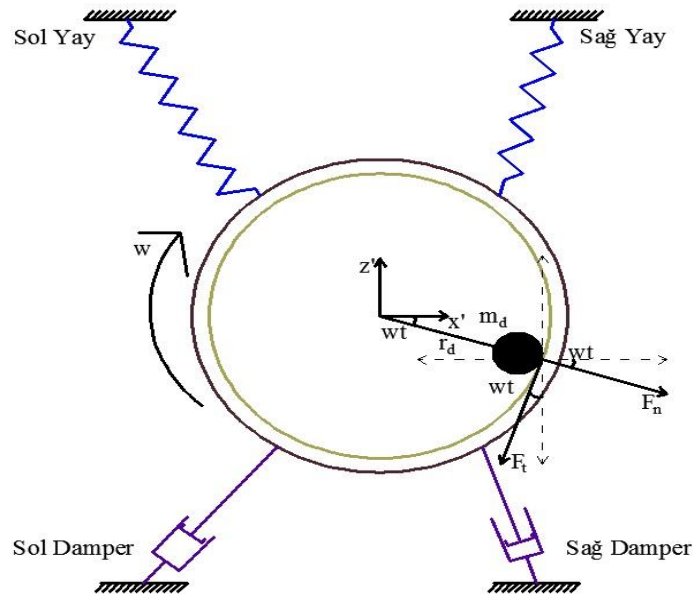
$$\alpha = \ddot{\omega} t \quad (4.3)$$

r_d yarıçaplı yörüngede dairesel hareket yapan bir kütlenin, hız vektörünün doğrultusundaki değişiminden kaynaklanan merkezci ivmesi ve hızının değişiminden kaynaklanan teğetsel ivmesi mevcuttur. Merkezci ivme denklem (4.4) ile teğetsel ivme ise denklem (4.5) ile ifade edilmiştir.

$$\alpha_n = v^2/r_d = r_d \omega^2 = r_d \dot{\omega} t^2 \quad (4.4)$$

$$\alpha_t = r_d \dot{\omega} = r_d \ddot{\omega} t \quad (4.5)$$

Dengesiz kütle sebebiyle tambura etki eden kuvvetler Şekil 4.3’de gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Dengesiz kütle sebebiyle tambura etki eden kuvvetler.

Newton'un 2. Kanununa göre tambura etki eden merkezkaç kuvveti ve teğetsel kuvvet, denklem (4.6) ve (4.7) ile ifade edilmiştir.

$$F_n = m_d \alpha_n = m_d r_d (\dot{w}t)^2 \quad (4.6)$$

$$F_t = m_d \alpha_t = m_d r_d \ddot{w}t \quad (4.7)$$

Elde edilen kuvvetler kartezyen koordinatlarda x ve z ekseninde yazılırsa, x ve z ekseninde etki eden dış kuvvetler denklem (4.8) ve (4.9)'daki gibi bulunur.

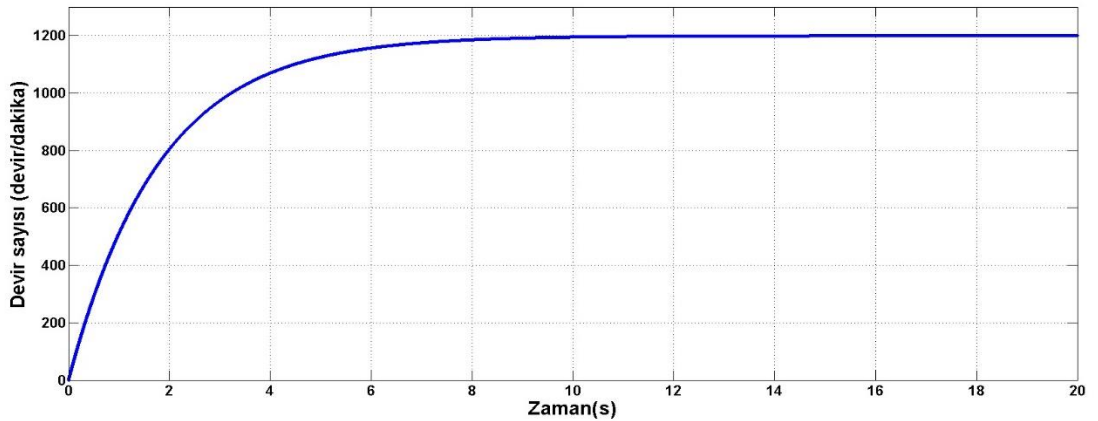
$$F_{xdış} = F_n \cos(wt) - F_t \sin(wt) \quad (4.8)$$

$$F_{zdış} = F_n \sin(wt) + F_t \cos(wt) \quad (4.9)$$

Buraya kadar olan denklemlerde tamburun açısal hızının sabit olduğu kabul edilmiştir. Fakat gerçek sistemde 1200 devir/dakika sıkma devrine sahip bir çamaşır makinesinde, tambur 0-1200 devir aralığını tarayarak belirli bir zaman sonra final değeri olan 1200 devir değerine ulaşmaktadır. Bu sebeple gerçek sisteme benzer bir senaryo ile açısal hız ifadesi denklem (4.10)'daki gibi ifade edilmiştir [10].

$$\dot{w}t = N(1 - e^{-1/1,8t}) \quad (4.10)$$

Burada N tamburun final devrini, t ise zamanı ifade etmektedir (Şekil 4.4).



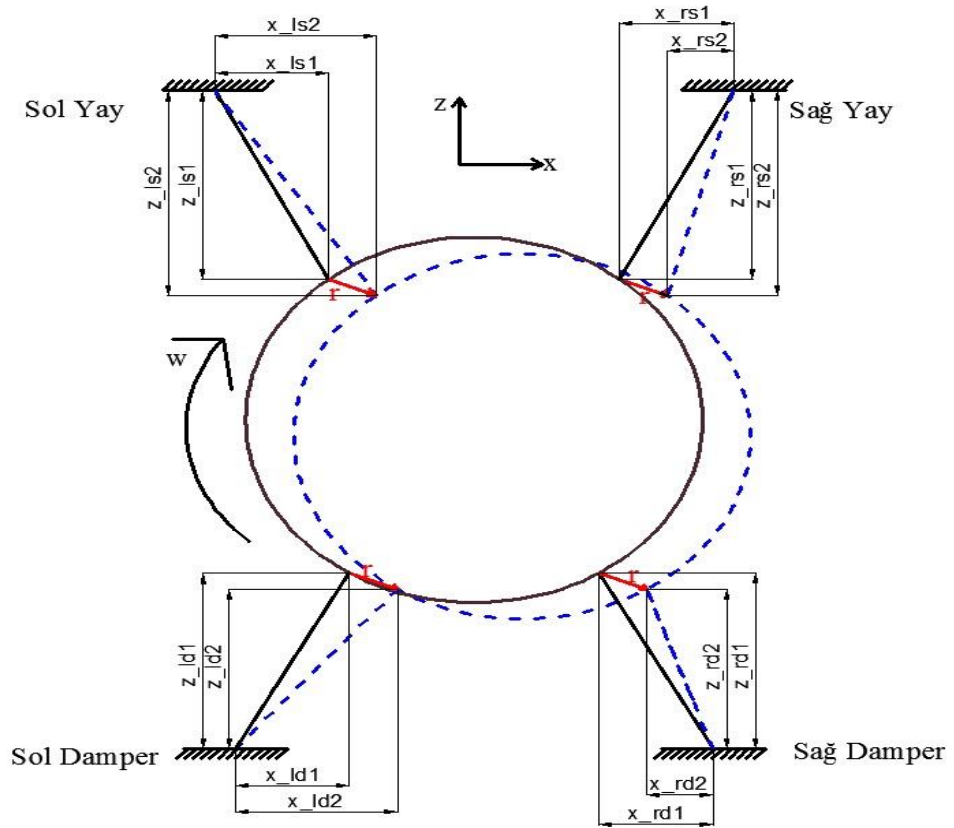
Şekil 4.4. Tambur devir hızının zamana göre değişimi.

Denklem (4.10)' un integrali alınarak tamburun dönme açısı, türevi alınarak da açısal ivmesi elde edilebilir. Denklem (4.11) tamburun dönme açısını, denklem (4.12) de açısal ivmesini göstermektedir.

$$\dot{w}t = N(t + 1,8e^{-1/1,8t}) \quad (4.11)$$

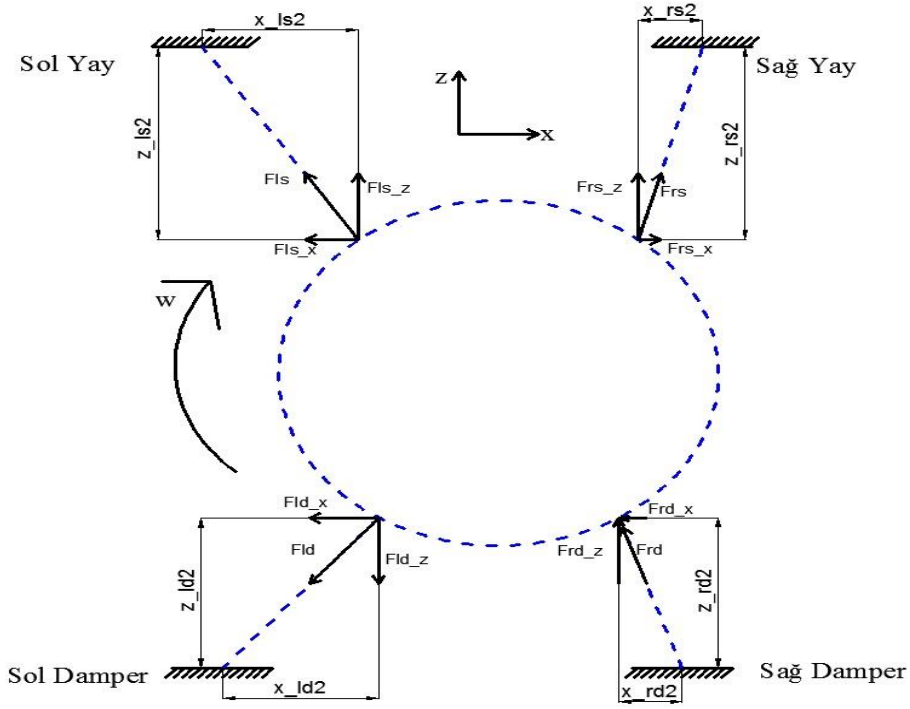
$$\ddot{w}t = N/1,8(e^{-1/1,8t}) \quad (4.12)$$

Şekil 4.2'de gösterilen dengesiz kütle konumu için kazan, yay ve damper elemanlarının yer değiştirmeleri Şekil 4.5'de, kazana etkiyen tepki kuvvetleri ise Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Dengesiz kütle için belirtilen konumu için kazan, yay ve damper yer değiştirmeleri.

Şekil 4.5'de görüldüğü gibi kazan bir miktar z ve x ekseninde yer değiştirmiştir. Şekle göre kazanın hareket doğrultusu pozitif eksenler olarak seçilmiştir.

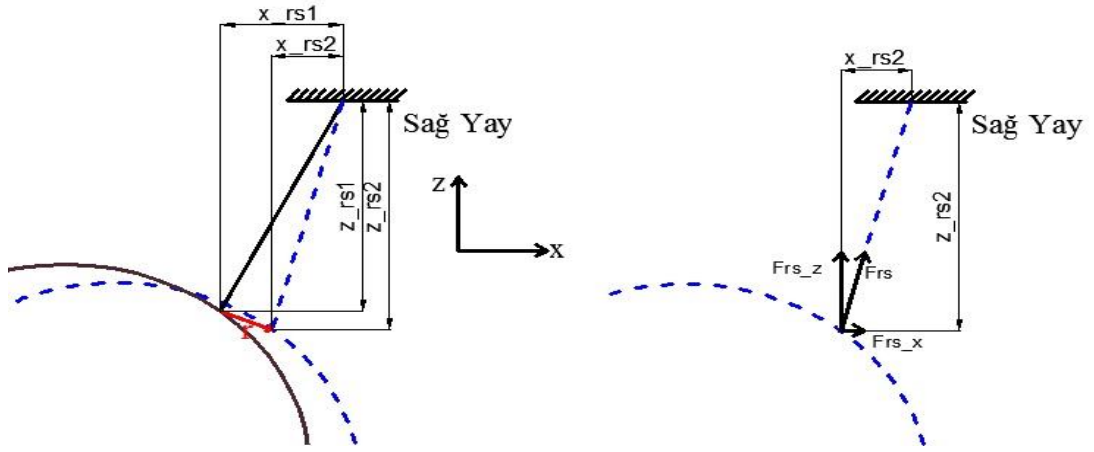


Şekil 4.6. Çamaşır makinesi kazanına etkiyen yay ve damper kuvvetleri.

4.1.1. Sağ Yay-Kazan Etkileşiminin İncelenmesi

Dengesiz kütlelerin merkezkaç kuvvetlerini oluşturması sebebiyle kazan grubunun yanı sıra yay ve damperlerde x ve z ekseninde hareket etmektedir. Bu sebeple yay tarafından kazana uygulanan kuvvetlerin elde edilmesinde yayın dinamik uzama miktarının hesaplanması gerekmektedir. Yay ve damper dinamik uzama miktarının hesaplanmasında Boyraz ve Gündüz'ün çalışmalarında kullandığı yöntem temel alınmıştır [10]. Böylelikle sağ yay tarafından kazana etkiyen kuvvet, yayın dinamik uzama miktarının yayın direngelik katsayısı ile çarpılmasıyla elde edilmiştir.

Sağ yayın dinamik uzama miktarı ve tepki kuvvetleri Şekil 4.7'de gösterildiği gibidir. Burada x_{rs1} ve z_{rs1} sırasıyla x ve z eksenlerindeki yay-kazan ile yay-kabin bağlantılarının sistemin denge halindeki mesafelerini, x_{rs2} ve z_{rs2} ise yay-kazan ile yay-kabin bağlantılarının sistemin çalışması esnasındaki mesafelerini ifade etmektedir.



Şekil 4.7. Sağ yay kazan etkileşimi.

Sağ yayın dinamik uzama miktarı ve yayın kazana x ve z eksenlerinde uyguladığı kuvvetler aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir (4.13-4.19). Burada x titreşim grubunun x eksenindeki yer değiştirmesini, z titreşim grubunun z eksenindeki yer değiştirmesini ve k ise yay direnç katsayısını ifade etmektedir.

$$x_{rs2}(t) = x_{rs1} - x(t) \quad (4.13)$$

$$z_{rs2}(t) = z_{rs1} + z(t) \quad (4.14)$$

$$l_{rs1} = \sqrt{x_{rs1}^2 + z_{rs1}^2} \quad (4.15)$$

$$l_{rs2}(t) = \sqrt{x_{rs2}(t)^2 + z_{rs2}(t)^2} \quad (4.16)$$

$$F_{rs} = k(l_{rs2}(t) - l_{rs1}) \quad (4.17)$$

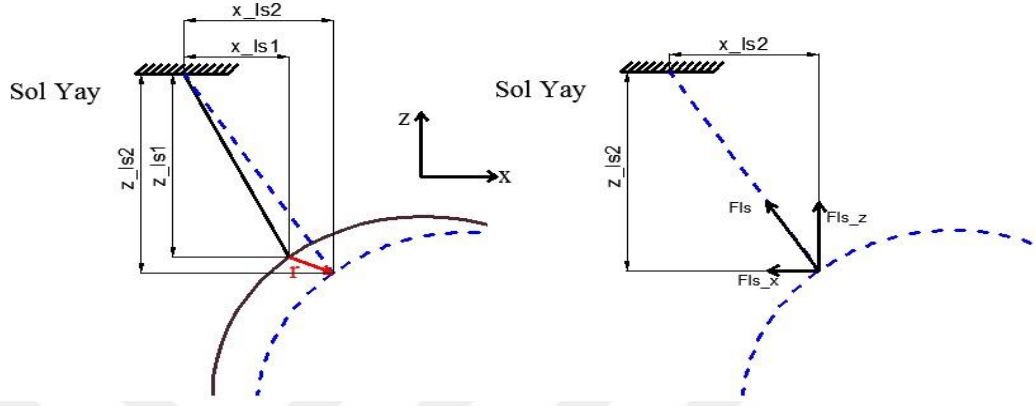
$$F_{rs_x} = F_{rs}(x_{rs2}(t)/l_{rs2}(t)) \quad (4.18)$$

$$F_{rs_z} = F_{rs}(z_{rs2}(t)/l_{rs2}(t)) \quad (4.19)$$

Sağ yay uzama durumunda olduğu için kazana çekme kuvveti uygulamıştır. Bu sebeple F_{rs_x} kuvvetinin yönü pozitif x eksenini yönünde, F_{rs_z} kuvvetinin yönü ise negatif z eksenini yönündedir.

4.1.2. Sol Yay-Kazan Etkileşiminin İncelenmesi

Sol yayın dinamik uzama miktarı ve tepki kuvvetleri Şekil 4.8’de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.8. Sol yay kazan etkileşimi.

Sol yayın dinamik uzama miktarı ve yayın kazana x ve z eksenlerinde uyguladığı kuvvetler aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir (4.20-4.26).

$$x_{ks2}(t) = x_{ks1} + x(t) \quad (4.20)$$

$$z_{ks2}(t) = z_{ks1} + z(t) \quad (4.21)$$

$$l_{ks1} = \sqrt{x_{ks1}^2 + z_{ks1}^2} \quad (4.22)$$

$$l_{ks2}(t) = \sqrt{x_{ks2}(t)^2 + z_{ks2}(t)^2} \quad (4.23)$$

$$Fks = k(l_{ks2}(t) - l_{ks1}) \quad (4.24)$$

$$Fks_x = Fks(x_{ks2}(t)/l_{ks2}(t)) \quad (4.25)$$

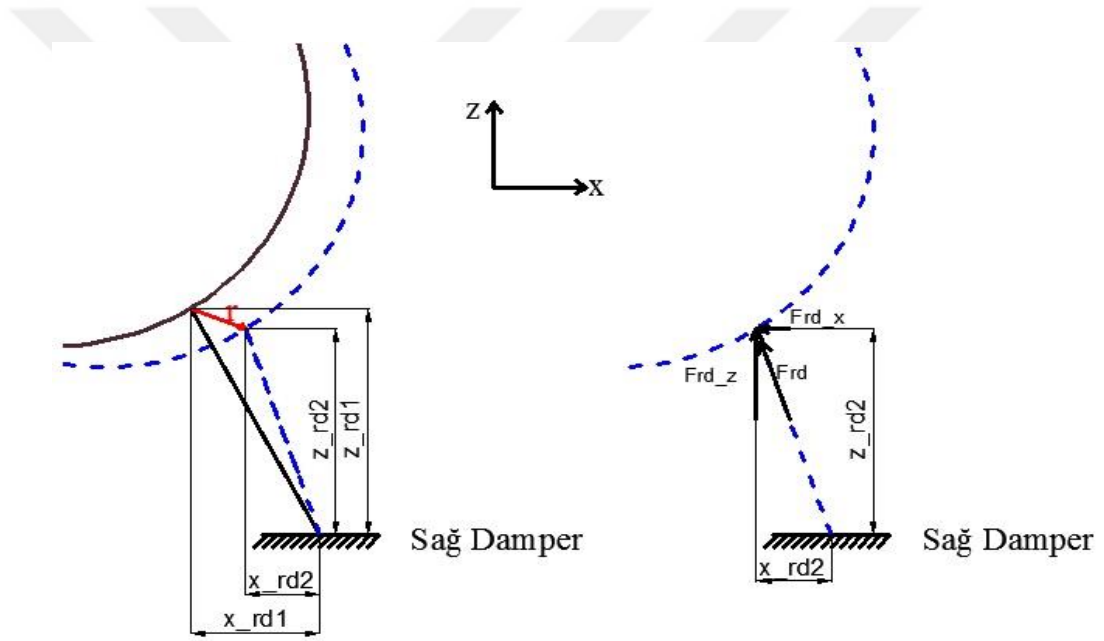
$$Fks_z = Fks(z_{ks2}(t)/l_{ks2}(t)) \quad (4.26)$$

Sol yay uzama durumunda olduğu için kazana çekme kuvveti uygulamıştır. Bu sebeple Fks_x ve Fks_z kuvvetlerinin yönü negatif x ve z eksen yönündedir.

4.1.3. Sağ Damper-Kazan Etkileşiminin İncelenmesi

Yay-kazan etkileşiminde olduğu gibi damper-kazan etkileşiminde de tepki kuvvetlerinin hesaplanması için damperlerin dinamik uzama miktarlarının hesaplanması gerekmektedir. Sağ damper tarafından kazana etkiyen kuvvet, damperin dinamik uzama miktarının türevi ile damperin sönüm katsayısının çarpılması ile elde edilmiştir [10].

Sağ damperin dinamik uzama miktarı ve tepki kuvvetleri Şekil 4.9’da gösterildiği gibidir.



Şekil 4.9. Sağ damper kazan etkileşimi.

Sağ damper dinamik uzama miktarı ve damperin kazana x ve z eksenlerinde uygulmuş olduğu kuvvetler aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir (4.27-4.33). Burada x titreşim grubunun x eksenindeki yer değiştirmesini, z titreşim grubunun z eksenindeki yer değiştirmesini ve c ise damperin sönüm katsayısını ifade etmektedir.

$$x_{rd2}(t) = x_{rd1} - x(t) \quad (4.27)$$

$$z_{rd2}(t) = z_{rd1} - z(t) \quad (4.28)$$

$$l_{rd1} = \sqrt{x_{rd1}^2 + z_{rd1}^2} \quad (4.29)$$

$$l_{rd2}(t) = \sqrt{x_{rd2}(t)^2 + z_{rd2}(t)^2} \quad (4.30)$$

$$F_{rd} = c(l_{rd2}(t)) \quad (4.31)$$

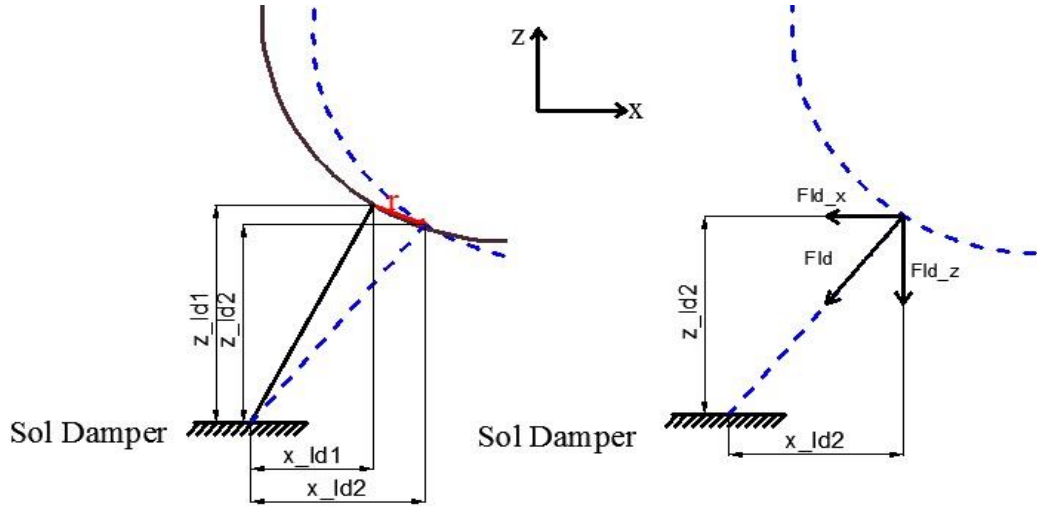
$$F_{rd_x} = F_{rd}(x_{rd2}(t)/l_{rd2}(t)) \quad (4.32)$$

$$F_{rd_z} = F_{rd}(z_{rd2}(t)/l_{rd2}(t)) \quad (4.33)$$

Sağ damper kısalma durumunda olduğu için kazana itme kuvveti uygulamıştır. Bu sebeple F_{rd_x} ve F_{rd_z} kuvvetlerinin yönü negatif x ve z eksen yönündedir.

4.1.4. Sol Damper-Kazan Etkileşiminin İncelenmesi

Sol damper dinamik uzama miktarı ve tepki kuvvetleri Şekil 4.10'da gösterildiği gibidir.



Şekil 4.10. Sol damper kazan etkileşimi.

Sol damper dinamik uzama miktarı ve damperin kazana x ve z eksenlerinde uyguladığı kuvvetler aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir (4.34-4.40).

$$x_{ld2}(t) = x_{ld1} + x(t) \quad (4.34)$$

$$z_{ld2}(t) = z_{ld1} - z(t) \quad (4.35)$$

$$l_{ld1} = \sqrt{x_{ld1}^2 + z_{ld1}^2} \quad (4.36)$$

$$l_{ld2}(t) = \sqrt{x_{ld2}(t)^2 + z_{ld2}(t)^2} \quad (4.37)$$

$$F_{ld} = c(l_{ld}\dot{}(t)) \quad (4.38)$$

$$F_{ld_x} = F_{ld}(x_{ld2}(t)/l_{ld2}(t)) \quad (4.39)$$

$$F_{ld_z} = F_{ld}(z_{ld2}(t)/l_{ld2}(t)) \quad (4.40)$$

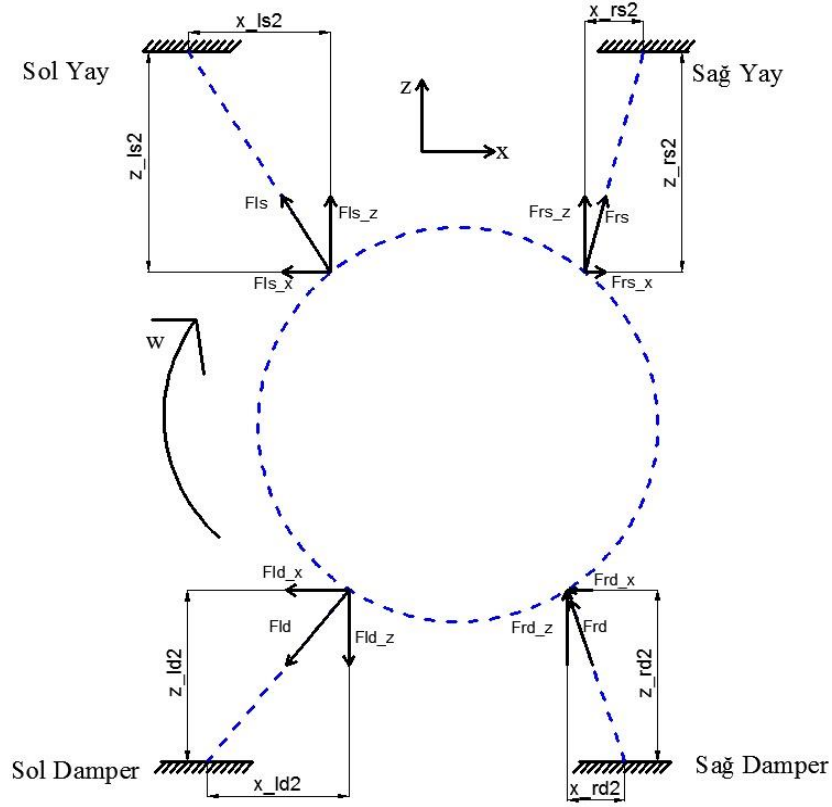
Sol damper uzama durumunda olduğu için kazana çekme kuvveti uygulamıştır. Bu sebeple F_{ld_x} kuvvetinin yönü negatif x eksenini yönünde, F_{ld_z} kuvvetinin yönü ise pozitif z eksenini yönündedir.

4.1.5. Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi

Hareket denklemlerinin elde edilmesinde Newton'un 2. Yasası kullanılmıştır. Newton'un 2. Yasası gereğince sisteme etkiyen kuvvetlerin toplamı, sistemin kütlesi ile ivmesinin çarpımına eşittir.

$$\sum F = ma \quad (4.41)$$

Sistemin serbest cisim diyagramı Şekil 4.11'deki gibi çizilirse;



Şekil 4.11. Çamaşır makinesi modeli serbest cisim diyagramı.

sisteme ait hareket denklemleri denklem (4.43) ve (4.45)'deki gibi elde edilir.

$$m\ddot{x} = F_{xdtş} + Frs_x - Fls_x - Frd_x - Fld_x \quad (4.42)$$

$$\begin{aligned} m\ddot{x} = & F_n \cos(\omega t) - F_t \sin(\omega t) + k(l_{rs2}(t) - l_{rs1})(x_{rs2}(t)/l_{rs2}(t)) \\ & - k(l_{ls2}(t) - l_{ls1})(x_{ls2}(t)/l_{ls2}(t)) \\ & - c(l_{rd2}(t))(x_{rd2}(t)/l_{rd2}(t)) - c(l_{ld2}(t))(x_{ld2}(t)/l_{ld2}(t)) \end{aligned} \quad (4.43)$$

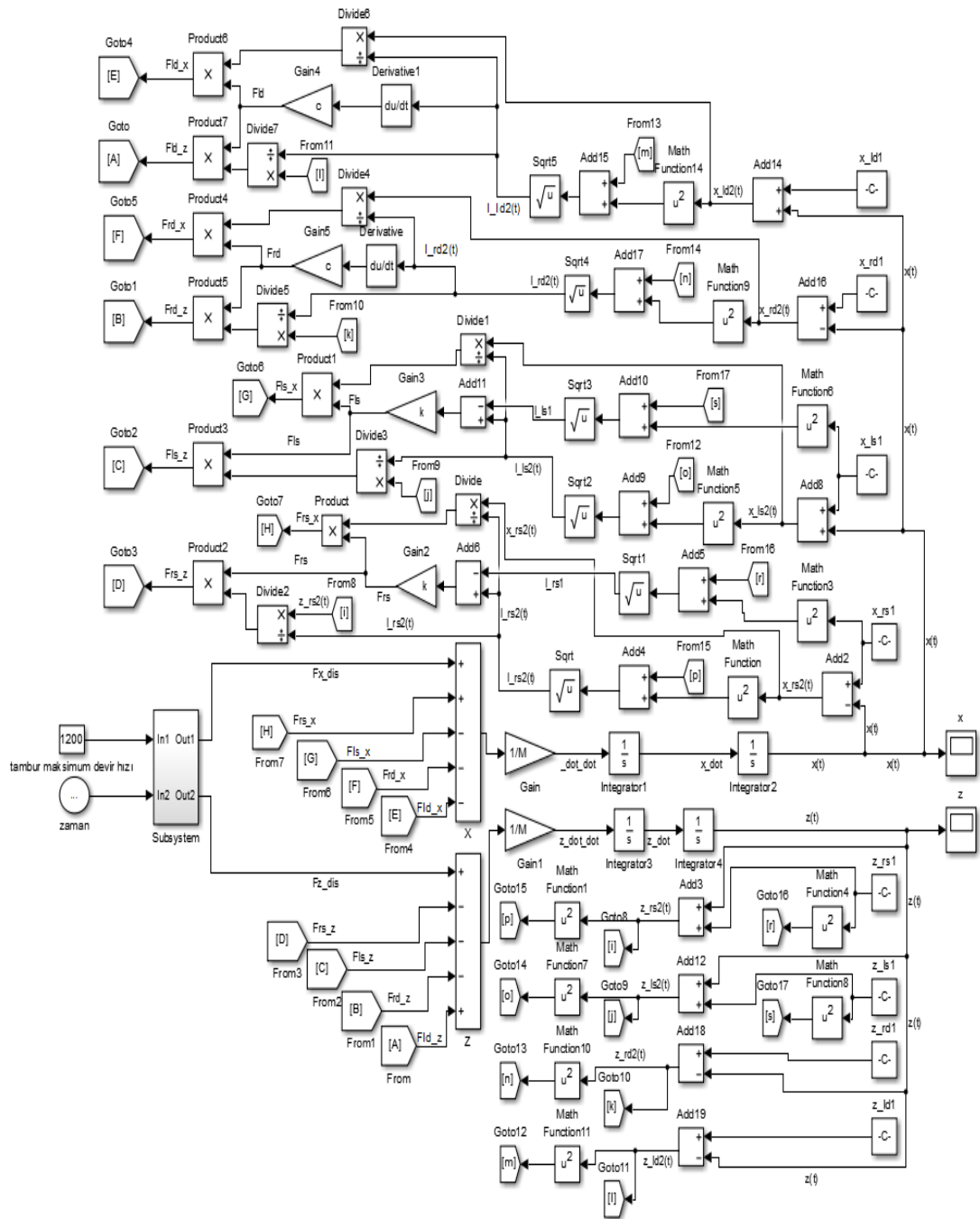
$$m\ddot{z} = F_{zdtş} + Fld_z - Frs_z - Fls_z - Frd_z \quad (4.44)$$

$$\begin{aligned} m\ddot{z} = & (F_n \sin(\omega t) + F_t \cos(\omega t)) + c(l_{ld2}(t))(z_{ld2}(t)/l_{ld2}(t)) \\ & - k(l_{rs2}(t) - l_{rs1})(z_{rs2}(t)/l_{rs2}(t)) \\ & - k(l_{ls2}(t) - l_{ls1})(z_{ls2}(t)/l_{ls2}(t)) - c(l_{rd2}(t))(z_{rd2}(t)/l_{rd2}(t)) \end{aligned} \quad (4.45)$$

4.1.6. Modelin Matlab/Simulink Ortamında Gösterilmesi ve Sistemin Titreşim Cevabının Elde Edilmesi

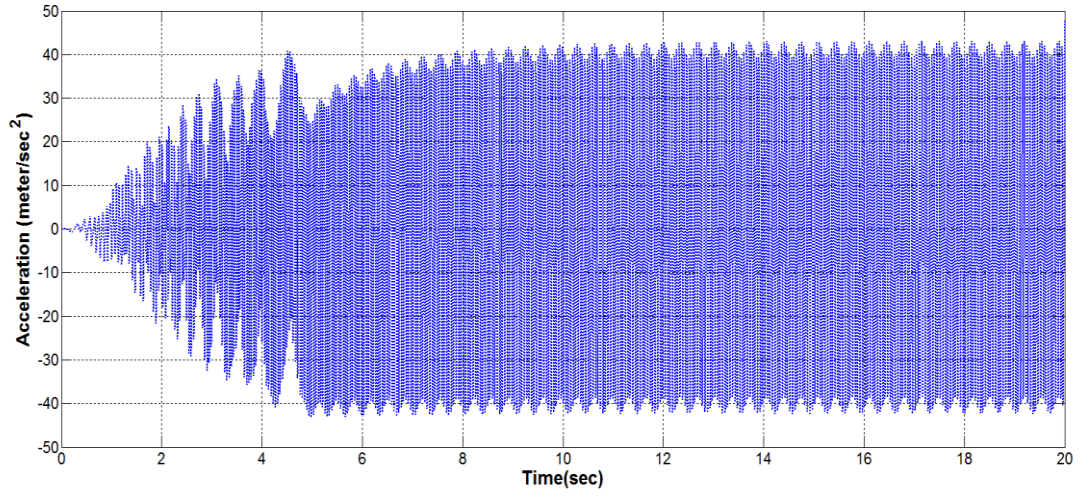
Bir önceki bölümde elde edilen hareket denklemlerinin çözümlenmesi sistemin titreşim cevabını elde etmek için model sayısal olarak Matlab/Simulink ortamına aktarılmıştır. Simulink’de sistem cevabını elde etmek için sistemin transfer fonksiyonunun çıkarılması, sistemin durum uzay modelinin çıkarılması ya da Simulink kütüphanesi/Math operations sekmesini kullanarak hareket denklemlerinin doğrudan sayısal olarak ifade edilmesi gibi metotlar kullanılmaktadır. İşlem basamaklarının daha net görülmesi ve işlem kargaşasına sebebiyet verilmemesi için hareket denklemleri Simulink ortamında doğrudan matematiksel olarak ifade edilmiştir.

İki serbestlik dereceli matematiksel modelin Simulink ortamında ifadesi Şekil 4.12’deki gibidir. Burada sistem girdisi olarak dengesiz kütlelerin sebep olduğu x ve z eksenindeki merkezkaç kuvvetleri alınmıştır. Sistem çıktısı olarak da x ve z eksenindeki yer değiştirmeler alınmıştır. x ve z eksenindeki yer değiştirmeler sistemin x ve z eksenindeki ivmelenmesinin iki kere integralinin alınması ile elde edilmiştir.

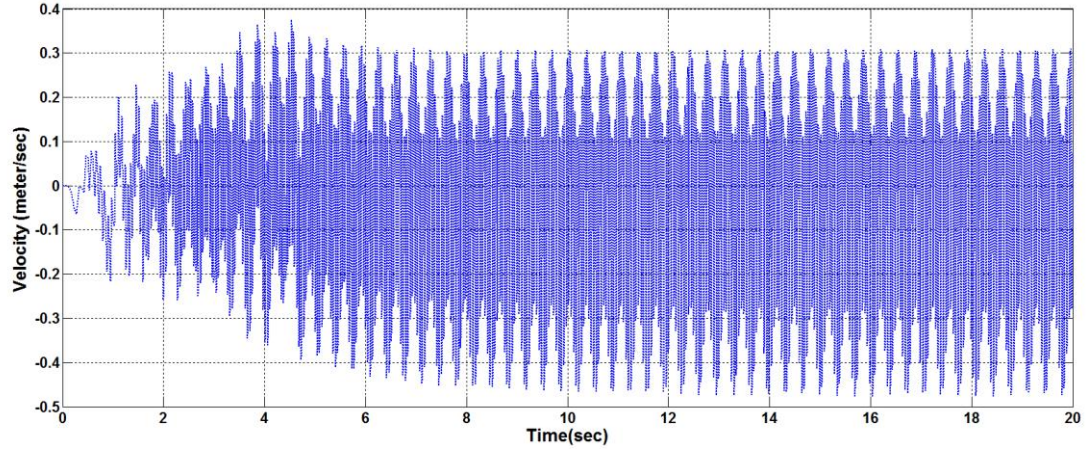


Şekil 4.12. Matematiksel modelin simulink ortamında ifade edilmesi.

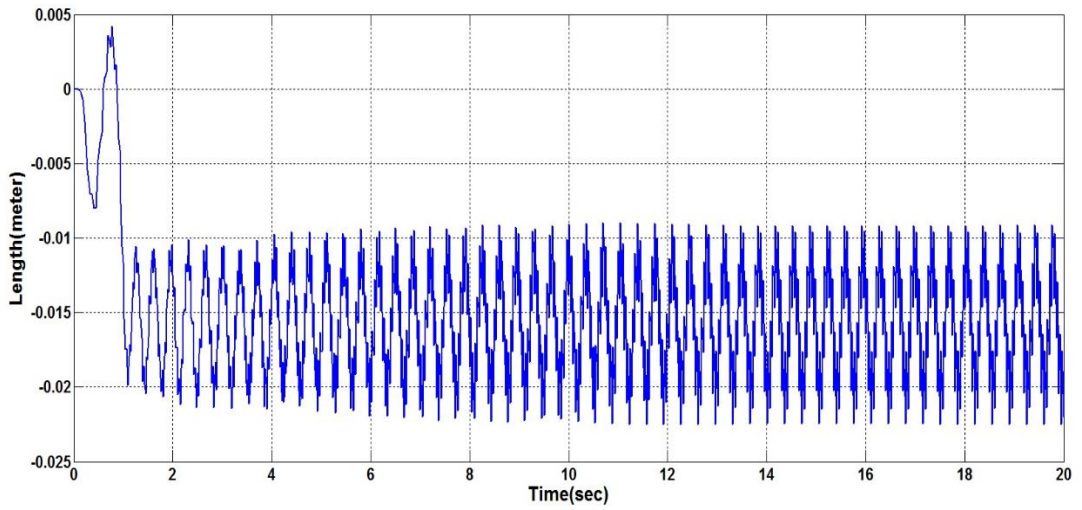
İki serbestlik dereceli çamaşır makinesi modelinin MATLAB/Simulink ortamında $\Delta t=0,001$ adımı ile Runge-Kutta nümerik analiz metodunu temel alan ode45 çözücü seçeneği kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonunun sonuçları Şekil 4.13, 4.14 ve 4.15’de gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar yedinci bölümde, sekiz serbestlik dereceli model ve ADAMS modeli ile kıyaslanıp yorumlanmıştır.



Şekil 4.13. İki serbestlik dereceli modelin ivme değerleri.



Şekil 4.14. İki serbestlik dereceli modelin hız değerleri.



Şekil 4.15. İki serbestlik dereceli modelin deplasman değerleri.

4.2. ÇAMAŞIR MAKİNESİ SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ MATEMATİKSEL MODELİ

Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi ev tipi yatay eksenli bir çamaşır makinesi temel olarak tambur, kazan, tambur yıldızı, kasnak, denge ağırlıkları, yay ve damper elemanlarından oluşmaktadır. Bu sebeple çalışmada, diğer makine parçalarının etkileri ihmal edilmiştir. Bu bölümde çamaşır makinesi sekiz serbestlik dereceli olarak modellenmiş ve hareket denklemleri elde edilmiştir. Tambur ve kazan z ve x eksenlerindeki dönme ve ötelenme hareketleri göz önünde bulundurularak, dörder serbestlik dereceli rijit gövdeler olarak modellenmiştir. Rulmanların çamaşır makinesi dinamiğinde önemli elemanlar olması sebebiyle rulmanların etkisi, rulmanlara direngenlik katsayısı tayin ederek dahil edilmiştir. Hareket denklemlerinin elde edilmesinde Lagrange metodu kullanılmıştır. Lagrange metodu enerjinin korunumu kanununu temel alan yöntemlerden birisidir. Lagrange metodunda, kinetik ve potansiyel enerji ifadeleri göz önünde bulundurularak sönüm ve dış kuvvetlerin sistemin genel koordinatları üzerinde gerçekleştirmiş oldukları sanal işlerin genel kuvvetleri meydana getirmesi ve buradan yola çıkarak hareket denklemlerinin elde edilmesi sağlanmaktadır.

Bir sisteme ait Lagrange ifadesi, sistemin kinetik enerjisi ile potansiyel enerjisinin farkına eşittir [15].

$$L = E_k - E_p \quad (4.46)$$

Lagrange ifadesinin, genelleştirilmiş koordinatın hızına göre türevinin zamana göre değişiminin, Lagrange ifadesinin genelleştirilmiş koordinata göre türevinin farkı genelleştirilmiş kuvvet ifadesine eşittir (4.47).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (4.47)$$

Lagrange ifadesi açılırsa denklem aşağıdaki gibi elde edilir (4.48).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial E_p}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (4.48)$$

Denklemden q_i sistemin i . koordinatını, Q_i ise bu koordinata etki eden kuvvetlerin toplamını (genel kuvvet) ifade etmektedir. Genel kuvvet ifadesi sanal iş ile elde edilir. Mühendislik sistemlerinde genel olarak potansiyel enerjinin genel koordinat hızı ve kinetik enerjinin de genel koordinatla ilişkisi olmaması sebebiyle Lagrange denkleminde bu terimler sıfır alınarak denklem aşağıdaki gibi elde edilir [15].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (4.49)$$

Genel kuvveti elde etmek için dış zorlamaların ve sönümleyici kuvvetlerin genel koordinatlar üzerindeki sanal işleri dikkate alınır. Genel koordinatlarda zamandan bağımsız olarak küçük değişimler dikkate alınarak (δ) bu kuvvetlerin yaptığı iş;

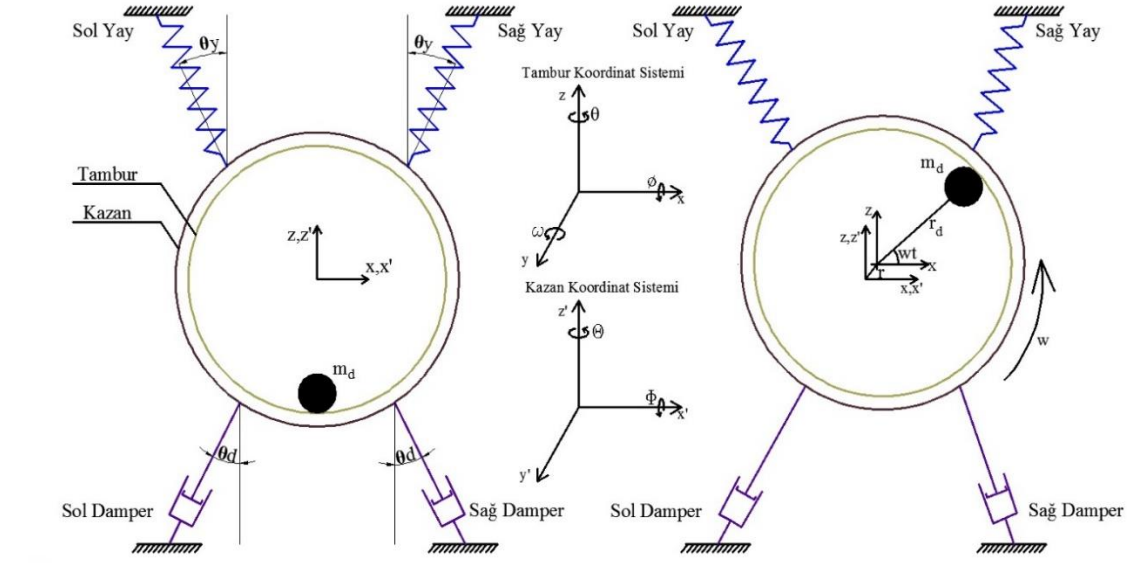
$$\delta W = F(t)\delta q_i - c\dot{q}_i\delta q_i \quad (4.50)$$

olarak elde edilir ve genel olarak sanal iş ifadesi denklem (4.51) gibi alınarak ilgili genel koordinata ait genel kuvvet ifadesi elde edilmiş olur.

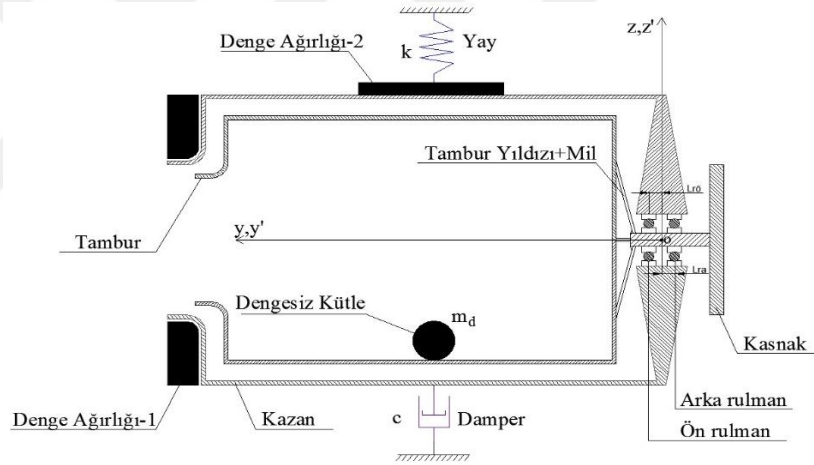
$$\delta W = Q_i\delta q_i \quad (4.51)$$

Çamaşır makinesinin denge durumu ve çalışma esnasındaki durumu için matematiksel model ön görünüşü Şekil 4.16'da, yan görünüşü ise Şekil 4.17'de gösterilmiştir. Şekilde tambur ve kazan koordinat sistemleri, yay ve damperlerin bağlantı açıları, dengesiz çamaşır kütlesi ve dönme yarıçapı gösterilmiştir.

Hareket denklemlerinin elde edilmesinde tambur ve kazanın y ekseninde hareket etmediği, tambur ve kazanın rijit olduğu, dengesiz kütle döne yarıçapı ile kütlelerinin sabit olduğu ve dengesiz kütle, yay, damper ve çamaşır kütlelerinin aynı düzlem üzerinde olduğu kabulleri yapılmıştır.



Şekil 4.16. Çamaşır makinesi matematiksel modeli ön görünüşü.



Şekil 4.17. Çamaşır makinesi matematiksel modeli yan görünüşü.

Sekiz serbestlik dereceli çamaşır makinesi modelinin hareket kabiliyeti Çizelge 4.1'de gösterilmiştir.

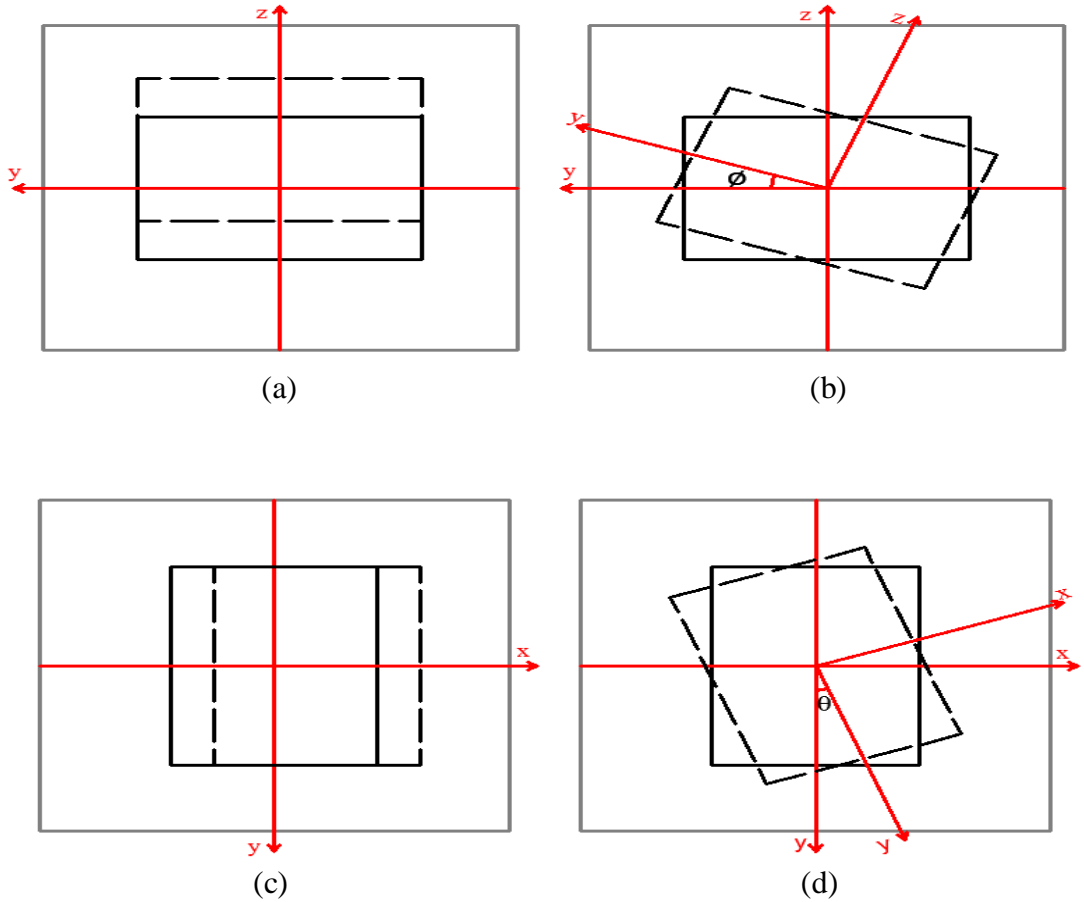
Çizelge 4.1. Sekiz serbestlik dereceli çamaşır makinesi modelinin hareket kabiliyeti.

Makine Bileşeni	Serbestlik Derecesi Türü			
	Ötelenme	Ötelenme	Dönme	Dönme
Tambur	z	x	ϕ	θ
Kazan	z'	x'	Φ	θ

Şekil 4.1 ve Çizelge 4.1' de görüldüğü gibi tambur ve kazana ait iki ayrı koordinat düzlemi tayin edilmiş ve dörder tane serbestlik derecesi tanımlanmıştır. Tamburun z ve x eksenindeki ötelenme hareketleri z ve x ile x ekseninde ve z ekseninde dönme hareketleri ise ϕ ve θ ile ifade edilmiştir. Benzer şekilde kazanın z' ve x' eksenindeki ötelenme hareketleri z' ve x' ile x' ekseninde ve z' ekseninde dönme hareketleri ise ϕ' ve θ' ile ifade edilmiştir.

4.2.1. Tambur Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi

Tambur hareket denklemlerinin elde edilmesi için ilk olarak tamburun ötelenme ve dönme kinetik enerjileri bulunmuştur. Ardından potansiyel enerji ve genel kuvvet ifadeleri elde edilerek gerekli işlem basamakları yapıldıktan sonra 4 serbestlik derecesi için dört adet hareket denklemi elde edilmiştir.



Şekil 4.18. Tamburun a) y-z düzlemi ötelenme, b) x ekseninde dönme, c) x-y düzlemi ötelenme, d) z ekseninde dönme hareketleri.

Kinetik enerjinin elde edilmesinde işlem kolaylığı sağlamak için kinetik enerji ifadesi Çizelge 4.2'de gösterilmiştir. Çizelgede $v_t, v_ç, v_d, v_{ty}, v_k$ ifadeleri sırasıyla tambur, çamaşır, dengesiz kütle, tambur yıldızı ve kasnağın hızını ifade etmektedir. Benzer şekilde $w_t, w_ç, w_d, w_{ty}, w_k$ ifadeleri de sırasıyla tambur, çamaşır, dengesiz kütle, tambur yıldızı ve kasnağın açısal hızını ifade etmektedir.

Çizelge 4.2. Tamburun y-z düzlemindeki kinetik enerji çizelgesi.

y-z düzlemi (Tambur için)	Serbestlik Dereceleri			
	\dot{z}	\dot{z}'	$\dot{\phi}$	$\dot{\phi}$
v_t	1	0	L_t	0
$v_ç$	1	0	$L_ç$	0
v_d	1	0	L_d	0
v_{ty}	1	0	L_{ty}	0
v_k	1	0	L_k	0
w_t	0	0	1	0
$w_ç$	0	0	1	0
w_d	0	0	1	0
w_{ty}	0	0	1	0
w_k	0	0	1	0

Tambur için y-z düzleminde kinetik enerji ifadesi yazılırsa;

$$E_k = \frac{1}{2}m(v)^2 + \frac{1}{2}I(w)^2 \quad (4.52)$$

$$E_k = \left[\left(\frac{1}{2}m_t(\dot{z} + L_t\dot{\phi})^2 + \frac{1}{2}I_t(\dot{\phi})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_ç(\dot{z} + L_ç\dot{\phi})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_d(\dot{z} + L_d\dot{\phi})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_{ty}(\dot{z} + L_{ty}\dot{\phi})^2 + \frac{1}{2}I_{ty}(\dot{\phi})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_k(\dot{z} + L_k\dot{\phi})^2 + \frac{1}{2}I_k(\dot{\phi})^2 \right) \right] \quad (4.53)$$

denklem (4.53) elde edilir.

Potansiyel enerjinin elde edilmesinde işlem kolaylığı sağlamak için potansiyel enerji ifadesi Çizelge 4.3’de gösterilmiştir. Tambura doğrudan bir yay v.b. bir eleman bağlı olmadığı için potansiyel enerji ifadesinde sadece ön ve arka rulmanların direngenlik katsayısından kaynaklı ifadeler yer almıştır. Çizelgede Δl yer değiştirmeyi ifade etmektedir.

Çizelge 4.3. Tamburun y-z düzlemindeki potansiyel enerji çizelgesi.

y-z düzlemi (Tambur için)	Serbestlik Dereceleri			
	z	z'	\emptyset	Φ
$\Delta l_{r\ddot{o}}$	1	-1	$L_{r\ddot{o}}$	$-L_{r\ddot{o}}$
Δl_{ra}	1	-1	$-L_{ra}$	L_{ra}

Tambur için y-z düzleminde potansiyel enerji ifadesi yazılırsa;

$$E_p = \frac{1}{2}k(x)^2 \quad (4.54)$$

$$E_p = \frac{1}{2}K_{r\ddot{o}}((z - z') + L_{r\ddot{o}}(\emptyset - \Phi))^2 + \frac{1}{2}K_{ra}((z - z') - L_{ra}(\emptyset - \Phi))^2 \quad (4.55)$$

denklem (4.55) elde edilir.

Denklem (4.53) ve (4.55)’deki kinetik ve potansiyel enerji denklemleri, denklem (4.56)’ da yerine yazılırsa;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial z} = Q_i \quad (4.56)$$

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} [m_t(\dot{z} + L_t\dot{\emptyset}) + m_\zeta(\dot{z} + L_\zeta\dot{\emptyset}) + m_d(\dot{z} + L_d\dot{\emptyset}) + m_{ty}(\dot{z} + L_{ty}\dot{\emptyset}) \\ & + (m_k(\dot{z} + L_k\dot{\emptyset}))] + K_{r\ddot{o}}((z - z') + L_{r\ddot{o}}(\emptyset - \Phi)) \\ & + K_{ra}((z - z') - L_{ra}(\emptyset - \Phi)) \\ & = (F_n \sin(wt) + F_t \cos(wt)) \end{aligned} \quad (4.57)$$

tamburun z eksenindeki ötelenmesinden kaynaklı hareket denklemi, denklem (4.58)'deki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned}
& (m_t + m_\zeta + m_d + m_{ty} + m_k)\ddot{z} + K_{r\ddot{o}}((z - z') + L_{r\ddot{o}}(\Phi - \Phi)) \\
& + K_{ra}((z - z') - L_{ra}(\Phi - \Phi)) \\
& + [(m_t L_t) + (m_\zeta L_\zeta) + (m_d L_d) + (m_{ty} L_{ty}) + (m_k L_k)]\ddot{\Phi} \\
& = (F_n \sin(wt) + F_t \cos(wt))
\end{aligned} \tag{4.58}$$

Denklem (4.53) ve (4.55)'deki kinetik ve potansiyel enerji denklemleri, denklem (4.59)'da yerine yazılırsa;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\Phi}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial \Phi} = Q_i \tag{4.59}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt} [m_t L_t (\dot{z} + L_t \dot{\Phi}) + m_\zeta L_\zeta (\dot{z} + L_\zeta \dot{\Phi}) + m_d L_d (\dot{z} + L_d \dot{\Phi}) + m_{ty} L_{ty} (\dot{z} + L_{ty} \dot{\Phi}) \\
& + (m_k L_k (\dot{z} + L_k \dot{\Phi})) + I_t \dot{\Phi} + I_{ty} \dot{\Phi} + I_k \dot{\Phi}] + K_{r\ddot{o}} L_{r\ddot{o}} ((z - z') + L_{r\ddot{o}} (\Phi - \Phi)) \\
& - K_{ra} L_{ra} ((z - z') - L_{ra} (\Phi - \Phi))
\end{aligned} \tag{4.60}$$

tamburun x eksenindeki dönme hareketinden kaynaklı hareket denklemi, denklem (4.61)'deki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned}
& [I_t + I_{ty} + I_k + (m_t L_t^2) + (m_\zeta L_\zeta^2) + (m_d L_d^2) + (m_{ty} L_{ty}^2) + (m_k L_k^2)]\ddot{\Phi} \\
& + [(m_t L_t) + (m_\zeta L_\zeta) + (m_d L_d) + (m_{ty} L_{ty}) + (m_k L_k)]\ddot{z} \\
& + K_{r\ddot{o}} L_{r\ddot{o}} [(z - z') + L_{r\ddot{o}} (\Phi - \Phi)] - K_{ra} L_{ra} [(z - z') - L_{ra} (\Phi - \Phi)] \\
& = (F_n \sin(wt) L_d + F_t \cos(wt) L_d)
\end{aligned} \tag{4.61}$$

Buraya kadar olan işlemlerde tamburun y-z eksenindeki ötelenme ve dönme hareket denklemleri elde edilmiştir (4.52 - 4.61). Buradan sonraki kısımda tamburun x-y düzlemindeki ötelenme ve dönme hareket denklemleri elde edilmiştir. Kinetik ve potansiyel enerjinin elde edilmesinde işlem kolaylığı sağlamak için kinetik ve potansiyel enerji ifadeleri Çizelge 4.4 ve 4.5'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.4. Tamburun x-y düzlemindeki kinetik enerji çizelgesi.

x-y düzlemi (Tambur için)	Serbestlik Dereceleri			
	\dot{x}	\dot{x}'	$\dot{\theta}$	$\dot{\theta}$
v_t	1	0	L_t	0
v_ζ	1	0	L_ζ	0
v_d	1	0	L_d	0
v_{ty}	1	0	L_{ty}	0
v_k	1	0	L_k	0
w_t	0	0	1	0
w_ζ	0	0	1	0
w_d	0	0	1	0
w_{ty}	0	0	1	0
w_k	0	0	1	0

Çizelge 4.5. Tamburun x-y düzlemindeki potansiyel enerji çizelgesi.

x-y düzlemi (Tambur için)	Serbestlik Dereceleri			
	x	x'	θ	θ
$\Delta l_{r\ddot{o}}$	1	-1	$L_{r\ddot{o}}$	$-L_{r\ddot{o}}$
Δl_{ra}	1	-1	$-L_{ra}$	L_{ra}

Tambur için x-y düzleminde kinetik enerji ifadesi yazılırsa;

$$E_k = \frac{1}{2}m(v)^2 + \frac{1}{2}I(w)^2 \quad (4.62)$$

$$E_k = \left[\left(\frac{1}{2}m_t(\dot{x} + L_t\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}I_t(\dot{\theta})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_\zeta(\dot{x} + L_\zeta\dot{\theta})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_d(\dot{x} + L_d\dot{\theta})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_{ty}(\dot{x} + L_{ty}\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}I_{ty}(\dot{\theta})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_k(\dot{x} + L_k\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}I_k(\dot{\theta})^2 \right) \right] \quad (4.63)$$

denklem (4.63) elde edilir.

Tambur için x-y düzleminde potansiyel enerji ifadesi yazılırsa;

$$E_p = \frac{1}{2}k(x)^2 \quad (4.64)$$

$$E_p = \frac{1}{2}K_{r\ddot{o}}((x - x') + L_{r\ddot{o}}(\theta - \Theta))^2 + \frac{1}{2}K_{ra}((x - x') - L_{ra}(\theta - \Theta))^2 \quad (4.65)$$

denklem (4.65) elde edilir.

Denklem (4.63) ve (4.65)'deki kinetik ve potansiyel enerji denklemleri, denklem (4.66)'da yerine yazılırsa;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial x} = Q_i \quad (4.66)$$

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} [m_t(\dot{x} + L_t\dot{\theta}) + m_\zeta(\dot{x} + L_\zeta\dot{\theta}) + m_d(\dot{x} + L_d\dot{\theta}) + m_{ty}(\dot{x} + L_{ty}\dot{\theta}) \\ & + (m_k(\dot{x} + L_k\dot{\theta}))] + K_{r\ddot{o}}((x - x') + L_{r\ddot{o}}(\theta - \Theta)) \\ & + K_{ra}((x - x') - L_{ra}(\theta - \Theta)) \end{aligned} \quad (4.67)$$

tamburun x eksenindeki ötelenmeden kaynaklı hareket denklemi, denklem (4.68)'deki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned} & (m_t + m_\zeta + m_d + m_{ty} + m_k)\ddot{x} + K_{r\ddot{o}}((x - x') + L_{r\ddot{o}}(\theta - \Theta)) \\ & + K_{ra}((x - x') - L_{ra}(\theta - \Theta)) \\ & + [(m_t L_t) + (m_\zeta L_\zeta) + (m_d L_d) + (m_{ty} L_{ty}) + (m_k L_k)]\ddot{\theta} \\ & = (F_n \cos(wt) - F_t \sin(wt)) \end{aligned} \quad (4.68)$$

Denklem (4.63) ve (4.65)'deki kinetik ve potansiyel enerji denklemleri, denklem (4.69)'da yerine yazılırsa;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial \theta} = Q_i \quad (4.69)$$

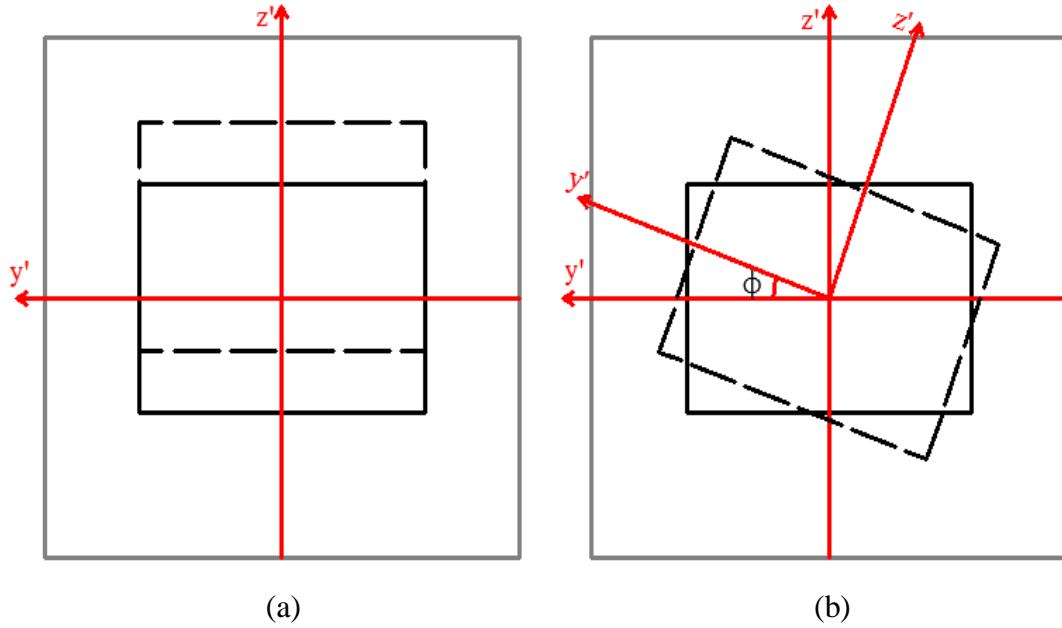
$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} [m_t L_t (\dot{x} + L_t \dot{\theta}) + m_\zeta L_\zeta (\dot{x} + L_\zeta \dot{\theta}) + m_d L_d (\dot{x} + L_d \dot{\theta}) + m_{ty} L_{ty} (\dot{x} + L_{ty} \dot{\theta}) \\ & + (m_k L_k (\dot{x} + L_k \dot{\theta})) + I_t \dot{\theta} + I_{ty} \dot{\theta} + I_k \dot{\theta}] + K_{r\ddot{o}} L_{r\ddot{o}} ((x - x') + L_{r\ddot{o}} (\theta - \Theta)) \quad (4.70) \\ & - K_{ra} L_{ra} ((x - x') - L_{ra} (\theta - \Theta)) \end{aligned}$$

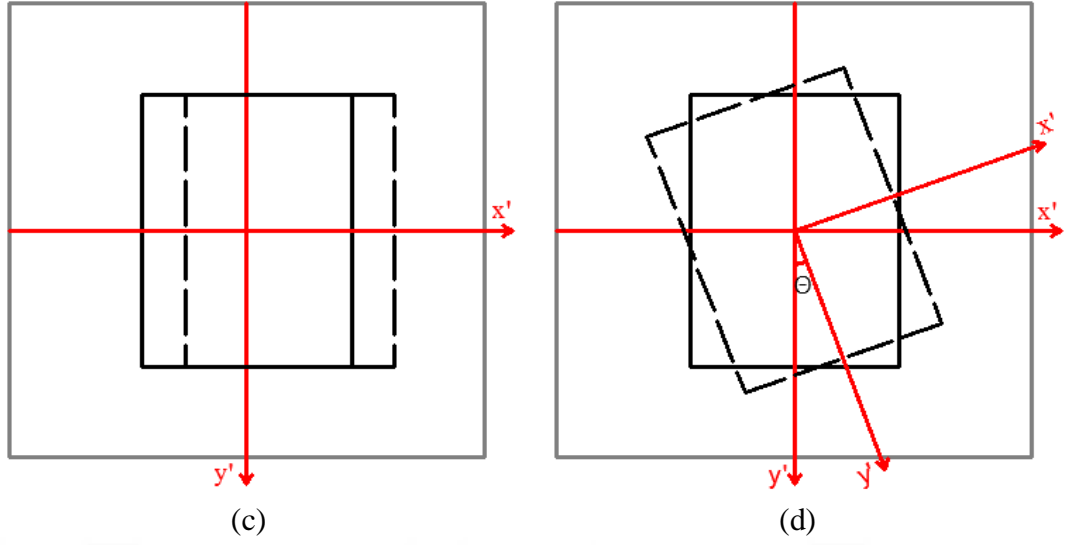
tamburun z eksenindeki dönme hareketinden kaynaklı hareket denklemi, denklem (4.71)'deki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned} & [I_t + I_{ty} + I_k + (m_t L_t^2) + (m_\zeta L_\zeta^2) + (m_d L_d^2) + (m_{ty} L_{ty}^2) + (m_k L_k^2)] \ddot{\theta} \\ & + [(m_t L_t) + (m_\zeta L_\zeta) + (m_d L_d) + (m_{ty} L_{ty}) + (m_k L_k)] \ddot{x} \quad (4.71) \\ & + K_{r\ddot{o}} L_{r\ddot{o}} [(x - x') + L_{r\ddot{o}} (\theta - \Theta)] - K_{ra} L_{ra} [(x - x') - L_{ra} (\theta - \Theta)] \\ & = (F_n \cos(\omega t) L_d - F_t \sin(\omega t) L_d) \end{aligned}$$

4.2.2. Kazan Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi

Kazan hareket denklemlerinin elde edilmesi için kazanın ötelenme ve dönme kinetik enerjileri bulunmuştur. Ardından potansiyel enerji ve genel kuvvet ifadeleri elde edilerek gerekli işlem basamakları yapıldıktan sonra dört serbestlik derecesi için dört adet hareket denklemi elde edilmiştir.





Şekil 4.19. Kazanın a) y' - z' düzlemi ötelenme, b) x' eksenli dönme, c) y' - x' düzlemi ötelenme, d) z' eksenli dönme hareketleri.

Kinetik enerjinin elde edilmesinde işlem kolaylığı sağlamak için kinetik enerji ifadesi Çizelge 4.6'da gösterilmiştir. Çizelgede v_{ka} , $v_{daö}$, $v_{daü}$ ifadeleri sırasıyla kazan, ön denge ağırlığı ve üst denge ağırlığının hızını ifade etmektedir. Benzer şekilde w_{ka} , $w_{daö}$, $w_{daü}$ ifadeleri de sırasıyla kazan, ön denge ağırlığı ve üst denge ağırlığının açısal hızını ifade etmektedir.

Çizelge 4.6. Kazanın y' - z' düzlemindeki kinetik enerji çizelgesi.

y' - z' düzlemi (Kazan için)	Serbestlik Dereceleri			
	\dot{z}	\dot{z}'	$\dot{\vartheta}$	$\dot{\phi}$
v_{ka}	0	1	0	L_{ka}
$v_{daö}$	0	1	0	$L_{daö}$
$v_{daü}$	0	1	0	$L_{daü}$
w_{ka}	0	0	0	1
$w_{daö}$	0	0	0	1
$w_{daü}$	0	0	0	1

Potansiyel enerjinin elde edilmesinde işlem kolaylığı sağlamak için potansiyel enerji ifadesi Çizelge 4.7'de gösterilmiştir. Kazana doğrudan iki adet yay elemanı bağlı olduğu için kazan potansiyel enerjisi çizelgesine tamburdan farklı olarak iki satır daha eklenmiştir. Çizelgede Δl yer değiştirmeyi ifade etmektedir.

Çizelge 4.7. Kazanın y' - z' düzlemindeki potansiyel enerji çizelgesi.

y' - z' düzlemi (Kazan için)	Serbestlik Dereceleri			
	z	z'	\emptyset	ϕ
$\Delta l_{r\ddot{o}}$	1	-1	$L_{r\ddot{o}}$	$-L_{r\ddot{o}}$
Δl_{ra}	1	-1	$-L_{ra}$	L_{ra}
Δl_{yr}	0	1	0	L_{ya}
Δl_{yl}	0	1	0	L_{ya}

Genel kuvvetlerin elde edilmesinde işlem kolaylığı sağlamak için Çizelge 4.8 hazırlanmıştır. Çizelgede Δl yer değiştirme hızını ifade etmektedir.

Çizelge 4.8. Kazanın y' - z' düzlemindeki genel kuvvet çizelgesi.

y' - z' düzlemi (Kazan için)	Serbestlik Dereceleri			
	\dot{z}	\dot{z}'	$\dot{\emptyset}$	$\dot{\phi}$
$\dot{\Delta} l_{dr}$	0	1	0	L_{da}
$\dot{\Delta} l_{dl}$	0	1	0	L_{da}

Kazan için y - z düzleminde kinetik enerji ifadesi yazılırsa;

$$E_k = \frac{1}{2}m(v)^2 + \frac{1}{2}I(w)^2 \quad (4.72)$$

$$E_k = \left[\left(\frac{1}{2}m_{ka}(\dot{z}' + L_{ka}\dot{\phi})^2 + \frac{1}{2}I_{ka}(\dot{\phi})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_{da\ddot{o}}(\dot{z}' + L_{da\ddot{o}}\dot{\phi})^2 + \frac{1}{2}I_{da\ddot{o}}(\dot{\phi})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_{da\ddot{u}}(\dot{z}' + L_{da\ddot{u}}\dot{\phi})^2 + \frac{1}{2}I_{da\ddot{u}}(\dot{\phi})^2 \right) \right] \quad (4.73)$$

denklem (4.73) elde edilir.

Tambur için y - z düzleminde potansiyel enerji ifadesi yazılırsa;

$$E_p = \frac{1}{2}k(x)^2 \quad (4.74)$$

$$E_p = \frac{1}{2}K_{r\ddot{o}}((z - z') + L_{r\ddot{o}}(\emptyset - \Phi))^2 + \frac{1}{2}K_{ra}((z - z') - L_{ra}(\emptyset - \Phi))^2 + \frac{1}{2}K_{yr} \cos(\theta_y) (z' + L_{ya} \dot{\Phi})^2 + \frac{1}{2}K_{yl} \cos(\theta_y) (z' + L_{ya} \dot{\Phi})^2 \quad (4.75)$$

denklem (4.75) elde edilir.

Denklem (4.73) ve (4.75)'deki kinetik ve potansiyel enerji denklemleri, denklem (4.76)'da yerine yazılırsa;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}'} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial z'} = Q_i \quad (4.76)$$

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} [m_{ka}(\dot{z}' + L_{ka}\dot{\Phi}) + m_{da\ddot{o}}(\dot{z}' + L_{da\ddot{o}}\dot{\Phi}) + m_{da\ddot{u}}(\dot{z}' + L_{da\ddot{u}}\dot{\Phi})] \\ & - K_{r\ddot{o}}((z - z') + L_{r\ddot{o}}(\emptyset - \Phi)) \\ & - K_{ra}((z - z') - L_{ra}(\emptyset - \Phi)) \\ & + K_{yr} \cos(\theta_y) (z' + L_{ya} \dot{\Phi}) + K_{yl} \cos(\theta_y) (z' + L_{ya} \dot{\Phi}) \\ & = -C_{dr} \cos(\theta_d) (\dot{z}' + L_{da} \dot{\Phi}) - C_{dl} \cos(\theta_d) (\dot{z}' + L_{da} \dot{\Phi}) \end{aligned} \quad (4.77)$$

kazanın z' eksenindeki ötelenmeden kaynaklı hareket denklemini, denklem (4.78)'deki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned} & (m_{ka} + m_{da\ddot{o}} + m_{da\ddot{u}})\ddot{z}' - K_{r\ddot{o}}((z - z') + L_{r\ddot{o}}(\emptyset - \Phi)) \\ & - K_{ra}((z - z') - L_{ra}(\emptyset - \Phi)) \\ & + K_{yr} \cos(\theta_y) (z' + L_{ya} \dot{\Phi}) + K_{yl} \cos(\theta_y) (z' + L_{ya} \dot{\Phi}) \\ & + [(m_{ka}L_{ka}) + (m_{da\ddot{o}}L_{da\ddot{o}}) + (m_{da\ddot{u}}L_{da\ddot{u}})]\ddot{\Phi} \\ & = -C_{dr} \cos(\theta_d) (\dot{z}' + L_{da} \dot{\Phi}) - C_{dl} \cos(\theta_d) (\dot{z}' + L_{da} \dot{\Phi}) \end{aligned} \quad (4.78)$$

Denklem (4.73) ve (4.75)'deki kinetik ve potansiyel enerji denklemleri, denklem (4.79)'da yerine yazılırsa;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\Phi}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial \Phi} = Q_i \quad (4.79)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt} [m_{ka} L_{ka} (\dot{z}' + L_{ka} \dot{\Phi}) + m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}} (\dot{z}' + L_{da\ddot{o}} \dot{\Phi}) + m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}} (\dot{z}' + L_{da\ddot{u}} \dot{\Phi}) \\
& + I_{ka} \dot{\Phi} + I_{da\ddot{o}} \dot{\Phi} + I_{da\ddot{u}} \dot{\Phi}] \\
& - K_{r\ddot{o}} L_{r\ddot{o}} ((z - z') + L_{r\ddot{o}} (\Phi - \Phi)) \\
& + K_{ra} L_{ra} ((z - z') - L_{ra} (\Phi - \Phi)) \\
& + K_{yr} \cos(\theta_y) L_{ya} (z' + L_{ya} \Phi) + K_{yl} \cos(\theta_y) L_{ya} (z' + L_{ya} \Phi) \\
& = -C_{dr} \cos(\theta_d) L_{da} (\dot{z}' + L_{da} \dot{\Phi}) - C_{dl} \cos(\theta_d) L_{da} (\dot{z}' + L_{da} \dot{\Phi})
\end{aligned} \tag{4.80}$$

kazanın x' eksenindeki dönme hareketinden kaynaklı hareket denklemi, denklem (4.81)'deki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned}
& [I_{ka} + I_{da\ddot{o}} + I_{da\ddot{u}} + (m_{ka} L_{ka}^2) + (m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}}^2) + (m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}}^2)] \ddot{\Phi} \\
& + [(m_{ka} L_{ka}) + (m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}}) + (m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}})] \dot{z}' \\
& - K_{r\ddot{o}} L_{r\ddot{o}} ((z - z') + L_{r\ddot{o}} (\Phi - \Phi)) \\
& + K_{ra} L_{ra} ((z - z') - L_{ra} (\Phi - \Phi)) \\
& + K_{yr} \cos(\theta_y) L_{ya} (z' + L_{ya} \Phi) + K_{yl} \cos(\theta_y) L_{ya} (z' + L_{ya} \Phi) \\
& = -C_{dr} \cos(\theta_d) L_{da} (\dot{z}' + L_{da} \dot{\Phi}) - C_{dl} \cos(\theta_d) L_{da} (\dot{z}' + L_{da} \dot{\Phi})
\end{aligned} \tag{4.81}$$

Buraya kadar olan işlemlerde, kazanın y' - z' eksenindeki ötelenme ve dönme hareket denklemleri elde edilmiştir (4.72 - 4.81). Buradan sonraki kısımda, kazanın x' - y' düzlemindeki ötelenme ve dönme hareket denklemleri elde edilmiştir. Kazan kinetik enerjisinin, potansiyel enerjisinin ve genel kuvvetlerin elde edilmesinde işlem kolaylığı sağlamak için Çizelge 4.9, 4.10 ve 4.11 hazırlanmıştır.

Çizelge 4.9. Kazanın x' - y' düzlemindeki kinetik enerji çizelgesi.

x' - y' düzlemi (Kazan için)	Serbestlik Dereceleri			
	\dot{x}	\dot{x}'	$\dot{\theta}$	$\dot{\Phi}$
v_{ka}	0	1	0	L_{ka}
$v_{da\ddot{o}}$	0	1	0	$L_{da\ddot{o}}$
$v_{da\ddot{u}}$	0	1	0	$L_{da\ddot{u}}$
w_{ka}	0	0	0	1
$w_{da\ddot{o}}$	0	0	0	1
$w_{da\ddot{u}}$	0	0	0	1

Çizelge 4.10. Kazanın x' - y' düzlemindeki potansiyel enerji çizelgesi.

x' - y' düzlemi (Kazan için)	Serbestlik Dereceleri			
	x	x'	θ	$\dot{\theta}$
$\Delta l_{r\ddot{o}}$	1	-1	$L_{r\ddot{o}}$	$-L_{r\ddot{o}}$
Δl_{ra}	1	-1	$-L_{ra}$	L_{ra}
Δl_{yr}	0	1	0	L_{ya}
Δl_{yl}	0	1	0	L_{ya}

Çizelge 4.11. Kazanın x' - y' düzlemindeki genel kuvvet çizelgesi.

x' - y' düzlemi (Kazan için)	Serbestlik Dereceleri			
	\dot{x}	\dot{x}'	$\dot{\theta}$	$\ddot{\theta}$
Δl_{dr}	0	1	0	L_{da}
Δl_{dl}	0	1	0	L_{da}

Kazan için x-y düzleminde kinetik enerji ifadesi yazılırsa;

$$E_k = \frac{1}{2}m(v)^2 + \frac{1}{2}I(w)^2 \quad (4.82)$$

$$E_k = \left[\left(\frac{1}{2}m_{ka}(\dot{x}' + L_{ka}\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}I_{ka}(\dot{\theta})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_{da\ddot{o}}(\dot{x}' + L_{da\ddot{o}}\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}I_{da\ddot{o}}(\dot{\theta})^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_{da\ddot{u}}(\dot{x}' + L_{da\ddot{u}}\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}I_{da\ddot{u}}(\dot{\theta})^2 \right) \right] \quad (4.83)$$

denklem (4.83) elde edilir.

Tambur için x-y düzleminde potansiyel enerji ifadesi yazılırsa;

$$E_p = \frac{1}{2}k(x)^2 \quad (4.84)$$

$$\begin{aligned}
E_p = & \frac{1}{2}K_{r\ddot{o}}((x - x') + L_{r\ddot{o}}(\theta - \theta))^2 + \frac{1}{2}K_{ra}((x - x') - L_{ra}(\theta - \theta))^2 \\
& + \frac{1}{2}K_{yr} \sin(\theta_y) (x' + L_{ya} \theta)^2 + \frac{1}{2}K_{yl} \sin(\theta_y) (x' + L_{ya} \theta)^2
\end{aligned} \tag{4.85}$$

denklem (4.85) elde edilir.

Denklem (4.83) ve (4.85)'deki kinetik ve potansiyel enerji denklemleri, denklem (4.86)'da yerine yazılırsa;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}'} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial x'} = Q_i \tag{4.86}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt} [m_{ka}(\dot{x}' + L_{ka}\dot{\theta}) + m_{da\ddot{o}}(\dot{x}' + L_{da\ddot{o}}\dot{\theta}) + m_{da\ddot{u}}(\dot{x}' + L_{da\ddot{u}}\dot{\theta})] \\
& - K_{r\ddot{o}}((x - x') + L_{r\ddot{o}}(\theta - \theta)) \\
& - K_{ra}((x - x') - L_{ra}(\theta - \theta)) \\
& + K_{yr} \sin(\theta_y) (x' + L_{ya} \theta) + K_{yl} \sin(\theta_y) (x' + L_{ya} \theta) \\
& = -C_{dr} \sin(\theta_d) (\dot{x}' + L_{da}\dot{\theta}) - C_{dl} \sin(\theta_d) (\dot{x}' + L_{da}\dot{\theta})
\end{aligned} \tag{4.87}$$

kazanın x' eksenindeki ötelenmeden kaynaklı hareket denklemi, denklem (4.88)'deki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned}
& (m_{ka} + m_{da\ddot{o}} + m_{da\ddot{u}})\ddot{x}' - K_{r\ddot{o}}((x - x') + L_{r\ddot{o}}(\theta - \theta)) \\
& - K_{ra}((x - x') - L_{ra}(\theta - \theta)) \\
& + K_{yr} \sin(\theta_y) (x' + L_{ya} \theta) + K_{yl} \sin(\theta_y) (-x' - L_{ya} \theta) \\
& + [(m_{ka}L_{ka}) + (m_{da\ddot{o}}L_{da\ddot{o}}) + (m_{da\ddot{u}}L_{da\ddot{u}})]\ddot{\theta} \\
& = -C_{dr} \sin(\theta_d) (\dot{x}' + L_{da}\dot{\theta}) - C_{dl} \sin(\theta_d) (\dot{x}' + L_{da}\dot{\theta})
\end{aligned} \tag{4.88}$$

Denklem (4.83) ve (4.85)'deki kinetik ve potansiyel enerji denklemleri, denklem (4.89)'da yerine yazılırsa;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial \theta} = Q_i \tag{4.89}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt} [m_{ka} L_{ka} (\dot{x}' + L_{ka} \dot{\theta}) + m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}} (\dot{x}' + L_{da\ddot{o}} \dot{\theta}) + m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}} (\dot{x}' + L_{da\ddot{u}} \dot{\theta}) \\
& + I_{ka} \dot{\theta} + I_{da\ddot{o}} \dot{\theta} + I_{da\ddot{u}} \dot{\theta}] \\
& - K_{r\ddot{o}} L_{r\ddot{o}} ((x - x') + L_{r\ddot{o}} (\theta - \theta)) \\
& + K_{ra} L_{ra} ((x - x') - L_{ra} (\theta - \theta)) \\
& + K_{yr} \sin(\theta_y) L_{ya} (x' + L_{ya} \theta) + K_{yl} \sin(\theta_y) L_{ya} (x' + L_{ya} \theta) \\
& = -C_{dr} \sin(\theta_d) L_{da} (\dot{x}' + L_{da} \dot{\theta}) - C_{dl} \sin(\theta_d) L_{da} (\dot{x}' + L_{da} \dot{\theta})
\end{aligned} \tag{4.90}$$

kazanın z' eksenindeki dönme hareketinden kaynaklı hareket denklemi, denklem (4.91)'deki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned}
& [I_{ka} + I_{da\ddot{o}} + I_{da\ddot{u}} + (m_{ka} L_{ka}^2) + (m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}}^2) + (m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}}^2)] \ddot{\theta} \\
& + [(m_{ka} L_{ka}) + (m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}}) + (m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}})] \ddot{x}' \\
& - K_{r\ddot{o}} L_{r\ddot{o}} ((x - x') + L_{r\ddot{o}} (\theta - \theta)) \\
& + K_{ra} L_{ra} ((x - x') - L_{ra} (\theta - \theta)) \\
& + K_{yr} \sin(\theta_y) L_{ya} (x' + L_{ya} \theta) + K_{yl} \sin(\theta_y) L_{ya} (x' + L_{ya} \theta) \\
& = -C_{dr} \sin(\theta_d) L_{da} (\dot{x}' + L_{da} \dot{\theta}) - C_{dl} \sin(\theta_d) L_{da} (\dot{x}' + L_{da} \dot{\theta})
\end{aligned} \tag{4.91}$$

Elde edilen hareket denklemleri, matris formatında aşağıdaki gibi yazılabilir. Burada M kütle matrisini, C sönüm matrisini, K_r rulmanların direngenlik matrisini, K_y yayların direngenlik matrisini, p koordinat vektörünü, f ise kuvvet vektörünü ifade etmektedir.

$$p = [z, z', x, x', \phi, \Phi, \theta, \theta] \tag{4.92}$$

$$M\ddot{p} + C\dot{p} + K_r p + K_y p = f(t) \tag{4.93}$$

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & 0 & 0 & 0 & M_{15} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{22} & 0 & 0 & 0 & M_{26} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{33} & 0 & 0 & 0 & M_{37} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{44} & 0 & 0 & 0 & M_{48} \\ M_{51} & 0 & 0 & 0 & M_{55} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{62} & 0 & 0 & 0 & M_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{73} & 0 & 0 & 0 & M_{77} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{84} & 0 & 0 & 0 & M_{88} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{z}' \\ \ddot{x} \\ \ddot{x}' \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{\Phi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} \tag{4.94}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & 0 & 0 & 0 & C_{26} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 & 0 & C_{48} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{62} & 0 & 0 & 0 & C_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{84} & 0 & 0 & 0 & C_{88} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{z}' \\ \dot{x} \\ \dot{x}' \\ \dot{\emptyset} \\ \dot{\Phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\emptyset} \end{bmatrix} \quad (4.95)$$

$$K_r = \begin{bmatrix} Kr_{11} & Kr_{12} & 0 & 0 & Kr_{15} & Kr_{16} & 0 & 0 \\ Kr_{21} & Kr_{22} & 0 & 0 & Kr_{25} & Kr_{26} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Kr_{33} & Kr_{34} & 0 & 0 & Kr_{37} & Kr_{38} \\ 0 & 0 & Kr_{43} & Kr_{44} & 0 & 0 & Kr_{47} & Kr_{48} \\ Kr_{51} & Kr_{52} & 0 & 0 & Kr_{55} & Kr_{56} & 0 & 0 \\ Kr_{61} & Kr_{62} & 0 & 0 & Kr_{65} & Kr_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Kr_{73} & Kr_{74} & 0 & 0 & Kr_{77} & 0 \\ 0 & 0 & Kr_{83} & Kr_{84} & 0 & 0 & Kr_{87} & Kr_{88} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ z' \\ x \\ x' \\ \emptyset \\ \Phi \\ \theta \\ \emptyset \end{bmatrix} \quad (4.96)$$

$$K_y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Ky_{22} & 0 & 0 & 0 & Ky_{26} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Ky_{44} & 0 & 0 & 0 & Ky_{48} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Ky_{62} & 0 & 0 & 0 & Ky_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Ky_{84} & 0 & 0 & 0 & Ky_{88} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ z' \\ x \\ x' \\ \emptyset \\ \Phi \\ \theta \\ \emptyset \end{bmatrix} \quad (4.97)$$

$$f = \begin{bmatrix} f_{11} \\ 0 \\ f_{31} \\ 0 \\ f_{51} \\ 0 \\ f_{71} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.98)$$

Kütle, sönüm ve direngenlik matrisi elemanları ile kuvvet vektörü elemanları EK AÇIKLAMALAR A'da gösterilmiştir.

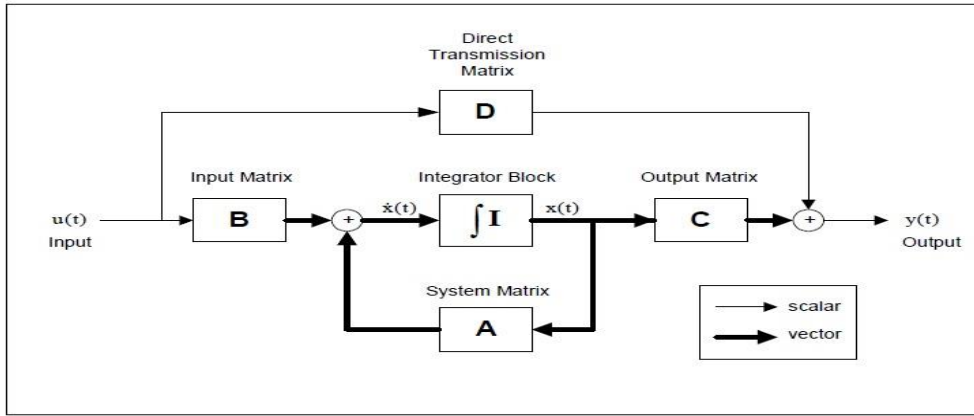
4.2.3. Sistemin Durum Uzay Modelinin Elde Edilmesi

Durum uzay modeli, sistemin dinamik davranışını tanımlayan ve durum denklemleri olarak adlandırılan birinci derece denklemlerden oluşan bir denklem takımındır [16].

Durum denklemleri, matris ve vektör gösterim biçimleri kullanılarak ifade edilir. Bilgisayar ortamında zaman alanlı problemleri çözümlemede durum uzayı modeli sıklıkla kullanılmaktadır. Bu yöntemde n tane ikinci dereceden diferansiyel denklem içeren n serbestlik derecesine sahip bir sistem, $2n$ tane birinci dereceden diferansiyel denkleme dönüştürülmektedir. Genel olarak o -girişli p -çıkışlı bir sistemin durum denklemleri ve çıkış denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir [17].

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (4.99)$$

$$y = Cx + Du \quad (4.100)$$



Şekil 4.20. Durum uzay modeli blok diyagramı [17].

Burada, x = Durum vektörü (n elemanlı sütun vektörü)

u = Giriş vektörü (o elemanlı sütun vektörü)

y = Çıkış vektörü (p elemanlı sütun vektörü)

A = Sistem matrisi ($n \times n$ elemanlı matris)

B = Giriş matrisi ($n \times o$ elemanlı matris)

C = Çıkış matrisi ($p \times n$ elemanlı matris)

D = Doğrudan iletim matrisi ($p \times o$ elemanlı matris)

olarak adlandırılır.

Sistemin durum uzay modelini elde etmek için elde edilen sekiz tane ikinci dereceden diferansiyel denklem, on altı tane birinci dereceden diferansiyel denkleme

(durum denklemi) çevrilmiştir. Durum denklemlerini elde ederken durum değişkeni olarak “x” ifadesi kullanılmıştır. Sekiz tanesi konum sekiz tanesi de hız durumu olmak üzere elde edilen on altı durum aşağıdaki gibidir;

$x_1 = z$	Tamburun z yönündeki konumu
$x_2 = \dot{z}$	Tamburun z yönündeki hızı
$x_3 = z'$	Kazanın z' yönündeki konumu
$x_4 = \dot{z}'$	Kazanın z' yönündeki hızı
$x_5 = x$	Tamburun x yönündeki konumu
$x_6 = \dot{x}$	Tamburun x yönündeki hızı
$x_7 = x'$	Kazanın x' yönündeki konumu
$x_8 = \dot{x}'$	Kazanın x' yönündeki hızı
$x_9 = \emptyset$	Tamburun y-z düzlemindeki açısal konumu
$x_{10} = \dot{\emptyset}$	Tamburun y-z düzlemindeki açısal hızı
$x_{11} = \emptyset$	Kazanın y-z düzlemindeki açısal konumu
$x_{12} = \dot{\emptyset}$	Kazanın y-z düzlemindeki açısal hızı
$x_{13} = \theta$	Tamburun x-y düzlemindeki açısal konumu
$x_{14} = \dot{\theta}$	Tamburun x-y düzlemindeki açısal hızı
$x_{15} = \theta$	Kazanın x-y düzlemindeki açısal konumu
$x_{16} = \dot{\theta}$	Kazanın x-y düzlemindeki açısal hızı

Durumlar ile birinci türevleri arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir;

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{z} = x_2 \\ \dot{x}_3 &= \dot{z}' = x_4 \\ \dot{x}_5 &= \dot{x} = x_6 \\ \dot{x}_7 &= \dot{x}' = x_8 \\ \dot{x}_9 &= \dot{\emptyset} = x_{10} \\ \dot{x}_{11} &= \dot{\emptyset} = x_{12} \\ \dot{x}_{13} &= \dot{\theta} = x_{14} \\ \dot{x}_{15} &= \dot{\theta} = x_{16} \end{aligned}$$

Durumların birinci ve ikinci türevleri arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir;

$$\dot{x}_2 = \ddot{z}$$

$$\dot{x}_4 = \ddot{z}'$$

$$\dot{x}_6 = \ddot{x}$$

$$\dot{x}_8 = \ddot{x}'$$

$$\dot{x}_{10} = \ddot{\theta}$$

$$\dot{x}_{12} = \ddot{\theta}'$$

$$\dot{x}_{14} = \ddot{\theta}$$

$$\dot{x}_{16} = \ddot{\theta}'$$

İşlem kolaylığı sağlamak ve karışıklığı önlemek için kütle, uzunluk ve atalet değerleri;

$$m_1 = (m_t + m_\zeta + m_d + m_{ty} + m_k) \quad (4.101)$$

$$m_2 = (m_{ka} + m_{da\ddot{o}} + m_{da\ddot{u}}) \quad (4.102)$$

$$m_3 = I_t + I_{ty} + I_k + (m_t L_t^2) + (m_\zeta L_\zeta^2) + (m_d L_d^2) + (m_{ty} L_{ty}^2) + (m_k L_k^2) \quad (4.103)$$

$$m_4 = I_{ka} + I_{da\ddot{o}} + I_{da\ddot{u}} + (m_{ka} L_{ka}^2) + (m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}}^2) + (m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}}^2) \quad (4.104)$$

$$m_5 = (m_t L_t) + (m_\zeta L_\zeta) + (m_d L_d) + (m_{ty} L_{ty}) + (m_k L_k) \quad (4.105)$$

$$m_6 = (m_{ka} L_{ka}) + (m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}}) + (m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}}) \quad (4.106)$$

(4.101), (4.102), (4.103), (4.104), (4.105) ve (4.106) bağıntıları ile ifade edilmiştir.

(4.58), (4.61), (4.68), (4.71), (4.78), (4.81), (4.88) ve (4.91) numaralı denklemlerde elde edilen sekiz hareket denklemi durum uzay modelinde; denklem (4.107), (4.108), (4.109), (4.110), (4.111), (4.112), (4.113) ve (4.114) ile ifade edilmiştir.

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 = & [(F_n \sin(wt) + F_t \cos(wt)) - m_5 \dot{x}_{10} \\ & - K_{r\ddot{o}}[(x_1 - x_3) + L_{r\ddot{o}}(x_9 - x_{11})] - K_{ra}[(x_1 - x_3) - L_{ra}(x_9 - x_{11})]] 1/m_1 \end{aligned} \quad (4.107)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_4 = & [-(K_{yr} + K_{yl}) \cos(\theta_y) (x_3 + L_{ya} x_{11}) - m_6 \dot{x}_{12} \\ & -(C_{dr} + C_{dl}) \cos(\theta_d) (x_4 + L_{da} x_{12}) + K_{r\ddot{o}}[(x_1 - x_3) + L_{r\ddot{o}}(x_9 - x_{11})] \\ & + K_{ra}[(x_1 - x_3) - L_{ra}(x_9 - x_{11})]] 1/m_2 \end{aligned} \quad (4.108)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_6 = & [(F_n \cos(wt) - F_t \sin(wt)) - m_5 \dot{x}_{14} \\ & - K_{r\ddot{o}}[(x_5 - x_7) + L_{r\ddot{o}}(x_{13} - x_{15})] - K_{ra}[(x_5 - x_7) - L_{ra}(x_{13} - x_{15})]] 1/m_1 \end{aligned} \quad (4.109)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_8 = & [(-K_{yr} - K_{yl}) \sin(\theta_y) (x_7 + L_{ya} x_{15}) - m_6 \dot{x}_{16} \\ & + (-C_{dr} - C_{dl}) \sin(\theta_d) (x_8 + L_{da} x_{16}) + K_{r\ddot{o}}[(x_5 - x_7) + L_{r\ddot{o}}(x_{13} - x_{15})] \\ & + K_{ra}[(x_5 - x_7) - L_{ra}(x_{13} - x_{15})]] 1/m_2 \end{aligned} \quad (4.110)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{10} = & [(F_n \sin(wt)L_d + F_t \cos(wt)L_d) - m_5 \dot{x}_2 \\ & - K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}[(x_1 - x_3) + L_{r\ddot{o}}(x_9 - x_{11})] \\ & + K_{ra}L_{ra}[(x_1 - x_3) - L_{ra}(x_9 - x_{11})]] 1/m_3 \end{aligned} \quad (4.111)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{12} = & [-(K_{yr} + K_{yl}) \cos(\theta_y) L_{ya} (x_3 + L_{ya} x_{11}) - m_6 \dot{x}_4 \\ & + (-C_{dr} - C_{dl}) \cos(\theta_d) L_{da} (x_4 + L_{da} x_{12}) \\ & + K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}[(x_1 - x_3) + L_{r\ddot{o}}(x_9 - x_{11})] \\ & - K_{ra}L_{ra}[(x_1 - x_3) - L_{ra}(x_9 - x_{11})]] 1/m_4 \end{aligned} \quad (4.112)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{14} = & [(F_n \cos(wt)L_d - F_t \sin(wt)L_d) - m_5 \dot{x}_6 \\ & - K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}[(x_5 - x_7) + L_{r\ddot{o}}(x_{13} - x_{15})] \\ & + K_{ra}L_{ra}[(x_5 - x_7) - L_{ra}(x_{13} - x_{15})]] 1/m_3 \end{aligned} \quad (4.113)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{16} = & [(-K_{yr} - K_{yl}) \sin(\theta_y) L_{ya} (x_7 + L_{ya} x_{15}) - m_6 \dot{x}_8 \\ & + (-C_{dr} - C_{dl}) \sin(\theta_d) L_{da} (x_8 + L_{da} x_{16}) \\ & + K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}[(x_5 - x_7) + L_{r\ddot{o}}(x_{13} - x_{15})] \\ & - K_{ra}L_{ra}[(x_5 - x_7) - L_{ra}(x_{13} - x_{15})]] 1/m_4 \end{aligned} \quad (4.114)$$

Yukarıda elde edilen durum denklemleri göz önünde bulundurularak sekiz serbestlik dereceli çamaşır makinesi durum uzay modeli durum vektörü (x), giriş vektörü (u), çıkış vektörü (y), sistem matrisi (A), giriş matrisi (B), çıkış matrisi (C) ve doğrudan iletim matrisi (D) ;

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (4.115)$$

$$y = Cx + Du \quad (4.116)$$

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 \\ \dot{x}_8 \\ \dot{x}_9 \\ \dot{x}_{10} \\ \dot{x}_{11} \\ \dot{x}_{12} \\ \dot{x}_{13} \\ \dot{x}_{14} \\ \dot{x}_{15} \\ \dot{x}_{16} \end{bmatrix}, \quad x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \\ x_9 \\ x_{10} \\ x_{11} \\ x_{12} \\ x_{13} \\ x_{14} \\ x_{15} \\ x_{16} \end{bmatrix}, \quad y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 \\ y_6 \\ y_7 \\ y_8 \\ y_9 \\ y_{10} \\ y_{11} \\ y_{12} \\ y_{13} \\ y_{14} \\ y_{15} \\ y_{16} \end{bmatrix}, \quad u = \{1\} \quad (4.117)$$

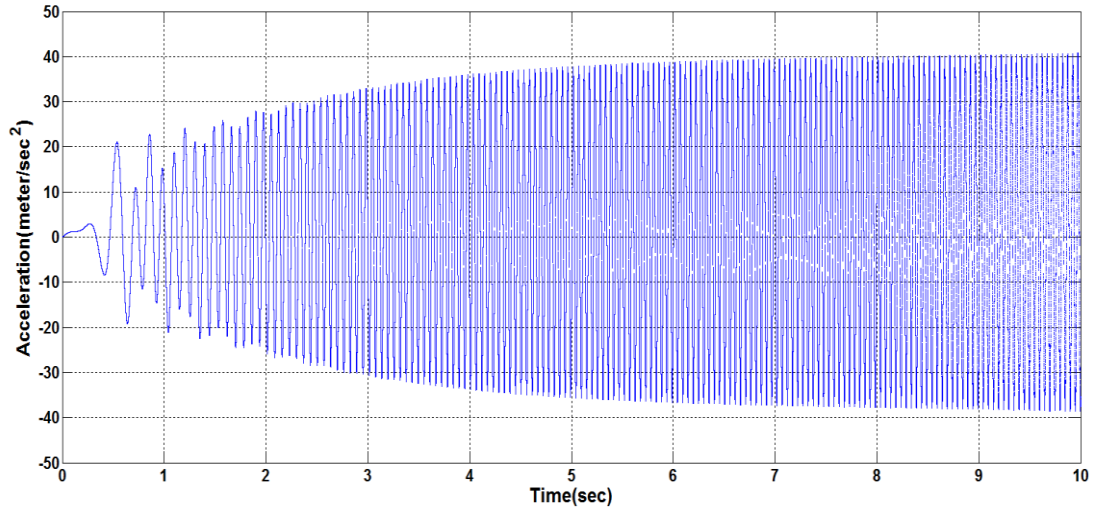
$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{21} & 0 & A_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{29} & 0 & A_{211} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{41} & 0 & A_{43} & A_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{49} & 0 & A_{411} & A_{412} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{65} & 0 & A_{67} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{613} & 0 & A_{615} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{85} & 0 & A_{87} & A_{88} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{813} & 0 & A_{815} & A_{816} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{101} & 0 & A_{103} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{109} & 0 & A_{1011} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{121} & 0 & A_{123} & A_{124} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{129} & 0 & A_{1211} & A_{1212} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{145} & 0 & A_{147} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{1413} & 0 & A_{1415} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{165} & 0 & A_{167} & A_{168} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{1613} & 0 & A_{1615} & A_{1616} \end{bmatrix} \quad (4.118)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ f_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ f_6 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ f_{10} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ f_{14} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.119)$$

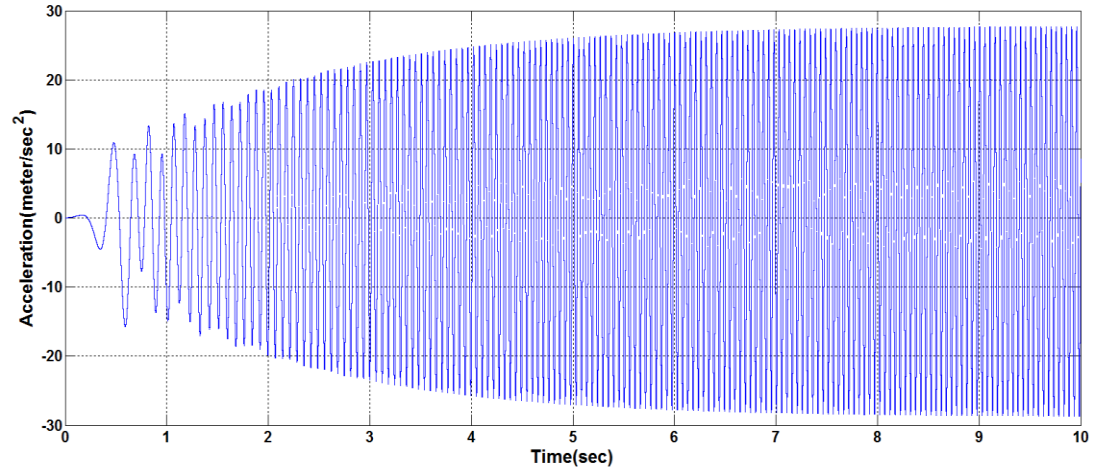
$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.120)$$

denklem 4.117, 4.118, 4.119 ve 4.120'deki gibi elde edilmiştir. Sistem matrisi elemanları ve kuvvet vektörü elemanları EK AÇIKLAMALAR B'de gösterilmiştir.

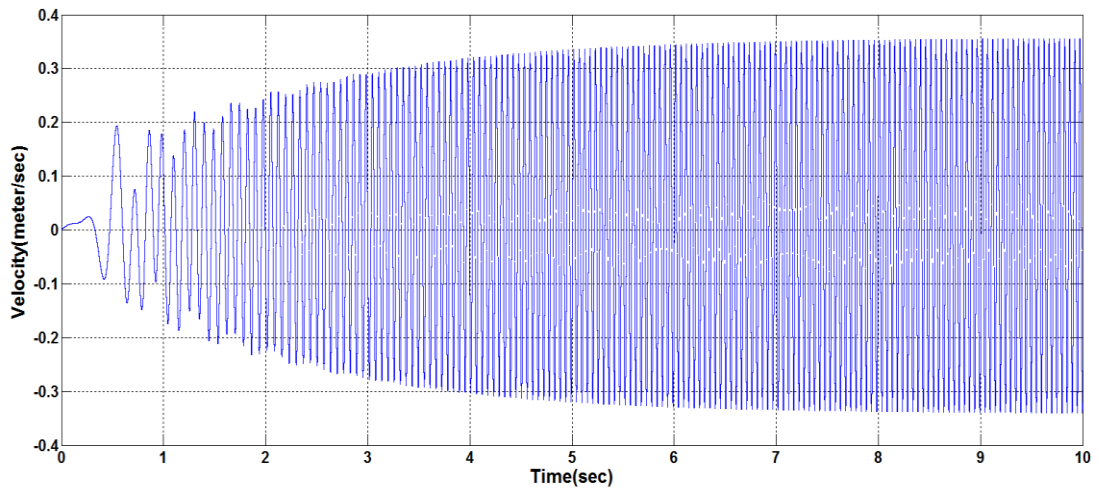
Sekiz serbestlik dereceli çamaşır makinesi modelinin MATLAB ortamında $\Delta t=0,001$ adımı ile Runge-Kutta nümerik metodunu temel alan ode45 komutu kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonunun sonucunda oluşan titreşimler, şekil (4.21-4.24) ile gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar yedinci bölümde iki serbestlik dereceli model ve ADAMS modeli ile kıyaslanıp yorumlanmıştır.



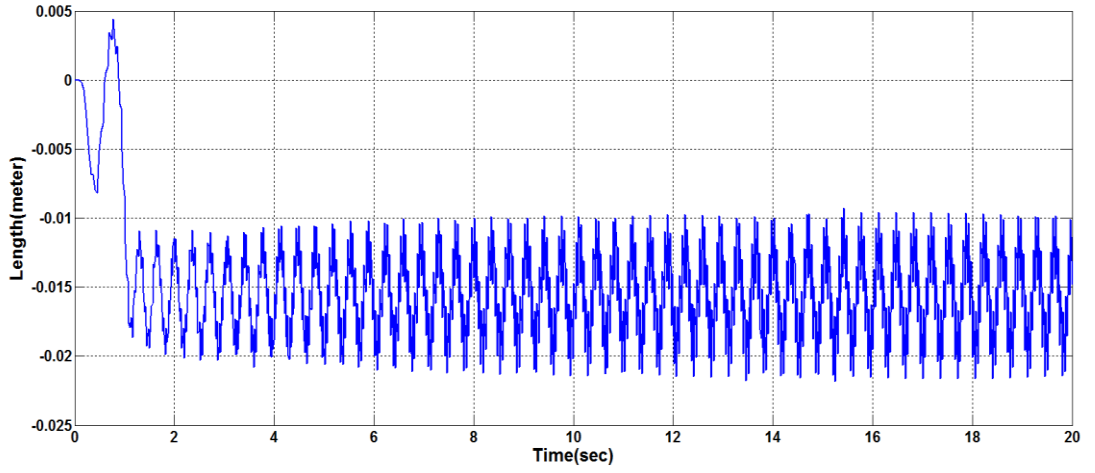
Şekil 4.21. Sekiz serbestlik dereceli model z ekseni ivme değerleri.



Şekil 4.22. Sekiz serbestlik dereceli model x ekseni ivme değerleri.



Şekil 4.23. Sekiz serbestlik dereceli model z ekseni hız değerleri.



Şekil 4.24. Sekiz serbestlik dereceli model z eksenli deplasman değerleri

Şekil 4.25’de sekiz serbestlik dereceli matematiksel model MATLAB kodu gösterilmiştir.

```

57 %Lka=kazanın ağırlık merkezinin O noktasına olan uzaklığı (m)
58 Lka=0.18967;
59 %Ldao=ön karşı ağırlığın ağırlık merkezinin O noktasına olan uzaklığı (m)
60 Ldao=0.48775;
61 %Ldaü=üst karşı ağırlığın ağırlık merkezinin O noktasına olan uzaklığı (m)
62 Ldaü=0.250;
63 %Lro=ön rulmanın O noktasına uzaklığı (m)
64 Lro=0.022;
65 %Lbr=sarka rulmanın O noktasına uzaklığı (m)
66 Lbra=0.0215;
67 %Lya=yayın O noktasına olan uzaklığı (m)
68 Lya=0.2412;
69 %Lda=damperin O noktasına olan uzaklığı (m)
70 Lda=0.2412;
71 %Ön rulmanın rijitlik katayısı.
72 Kro=200*10^6;%N/m
73 %sarka rulmanın rijitlik katayısı.
74 Kra=200*10^6;%N/m
75 m1=(mt+mc+md+mty+mk);
76 m2=(mka+mdao+mdau);
77 m3=(It+Ity+Ik+(mt*Lt*Lt)+(mc*Lc*Lc)+(md*Ld*Ld)+(mty*Lty*Lty)+(mk*Lk*Lk));
78 m4=(Ika+Idao+Idau+(mka*Lka*Lka)+(mdao*Ldao*Ldao)+(mdau*Ldau*Ldau));
79 m5=((mt*Lt)+(mc*Lc)+(md*Ld)+(mty*Lty)+(mk*Lk));
80 m6=((mka*Lka)+(mdao*Ldao)+(mdau*Ldau));
81 %Dengesiz kütle dönme yarıçapı.
82 rd=0.15;
99 y(2*n)=0;
100 y0=y;
101 options = odeset('RelTol',1e-3);
102 tfinal=10;
103 dt=0.001;
104 t=0;
105 t0=0;
106 tf=dt;
107
108 for i=1:(tfinal/dt)+1
109 vel_2(i)=y(2);
110 vel_4(i)=y(4);
111 vel_6(i)=y(6);
112 vel_8(i)=y(8);
113 vel_10(i)=y(10);
114 vel_12(i)=y(12);
115 vel_14(i)=y(14);
116 vel_16(i)=y(16);
117 out_y(i)=y(1);
118
119 time(i) = t;
120 tspan = [t0 tf];
121 [del,ydel] = ode45('kerim', tspan, y0, options);
122 [column, row] = size(ydel);
123 t0 = t0+dt;
124 tf = tf+dt;

```

Şekil 4.25. Sekiz serbestlik dereceli model MATLAB kodu.

BÖLÜM 5

ÇAMAŞIR MAKİNESİNİ OLUŞTURAN ALT SİSTEMLERİN MODELLENMESİ

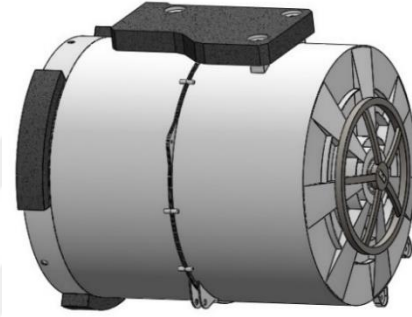
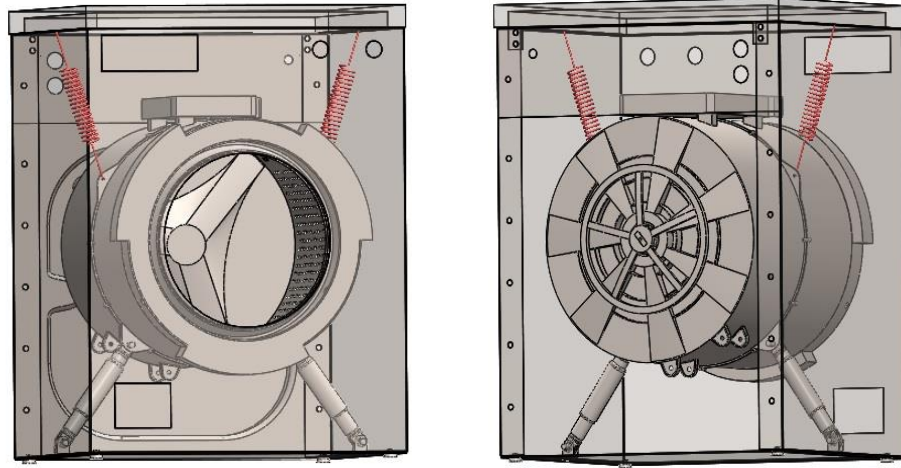
Çamaşır makinesi alt sistemlerini gövde grubu, kazan grubu ve bağlantı elemanları grubu olmak üzere temel olarak üç gruba ayrılabiliriz. Gövde grubu kabin, üst panel, arka panel, askı sacı, elemanlarından oluşmaktadır. Kazan, tambur, tambur yıldızı, kasnak, beton ağırlıklar ve elektrik motoru da kazan grubunu oluşturmaktadır. Bağlantı elemanları grubu ise yay ve damper elemanlarından oluşmaktadır. Üç boyutlu modellerin oluşturulması için ticari bir bilgisayar destekli tasarım programı kullanılmıştır. Alt sistemlerin esnek hareketleri incelenmeyeceği için çamaşır makinesi bileşenleri rijit olarak modellenmiştir. Fakat kabin titreşimlerinin elde edilebilmesi için kabin, askı sacı, yay ve damper bağlantı elemanları dinamik analiz yazılımında esnek (flexible) olarak düzenlenmiştir.

5.1. KAZAN GRUBU ELEMANLARININ MODELLENMESİ

5.1.1. Kazan

Bir çamaşır makinesinde kazan, yıkama işleminin gerçekleştirildiği yerdir. Yıkama sıvısı kazan içine dolar ve kazana iki adet rulmanla yataklanmış olan tambur yıldızının tambura ilettiği dönme hareketi ile çamaşırların su içerisinde karışması ve yıkanması sağlanır. Denge ağırlıkları ve elektrik motoru kazan üzerinde sabitlenmiş halde bulunurken kazanda makine gövdesine iki adet yay ve iki adet damper ile bağlı bulunmaktadır.

Kazan modeli ön ve arka görünüşü Şekil 5.1'deki gibidir.



Şekil 5.1. Kazan ön ve arka görünüşü.

Kazan modeli kütle ve atalet değerleri Çizelge 5.1’de, mekanik özellikleri ise Çizelge 5.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. Kazan kütlesi ve atalet momentleri.

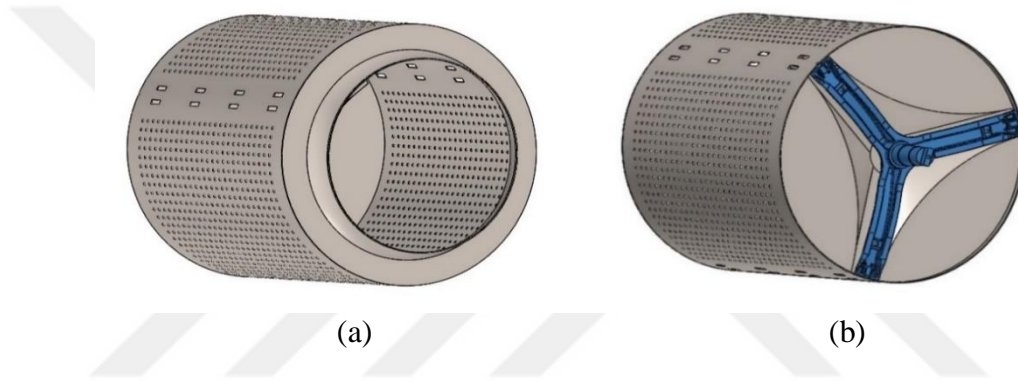
Parça	Ağırlık (kg)	I_{xx} (kg.mm ²)	I_{yy} (kg.mm ²)	I_{zz} (kg.mm ²)
Kazan	4.32	2.0218744168E+005	2.0002938462E+005	1.3116070618E+005

Çizelge 5.2. Kazan mekanik özellikleri.

Parça	Malzeme	Elastikiyet Modülü (E) (GPa)	Poisson Oranı (μ)	Yoğunluk (kg/m ³)	Çekme Dayanımı (MPa)
Kazan	Plastik	2	0.394	1020	30

5.1.2. Tambur

Tambur çamaşırların yıkanması, durulanması ve sıkılması için gerekli dönme hareketinin sağlanması için kullanılmaktadır. Tamburlar sac levhaların bükülmesi ile üretilmektedir. Tambur sürekli su ile temas halinde olduğu ve yüksek devirlere maruz kaldığı için paslanmaz ve mukavemeti yüksek malzemeden üretilmesi gerekmektedir. Bu sebeple malzeme olarak genellikle paslanmaz elik 18:9 (18 % krom, 9 % nikel) tercih edilmektedir. Tambur modelinin n ve arka görünüşü Şekil 5.2'deki gibidir.



Şekil 5.2. Tamburun a) n b) arka görünüşü.

Tambur modeli ktle ve atalet değerleri izelge 5.3'de, mekanik özellikleri ise izelge 5.4' de gösterilmiştir.

Çizelge 5.3. Tambur ktlesi ve atalet momentleri.

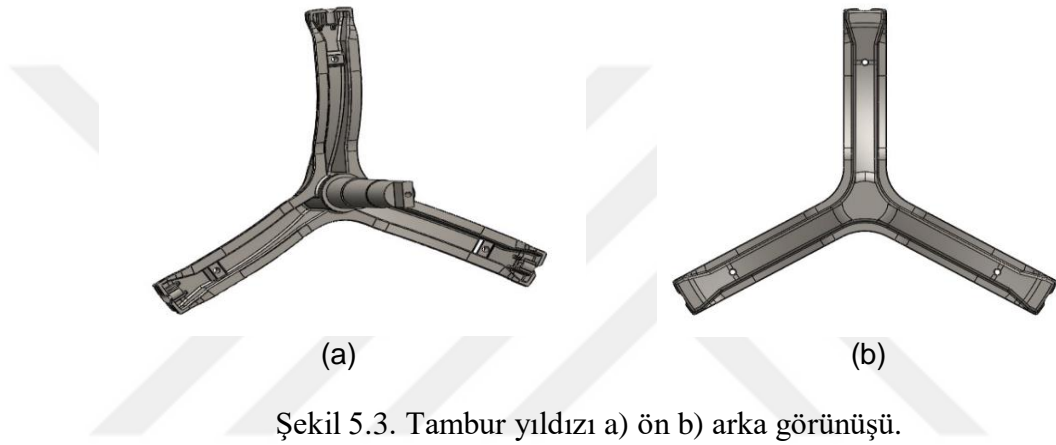
Parça	Ağırlık (kg)	I_{xx} (kg.mm ²)	I_{yy} (kg.mm ²)	I_{zz} (kg.mm ²)
Tambur	8.536	3.693024227E+005	3.691407770E+005	3.078571480E+005

Çizelge 5.4. Tambur mekanik zellikleri.

Parça	Malzeme	Elastikiyet Modülü (E) (GPa)	Poisson Oranı (μ)	Yoğunluk (kg/m ³)	Akma Dayanımı (MPa)	ekme Dayanımı (MPa)
Tambur	Paslanmaz elik	200	0.28	7900	400	600

5.1.3. Tambur Yıldızı

Tambur yıldızı, kasnaktan aldığı dönme hareketini tambura iletmektedir. Tambur yıldızı, yıldız ve yıldız mili kısımlarından oluşmaktadır. Yıldız kısmı tamburla olan bağlantıyı, mil ise kasnakla olan bağlantıyı sağlamaktadır. Genel olarak yıldız kısmı için alüminyum alaşımlı malzeme tercih edilirken mil kısmı için çelik malzeme tercih edilmektedir. Tambur yıldızı modelinin ön ve arka görünüşü Şekil 5.3'deki gibidir.



Şekil 5.3. Tambur yıldızı a) ön b) arka görünüşü.

Tambur yıldızı modeli kütle ve atalet değerleri Çizelge 5.5'de mekanik özellikleri ise Çizelge 5.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 5.5. Tambur yıldızı kütlesi ve atalet momentleri.

Parça	Ağırlık (kg)	I_{xx} (kg.mm ²)	I_{yy} (kg.mm ²)	I_{zz} (kg.mm ²)
Mil	0.611	3974.05582	2264.10840	2265.55874
Yıldız	0.455	3901.63668	1983.91738	1973.54574

Çizelge 5.6. Tambur yıldızı mekanik özellikleri.

Parça	Malzeme	Elastikiyet Modülü (E) (GPa)	Poisson Oranı (μ)	Yoğunluk (kg/m ³)	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)
Mil	Alaşımlı çelik	205	0.285	7850	470	745
Yıldız	Alüminyum Alaşımı	71	0.33	2760	159	317

5.1.4. Kasnak

Kasnak, yıldız miline bağlanmaktadır. Motordan aldığı döndürme momentini tambur yıldızı vasıtası ile tambura iletmektedir. Kasnak malzemesi olarak genellikle alüminyum alaşımlar kullanılmaktadır.

Kasnak modelinin ön görünüşü Şekil 5.4'deki gibidir.



Şekil 5.4. Kasnağa ait görüntü.

Kasnak modeli kütle ve atalet değerleri Çizelge 5.7'de, mekanik özellikleri ise Çizelge 5.8' de gösterilmiştir.

Çizelge 5.7. Kasnak kütlesi ve atalet momentleri.

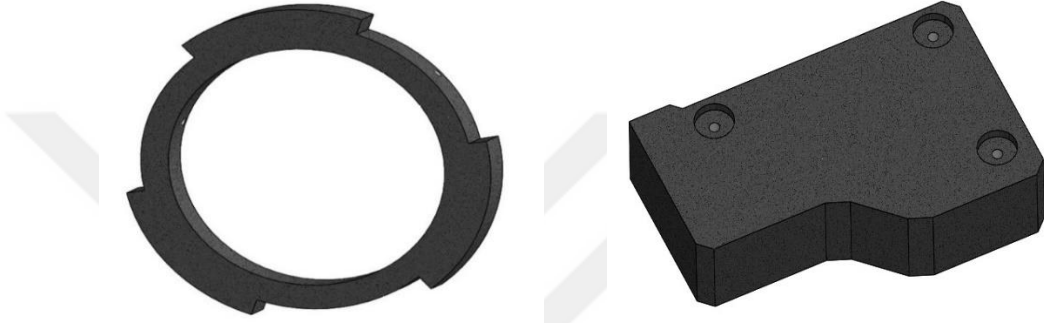
Parça	Ağırlık (kg)	I_{xx} (kg.mm ²)	I_{yy} (kg.mm ²)	I_{zz} (kg.mm ²)
Kasnak	0.445	2755.659	2756.16813	5475.73629

Çizelge 5.8. Kasnak mekanik özellikleri.

Parça	Malzeme	Elastikiyet Modülü (E) (GPa)	Poisson Oranı (μ)	Yoğunluk (kg/m ³)	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)
Kasnak	Alüminyum alaşımı	69	0.33	2700	160	320

5.1.5. Denge Ağırlıkları

Denge ağırlıkları, sisteme atalet kazandırarak sistemi ani ve büyük titreşim genliklerinden korumak için kullanılırlar. Denge ağırlığı olarak genellikle beton kompozit malzemeler kullanılmaktadır. Denge ağırlıkları kazanın ön ve üst kısmına bağlantı elemanları ile sabitlenmiş durumdadır. Ön ve üst denge ağırlıklarının görünüşü Şekil 5.5'deki gibidir.



Şekil 5.5. Ön ve üst denge ağırlıklarına ait görüntü.

Denge ağırlıkları modeli kütle ve atalet değerleri Çizelge 5.9'da, mekanik özellikleri ise Çizelge 5.10'da gösterilmiştir.

Çizelge 5.9. Denge ağırlıkları kütlesi ve atalet momentleri.

Parça	Ağırlık (kg)	I_{xx} (kg.mm ²)	I_{yy} (kg.mm ²)	I_{zz} (kg.mm ²)
Ön D.A	8.3	180106.954	180106.947	357025.782
Üst D.A	8.0	65874.115	24078.106	86092.646

Çizelge 5.10. Denge ağırlıklarının mekanik özellikleri.

Parça	Malzeme	Elastikiyet Modülü (E) (GPa)	Poisson Oranı (μ)	Yoğunluk (kg/m ³)	Çekme Dayanımı (MPa)
Ön denge ağırlığı	Beton Alaşımı	27	0.2	2800	1.5
Üst denge ağırlığı	Beton Alaşımı	27	0.2	2800	1.5

5.1.6. Elektrik Motoru

Elektrik motoru, rotor ve stator parçalarından oluşan elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren aygıtlardır. Çamaşır makinesinde elektrik motoru kazanın alt kısmına sabitlenmiş şekilde bulunmaktadır. Motor mili bir kayış ile kasnağa bağlıdır ve kasnağa döndürme momentinin iletilmesinden sorumludur. ADAMS modelinde döndürme hareketinin doğrudan kasnağa verilecek olması sebebiyle elektrik motoru modellenmemiş olup kazan modeline noktasal kütle olarak eklenmiştir (Şekil 5.6).



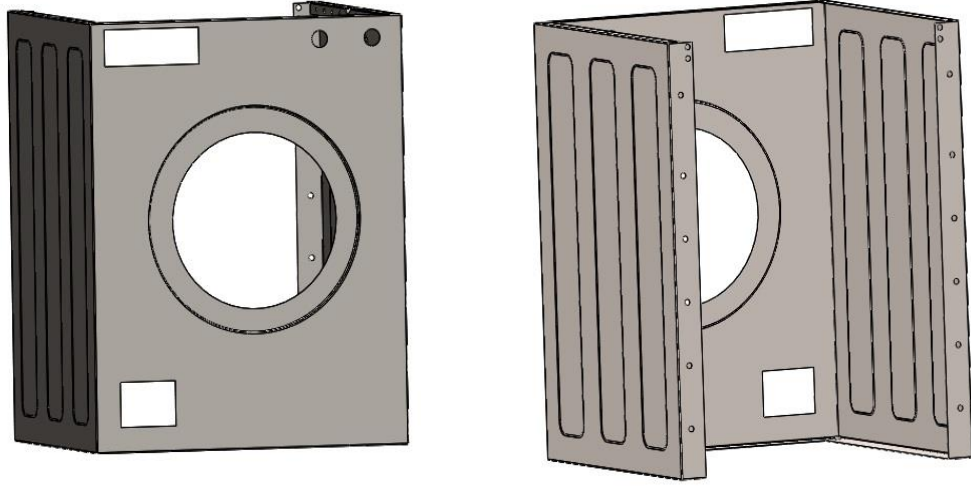
Şekil 5.6. Elektrik motoruna ait görüntü.

5.2. GÖVDE GRUBU ELEMANLARININ MODELLENMESİ

5.2.1. Kabin

Çamaşır makinesi kabini, titreşim ve gürültü iletim zincirinin son halkası olması sebebiyle çamaşır makinesinin en önemli parçalarından biridir. Dengesiz kütle sebebiyle oluşan merkezkaç kuvvetleri yay ve damperler ile kabin kısmına iletilmekte ve kabin panellerinin titreşimine neden olmaktadır. Sistemin çalışma frekansı kabinin doğal frekansı ile çakışması durumunda kabinde aşırı titreşimler meydana gelmekte bu da makinenin gürültü seviyesini artırmaktadır.

Çamaşır makinesi kabin modeli görünüşü Şekil 5.7'deki gibidir.



Şekil 5.7. Çamaşır makinesi kabin modeline ait görüntü.

Kabin modeli mekanik özellikleri Çizelge 5.11’ de gösterildiği gibidir.

Çizelge 5.11. Kabin mekanik özellikleri.

Parça	Malzeme	Kalınlık (mm)	Ağırlık (kg)	Elastikiyet Modülü (E) (GPa)	Poisson Oranı (μ)	Yoğunluk (kg/m^3)
Kabin	Çelik	1	11	205	0.28	7760

5.2.2. Askı Sacı

Askı sacı, çamaşır makinesi kabine bağlantı elemanları ya da punta kaynağı ile sabitlenmiş durumdadır. Kazan kütesini taşıyan askı yaylarının, titreşimi doğrudan kabine ilememesi için yaylar askı sacına bağlanmaktadır. Bu sebeple askı sacı titreşim analizinde önemli elemanlardan biridir. Çamaşır makinesi askı sacı görünüşü Şekil 5.8’deki gibidir.



Şekil 5.8. Askı sacı modeline ait görüntü.

Askı sacı modeli mekanik özellikleri Çizelge 5.12’ de gösterildiği gibidir.

Çizelge 5.12. Askı sacı mekanik özellikleri.

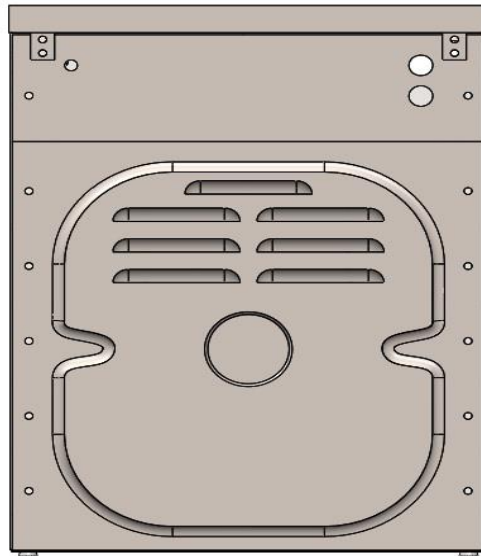
Parça	Malzeme	Kalınlık (mm)	Ağırlık (kg)	Elastikiyet Modülü (E) (GPa)	Poisson Oram (μ)	Yoğunluk (kg/m^3)
Askı sacı	Çelik	1	0.175	205	0.28	7760

5.2.3. Arka Panel

Arka panel, alt ve üst parçalar olmak üzere iki parçadan oluşmaktadır. Çelik sac malzemeden üretilmektedir. Titreşim analizinde yan paneller ve askı sacı kadar öneme sahip değildir. Çamaşır makinesi arka panel modeli görünüşü Şekil 5.9’da, mekanik özellikleri ise Çizelge 5.13’ de gösterilmiştir.

Çizelge 5.13. Arka panel mekanik özellikleri.

Parça	Malzeme	Kalınlık (mm)	Ağırlık (kg)	Elastikiyet Modülü (E) (GPa)	Poisson Oram (μ)	Yoğunluk (kg/m^3)
Arka panel	Çelik	1.2	3.5	205	0.28	7760

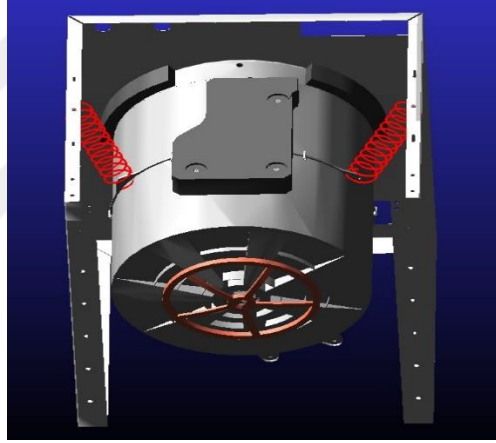


Şekil 5.9. Arka panele ait görüntü.

5.3. BAĞLANTI ELEMANLARININ MODELLENMESİ

5.3.1. Yayların Modellenmesi

Yay elemanları kazan ile kabin arasındaki bağlantıyı sağlamaktadır. Yaylar titreşim enerjisini absorbe edip farklı bir doğrultuda serbest bırakmaktadır. Enerjinin bir kısmı da ısı enerjine dönüştürülmektedir. Böylelikle sistem ani ve büyük genlikli titreşimlerden korunmaktadır. ADAMS dinamik analiz yazılımı kütüphanesinde hazır yay modeli olması sebebiyle yaylar ayrıca modellenmemiş, kütüphanedeki yay modeli kullanılmıştır. Yayların direnç katsayısı değeri 8.0 N/mm olarak seçilmiştir. Çamaşır makinesi askı yayı modeli görünüşü Şekil 5.10'daki gibidir.



Şekil 5.10. Askı yayına ait görüntü.

5.3.2. Damperlerin Modellenmesi

Damper, kazan-kabin bağlantısını sağlamak ve meydana gelen titreşimlerin etkisini azaltmak için kullanılmaktadır. Damperler hareket yönüne ters, hız ile doğru orantılı direnç gösterirler. Çalışma prensibi, kinetik enerjinin sürtünme yoluyla ısı enerjisine dönüşmesine dayanır. Çamaşır makinesi damper modeli Şekil 5.11'deki gibidir.



Şekil 5.11. Damper modeline ait görüntü.

Literatürde amaşır makinesi damper sönüm katsayısı olarak 0.1 N.s / mm değeri kabul gören bir değerdir. Bu sebeple damper sönüm katsayısı 0.1 N.s / mm olarak alınmıştır. Sönüm katsayısı, modele ADAMS dinamik analiz yazılımı kütüphanesi kullanılarak eklenmiştir.



BÖLÜM 6

ÇAMAŞIR MAKİNESİ DİNAMİK MODELİNİN TİCARİ BİR DİNAMİK ANALİZ YAZILIMINDA OLUŞTURULMASI VE TİTREŞİM ANALİZİ

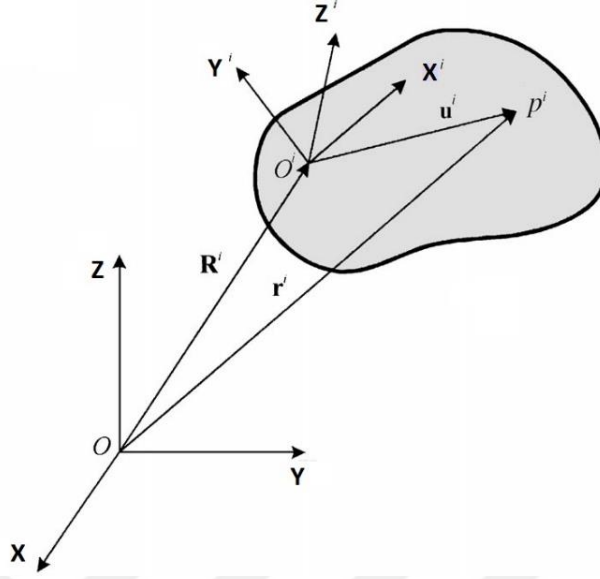
Bu bölümde ilk olarak, tez kapsamında kullanılan MSC ADAMS dinamik analiz yazılımı hakkında teorik bilgi verilmiştir. Teorik bilgi kısmında rijit parçanın konum, hız ve ivme analizi, mafsallar, hareket denklemlerinin formülasyonu ve nümerik çözümü konularına değinilmiştir. Sonra bölüm beşte oluşturulan çamaşır makinesi alt sistem modellerinin bağlantı noktalarına, dinamik analiz yazılımında uygun mafsal tipleri tanımlanmıştır. Son olarak da başlangıç ve sınır şartları belirlenerek oluşturulan modelin, belirlenen koşullarda çalıştırılıp titreşim analizi yapılmıştır.

6.1. DİNAMİK ANALİZ YAZILIMI TEORİSİ

6.1.1. Parça Konumunun Belirlenmesi

Dinamik analiz çalışmalarında, parçaların yer ve açısal konumlarının belirlenmesinde farklı koordinat sistemi takımları kullanılabilir. Genelleştirilmiş koordinatlar bunlardan en sık kullanılanıdır. Genelleştirilmiş koordinatlar bir sistemin yer ve açısal konumunun bulunmasında kullanılan, genellikle biri diğerinden bağımsız olan seçilmiş en uygun koordinat düzlemi takımı olarak ifade edilirler. Eğer sistem bir takım kısıtlamalara maruz bırakılırsa, bu genelleştirilmiş koordinatlar arasında bağ kurulmasına neden olabilmektedir. Bağımsız genelleştirilmiş koordinat sayısı sistemin serbestlik derecesini ifade etmektedir [18]. Genelleştirilmiş koordinatların uygun bir biçimde seçilmesi konum, hız ve ivme denklemlerinin daha basit bir şekilde elde edilmesine ve elde edilen denklemlerin daha hızlı çözülmesine olanak sağlamaktadır. Uzayda bir rijit parçanın konumu altı adet koordinatla belirlenebilmektedir. Üç adet koordinat parçanın ötelenmesini ifade ederken diğer üç koordinat da parçanın dönmesini ifade etmektedir.

Şekil 6.1’de rijit bir i parçasının üç boyutlu uzaydaki konumu gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Rijit bir i parçasının üç boyutlu uzaydaki konumu.

Genel olarak dinamik sistemler ele alınırken, iki adet koordinat düzlemi gerekmektedir. Bunlardan birincisi zaman içerisinde sabit kalan global koordinat sistemi, ikincisi ise parça ile birlikte hareket eden yerel koordinat sistemidir. Şekil 6.1’deki XYZ koordinat sistemi global koordinat sistemini, $X^iY^iZ^i$ ise yerel koordinat sistemini ifade etmektedir. Parça üzerinde rastgele seçilmiş olan P^i noktasının global eksenlerdeki pozisyonu denklem (6.1)’deki gibi ifade edilebilir [19].

$$r^i = R^i + u^i \quad (6.1)$$

Burada $r^i = [r_1^i \ r_2^i \ r_3^i]^T$ P^i noktasının global eksenlerdeki pozisyon vektörünü, $R^i = [R_1^i \ R_2^i \ R_3^i]^T$ yerel koordinat sistemi orijini O^i noktasının, global pozisyon vektörünü ve $u^i = [u_1^i \ u_2^i \ u_3^i]^T$ P^i noktasının O^i noktasına göre pozisyon vektörünü ifade etmektedir. Parça rijit olarak ele alındığı için P^i ve O^i noktaları arasındaki mesafe parçanın hareketi boyunca sabit kalmaktadır. Yani u^i vektörünün yerel koordinat düzlemindeki bileşenleri bilinmekte ve sabit kalmaktadır. Fakat r^i ve R^i vektörleri global koordinat sisteminde tanımlandığı için u^i vektörünü, bileşenleri cinsinden global koordinat sisteminde ifade etmek önem arz etmektedir. Bunun gerçekleşmesi içinde yerel koordinat düzlemi hareketinin global koordinat sistemine

göre ifade edilmesi yani dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu iki koordinat arasındaki dönüşüm dönme koordinatları takımı türünden belirlenebilmektedir. \bar{u}^i yerel koordinatlardaki pozisyon vektörünün global koordinat sistemindeki ifadesi denklem (6.2)'deki gibidir [19].

$$u^i = A^i \bar{u}^i \quad (6.2)$$

Denklem (6.2), denklem (6.1)'de yerine yazılırsa;

$$r^i = R^i + A^i \bar{u}^i \quad (6.3)$$

Pⁱ noktasının global eksenlerdeki pozisyonunun ifadesi denklem (6.3)'teki gibi elde edilir. Burada A^i dönüşüm matrisini ifade etmektedir. Dönüşüm matrisinin elde edilmesinde sadece bir tane dönme koordinat takımı kullanılmayıp aksine literatürde birçok dönme koordinat takımı kullanılmaktadır. Burada sadece tez kapsamında kullanılan dinamik analiz yazılımının kullanmış olduğu koordinat takımı açıklanmış diğer koordinat takımlarına değinilmemiştir.

ADAMS yazılımında rijit bir parçanın yeri ve açısal konumu, genelleştirilmiş koordinat takımları ile belirlenmektedir. Rijit parçanın konumu üç kartezyen koordinatla (x, y ve z) belirlenmekte iken parçanın global eksenlerdeki açısal konumu Z-X-Z dönme sırasına karşılık gelen üç Euler açısı (Ψ, θ, ϕ) ile ifade edilmektedir [20].

Kartezyen koordinatlar p vektörü ile Euler açıları ise ε vektörü ile gösterilmiştir (6.4, 6.5).

$$p = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

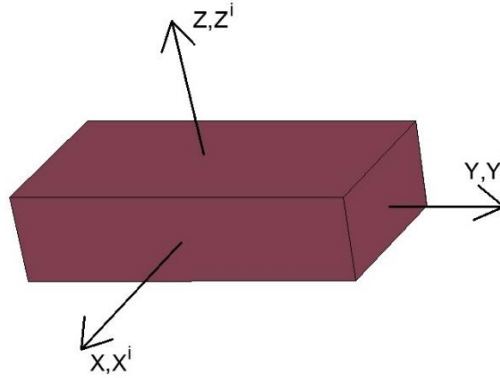
$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \Psi \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

ADAMS' da rijit bir i parçası ile ilişkilendirilmiş genelleştirilmiş koordinat takımı denklem (6.6)'daki gibidir.

$$q_i = \begin{bmatrix} p_i \\ \varepsilon_i \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

Euler dönme teoremine göre, bir eksen takımının diğer bir eksen takımına göre açılal konumu üç açı ile tanımlanabilir. Referans eksen takımına göre, ardı ardına yapılan döndürmeler ile diğer eksen takımı arzu edilen konuma getirilebilmektedir. Mekanik sistemlerin analizinde çeşitli Euler açı takımları kullanmak mümkündür [21]. ADAMS yazılımının Z-X-Z dönme sırasını kullanması sebebiyle bu dönme dizilimi için Euler açıları tanımlanmış ve yerel koordinat sistemindeki vektörleri global koordinat sisteminde ifade etmek için kullanılan dönüşüm matrisleri elde edilmiştir.

Başlangıçta çakışık durumda olan XYZ ve $X^iY^iZ^i$ eksen takımları Şekil 6.2'de gösterildiği gibidir.

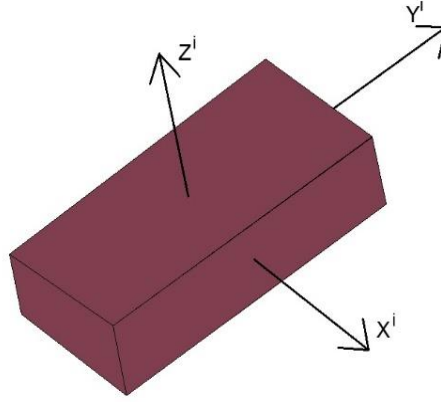


Şekil 6.2. XYZ ve $X^iY^iZ^i$ eksen takımları.

$X^iY^iZ^i$ eksen takımını ilk olarak Z eksenini etrafında Ψ^i açısı kadar döndürelim. Z eksenini etrafındaki dönme hareketi Ψ^i açısı kadar olduğu için bu dönmeden kaynaklanan dönüşüm matrisi denklem (6.7)'deki gibi elde edilir.

$$A_1^i = \begin{bmatrix} \cos \Psi^i & -\sin \Psi^i & 0 \\ \sin \Psi^i & \cos \Psi^i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

Parçanın Z eksenini etrafında dönmesi sonrası görünüşü Şekil 6.3'deki gibidir.

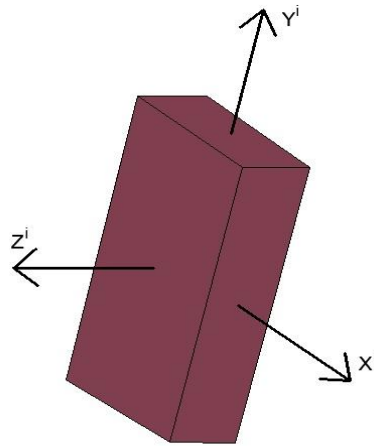


Şekil 6.3. Parçanın Z eksenini etrafında ψ^i açısı kadar döndürülmüş hali.

2. adım olarak $X^iY^iZ^i$ eksen takımını X^i eksenini etrafında θ^i açısı kadar döndürelim. θ^i kadarlık döndürme sonucu $X^iY^iZ^i$ eksen takımının açısız konumunda meydana gelen değişiklik denklem (6.8)'deki dönüşüm matrisi ile ifade edilir.

$$A_2^i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta^i & -\sin \theta^i \\ 0 & \sin \theta^i & \cos \theta^i \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

Parçanın X^i eksenini etrafında dönmesi sonrası görünüşü Şekil 6.4'deki gibidir.

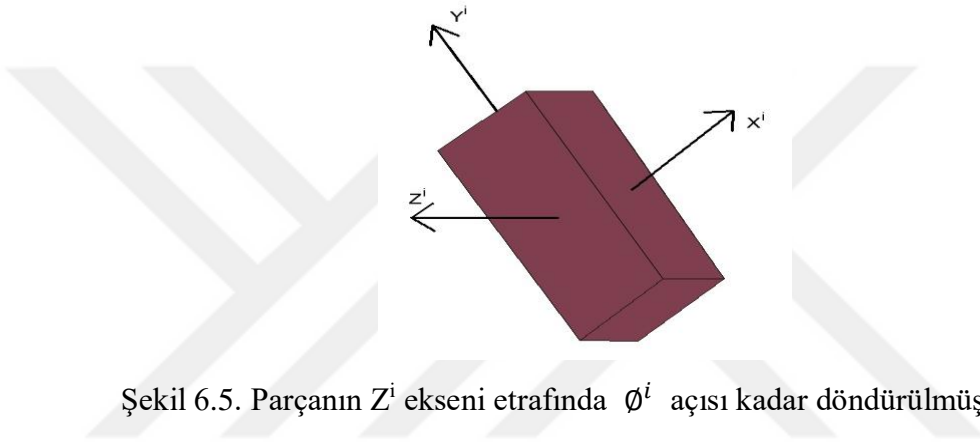


Şekil 6.4. Parçanın X^i eksenini etrafında θ^i açısı kadar döndürülmüş hali.

Son olarak da $X^iY^iZ^i$ eksen takımını mevcut Z^i eksenini etrafında \varnothing^i açısı kadar döndürelim. Bu döndürme sonucu $X^iY^iZ^i$ eksen takımının açısal konumunda meydana gelen değişiklik denklem (6.9)'daki dönüşüm matrisi ile ifade edilir.

$$A_3^i = \begin{bmatrix} \cos \varnothing^i & -\sin \varnothing^i & 0 \\ \sin \varnothing^i & \cos \varnothing^i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

Parçanın Z^i eksenini etrafında dönmesi sonrası görünüşü Şekil 6.5'deki gibidir.



Şekil 6.5. Parçanın Z^i eksenini etrafında \varnothing^i açısı kadar döndürülmüş hali.

$X^iY^iZ^i$ eksen takımının en son konumunun XYZ koordinat düzlemindeki ifadesi denklem (6.7), (6.8) ve (6.9)'da elde edilen A_1^i , A_2^i ve A_3^i dönüşüm matrisleri kullanılarak denklem (6.11)'deki gibi elde edilir [21].

$$A^i = A_1^i A_2^i A_3^i \quad (6.10)$$

$$A^i = \begin{bmatrix} \cos \Psi \cos \varnothing - \sin \Psi \cos \theta \sin \varnothing & -\cos \Psi \sin \varnothing - \sin \Psi \cos \theta \cos \varnothing & \sin \Psi \sin \theta \\ \sin \Psi \cos \varnothing + \cos \Psi \cos \theta \sin \varnothing & -\sin \Psi \sin \varnothing + \cos \Psi \cos \theta \cos \varnothing & -\cos \Psi \sin \theta \\ \sin \theta \sin \varnothing & \sin \theta \sin \varnothing & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

Sonuç olarak bir parçanın yeri ve açısal konumu ADAMS dinamik analiz yazılımında denklem (6.12)'deki ifade edilir.

$$q_i = \begin{bmatrix} P_i \\ \varepsilon_i \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

6.1.2. Parça Hızının Belirlenmesi

Bir önceki bölümde rijit bir parçanın üzerinde rastgele seçilmiş bir noktanın global eksenlerdeki konum vektörü denklem (6.13)'deki gibi elde edilmiştir.

$$r^i = R^i + A^i \bar{u}^i \quad (6.13)$$

Rijit parçanın üzerinde rastgele seçilen bir P^i noktasının mutlak hızı denklem (6.13)'ün türevinin alınması ile bulunur.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i + \dot{A}^i \bar{u}^i \quad (6.14)$$

Dönüşüm matrisinin türevinin bulunabilmesi için dönüşüm matrisinin ortogonalite özelliğinden faydalanılır.

$$A^i A^{iT} = I \quad (6.15)$$

Denklem (6.15)'in türevini alınırsa;

$$\dot{A}^i A^{iT} + A^i \dot{A}^{iT} = 0 \quad (6.16)$$

$$\dot{A}^i A^{iT} = -A^i \dot{A}^{iT} \quad (6.17)$$

$$\dot{A}^i A^{iT} = -(\dot{A}^i A^{iT})^T \quad (6.18)$$

denklem (6.16) , (6.17) ve (6.18) elde edilir. Denklem (6.18) incelendiğinde $\dot{A}^i A^{iT}$ ifadesinin, kendisinin transpozununun negatifine eşit olduğu görülmektedir. Bu da matrisin ters simetrik matris olduğu anlamına gelmektedir. Bu sebeple denklem (6.18), denklem (6.19) gibi yazılabilir.

$$\dot{A}^i A^{iT} = \tilde{w}^i \quad (6.19)$$

Denklem (6.19)'daki \tilde{w}^i ters simetrik matrisi, denklem (6.20)'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\tilde{w}^i = \begin{bmatrix} 0 & -w_3^i & w_2^i \\ w_3^i & 0 & -w_1^i \\ -w_2^i & w_1^i & 0 \end{bmatrix} \quad (6.20)$$

Burada w_1^i , w_2^i ve w_3^i ifadeleri w^i açışal hız vektörünün bileşenleridir ve denklem (6.21)'deki gibi ifade edilmektedir.

$$w^i = [w_1^i \quad w_2^i \quad w_3^i]^T \quad (6.21)$$

Denklem (6.19)'da eşitliğin her iki tarafı A^i ile çarpılıp dönüşüm matrisinin ortogonalite özelliği kullanılırsa denklem (6.19), denklem (6.22)'deki gibi elde edilir.

$$\dot{A}^i = \tilde{w}^i A^i \quad (6.22)$$

Denklem (6.22), denklem (6.14)' de yerine yazılırsa mutlak hız vektörü;

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i + \tilde{w}^i A^i \bar{u}^i \quad (6.23)$$

denklem (6.23)'deki gibi elde edilir. Denklem (6.23) incelenirse $A^i \bar{u}^i$ ifadesinin bir önceki bölümde türetilmiş olan yerel koordinat düzlemindeki konum vektörünün global eksenlerdeki konum vektörüne (u^i) eşit olduğu görülmektedir. u^i ifadesi denklem (6.23)'de yerine yazılırsa denklem (6.23) aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i + \tilde{w}^i u^i \quad (6.24)$$

Çarpım yapılarak denklem (6.24), (6.25)'deki gibi elde edilmiştir.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i + w^i \times u^i \quad (6.25)$$

Çok cisimli mekanik sistemlerin dinamik ve kinematik ilişkisi açısal hız ve ivme vektörleri ile formüle edilmektedir [21]. Fakat açısal hızlar dönme koordinat takımlarının zamana göre türevlerine eşit değildir. Bu yüzden dönme koordinatlarının elde edilmesi için integre edilemezler. Bunun için yukarıda elde edilen dinamik denklemlerin, Euler açıları gibi dönme koordinatlarını kullanarak tekrardan düzenlenmesi gerekmektedir. Bunun için i rijit cisminin üzerinde rastgele seçilmiş bir noktanın mutlak hız vektörünü tanımlayan denklem (6.25), denklem (6.26)'daki gibi yazılmıştır.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i - u^i x w^i \quad (6.26)$$

Ters simetrik matris notasyonu kullanılırsa denklem (6.26);

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i - \tilde{u}^i w^i \quad (6.27)$$

denklem (6.27)'deki gibi elde edilir. Burada \tilde{u}^i ters simetrik matristir ve denklem (6.28) ile ifade edilir.

$$\tilde{u}^i = \begin{bmatrix} 0 & -u_z^i & u_y^i \\ u_z^i & 0 & -u_x^i \\ -u_y^i & u_x^i & 0 \end{bmatrix} \quad (6.28)$$

Bu denklemde u_x^i , u_y^i ve u_z^i u^i vektörünün bileşenlerini ifade etmektedir.

Daha önce bölüm 6.1.1'de i parçasının dönmesini tanımlayan dönüşüm matrisi euler açıları cinsinden türetilmişti. Bu dönüşüm matrisini kullanarak, açısal hız vektörü w^i global koordinat sisteminde Euler açıları cinsinden denklem (6.29)'deki gibi ifade edilmiştir.

$$w^i = B^i \varepsilon^i \quad (6.29)$$

Burada ε^i Euler açıları takımını ifade etmektedir ve denklem (6.30)'daki gibi ifade edilmektedir.

$$\varepsilon^i = [\psi^i \quad \phi^i \quad \theta^i]^T \quad (6.30)$$

B^i matrisi denklem (6.31)'deki gibi ifade edilmiştir.

$$B^i = \begin{bmatrix} \sin \phi^i \sin \theta^i & 0 & \cos \phi^i \\ \cos \phi^i \sin \theta^i & 0 & -\sin \phi^i \\ \cos \theta^i & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.31)$$

Denklem (6.29), denklem (6.27)'de yerine yazılırsa, rijit bir cisim üzerindeki rastgele seçilmiş bir noktanın Euler açıları cinsinden mutlak hızı denklem (6.32) gibi elde edilir.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i - \tilde{u}^i B^i \xi^i \quad (6.32)$$

6.1.3. Parça İvmesinin Belirlenmesi

Rijit bir parçanın mutlak ivmesi denklem (6.14)'ün zamana göre türevinin alınması ile elde edilir.

$$\ddot{r}^i = \ddot{R}^i + \ddot{A}^i \bar{u}^i \quad (6.33)$$

Denklem (6.22)'de elde edilen dönüşüm matrisinin zamana göre türevi alınır;

$$\ddot{A}^i = \dot{\tilde{w}}^i A^i + \tilde{w}^i \dot{A}^i \quad (6.34)$$

denklem (6.34) elde edilir. Denklem (6.22), denklem (6.34)'de yerine yazılırsa;

$$\ddot{A}^i = \dot{\tilde{w}}^i A^i + \tilde{w}^i \tilde{w}^i A^i = \tilde{\alpha}^i A^i + (\tilde{w}^i)^2 A^i \quad (6.35)$$

denklem (6.35) elde edilir. Burada $\tilde{\alpha}^i$ ters simetrik matristir ve denklem (6.36)'daki gibi ifade edilir.

$$\tilde{\alpha}^i = \dot{\tilde{w}}^i \quad (6.36)$$

Denklem (6.35), denklem (6.33)'de yerine yazılırsa rijit bir cisimde rastgele seçilen bir noktanın mutlak ivmesi denklem (6.37)'deki gibi elde edilir.

$$\ddot{r}^i = \ddot{R}^i + \tilde{\alpha}^i A^i \bar{u}^i + (\tilde{w}^i)^2 A^i \bar{u}^i \quad (6.37)$$

Denklem (6.37) ve çapraz çarpım notasyonu kullanılarak mutlak ivme ifadesi denklem (6.38)'deki gibi ifade edilir.

$$\ddot{r}^i = \ddot{R}^i + \alpha^i x u^i + w^i x (w^i x u^i) \quad (6.38)$$

Burada α^i rijit cismin açısasal ivme vektörüdür. $\alpha^i x u^i$ ifadesi ivmenin teğetsel bileşenini, $w^i x (w^i x u^i)$ ifadesi ise ivmenin normal bileşenini ifade etmektedir.

Mutlak ivmenin genelleştirilmiş koordinatlar cinsinden elde edilebilmesi için denklem (6.38) tekrardan düzenlenirse denklem aşağıdaki gibi elde edilir (6.39).

$$\ddot{r}^i = \ddot{R}^i - \tilde{u}^i \alpha^i + (\tilde{w}^i)^2 u^i \quad (6.39)$$

Denklem (6.29)'un zamana göre türevi alınırsa denklem aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\alpha^i = B^i \ddot{\xi}^i + \dot{B}^i \dot{\xi}^i \quad (6.40)$$

Denklem (6.40), denklem (6.39)'da yerine yazılırsa, mutlak hız vektörü \dot{r}^i denklem (6.41)'deki gibi elde edilir [20].

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i - \tilde{u}^i B^i \dot{\xi}^i - \tilde{u}^i \dot{B}^i \xi^i + (\tilde{w}^i)^2 u^i \quad (6.41)$$

6.1.4. Mafsallar ve Kısıt Denklemleri

Mafsallar rijit parçaları birbirine fiziksel olarak bağlayarak bağıl hareketlerini kısıtlamak için kullanılırlar. Matematiksel olarak bir kısıt denklemi (6.42)'deki bağıntı ile ifade edilebilir [20].

$$\Phi(q) = 0 \quad (6.42)$$

Mafsallardan kaynaklanan bütün kısıt denklemleri bir araya toplanırsa ifade denklem (6.43)'deki gibi gösterilir.

$$\Phi(q) = [\Phi_1^T(q) \quad \Phi_2^T(q) \quad \dots \quad \Phi_{n_j}(q)]^T = [\Phi_1(q) \quad \Phi_1(q) \quad \dots \quad \Phi_m(q)] \quad (6.43)$$

Burada n_j modeldeki mafsal sayısını, m ise bütün mafsalların sebep olduğu kısıt sayısının toplamını ifade etmektedir.

Konum kinematik kısıt denkleminin zamana göre türevi alınırsa hız kinematik kısıt denklemi (6.44)'teki bağıntı ile elde edilir.

$$\Phi_q \dot{q} = 0 \quad (6.44)$$

Denklem (6.44)'ün zamana göre türevi alınırsa ivme kinematik kısıt denklemleri (6.45)'deki gibi elde edilir.

$$\Phi_q \ddot{q} = -(\Phi_q \dot{q})_q \dot{q} \quad (6.45)$$

Bir mekanik sistemdeki elemanların tümü denklem (6.42), (6.43), (6.44) ve (6.45)'de elde edilen kısıt denklemlerini sağlamak zorundadır.

Çizelge 6.1'de mafsal çeşitlerinin ötelenme ve dönme serbestlik derecesi kısıtları gösterilmektedir.

Çizelge 6.1. Mafsal çeşitlerinin ötelenme ve dönme serbestlik derecesi kısıtları.

Mafsal Çeşidi	Ötelenme Serbestlik Derecesi	Dönme Serbestlik Derecesi	Toplam Kısıtlanmış Serbestlik Derecesi
Döner	3	2	5
Doğrusal Kaymalı	2	3	5
Silindirik	2	2	4
Küresel	3	0	3
Kardan	3	1	4
Vida	.5	.5	1
Düzlem	1	2	3
Sabit	3	3	6

6.1.5. Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi

Hareket denklemlerinin elde edilmesinde ADAMS yazılımı Lagrange denklemlerini kullanmaktadır. Kullanılan Lagrange ifadesi denklem (6.46)'daki gibidir [22].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} + \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Phi_i^T}{\partial q_j} \lambda_i = F_j \quad (6.46)$$

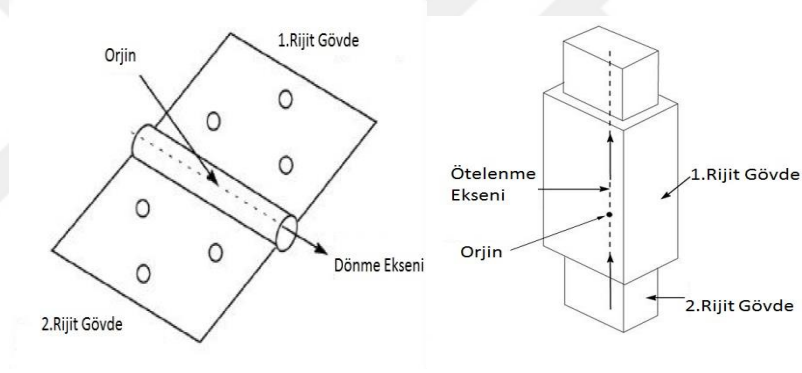
Burada q genelleştirilmiş koordinatları, F genelleştirilmiş koordinat doğrultusundaki denge denklemini, Φ cebirsel kısıt denklemlerini, λ Lagrange çarpanını ifade etmektedir.

6.1.6. Hareket Denklemlerinin Çözümü

ADAMS yazılımı hareket denklemlerinin çözümünde çeşitli integrasyon metotları kullanmaktadır. Bu integrasyon metotları GSTIFF (Gear), HHT (Hilber-Hugles-Taylor), NEWMARK, WSTIFF (Wielenga stiff) ve HASTIFF (Hiller Anantharaman stiff) olarak sıralanabilir. Bu metotlarda diferansiyel denklemlerin çözümü tahmin etme ve doğrulama olmak üzere iki basamakta gerçekleşmektedir.

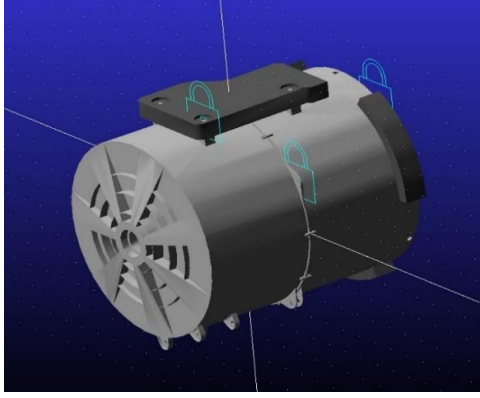
6.2. ALT SİSTEMLERİN MAFSAL TIPLERİNİN BELİRLENMESİ

Çamaşır makinesi dinamik modelinin oluşturulabilmesi için beşinci bölümde çamaşır makinesi alt sistemlerinin katı cisim modelleri oluşturulmuştur. Bu bölümde ise oluşturulan katı cisim modellerinin bağlantı noktalarına, uygun mafsal tipleri tanımlanmıştır. Bağlantı noktalarında üç tip mafsal kullanılmıştır. Bunlar döner mafsal, sabit mafsal ve kayar mafsaldır. Döner mafsal rijit bir parçanın diğer rijit bir parçaya göre ortak eksen etrafında dönmesine olanak sağlamaktadır. Kayar mafsal ise bir rijit cismin ikinci bir rijit cisme göre bir vektör boyunca ötelenmesine olanak sağlamaktadır. Sabit mafsal da rijit iki cismi birbirine sabitlemekte ve birbirlerine göre hareketlerini engellemektedir. Şekil 6.6’da döner mafsal ve kayar mafsal örneği gösterilmiştir.

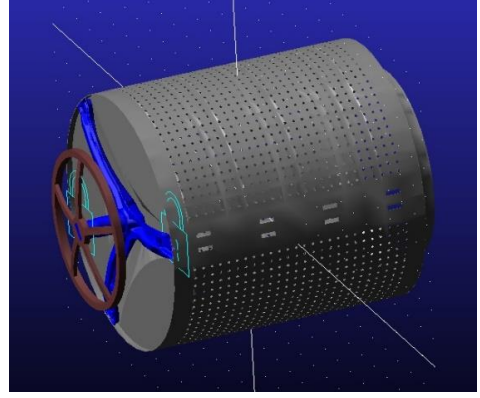


Şekil 6.6. Döner ve kayar mafsal.

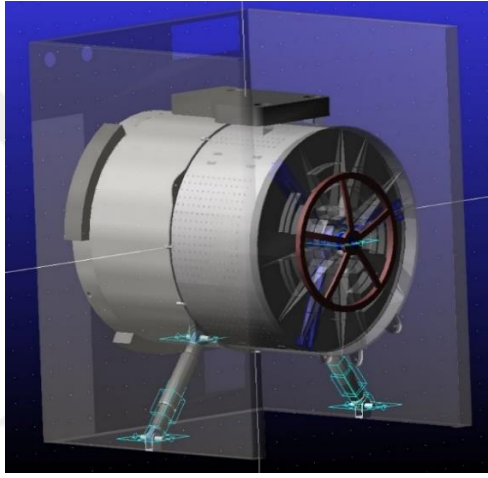
Montajda kasnak tambur yıldızına, tambur yıldızı da tambura sabit mafsal ile sabitlenmiştir. Kazan, ön ve arka kısım olmak üzere iki parçadan oluşmaktadır. Bu sebeple iki parçanın bağlantısı sabit mafsal ile yapılmıştır. Birbirine sabit mafsal ile bağlanan tambur, tambur yıldızı ve kasnak parçalarının kazan bağlantısı, kazan ile yıldız mili arasında döner mafsal koyarak sağlanmıştır. Damperler üst kısımlarından kazana, alt kısmından ise kabine döner mafsal ile bağlanmıştır. Damper dış ve iç silindir arasındaki hareket, kayar mafsal ile sağlanmıştır. Gövde kısmı kabin, arka kapak, üst kapak ve ayak bağlantıları sabit mafsal ile yapılmıştır. Yay askı sacı da kabine sabit mafsal ile bağlanmıştır. Yaylar yazılım kütüphanesinden hazır olarak alındığı için herhangi bir mafsal tanımlamaya gerek kalmamıştır. Parçaların mafsal bağlantıları Şekil 6.7’de gösterilmiştir.



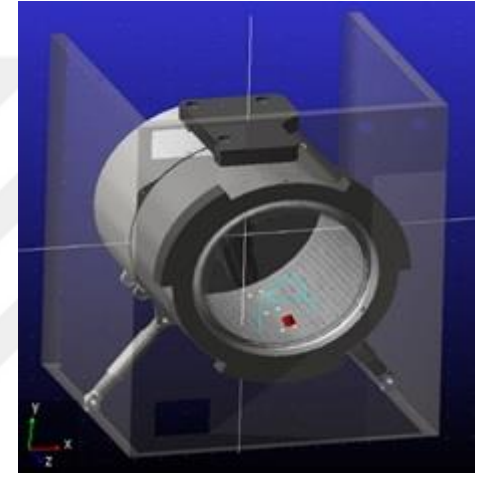
(a)



(b)



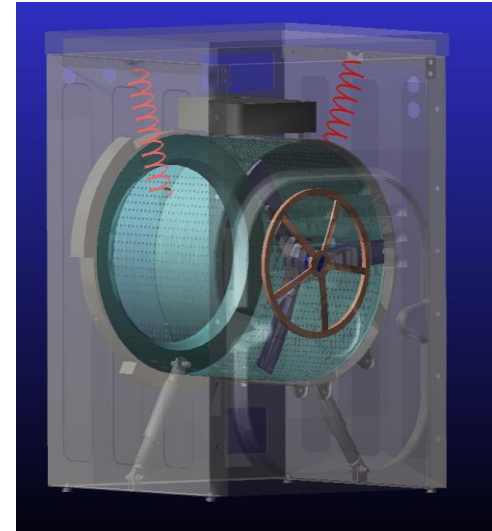
(c)



(d)



(e)



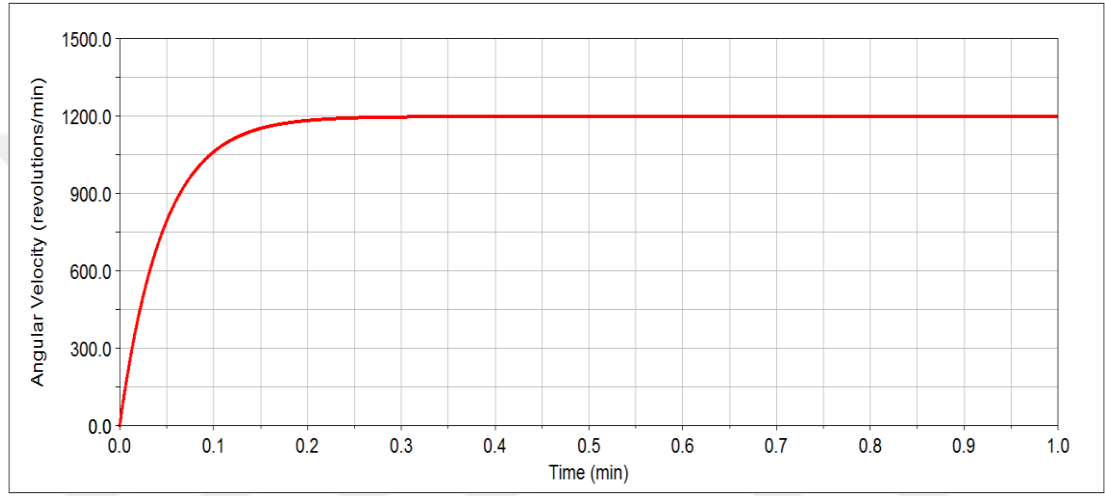
(f)

Şekil 6.7. Çamaşır makinesi a) kazan b) tambur c) damper d) dengesiz kütle e) kabin, f) yay alt sistemlerinin mafsal bağlantı tipleri.

6.3. ANALİZ ÇALIŞMALARI

Bu bölümde 0-1200 devir/dakika devir hızı aralığında çamaşır makinesi kazan grubu titreşimleri analiz edilmiştir. Tamburun devir hızı bir fonksiyon ile tanımlanmış böylelikle tamburun 0 – 1200 devir hızı aralığının tümünü taraması sağlanmıştır.

Tambur devir hızının zamana göre değişimi Şekil 6.8’de gösterilmiştir.

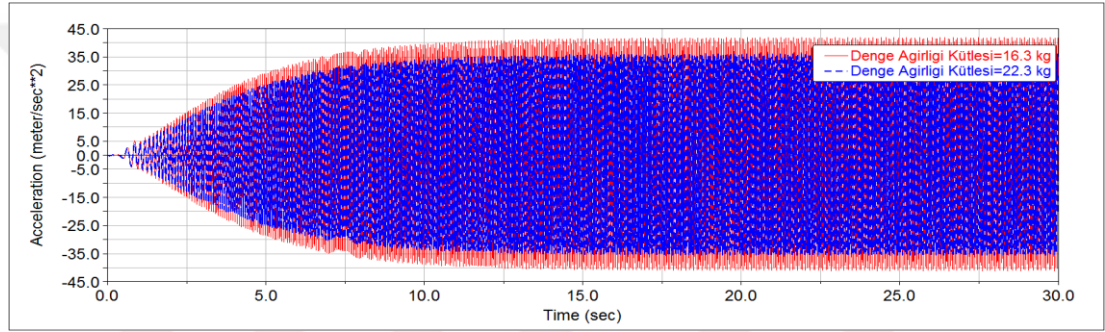


Şekil 6.8. Tambur devir hızının zamana göre değişimi.

Çamaşır makinesi titreşiminde en önemli unsurlardan biri olan dengesiz kütle, silindirik bir katı cisim olarak tambur merkezine sabit mafsal ile sabitlenmiş, analiz süresince tambur ile birlikte dönmesi sağlanmıştır. Kazan grubu titreşiminin incelenebilmesi için dinamik model üzerinde bir takım parametrik çalışmalar yapılması gerekmektedir. Parametrik çalışmalara geçmeden önce bu çalışmalara referans teşkil etmesi için referans bir titreşim analizi yapılmıştır. Referans analizde yay direngenlik katsayısı 8.0 N/mm, damper sönüm katsayısı 0.1 N.s/mm, dengesiz kütle 0.5 kg, ön denge ağırlığı 8.3 kg, üst denge ağırlığı 8.0 kg olarak alınmıştır. Daha sonra yay direngenlik kat sayısının değiştirilmesi, damper sönüm katsayısının değiştirilmesi, beton ağırlıkların kütlelerinin değiştirilmesi, dengesiz kütlelerin değiştirilmesi ve dinamik titreşim yutucu kullanılması gibi çalışmalar yapılmış ve referans analizlerle kıyaslanmıştır. Böylece bu parametrelerin titreşim hareketlerine etkisi belirlenmiştir.

6.3.1. Denge Ağırlıklarının Artırılması

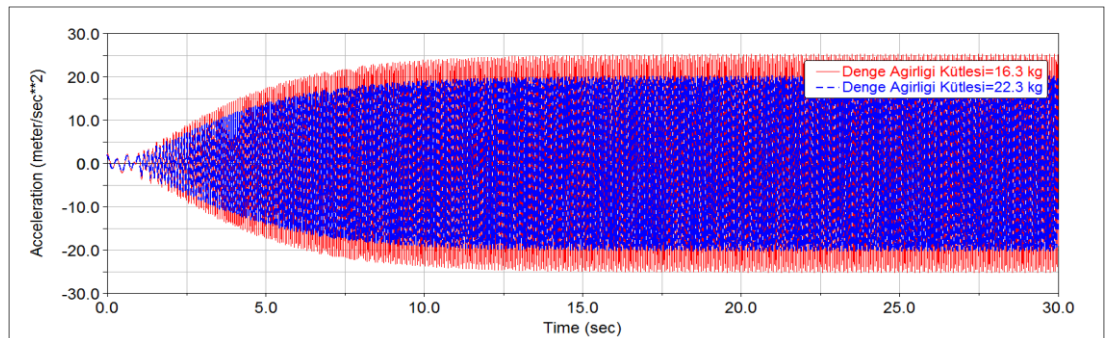
Denge ağırlıklarının artırılmasının sistemin titreşim davranışına etkisinin incelenebilmesi için ön ve üst denge ağırlıkları üçer kilogram artırılmıştır. Böylelikle denge ağırlıklarının toplam kütlesi 16.3 kilogramdan, 22.3 kilograama çıkmıştır. 0-1200 devir aralığında sistemin ivme, hız, konum ve kuvvet analizleri yapılmıştır. Ölçümler üst denge ağırlığı referans alınarak yapılmıştır. Analizlerde kırmızı eğriler makinenin standart halini, mavi eğriler ise denge ağırlıklarının 6 kg artırılmış halini ifade etmektedir. Sistemin y eksenindeki ivmelenme değerleri Şekil 6.9'daki gibidir.



Şekil 6.9. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.

Şekil 6.9'da görüldüğü üzere denge ağırlıklarının kütlelerinin artırılmasıyla kararlı rejim tepe noktası ivme değerlerinde önemli miktarda düşüş sağlanmıştır. Sistemin y eksenindeki maksimum ivme değeri 42.78 m/s^2 'den, 36 m/s^2 'ye düşmüştür.

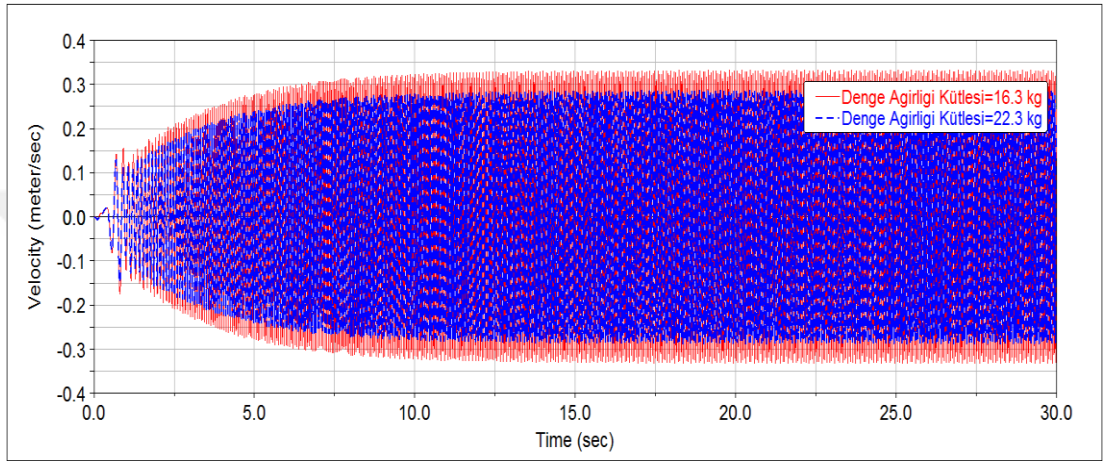
Sistemin x eksenindeki ivmelenme değerleri Şekil 6.10'da gösterilmiştir.



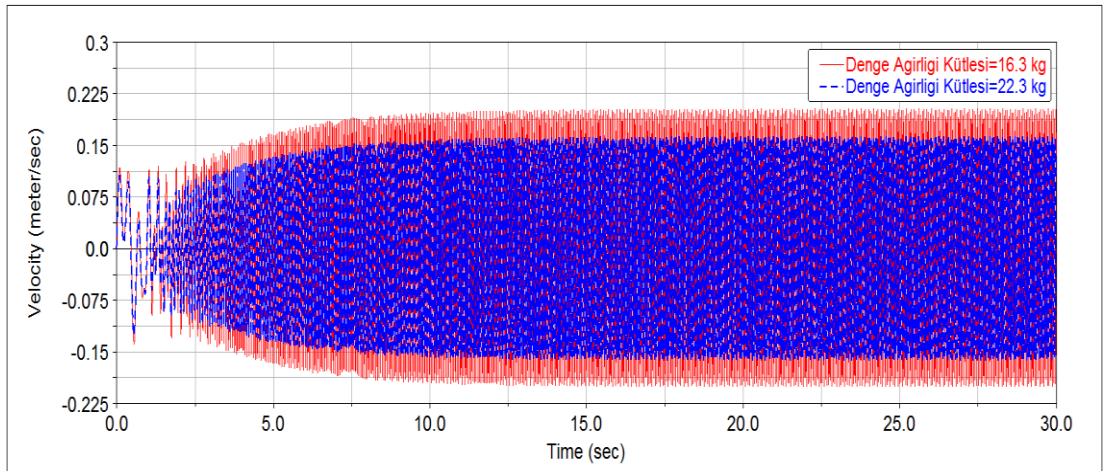
Şekil 6.10. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda x eksenindeki ivme değerleri.

Şekil 6.10'da görüldüğü gibi denge ağırlıklarının kütlelerinin artırılmasıyla kararlı rejim tepe noktası ivme değerlerinde önemli miktarda düşüş sağlanmıştır. Sistemin x eksenindeki maksimum ivme değeri 25.45 m/s^2 'den, 20.25 m/s^2 'ye düşmüştür.

Şekil 6.11 ve 6.12'de denge ağırlığının tepe noktasından alınan x ve y eksenindeki hız değerleri karşılaştırılmıştır.



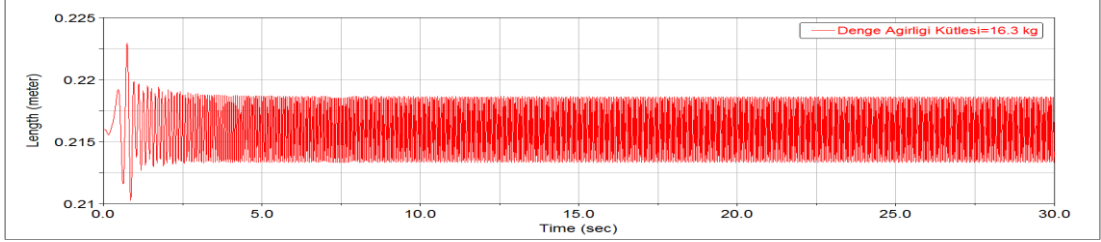
Şekil 6.11. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.



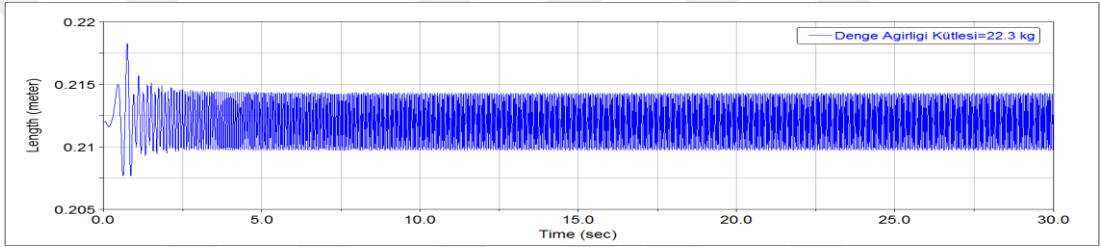
Şekil 6.12. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda x eksenindeki hız değerleri.

Şekil 6.11 ve Şekil 6.12 incelendiğinde denge ağırlıklarının kütlelerinin artırılmasıyla x ve y eksenindeki hız değerlerinde önemli miktarda düşüş sağlandığı görülmektedir. Y eksenindeki maksimum hız değerleri 0.334 m/s 'den, 0.286 m/s 'ye düşerken, x eksenindeki maksimum hız değeri 0.242 m/s 'den, 0.163 m/s 'ye düşmüştür.

Şekil 6.13’de standart makine için denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki deplasman değerleri gösterilmiştir. Şekil 6.14’de ise denge ağırlığının 6 kg artırılması durumundaki y eksenindeki deplasman değerleri gösterilmiştir.



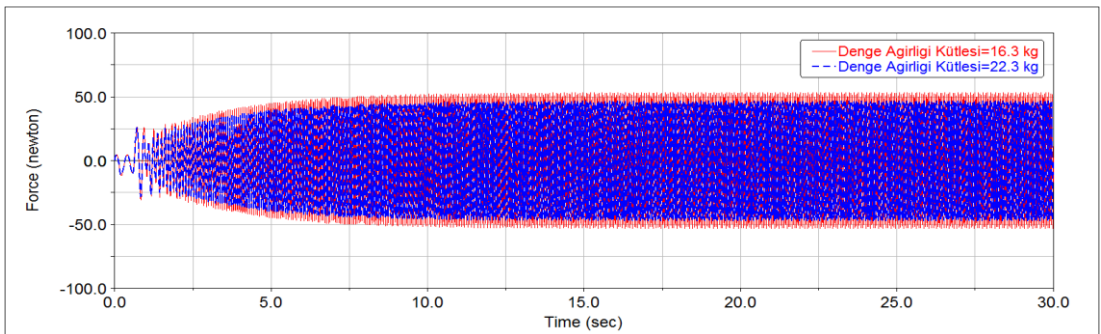
Şekil 6.13. Standart makine için y eksenindeki deplasman değerleri.



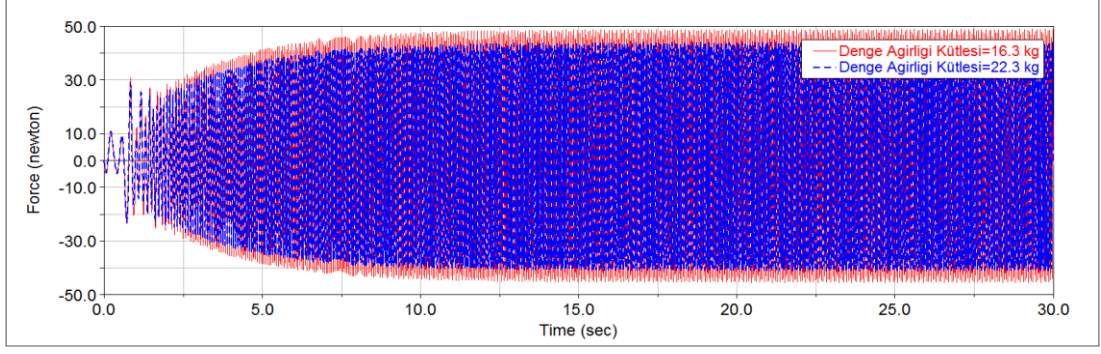
Şekil 6.14. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.

Şekil 6.13 ve 6.14 incelendiğinde denge ağırlıklarının kütlelerinin artırılması y eksenindeki deplasman değerlerinin azalmasını sağlamıştır. Deplasman değeri 6.5 mm’den, 4.3 mm ye düşmüştür.

Şekil 6.15 ve Şekil 6.16’da damperler tarafından kabine iletilen x ve y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



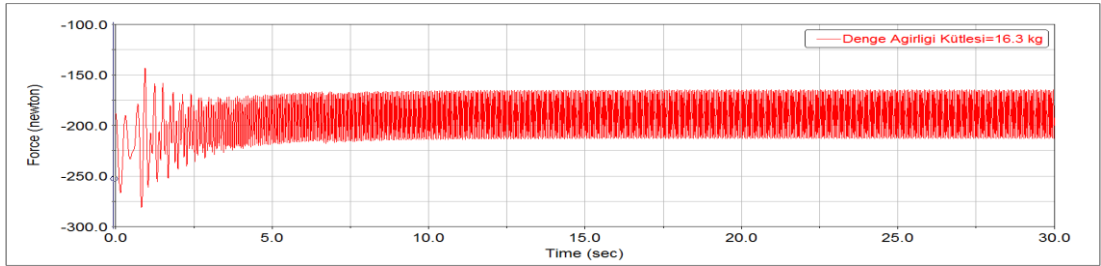
Şekil 6.15. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.



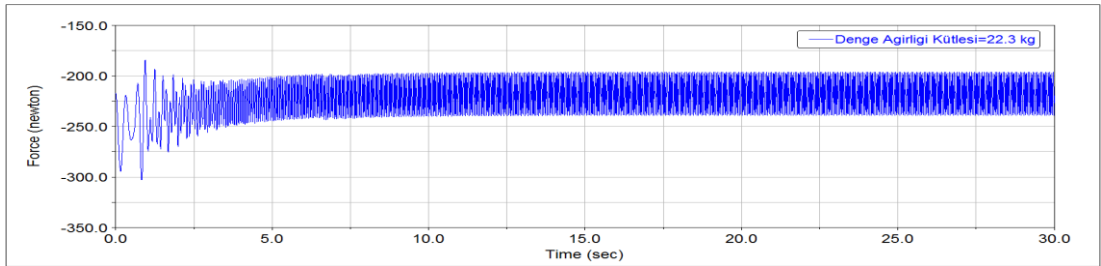
Şekil 6.16. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda damper tarafından kabine iletilen x eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.15 ve Şekil 6.16 incelendiğinde x ve y eksenindeki kuvvet değerlerinde önemli miktarda düşüş sağlandığı görülmektedir. Y eksenindeki kuvvet değerleri 53.4 N'dan, 46.85 N'a düşerken x eksenindeki kuvvet değerleri 48.89 N'dan, 44 N'a düşmüştür.

Şekil 6.17, 6.18, 6.19 ve 6.20'de askı yayları tarafından kabine iletilen x ve y eksenindeki kuvvet değerleri gösterilmiştir.

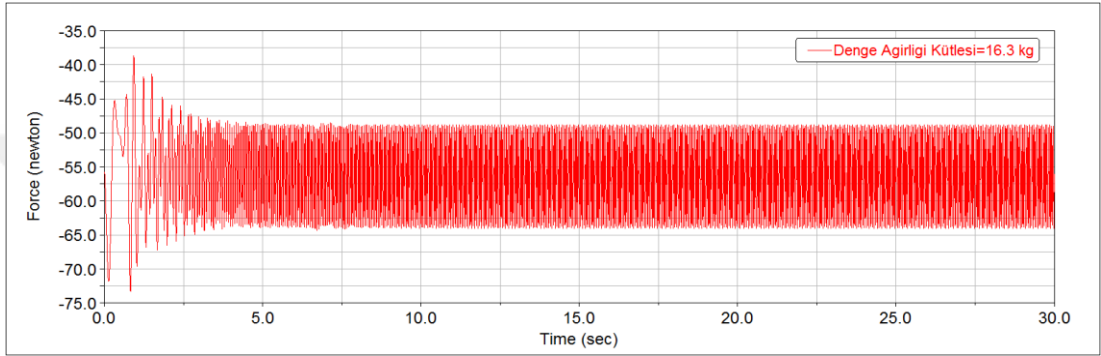


Şekil 6.17. Standart makine için yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

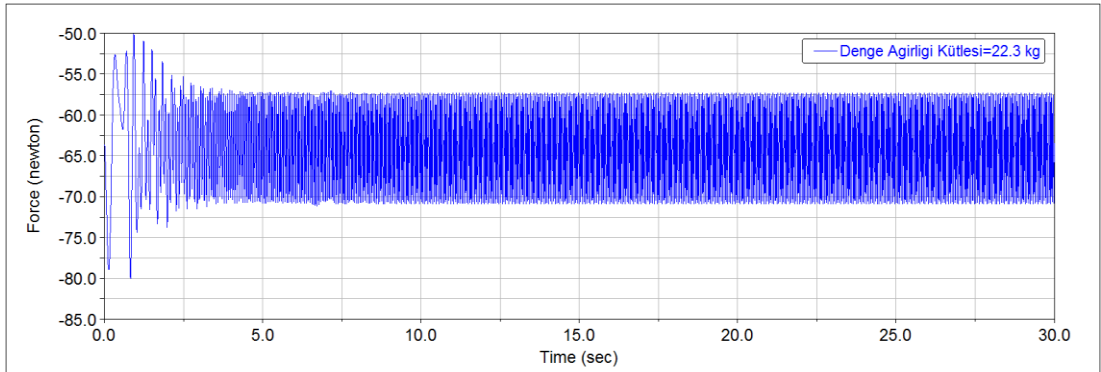


Şekil 6.18. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.17 ve Şekil 6.18 incelendiğinde y ekseninde yaylardan kabine iletilen kuvvetin, denge ağırlığı kütesinin artırılmasıyla birlikte arttığı görülmektedir. Bunun sebebi olarak da yayların doğrudan kazan grubunu taşıyıcı görev üstlenmesi gösterilebilir. Kabine iletilen kuvvet artmasına rağmen maksimum ve minimum kuvvet arasındaki fark azalmış yani sistem daha kararlı hale gelmiştir. Y eksenindeki kuvvetin ortalama değeri 193 N'dan, 221 N'a yükselirken, maksimum ve minimum kuvvet arasındaki fark 48 N'dan, 42 N'a düşmüştür.



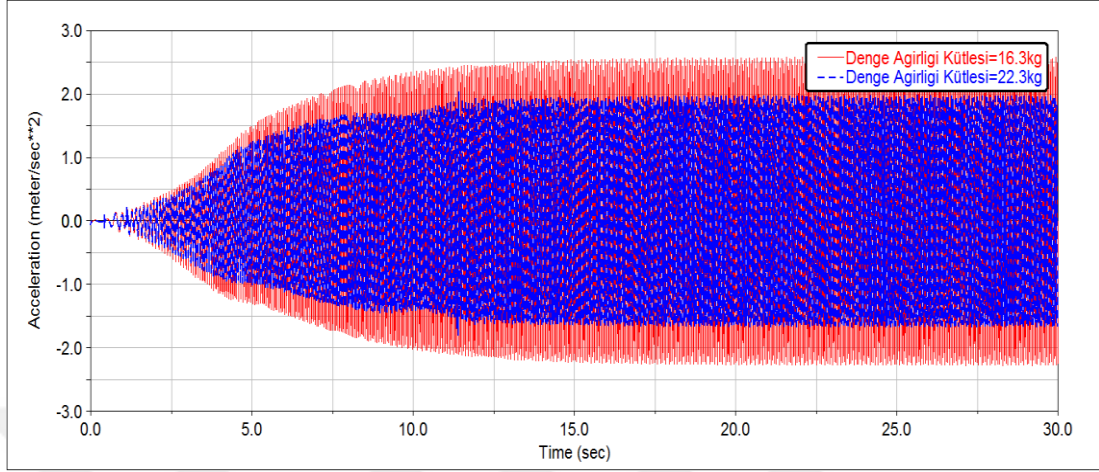
Şekil 6.19. Standart makine için yay tarafından kabine iletilen x eksenindeki kuvvet değerleri.



Şekil 6.20. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda yay tarafından kabine iletilen x eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.19 ve Şekil 6.20 incelendiğinde x ekseninde yaylardan kabine iletilen kuvvetin denge ağırlığı kütesinin artırılmasıyla birlikte arttığı görülmektedir. İletilen kuvvetin artmasına rağmen iletilen maksimum ve minimum kuvvet arasındaki fark azalmıştır. X eksenindeki kuvvetin ortalama değeri 56.54 N'dan 64.18 N'a yükselirken, maksimum ve minimum kuvvet arasındaki fark 15.55 N'dan 13.57 N'a düşmüştür.

Şekil 6.21’de yan panel titreşiminin denge ağırlıklarının 6 kg artırılması durumunda değişimi gösterilmiştir. Ölçümler sağ yan panelin orta noktasından yapılmıştır.



Şekil 6. 21. Denge ağırlığının 6 kg artırılması durumunda sağ panel ivme değerleri.

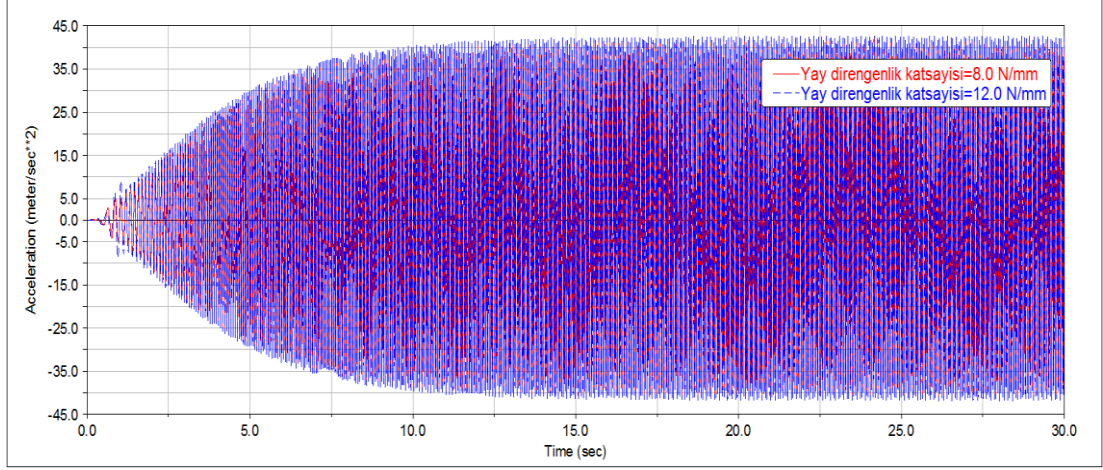
Şekil 6.21’de görüldüğü gibi denge ağırlığının artırılmasıyla sağ panel ivme değerlerinde azalma meydana gelmiştir. Sistemin x eksenindeki maksimum ivme değeri 2.58 m/s^2 ’den, 2.03 m/s^2 ’ye düşmüştür.

Y eksenindeki ivme, hız ve deplasman değerleri x eksenindeki değerlere göre oldukça baskındır. Bu sebeple buradan sonraki bölümlerde sadece y eksenini ivme, hız, konum ve deplasman değerleri tez kapsamına alınmıştır.

6.3.2. Yay Direngenlik Katsayısının Artırılması

Yay direngenlik katsayısının artırılmasının sistemin titreşim davranışına etkisinin incelenebilmesi için sağ ve sol askı yaylarının direngenlik katsayıları 4 N/mm artırılmıştır. Yani yay direngenlik katsayıları 8.0 N/mm iken 12.0 N/mm yapılmıştır. 0-1200 devir aralığında sistemin ivme, hız, konum ve kuvvet analizleri yapılmıştır. Analizlerde kırmızı eğriler makinenin standart halini, mavi eğriler ise yay direngenlik katsayısının 4 N/mm artırılmış halini ifade etmektedir.

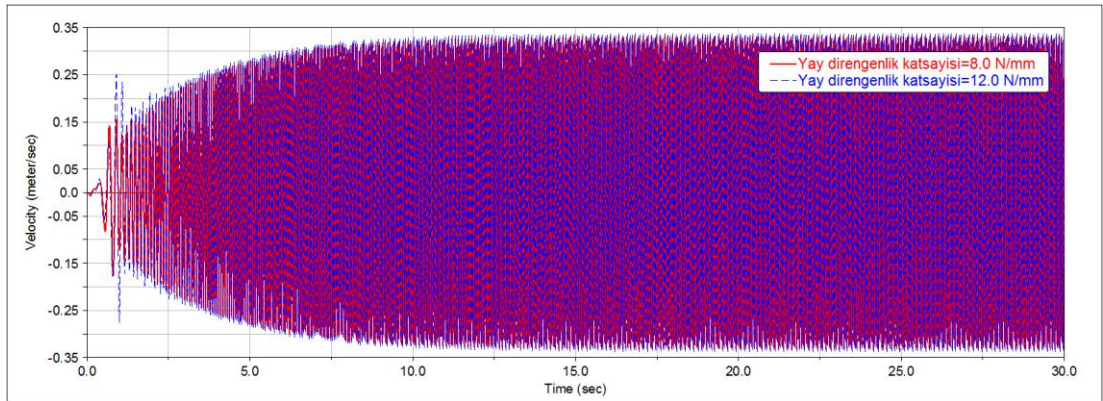
Sistemin y eksenindeki ivmelenme değerleri Şekil 6.22’deki gibidir.



Şekil 6.22. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.

Şekil 6.22’de görüldüğü üzere kararlı rejim tepe noktası ivme değerlerinde önemli miktarda değişim olmamıştır. Sistemin y eksenindeki maksimum ivme değeri 42.78 m/s^2 ’den, 43.94 m/s^2 ’ye yükselmiştir.

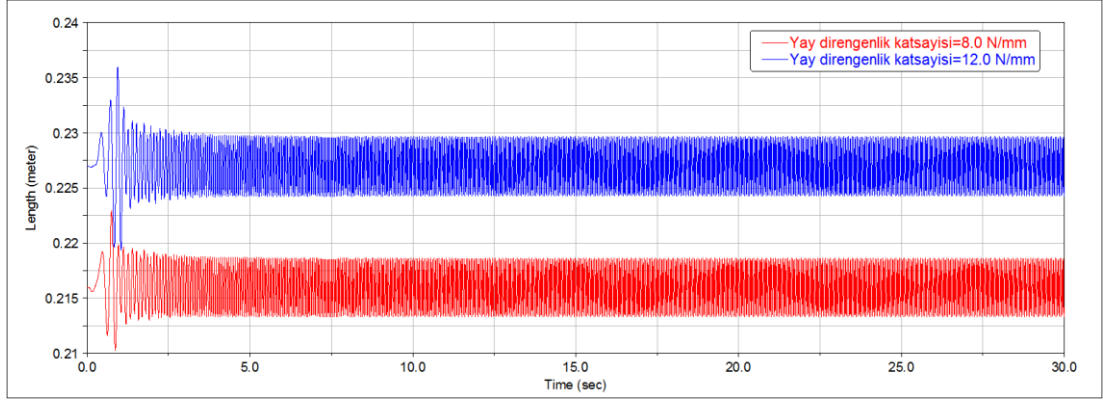
Şekil 6.23’te denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki hız değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.23. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.

Şekil 6.23 incelendiğinde y eksenindeki kararlı rejim hız değerlerinde önemli bir değişiklik olmadığı görülmektedir. Y eksenindeki maksimum hız değerleri 0.334 m/s ’den, 0.3426’ya yükselmiştir. Fakat makinenin kalkış anından kararlı rejime geçiş anına kadar hız değerlerinde önemli derecede artış görülmüştür.

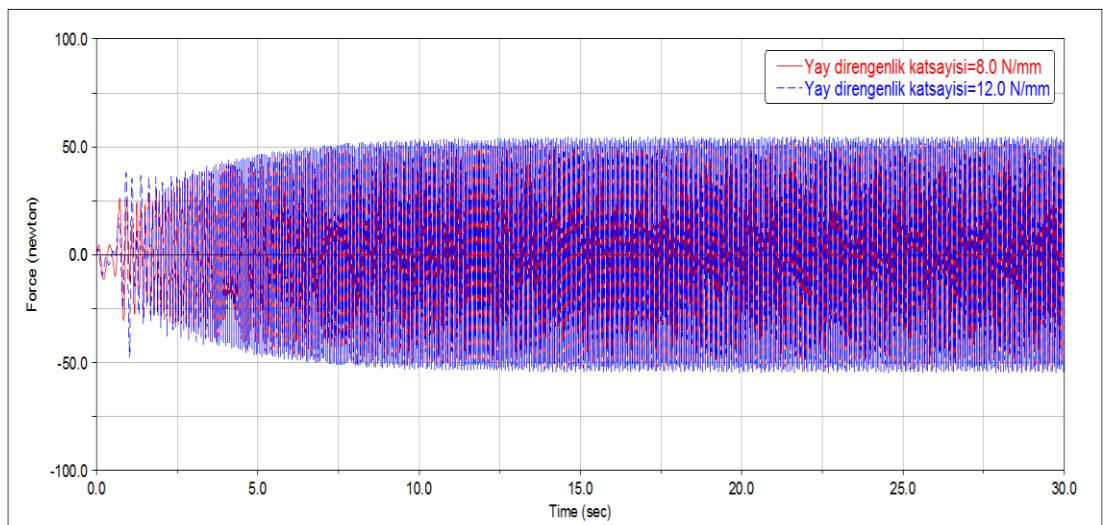
Şekil 6.24'te denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki deplasman değerleri gösterilmiştir.



Şekil 6.24. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.

Şekil 6.24 incelendiğinde yay direngenlik kat sayısının artırılması ile kazan grubu statik denge konumunun pozitif y eksenı yönünde 10.9 mm kaydığı görülmektedir. Kazan grubunun kararlı rejimdeki titreşim genliklerinde neredeyse fark yoktur fakat makine kararlı rejime ulaşınca kadarki sürede titreşim genliği 3.3 mm artmıştır.

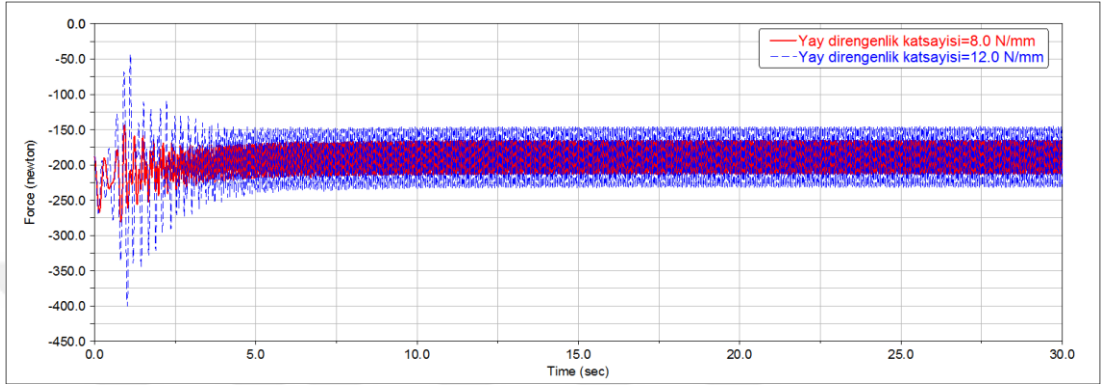
Şekil 6.25'te damperler tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.25. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.25 incelendiğinde y eksenindeki kuvvet değerlerinde önemli miktarda değişim olmadığı görülmektedir. Y eksenindeki kuvvet değerleri 53.4 N'dan, 54.7 N'a yükselmiştir.

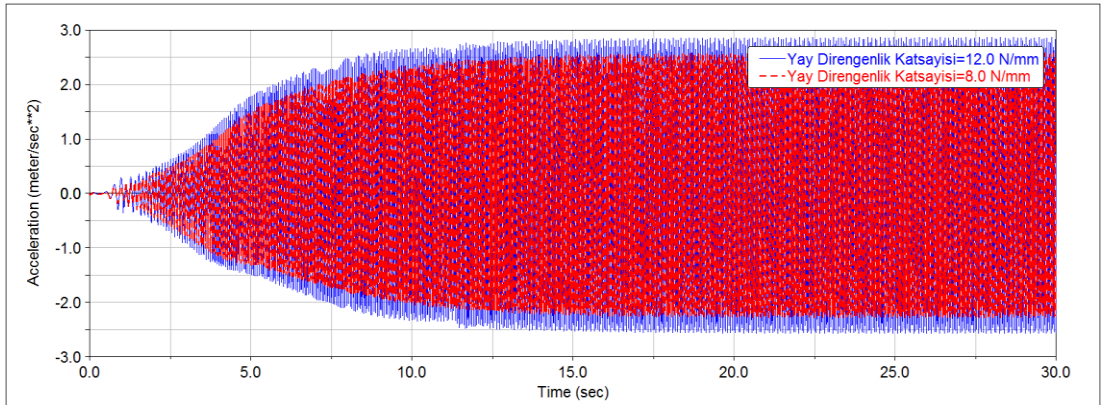
Şekil 6.26'da yaylar tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.26. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.26 incelendiğinde y ekseninde yaylardan kabine iletilen kuvvetin yay direngenlik katsayısının artırılmasıyla önemli derecede arttığı görülmektedir. Özellikle 0-250 tambur devir hızı aralığında kabine iletilen kuvvetin değeri 280 N'dan 400 N'a yükselmiştir. Kararlı rejimde ise maksimum kuvvet 24 N artmıştır.

Şekil 6.27'de yan panel titreşiminin yay direngenlik katsayısının 4 N/mm artırılması durumunda değişimi gösterilmiştir.



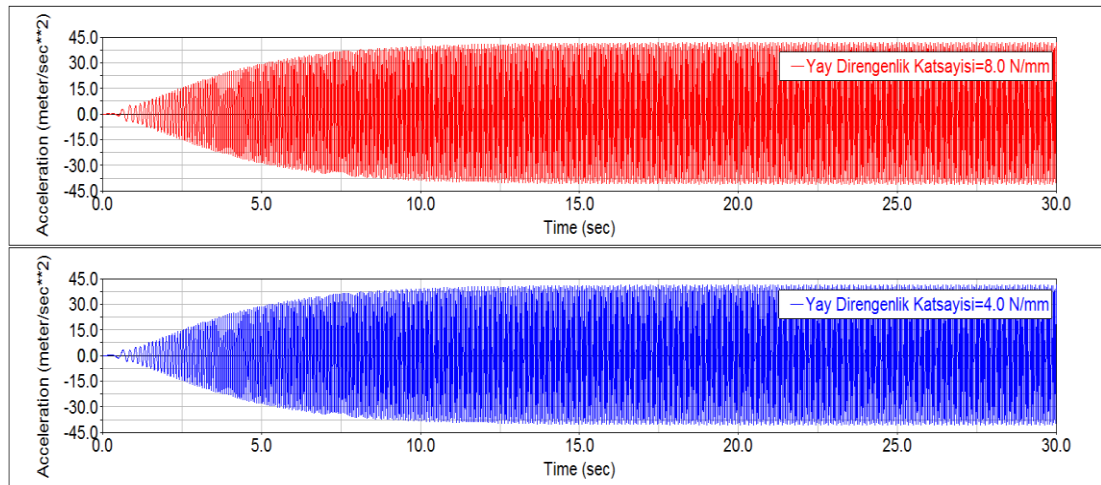
Şekil 6.27. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm artırılması durumunda sağ panel ivme değerleri.

Şekil 6.27’de görüldüğü gibi yay direngenlik katsayısının artmasıyla sağ panel ivme değerlerinde artış meydana gelmiştir. Sistemin x eksenindeki maksimum ivme değeri 2.58 m/s^2 ’den, 2.87 m/s^2 ’ye yükselmiştir.

Yay direngenlik katsayısının artırılması ile ilgili yapılan analizler sonucunda yay direngenlik katsayısının artırılmasının, makinenin kararlı rejime ulaşmasından sonraki ivme, hız ve deplasman değerlerine çok fazla bir etkisi olmadığı fakat makine kalkış anında özellikle 0-250 devir aralığında ivme, hız ve deplasman değerlerini olumsuz yönde etkilediği ve ayrıca yaylardan kabine iletilen kuvvetin ve panel titreşiminin arttığı tespit edilmiştir.

6.3.3. Yay Direngenlik Katsayısının Azaltılması

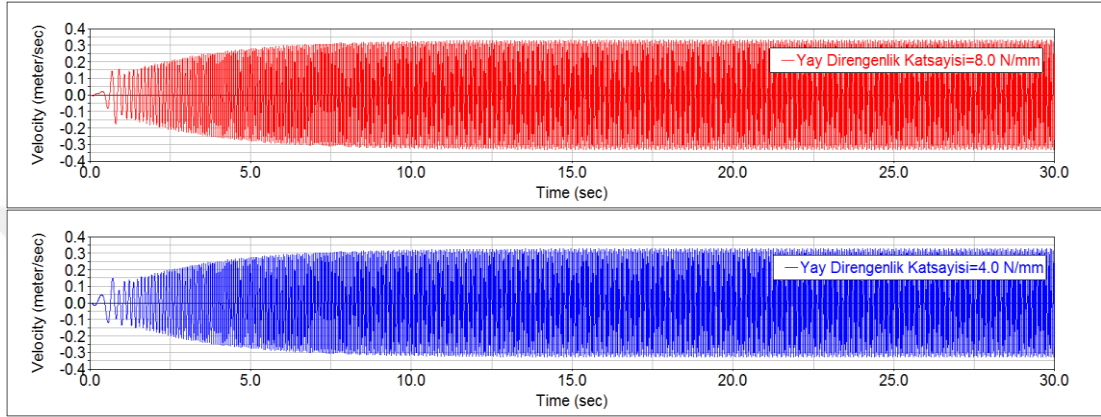
Yay direngenlik katsayısının azaltılmasının sistemin titreşim davranışına etkisinin incelenmesi için sağ ve sol askı yaylarının direngenlik katsayıları 4 N/mm azaltılmıştır. Yani yay direngenlik katsayıları 8.0 N/mm iken 4.0 N/mm yapılmıştır. 0-1200 devir aralığında sistemin ivme, hız, konum ve kuvvet analizleri yapılmıştır. Ölçümler üst denge ağırlığı referans alınarak yapılmıştır. Analizlerde kırmızı eğriler makinenin standart halini, mavi eğriler ise yay direngenlik katsayısının 4 N/mm azaltılmış halini ifade etmektedir. Sistemin y eksenindeki ivmelenme değerleri Şekil 6.28’deki gibidir.



Şekil 6.28. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.

Şekil 6.28’de görüldüğü üzere kararlı rejim tepe noktası ivme değerlerinde önemli miktarda değişim olmamıştır. Sistemin y eksenindeki maksimum ivme değeri 42.78 m/s^2 ’den, 41.36 m/s^2 ’ye düşmüştür.

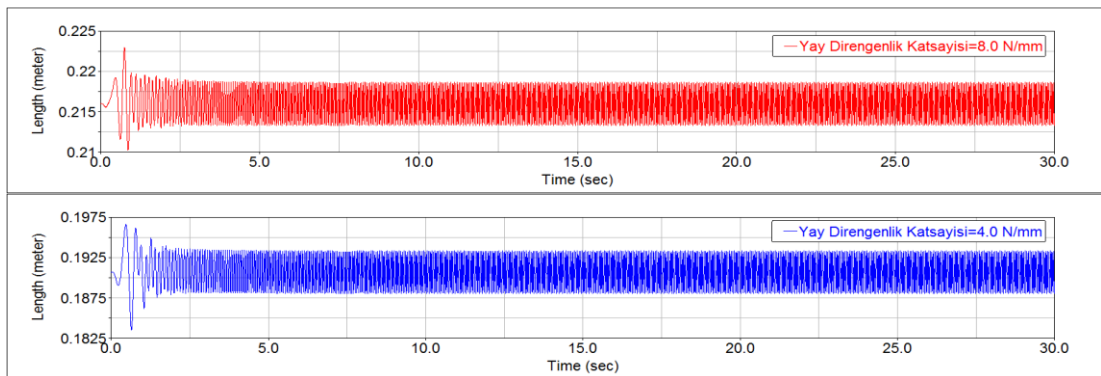
Şekil 6.29’da denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki hız değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.29. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.

Şekil 6.29 incelendiğinde y eksenindeki hız değerlerinde önemli bir değişiklik olmadığı görülmektedir. Y eksenindeki maksimum hız değerleri 0.334 m/s’den, 0.3276’ya düşmüştür.

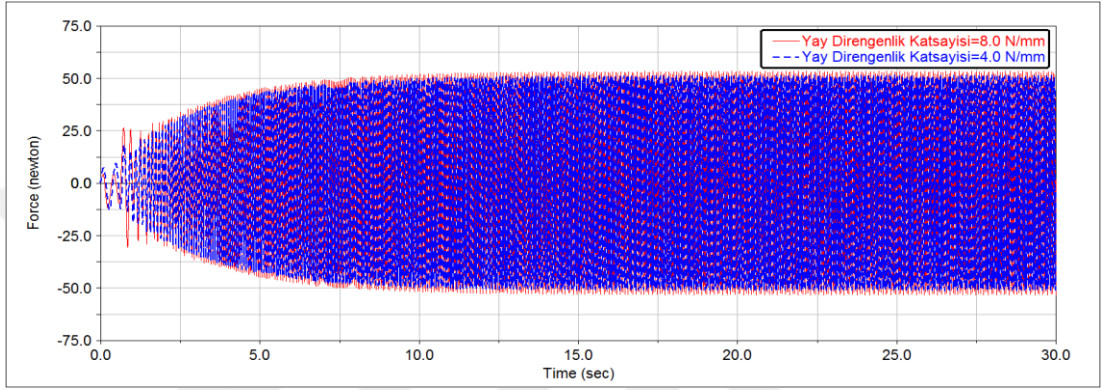
Şekil 6.30’da denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki deplasman değerleri gösterilmiştir.



Şekil 6.30. Yay direngenlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.

Şekil 6.30 incelendiğinde yay direnlik katsayısının azaltılması ile y eksenindeki deplasman değerlerinin neredeyse değişmediği görülmektedir. Fakat statik denge konumu yaklaşık 25 mm negatif y eksenini yönünde yer değiştirmiştir.

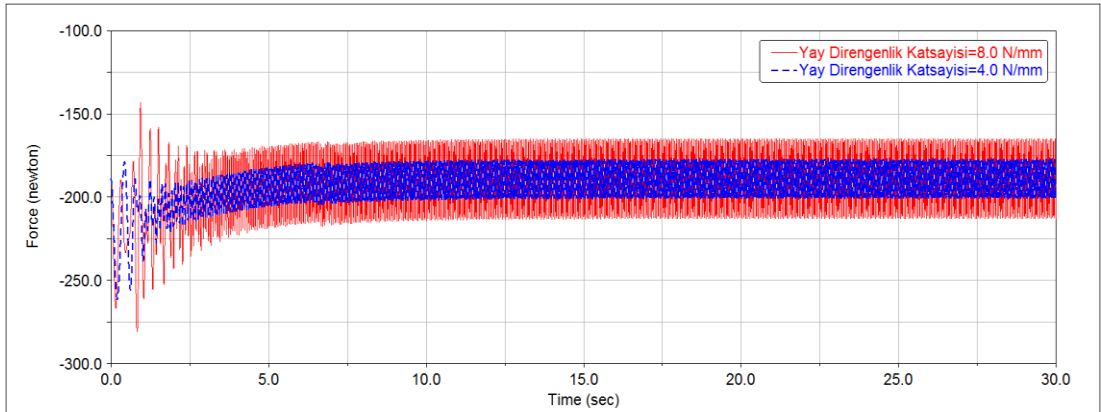
Şekil 6.31’de damperler tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.31. Yay direnlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.31 incelendiğinde y eksenindeki kuvvet değerlerinde önemli miktarda değişim olmadığı görülmektedir. Y eksenindeki kuvvet değerleri 53.4 N’dan, 51.47 N’a düşmüştür.

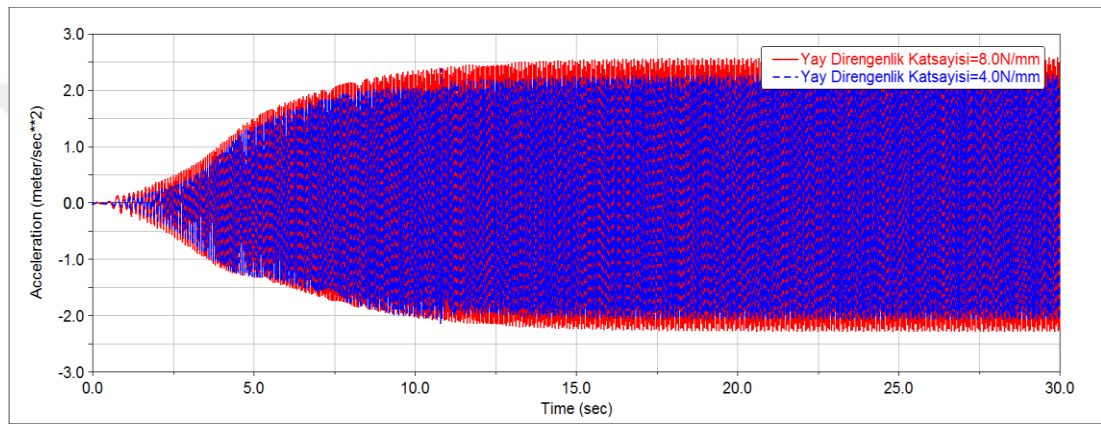
Şekil 6.32’de yaylar tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.32. Yay direnlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.32 incelendiğinde y ekseninde yaylardan kabine iletilen kuvvetin yay dirençlik katsayısının azaltılmasıyla önemli derecede değiştiği görülmektedir. Kararlı rejimde y eksenindeki kuvvetin maksimum değeri 213 N'dan, 200.5 N'a düşerken, maksimum ve minimum kuvvet arasındaki fark 48 N'dan, 23 N'a düşmüştür.

Şekil 6.33'te yan panel titreşiminin yay dirençlik katsayısının 4 N/mm azaltılması durumunda değişimi gösterilmiştir.



Şekil 6.33. Yay dirençlik katsayısının 4.0 N/mm azaltılması durumunda sağ panel ivme değerleri.

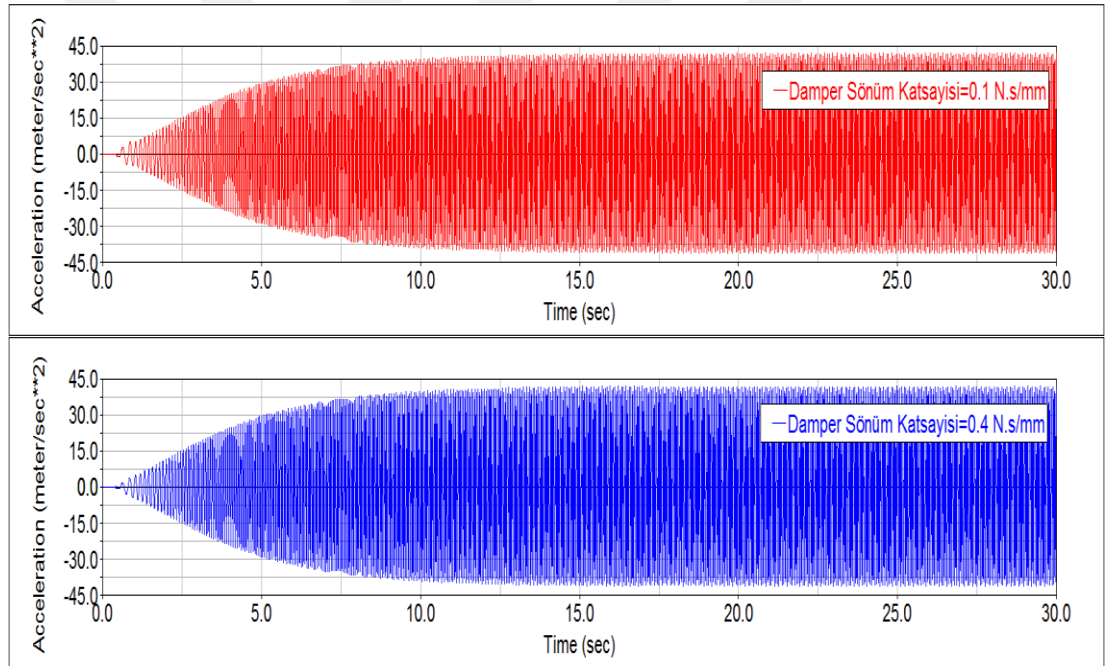
Şekil 6.33'te görüldüğü gibi yay dirençlik katsayısının azaltılmasıyla sağ panel ivme değerlerinde azalma meydana gelmiştir. Sistemin x eksenindeki maksimum ivme değeri 2.58 m/s²'den, 2.38 m/s²'ye düşmüştür.

Yay dirençlik katsayısının azaltılması ile ilgili yapılan analizler sonucunda yay dirençlik katsayısının azaltılmasının, ivme, hız, deplasman ve damper tarafından kabine iletilen kuvvet değerlerine çok fazla bir etkisi olmadığı fakat yine de ivme, hız ve deplasman değerlerini bir miktar olumlu yönde etkilediği ayrıca yaylar tarafından kabine iletilen kuvvetin ve panel titreşiminin önemli derecede azaldığı tespit edilmiştir. Analizlerde dikkat edilmesi gereken önemli bir husus da kazan grubu statik denge konumunun negatif y eksenini yönünde 25 mm kaymasıdır. Daha düşük dirençlik katsayısına sahip bir yay kullanılması durumunda kazan grubu bileşenlerinin diğer parçalara çarpma riski ortaya çıkabilmektedir.

6.3.4. Damper Sönüm Katsayısının Artırılması

Damper sönüm katsayısının artırılmasının sistemin titreşim davranışına etkisinin incelenebilmesi için sağ ve sol damperlerin sönüm katsayıları 0.3 N.s/mm artırılmıştır. Yani damper sönüm katsayısı 0.1 N.s/mm iken 0.4 N.s/mm yapılmıştır. 0-1200 devir aralığında sistemin ivme, hız, konum ve kuvvet analizleri yapılmıştır. Analizlerde kırmızı eğriler makinenin standart halini, mavi eğriler ise damper sönüm katsayısının 0.3 Ns/mm artırılmış halini ifade etmektedir. Ölçümler üst denge ağırlığı referans alınarak yapılmıştır.

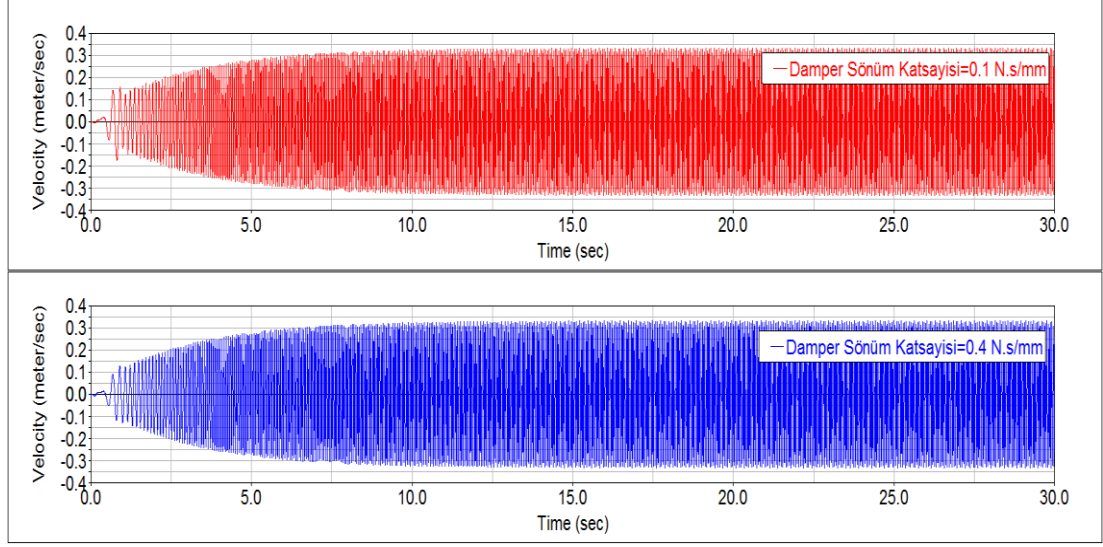
Sistemin y eksenindeki ivmelenme değerleri Şekil 6.34'deki gibidir.



Şekil 6.34. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.

Şekil 6.34'te görüldüğü üzere kararlı rejim tepe noktası ivme değerlerinde önemli miktarda değişim olmamıştır. Sistemin y eksenindeki maksimum ivme değeri 42.78 m/s^2 'den, 41.47 m/s^2 'ye düşmüştür.

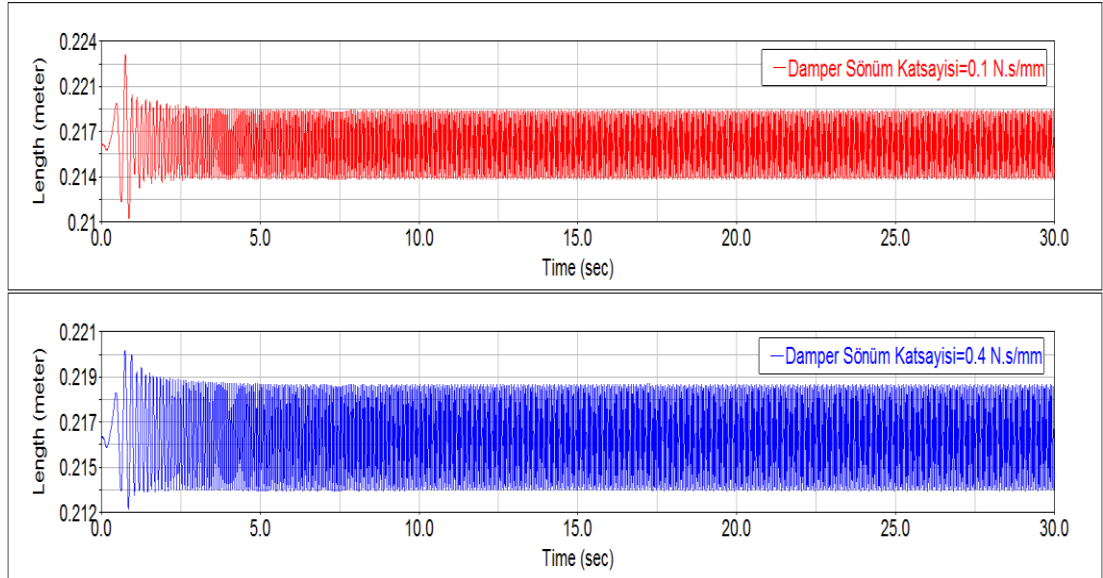
Şekil 6.35'te denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki hız değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.35. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.

Şekil 6.35 incelendiğinde y eksenindeki hız değerlerinde önemli bir değişiklik olmadığı görülmektedir. Y eksenindeki maksimum hız değerleri 0.334 m/s'den, 0.3291'e düşmüştür.

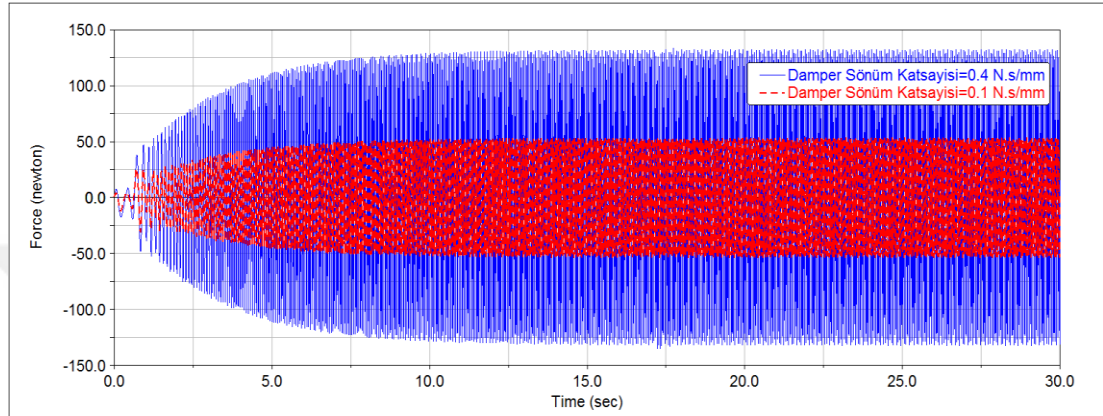
Şekil 6.36'da denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki deplasman değerleri gösterilmiştir.



Şekil 6.36. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.

Şekil 6.36 incelendiğinde damper sönüm katsayısının artırılması ile y eksenindeki deplasman değerlerinin neredeyse değişmediği görülmektedir.

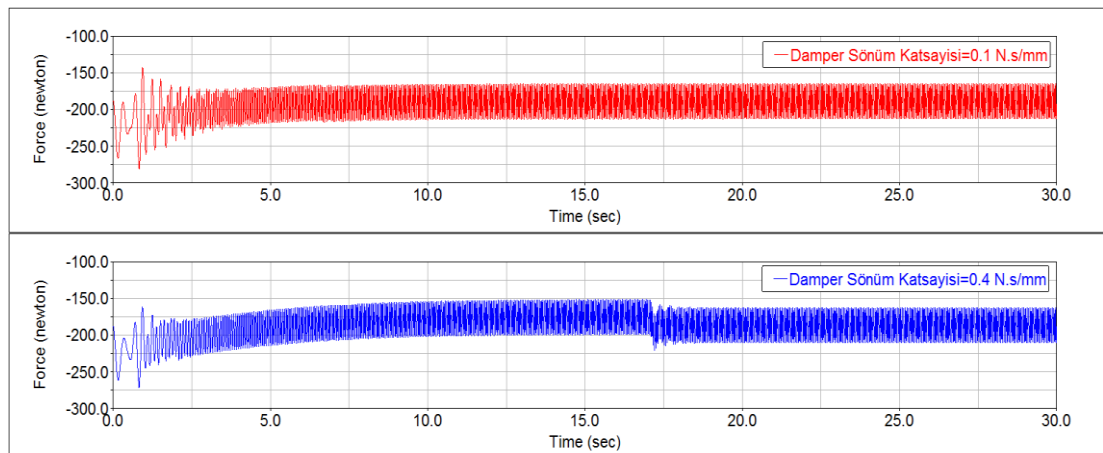
Şekil 6.37’de damperler tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.37. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.37 incelendiğinde y eksenindeki kuvvet değerlerinde önemli miktarda artış olduğu görülmektedir. Y eksenindeki kuvvet değerleri 53.4 N'dan, 106 N'a çıkmıştır.

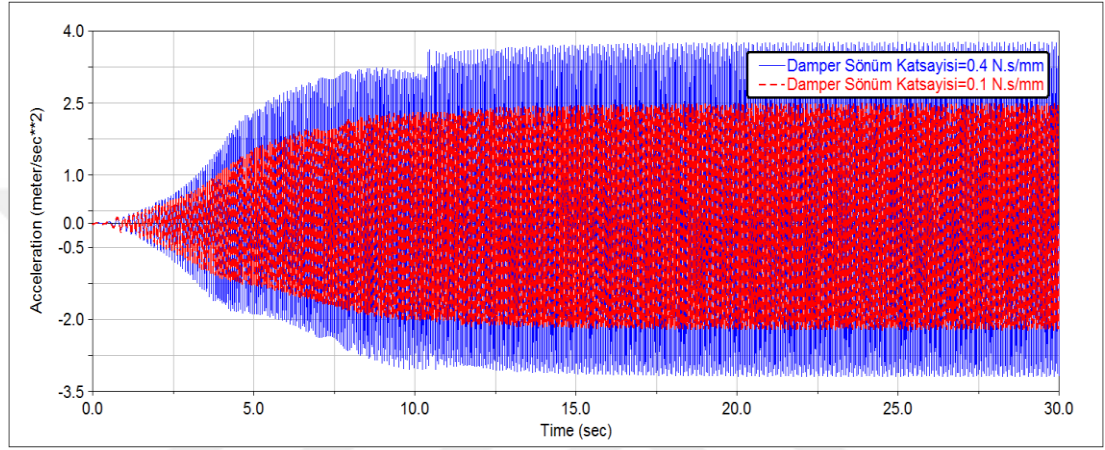
Şekil 6.38’de yaylar tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.38. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.38 incelendiğinde y ekseninde yaylardan kabine iletilen kuvvetin damper sönüm katsayısının artırılmasıyla önemli miktarda azaldığı görülmektedir. Kararlı rejimde y eksenindeki kuvvetin maksimum değeri 213 N'dan 199 N'a düşmüştür.

Şekil 6.39'da yan panel titreşiminin damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda değişimi gösterilmiştir.



Şekil 6.39. Damper sönüm katsayısının 0.3 N.s/mm artırılması durumunda sağ panel ivme değerleri.

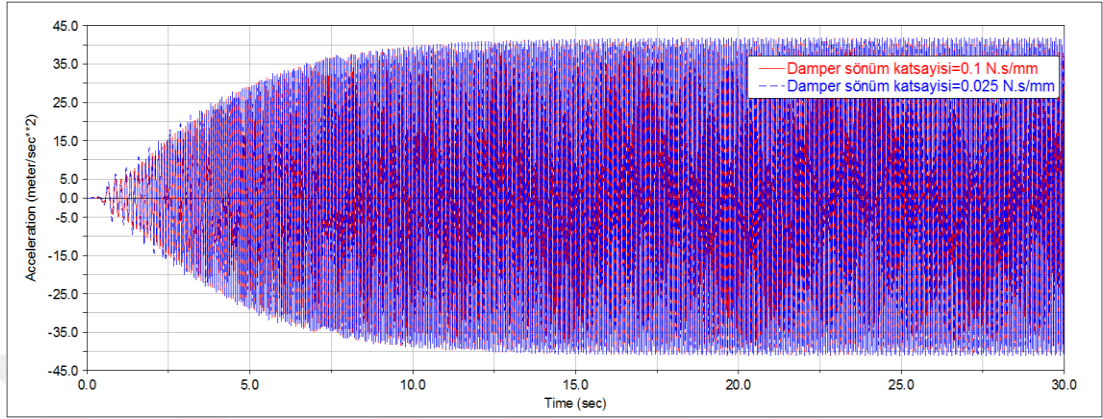
Şekil 6.39'da görüldüğü gibi damper sönüm katsayısının artırılmasıyla sağ panel ivme değerlerinde artış meydana gelmiştir. Sistemin x eksenindeki maksimum ivme değeri 2.58 m/s^2 'den, 3.76 m/s^2 'ye yükselmiştir.

Analizlerden de görüldüğü üzere damper sönüm katsayısının artırılması sistemin ivme, hız, deplasman ve yaylar tarafından kabine iletilen kuvvet değerlerinin bir miktar azalmasını sağlamıştır. Fakat damperler üzerinden kabin kısmına iletilen kuvvet ve panel titreşimi önemli derecede artmıştır.

6.3.5. Damper Sönüm Katsayısının Azaltılması

Damper sönüm katsayısının azaltılmasının sistemin titreşim davranışına etkisinin incelenebilmesi için sağ ve sol damperlerin sönüm katsayıları 0.1 N.s/mm 'den 0.025 N.s/mm 'ye düşürülmüştür. 0-1200 devir aralığında sistemin ivme, hız, konum ve kuvvet analizleri yapılmıştır. Ölçümler üst denge ağırlığı referans alınarak

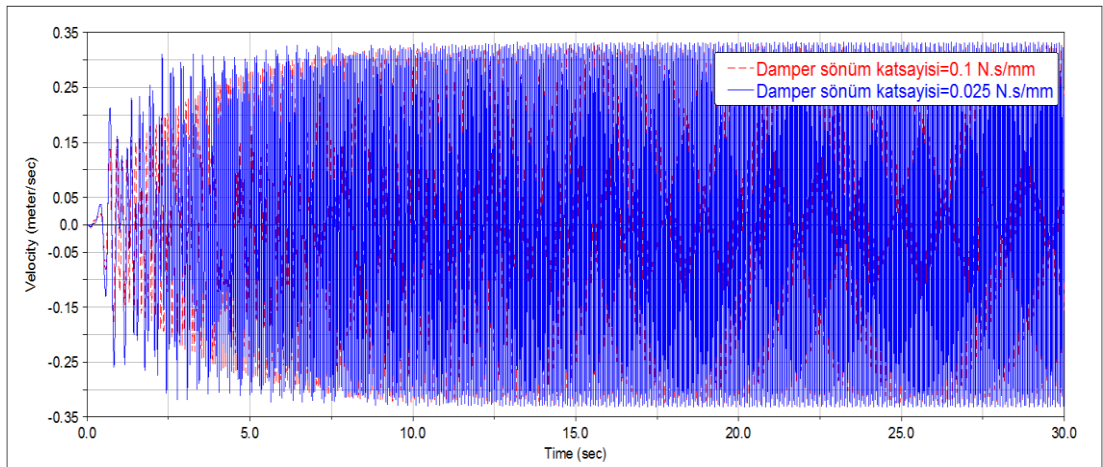
yapılmıştır. Analizlerde kırmızı eğriler makinenin standart halini, mavi eğriler ise damper sönüm katsayısının 0.075 Ns/mm azaltılmış halini ifade etmektedir. Sistemin y eksenindeki ivmelenme değerleri Şekil 6.40'daki gibidir.



Şekil 6.40. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.

Şekil 6.40'da görüldüğü üzere kararlı rejim tepe noktası ivme değerlerinde önemli miktarda değişim olmamıştır. Sistemin y eksenindeki maksimum ivme değeri 42.78 m/s²'den, 43.36 m/s²'ye yükselmiştir.

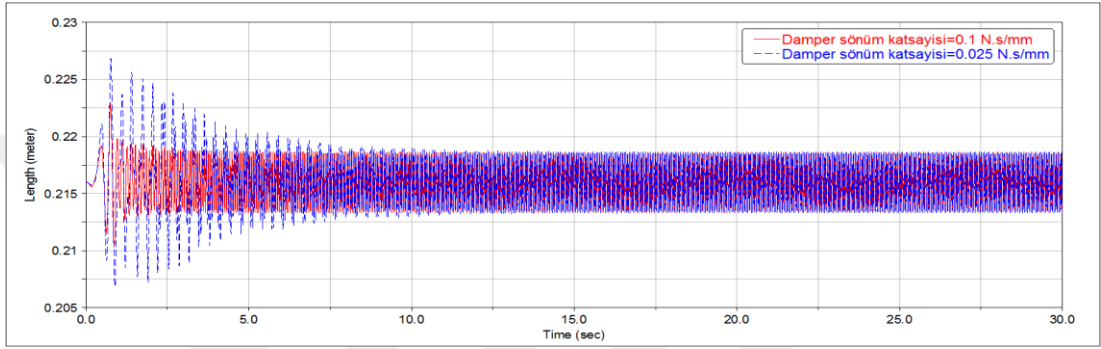
Şekil 6.41'de denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki hız değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.41. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.

Şekil 6.41 incelendiğinde y eksenindeki kararlı rejim hız değerlerinde önemli bir değişiklik olmadığı görülmektedir. Y eksenindeki maksimum hız değerleri 0.334 m/s'den, 0.3455 m/s'ye yükselmiştir. Fakat makinenin kalkış anından kararlı rejime geçiş anına kadar hız değerlerinde önemli derecede artış görülmüştür.

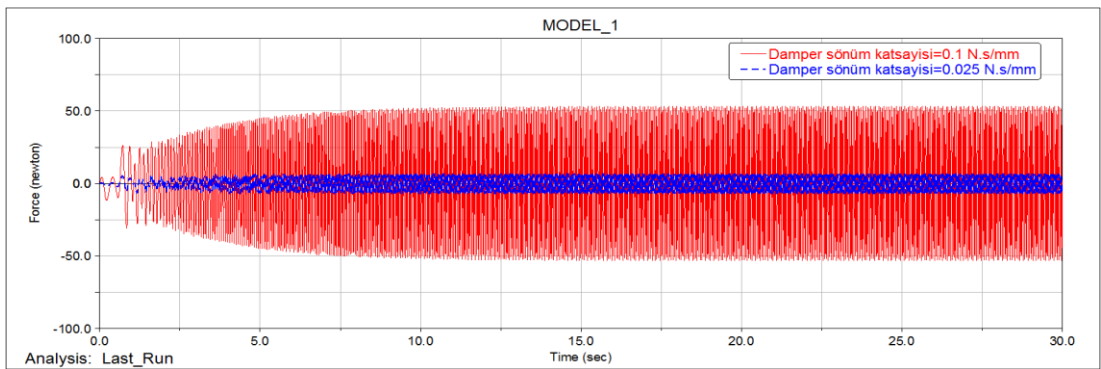
Şekil 6.42'de denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki deplasman değerleri gösterilmiştir.



Şekil 6.42. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.

Şekil 6.42 incelendiğinde damper sönüm katsayısının azaltılması ile y eksenindeki deplasman değerlerinde önemli miktarda değişiklik olduğu görülmektedir. Kazan grubu maksimum deplasman değeri 6,5 mm'den 13.8 mm'ye çıkmıştır.

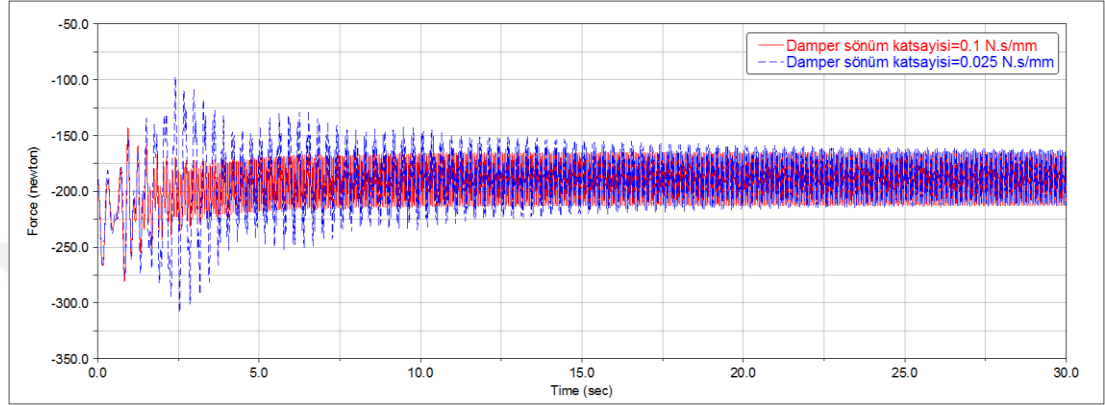
Şekil 6.43'te damperler tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.43. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.43 incelendiğinde y eksenindeki kuvvet değerlerinde önemli miktarda değişim olduğu görülmektedir. Y eksenindeki kuvvet değerleri 53.4 N'dan, 9 N'a düşmüştür.

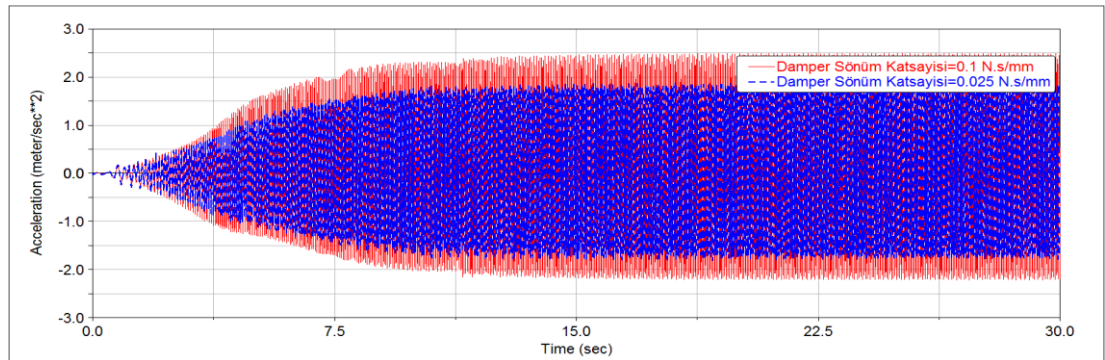
Şekil 6.44'te yaylar tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.44. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.44 incelendiğinde y ekseninde yaylardan kabine iletilen kuvvetin damper sönüm katsayısının azaltılmasıyla önemli derecede arttığı görülmektedir. Y eksenindeki kuvvetin maksimum değeri 280 N'dan 308.5 N'a yükselmiştir.

Şekil 6.45'te yan panel titreşiminin damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda değişimi gösterilmiştir. Ölçümler sağ yan panelin orta noktasından yapılmıştır.



Şekil 6.45. Damper sönüm katsayısının 0.025 N.s/mm yapılması durumunda sağ panel ivme değerleri.

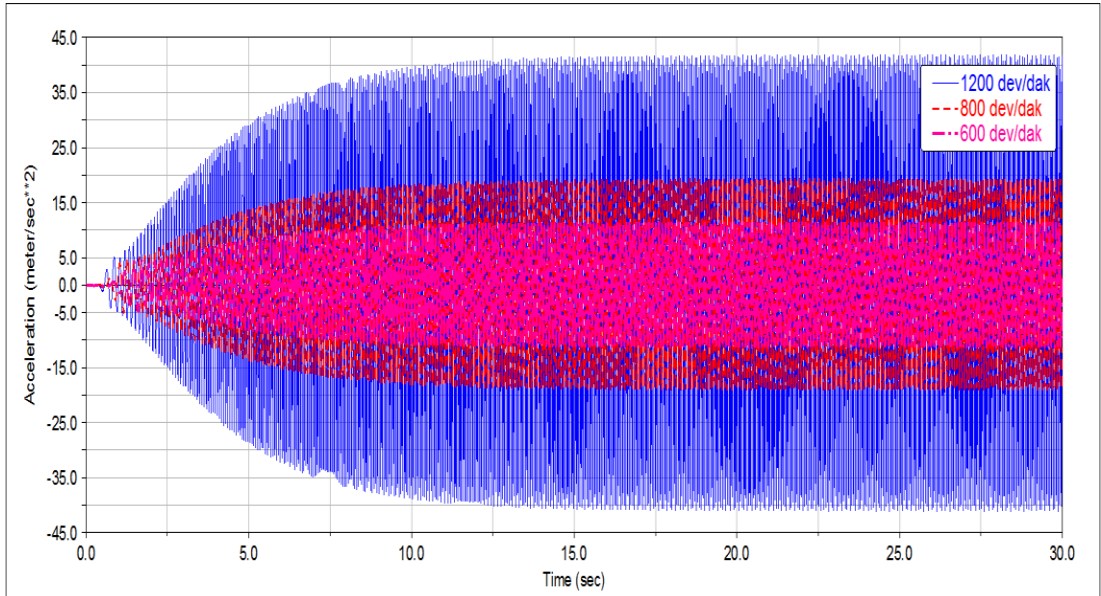
Şekil 6.45'te görüldüğü gibi damper sönüm katsayısının azaltılmasıyla sağ panel ivme değerlerinde azalma meydana gelmiştir. Sistemin x eksenindeki maksimum ivme değeri 2.58 m/s^2 'den, 1.87 m/s^2 'ye düşmüştür.

Analizlerden de görüldüğü üzere damper sönüm katsayısının azaltılması kabine damperler tarafından iletilen kuvveti ve panel titreşimini önemli derecede azaltmıştır. Fakat sistemin ivme, hız ve deplasman değerlerinin önemli derecede artmasına neden olmuştur. Özellikle kazan grubunun statik denge konumundan 7.3 mm daha fazla deplasman yapması sitem parçalarının diğer parçalara çarpma riskini artırmıştır.

6.3.6 Devir Hızının Değiştirilmesi

Devir hızının değiştirilmesinin sistemin titreşim davranışına etkisinin incelenebilmesi için çamaşır makinesi dinamik modeli 600, 800 ve 1200 devirde çalıştırılmıştır. Her bir devir hızı için sistemin ivme, hız, konum ve kuvvet analizleri yapılmış ve sonuçlar birbiriyle karşılaştırılmıştır. Ölçümler üst denge ağırlığı referans alınarak yapılmıştır.

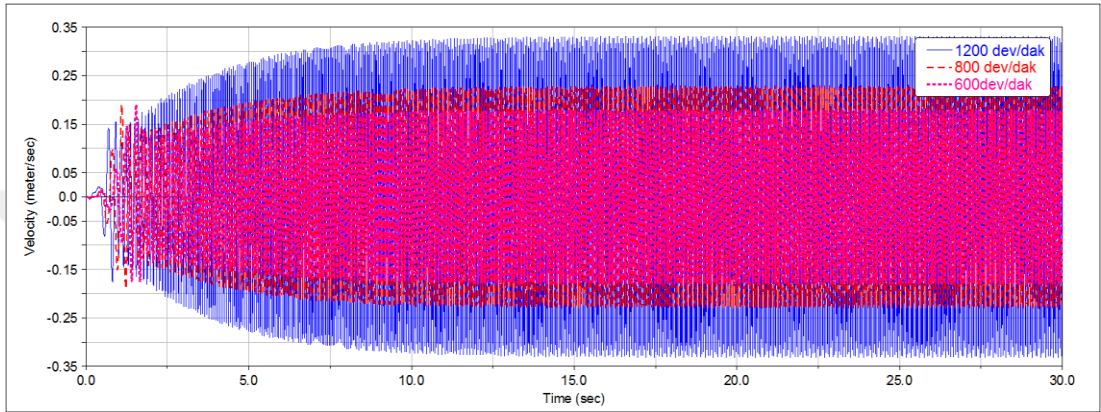
Sistemin y eksenindeki ivmelenme değerleri Şekil 6.46'daki gibidir.



Şekil 6.46. 600-800-1200 devir hızları için y eksenindeki ivme değerlerinin kıyaslanması.

Şekil 6.46'da görüldüğü gibi devir hızı arttıkça ivme değerleri önemli ölçüde artmaktadır. Devir hızının dakikada 600 devirden 1200 devire çıkmasıyla y eksenindeki ivme değerleri yaklaşık 3.5 kat artmıştır.

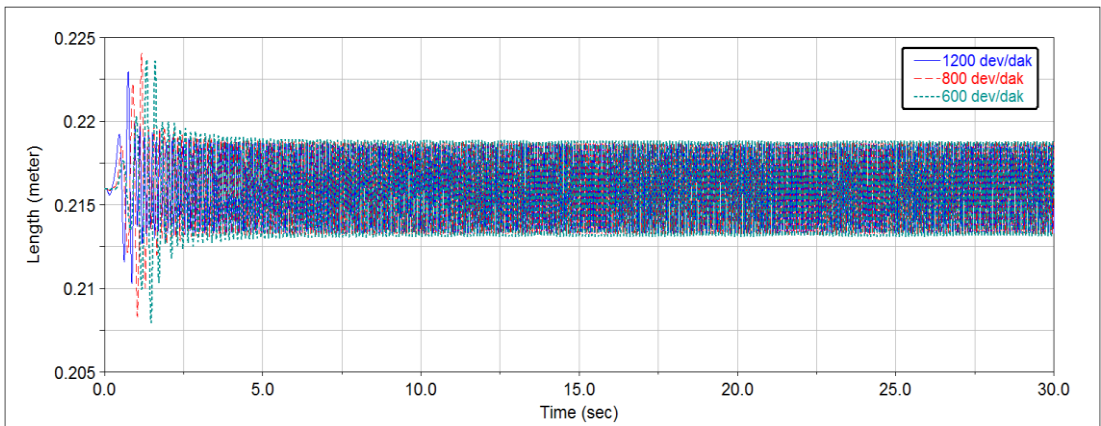
Şekil 6.47'de denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki hız değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.47. 600-800-1200 devir hızları için y eksenindeki hız değerlerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.47'de görüldüğü gibi devir hızı arttıkça hız değerleri önemli ölçüde artmaktadır.

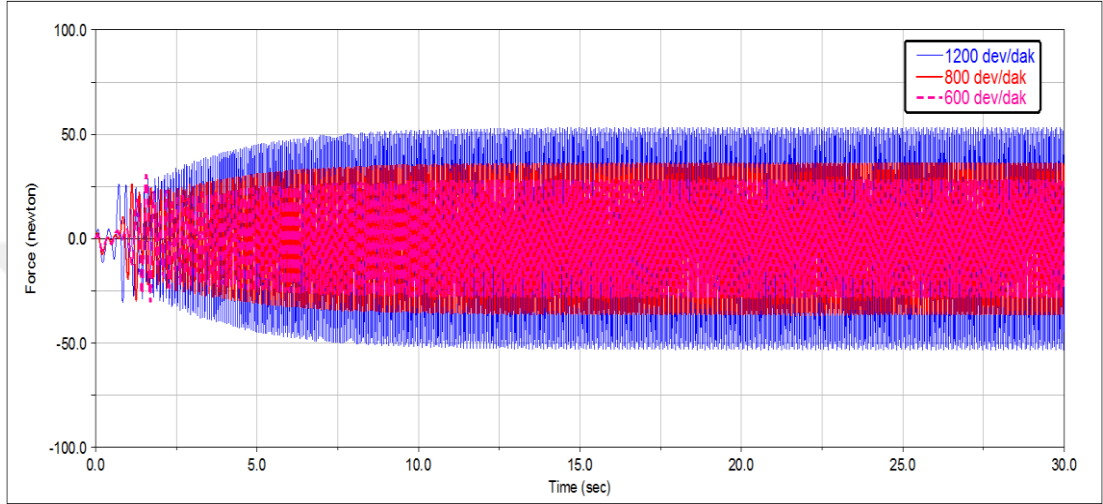
Şekil 6.48'de denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki deplasman değerleri gösterilmiştir.



Şekil 6.48. 600-800-1200 devir hızları için y eksenindeki deplasman değerlerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.48’de görüldüğü gibi devir hızının artırılması deplasman değerlerinin artmasına neden olmuştur.

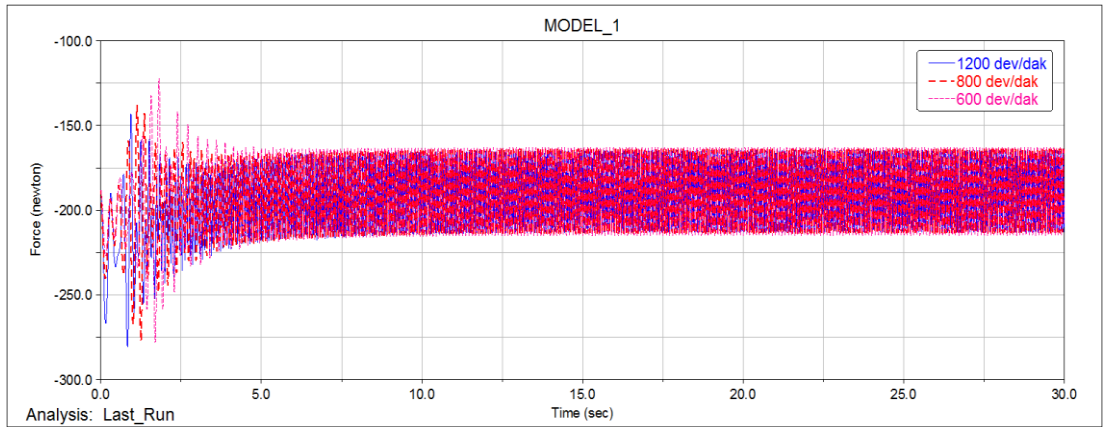
Şekil 6.49’da damperler tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.49. 600-800-1200 devir hızları için damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerlerinin kıyaslanması.

Şekil 6.49’da görüldüğü gibi devir hızının artırılması ile birlikte damperler tarafından kabine iletilen kuvvetler önemli derecede artmıştır.

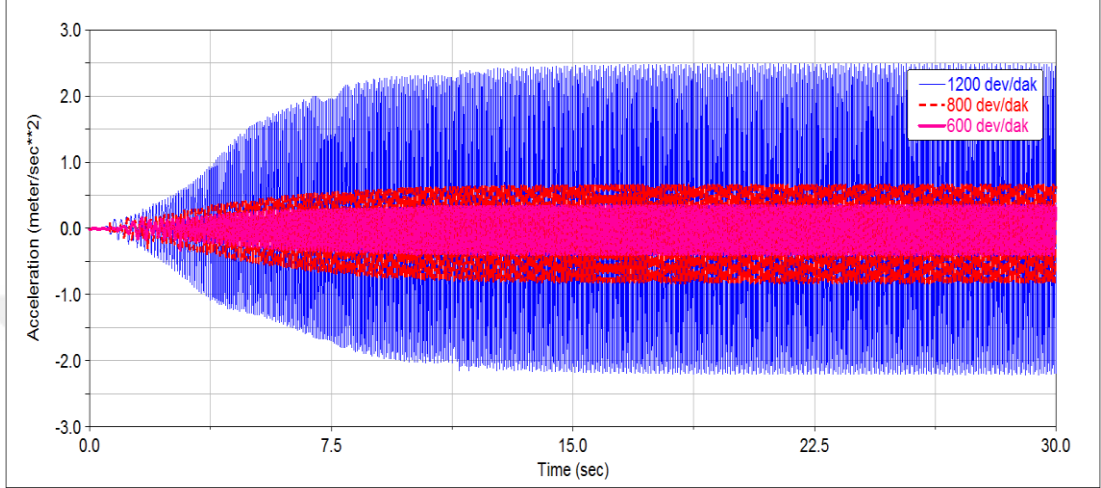
Şekil 6.50’de yaylar tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.50. 600-800-1200 devir hızları için yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerlerinin kıyaslanması.

Şekil 6.50’de görüldüğü gibi devir hızının artırılması ile birlikte yaylar tarafından kabine iletilen kuvvet değerleri artmıştır.

Şekil 6.51’de yan panel titreşiminin farklı devir hızlarındaki değişimi gösterilmiştir.



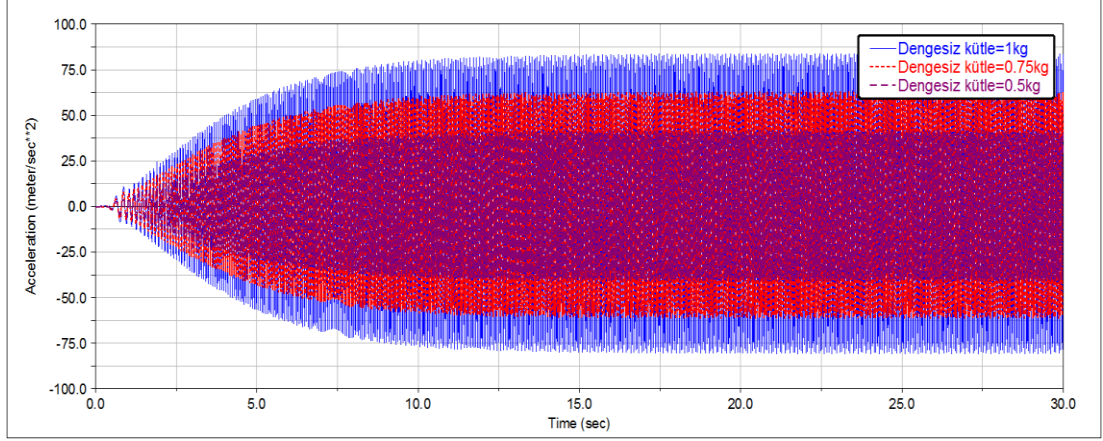
Şekil 6.51. 600-800-1200 devir hızları için sağ panel ivme değerleri.

Şekil 6.51’de görüldüğü gibi devir hızının artırılmasıyla sağ panel ivme değerlerinde artış meydana gelmiştir. Sistemin x eksenindeki maksimum ivme değeri 1.87 m/s²’den, 2.58 m/s²’ye yükselmiştir.

6.3.7. Dengesiz Kütlelerin Artırılması

Dengesiz kütlelerin sistemin titreşim davranışına etkisinin incelenmesi için çamaşır makinesi modeli 0.5, 0.75 ve 1 kg dengesiz kütle koşullarında çalıştırılmıştır. Her bir kütle değeri için sistemin ivme, hız, konum ve kuvvet analizleri yapılmış ve sonuçlar birbiriyle karşılaştırılmıştır. Ölçümler üst denge ağırlığı referans alınarak yapılmıştır.

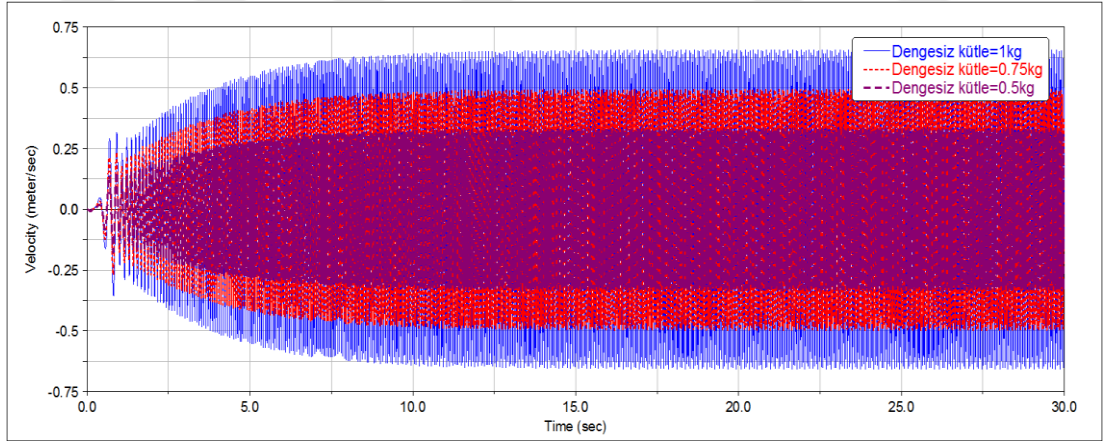
Sistemin y eksenindeki ivmelenme değerleri Şekil 6.52’deki gibidir.



Şekil 6.52. Dengesiz kütle için 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için y eksenindeki ivme değerlerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.52’de görüldüğü gibi dengesiz kütle arttıkça ivme değerleri önemli ölçüde artmaktadır.

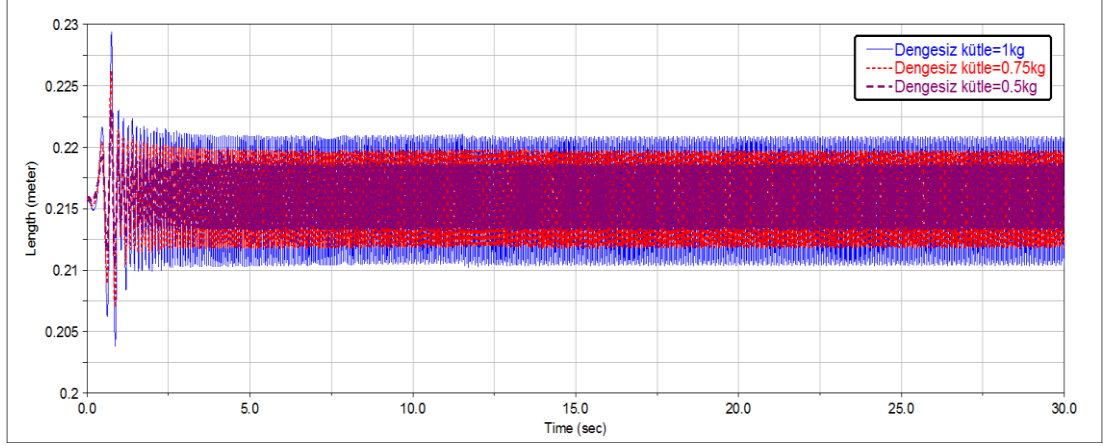
Şekil 6.53’te denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki hız değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.53. Dengesiz kütle için 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için y eksenindeki hız değerlerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.53’te görüldüğü gibi dengesiz kütle arttıkça hız değerleri önemli ölçüde artmaktadır.

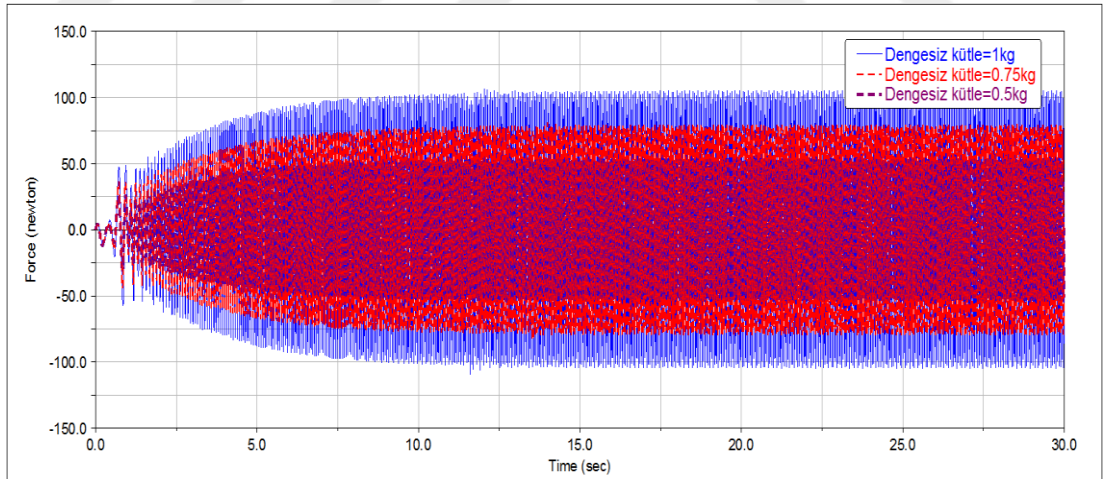
Şekil 6.54’te denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki deplasman değerleri gösterilmiştir.



Şekil 6.54. Dengesiz kütlenin 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için y eksenindeki deplasman değerlerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.54'te görüldüğü gibi dengesiz kütlenin artırılması deplasman değerlerini önemli derecede artırmıştır.

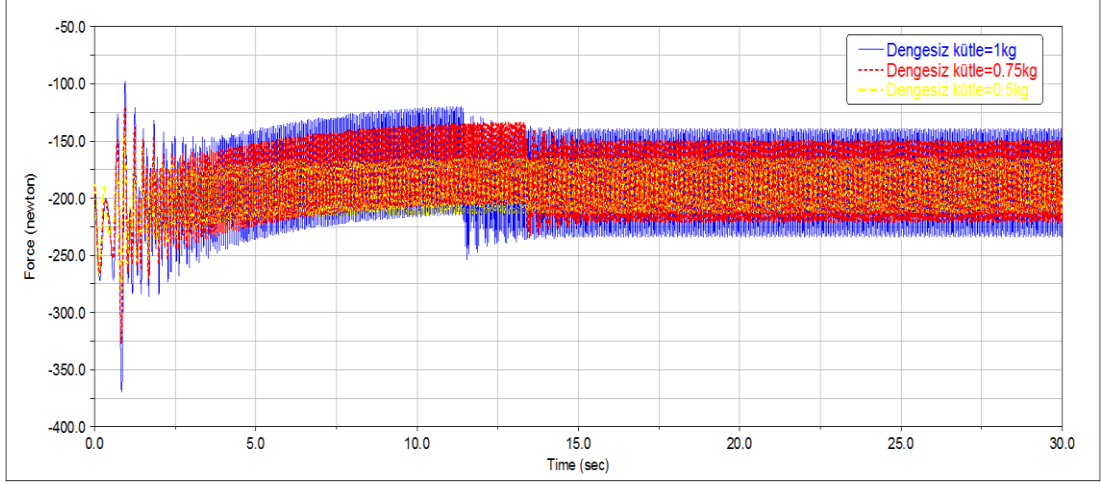
Şekil 6.55'te damperler tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.55. Dengesiz kütlenin 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerlerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.55'te görüldüğü gibi dengesiz kütlenin artırılması ile birlikte damperler tarafından kabine iletilen kuvvetler önemli derecede artmıştır.

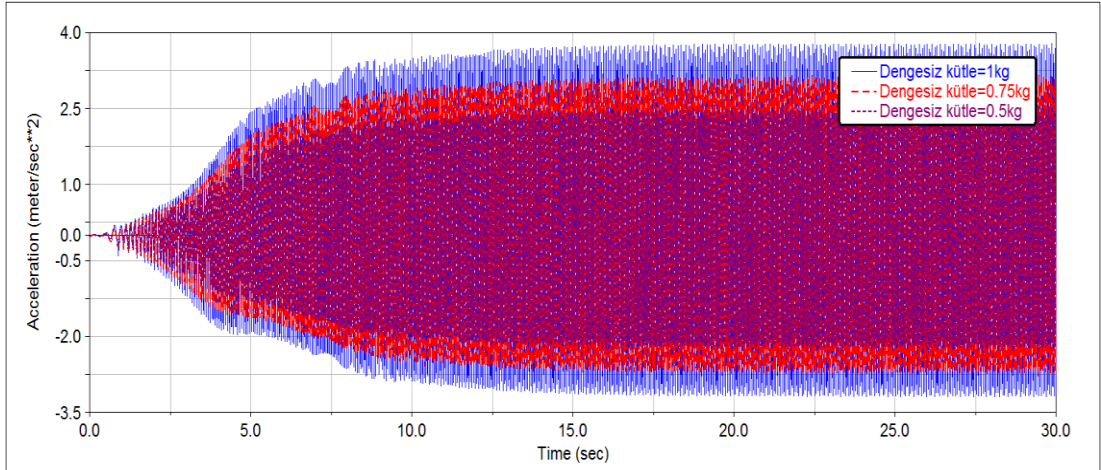
Şekil 6.56'da yaylar tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.56. Dengesiz kütlenin 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerlerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.56'da görüldüğü gibi dengesiz kütlenin artırılması ile birlikte yaylar tarafından kabine iletilen kuvvetler önemli derecede artmıştır.

Şekil 6.57'de yan panel titreşiminin farklı dengesiz kütle koşulları ile değişimi gösterilmiştir. Ölçümler sağ yan panelin orta noktasından yapılmıştır.



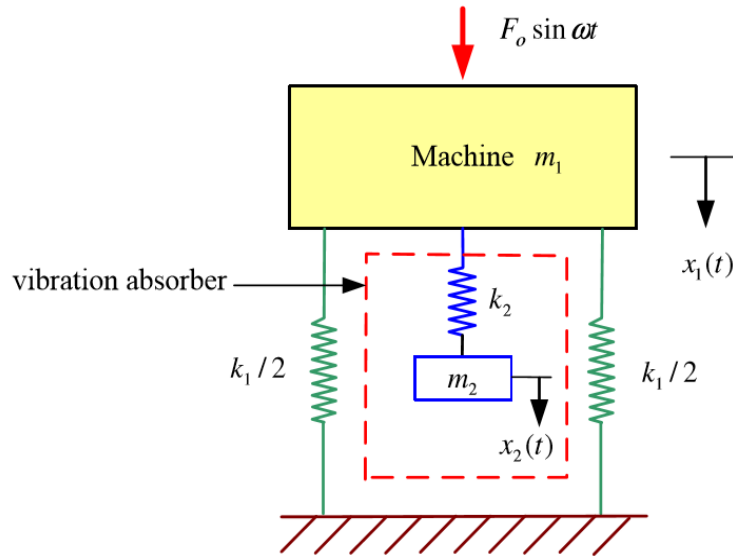
Şekil 6.57. Dengesiz kütlenin 0.5, 0.75 ve 1.0 kg değerleri için sağ panel ivme değerleri.

Şekil 6.57'de görüldüğü gibi dengesiz kütlenin artırılmasıyla sağ panel ivme değerlerinde artış meydana gelmiştir. Sistemin x eksenindeki maksimum ivme değeri 2.58m/s^2 'den, 3.78m/s^2 'ye yükselmiştir.

6.3.8. Dinamik Titreşim Yutucu Kullanılması

Tek veya çok serbestlik dereceli bir sistem, doğal frekansına yakın bir frekansta tahrik edilirse sistem rezonansa girmekte ve yüksek titreşim genlikleri ortaya çıkmaktadır. Bu da yüksek dinamik yüklerin ortaya çıkmasına, makinenin gürültülü çalışmasına ve malzemelerin yorulmasına neden olmaktadır. Bu durumun önüne geçilmesi için sistemin doğal frekansı tahrik frekansından uzaklaştırılmaya çalışılır. Eğer sistemin ne doğal frekansının ne de tahrik frekansının değiştirilmesi mümkün değilse, sistemin titreşim genliklerinin azaltılması için titreşim kinetik enerjisinin sistemden uzaklaştırılması gerekmektedir [23]. Bu kinetik enerjinin uzaklaştırılması titreşim yapan ana sisteme, basit bir kütle yay sisteminden oluşan ve dinamik titreşim yutucu olarak adlandırılan ilave bir sistemin eklenmesiyle sağlanabilmektedir. Dinamik titreşim yutucular sistemin doğal frekansının tahrik frekansından uzaklaştırılması amacıyla kullanılmaktadırlar.

Bu bölümde, ilk olarak dinamik titreşim yutucu hakkında kısa bir teorik bilgi verilmiştir. Ardından bir titreşim yutucu tasarımı yapıp, titreşim yutucunun çamaşır makinesi titreşim davranışına etkisi analiz edilmiştir. Şekil 6.58'de tek serbestlik derecesine sahip, sönümsüz zorlanmış titreşim yapan bir sisteme dinamik titreşim yutucu ilavesi gösterilmiştir.



Şekil 6.58. Dinamik titreşim yutucu gösterimi [23].

Şekil 6.58’de F_0 zorlama genliğini, w zorlama frekansını, m_1 ana sistemin kütleini, m_2 titreşim yutucunun kütleini, k_1 ana sisteme ait yayın direngenlik katsayısını, k_2 titreşim yutucunun direngenlik katsayısını ifade etmektedir.

Şekil 6.58 göz önünde bulundurularak sistemin hareket denklemleri, denklem (6.47) ve (6.48)’deki gibi elde edilir.

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0 \sin wt \quad (6.47)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (6.48)$$

Harmonik çözüm yaparak;

$$x_i(t) = X_i \sin wt, \quad i = 1,2 \quad (6.49)$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - m_1w^2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - m_2w^2 \end{bmatrix}}_A \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.50)$$

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = A^{-1} \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.51)$$

$$A^{-1} = \frac{1}{\det(A)} \begin{bmatrix} k_2 - m_2w^2 & k_2 \\ k_2 & k_1 + k_2 - m_1w^2 \end{bmatrix} \quad (6.52)$$

$$X_1 = \frac{1}{\det(A)} (k_2 - m_2w^2)F_0 \quad (6.53)$$

$$X_2 = \frac{1}{\det(A)} k_2F_0 \quad (6.54)$$

m_1 ve m_2 kütlelerinin kalıcı durum genlikleri X_1 ve X_2 denklem (6.53) ve (6.54)’daki gibi elde edilir.

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 w^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 w^2)(k_2 - m_2 w^2) - k_2^2} \quad (6.55)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 w^2)(k_2 - m_2 w^2) - k_2^2} \quad (6.56)$$

Burada üzerinde durulması gereken durum, ana sistemin genliğinin (X_1) azaltılmasıdır. X_1 genliğinin sıfır olması için denklem (6.55)'in payının sıfıra eşitlenmesi gerekmektedir (Denklem 6.57).

$$k_2 - m_2 w^2 = 0 \quad (6.57)$$

$$w = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = w_2 \quad (6.58)$$

Denklem (6.55) incelenirse ana sistemin titreşim genliğinin sıfır olabilmesi için seçilen titreşim yutucunun doğal frekansının w zorlama frekansına eşit olması gerektiği görülmektedir.

Eğer ana sistem, titreşim yutucu eklenmeden önce doğal frekansına eşit bir frekansla tahrik edilirse sistemin doğal frekansı denklem (6.59)'daki gibi ifade edilebilir.

$$w = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (6.59)$$

Denklem (6.54) düzenlenirse dinamik titreşim yutucu yer değiştirme genliği denklem (6.64)'deki gibi elde edilir.

$$X_2 = \frac{1}{\det(A)} k_2 F_0 \quad (6.60)$$

$$\det(A) = (k_1 + k_2 - m_1 w^2)(k_2 - m_2 w^2) - k_2^2 \quad (6.61)$$

$$\det(A) = (k_1 + k_2)k_2 - (k_1 + k_2)m_2w^2 - m_1w^2k_2 + m_1m_2w^4 - k_2^2 \quad (6.62)$$

$w^2 = k_2/m_2$ eşitliği denklem (6.62)'de yerine yazılırsa;

$$\det(A) = -k_2^2 \quad (6.63)$$

$$X_2 = \frac{-1}{k_2^2} k_2 F_0 = -\frac{F_0}{k_2} \quad (6.64)$$

Denklem (6.64) incelendiğinde titreşim yutucu yayı tarafından uygulanan kuvvet, zorlama kuvvetine ters yöndedir ve bu kuvveti etkisiz hale getirmektedir ($k_2X_2 = -F_0$).

Dinamik titreşim yutucunun kütlesi ve yay direngenlik katsayısı denklem (6.59) ve (6.64) yardımıyla aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$k_2X_2 = m_2w^2X_2 = -F_0 \quad (6.65)$$

Denklem (6.65)'te görüldüğü gibi k_2 ve m_2 değerleri X_2 'nin izin verilebilir değerine bağlıdır.

Ana sistemin statik yer değiştirmesi δ_{st} , ana sistemin doğal frekansı w_1 ve titreşim yutucunun doğal frekansı w_2 ile ifade edilecek olursa denklem (6.55) ve (6.56) sırasıyla denklem (6.69) ve (6.70)'teki gibi yazılır.

$$\delta_{st} = F_0/k_1 \quad (6.66)$$

$$w_1 = \sqrt{k_1/m_1} \quad (6.67)$$

$$w_2 = \sqrt{k_2/m_2} \quad (6.68)$$

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{w^2}{w_2^2}\right)}{\left(1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{w}{w_1}\right)^2\right)\left(1 - \left(\frac{w}{w_2}\right)^2\right) - \frac{k_2}{k_1}} \quad (6.69)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left(1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{w}{w_1}\right)^2\right)\left(1 - \left(\frac{w}{w_2}\right)^2\right) - \frac{k_2}{k_1}} \quad (6.70)$$

Ana sistemin rezonans durumunda çalışması ve dinamik titreşim yutucusunun da bu durumda kullanılması söz konusu ise, $w = w_1 = w_2 = \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{k_2}$ olarak yazılabilir.

Bu eşitlik düzenlenirse ana sistem ve titreşim yutucunun yay direngenlik katsayısı oranları, kütleleri oranına eşit olduğu görülmektedir $\left(\frac{k_1}{k_2} = \frac{m_1}{m_2}\right)$.

Kütle oranı $\mu = \frac{m_2}{m_1}$ olarak tanımlanırsa denklem (6.69) ve (6.70) sırasıyla, denklem (6.71) ve (6.72)'deki gibi yazılmaktadır.

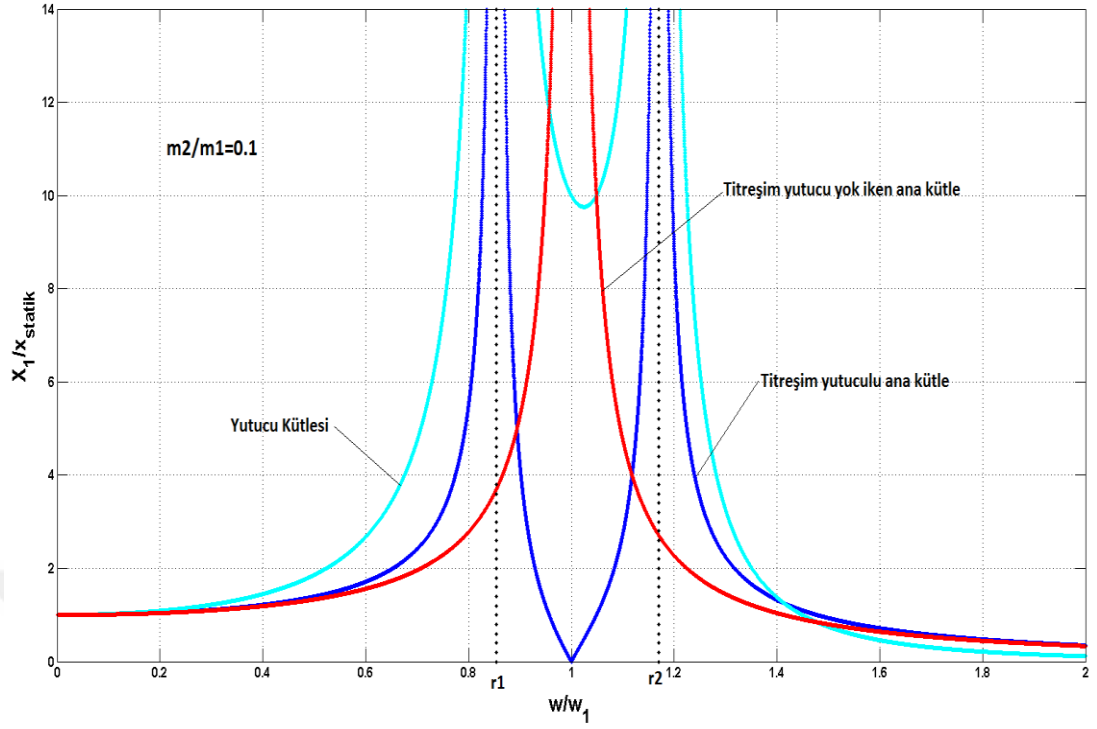
$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{w^2}{w_1^2}\right)}{\left(1 + \mu - \left(\frac{w}{w_1}\right)^2\right)\left(1 - \left(\frac{w}{w_1}\right)^2\right) - \mu} \quad (6.71)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left(1 + \mu - \left(\frac{w}{w_1}\right)^2\right)\left(1 - \left(\frac{w}{w_1}\right)^2\right) - \mu} \quad (6.72)$$

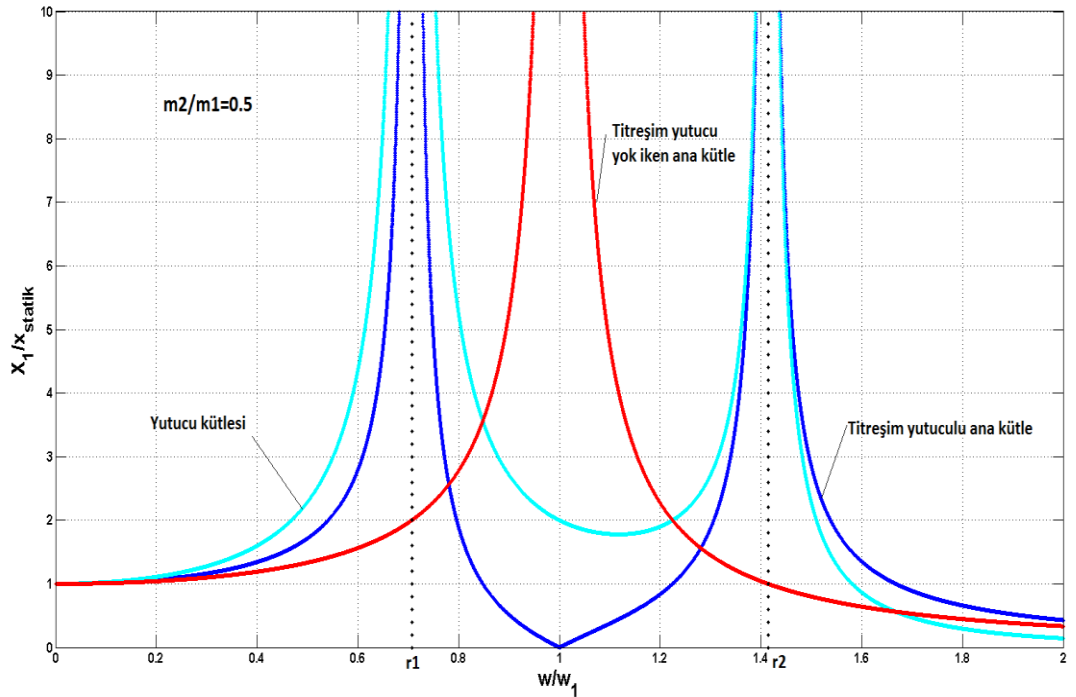
Denklem (6.71)'in paydası 0'a eşitlenip gerekli işlemler yapılırsa ortaya çıkan iki yeni rezonans frekansı denklem (6.73)'teki gibi elde edilir.

$$w_{1,2} = w_1 \sqrt{\left(1 + \frac{\mu}{2}\right) \pm \left(\mu + \frac{\mu^2}{4}\right)} \quad (6.73)$$

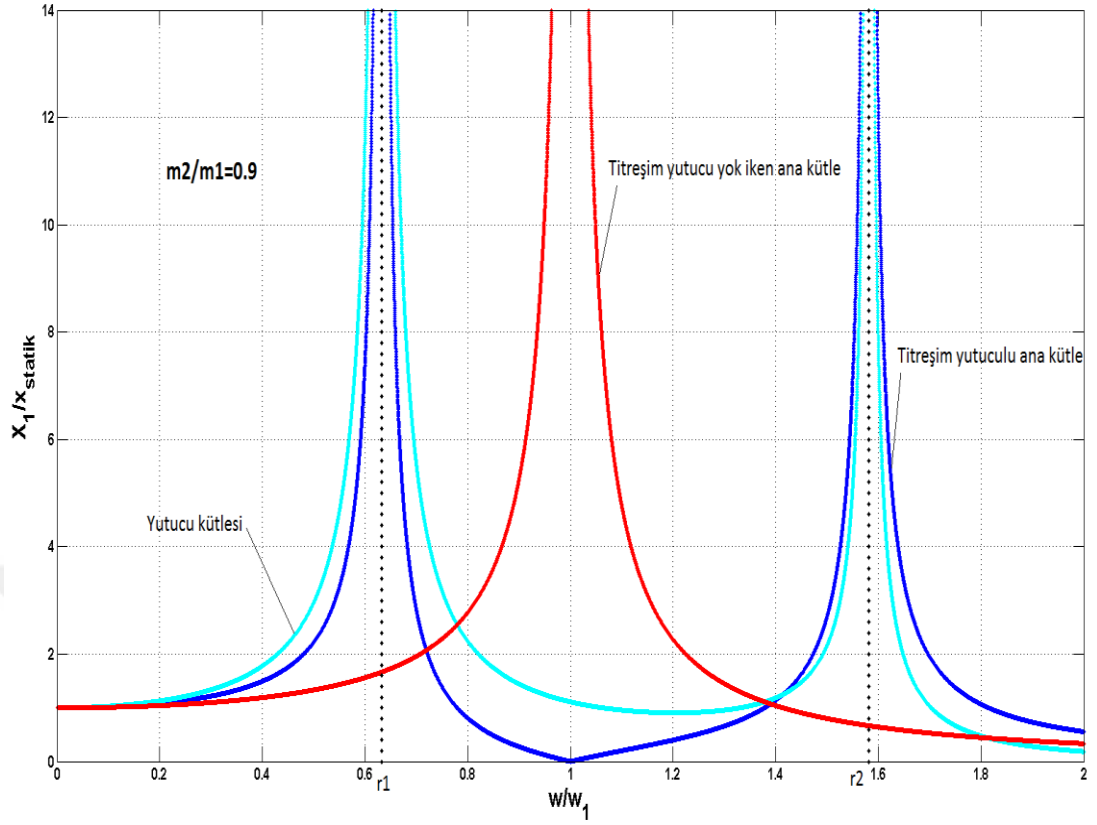
Şekil 6.59, 6.60 ve 6.61'de kütle oranının 0.1, 0.5 ve 0.9 olması durumunda ana sistem ve titreşim yutucunun zorlama frekansına bağlı yer değiştirme genlik oranları gösterilmiştir.



Şekil 6.59. Kütle oranının 0.1 olması durumunda ana kütle ve titreşim yutucunun zorlama frekansına bağlı yer değiştirme genlik oranları.



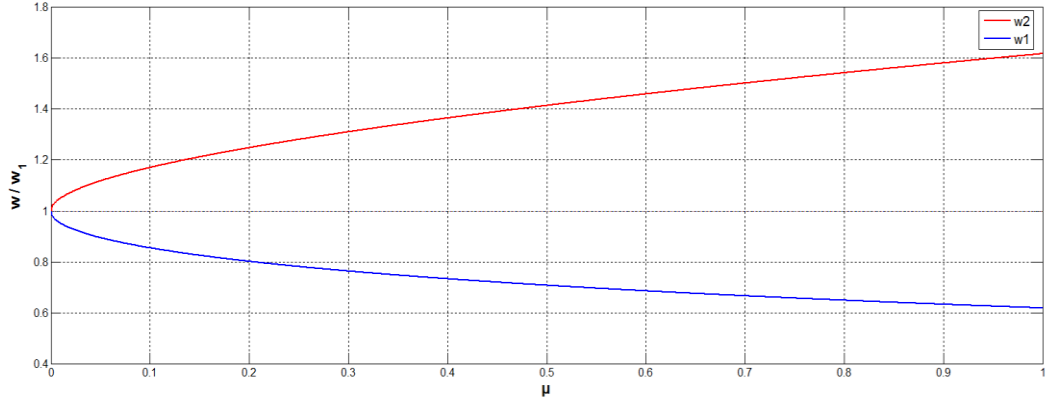
Şekil 6.60. Kütle oranının 0.5 olması durumunda ana kütle ve titreşim yutucunun zorlama frekansına bağlı yer değiştirme genlik oranları.



Şekil 6.61. Kütle oranının 0.9 olması durumunda ana kütle ve titreşim yutucunun zorlama frekansına bağlı yer değiştirme genlik oranları.

Şekil 6.59, 6.60 ve 6.61 incelendiğinde dinamik titreşim yutuculu bir sistemin bilinen bir w zorlama frekansındaki titreşim genliği sıfıra düşmüştür fakat iki tane yeni rezonans frekansı ortaya çıkmıştır (r_1, r_2). $r_1 \leq w \leq r_2$ olduğu için makine, kalkış anından kararlı rejime geçene kadar r_1 frekansıyla çakışacaktır. Bu da yüksek titreşim genliklerinin ortaya çıkmasına neden olabileceği için bu frekanstaki genliğin kabul edilebilir düzeyde olup olmadığı kontrol edilmelidir.

İki serbestlik dereceli sisteme ait rezonans frekanslarının kütle oranına bağlı olarak değişimi Şekil 6.62’de gösterilmiştir.

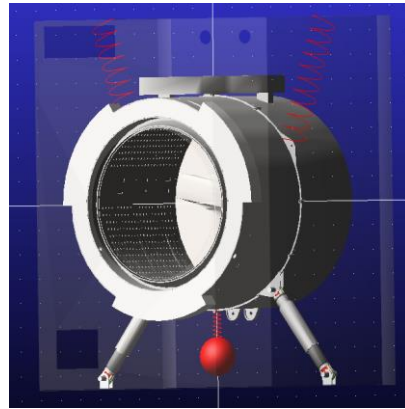


Şekil 6.62. Rezonans frekanslarının kütle oranına göre değişimi.

Şekil 6.59, 6.60, 6.61 ve 6.62 incelendiğinde kütle oranı μ arttıkça iki rezonans frekansının birbirinden uzaklaştığı ve titreşim yutucunun titreşim genliğinin azaldığı görülmektedir. Böylelikle dinamik titreşim yutucunun kütesinin artırılarak oluşan iki yeni rezonans frekansının tahrik frekansından uzak tutulması sağlanabilir.

Buraya kadar olan kısımda dinamik titreşim yutucu hakkında teorik bilgi verilmiştir. Buradan itibaren ise dinamik titreşim yutucu basit bir kütle yay sistemi olarak modellenmiş ve çamaşır makinesi titreşim davranışına etkisi incelenmiştir. Dinamik titreşim yutucu 1200 devir/dakika (125.66 rad/s) sıkma devrine göre tasarlanmıştır. Dinamik titreşim yutucu kütesi sistemin ağırlığının çok fazla artmaması için 4 kg seçilmiştir. 20 Hz'lik sıkma devrinde sistemin yay dirençlik katsayısı $w_n = \sqrt{k/m}$ formülasyonu gereğince 63.16 N/mm bulunmuştur.

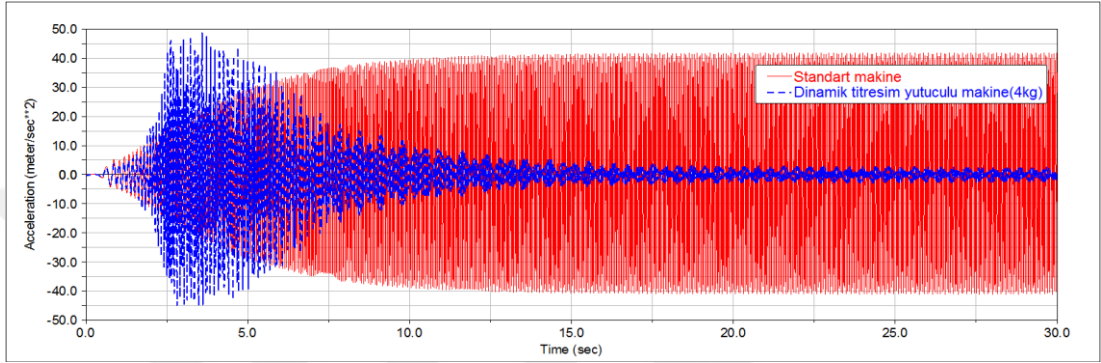
Sisteme eklenen dinamik titreşim yutucu Şekil 6.63'te gösterilmiştir.



Şekil 6.63. Dinamik titreşim yutucu modeli.

DTY' nin sistemin titreşim davranışına etkisinin incelenebilmesi için 0-1200 devir aralığında sistemin ivme, hız, konum ve kuvvet analizleri yapılmıştır. Ölçümler üst denge ağırlığı referans alınarak yapılmıştır. Analizlerde kırmızı eğriler makinenin standart halini, mavi eğriler ise DTY'li makineyi ifade etmektedir

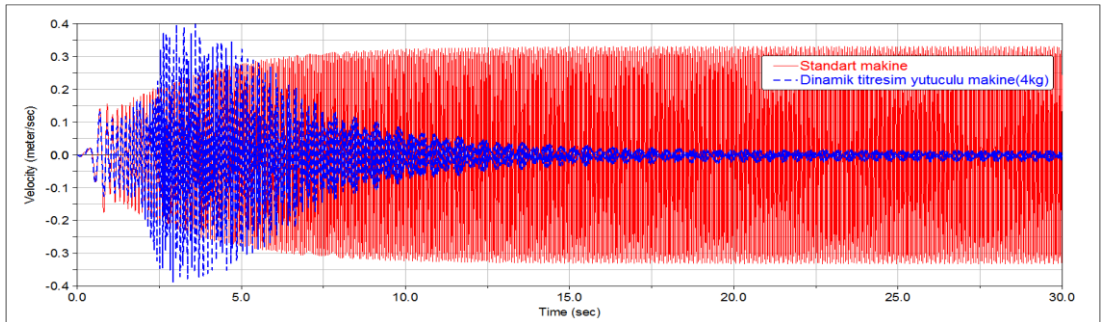
Sistemin y eksenindeki ivmelenme değerleri Şekil 6.64'teki gibidir.



Şekil 6.64. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.

Şekil 6.64'te görüldüğü gibi makine kalkış devirlerinde sistemin çalışma frekansının DTY sebebiyle ortaya çıkan birinci rezonans noktasıyla çakışması sebebiyle kalkış anında sistemin ivme değerleri bir miktar artmıştır. Sistemin kararlı rejim ivme değerlerinde ise çok büyük düşüş meydana gelmiş, maksimum ivme değeri 42.78 m/s^2 'den, 2.3 m/s^2 'ye düşmüştür.

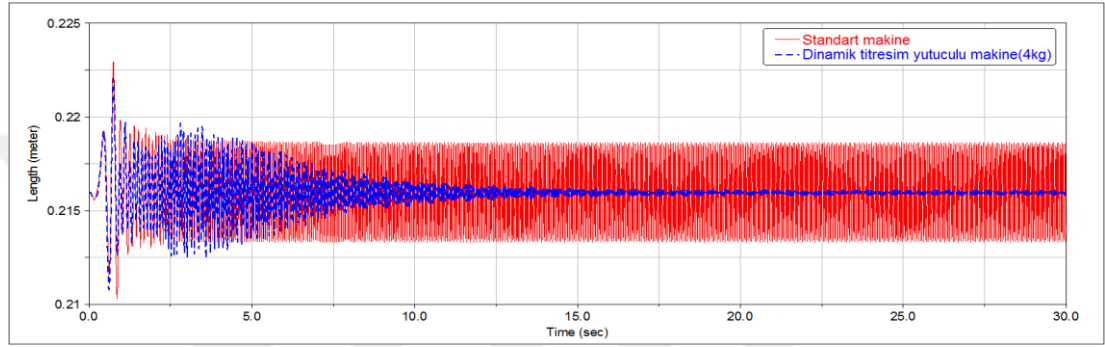
Şekil 6.65'te denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki hız değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.65. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.

Şekil 6.65 incelendiğinde ivme değerlerinde olduğu gibi y eksenindeki hız değerlerinde de kalkış devirlerinde bir miktar artma olmuştur. Fakat kararlı rejim hız değerlerinde önemli miktarda düşüş sağlanmıştır. Y eksenindeki maksimum hız değerleri 0.334 m/s'den, 0.024 m/s'ye düşmüştür.

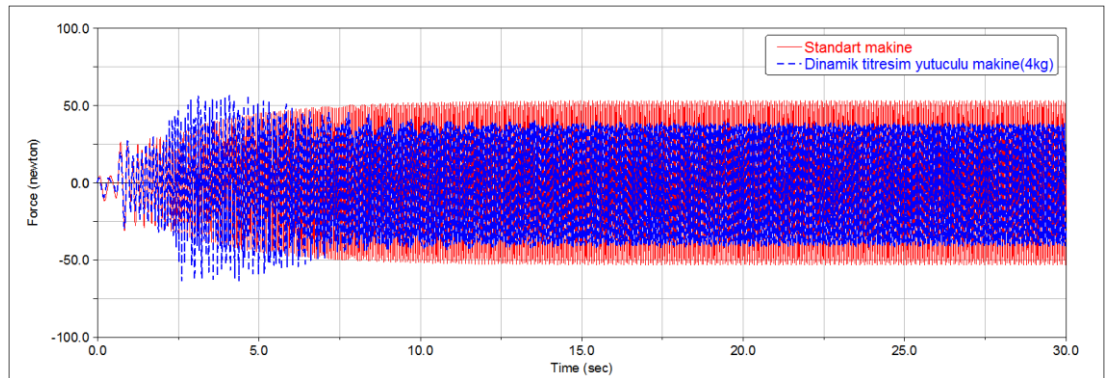
Şekil 6.66'da denge ağırlığının tepe noktasından alınan y eksenindeki deplasman değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.66. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.

Şekil 6.66 incelendiğinde makine kalkış anında y eksenindeki deplasmanın 1.2 mm arttığı, fakat kararlı rejimde deplasman değerlerinin neredeyse sıfır olduğu görülmektedir.

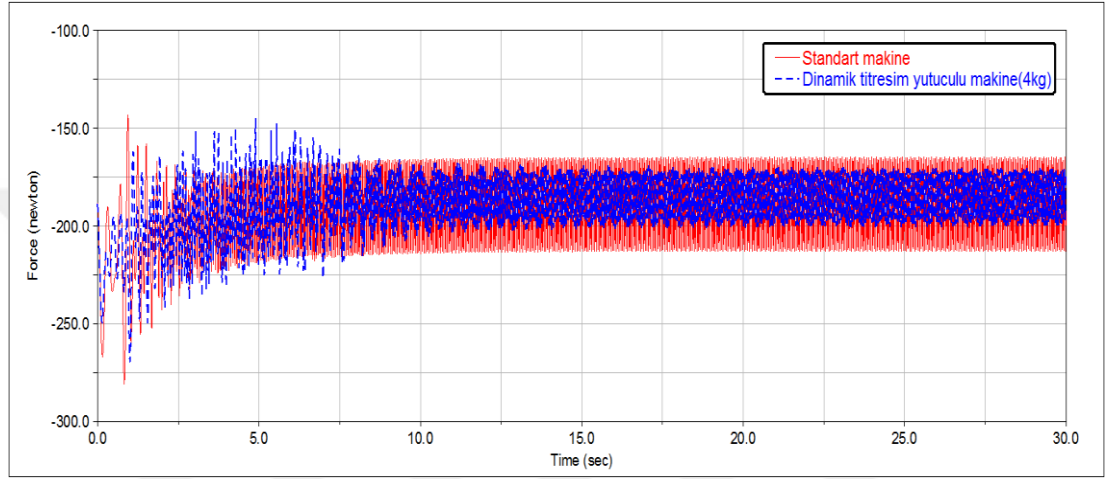
Şekil 6.67'de damperler tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.67. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.67 incelendiğinde ivme ve hız değerlerinde olduğu gibi makine kalkış devirlerinde y eksenindeki kuvvet değerlerinde de bir miktar artış olduğu fakat kararlı rejimde önemli miktarda düşüş sağlandığı görülmektedir. Y eksenindeki kuvvet değerleri 53.4 N'dan, 37.41 N'a düşmüştür.

Şekil 6.68'de yaylar tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvetler gösterilmiştir.

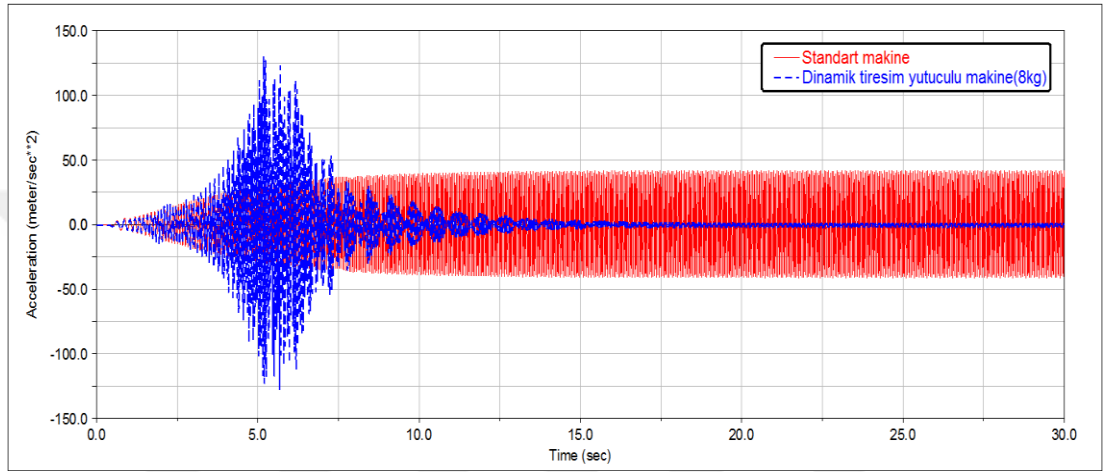


Şekil 6.68. 4 kg kütleli DTY kullanılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri

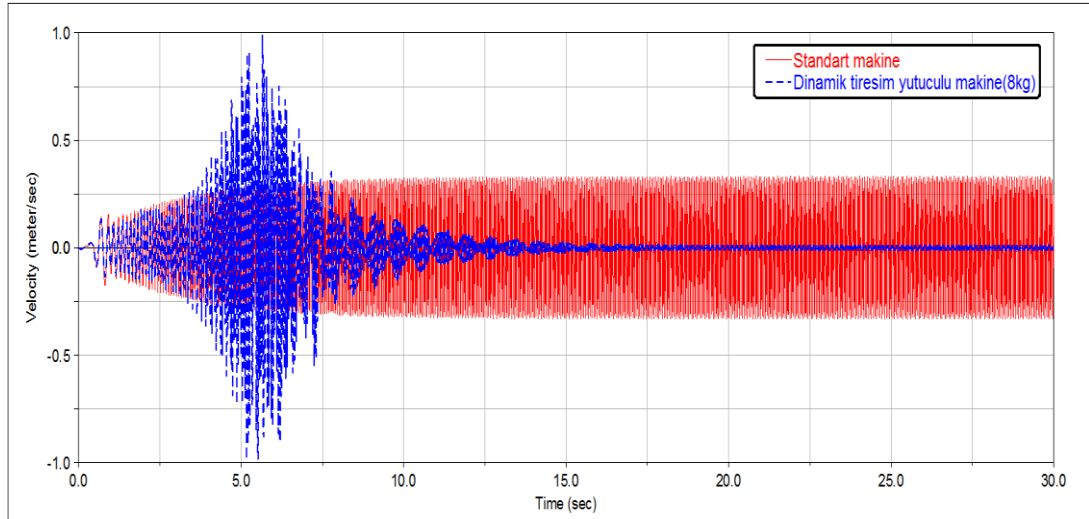
Şekil 6.68 incelendiğinde y ekseninde yaylardan kabine iletilen kuvvetin azaldığı görülmektedir. Kararlı rejimde y eksenindeki maksimum kuvvetin değeri 213 N'dan 202.8 N'a düşmüştür.

4 kg kütleli DTY modeli analizleri incelendiğinde makine kalkış devirlerinde sistemin çalışma frekansının rezonans noktasıyla çakışması sebebiyle ivme, hız, deplasman ve kuvvet değerlerinde bir miktar artış olduğu, fakat kararlı rejimde bu değerlerin önemli derecede düştüğü tespit edilmiştir. Ayrıca dinamik titreşim yutucu için seçilen kütle ve yay direngenlik katsayısının uygun olduğu ve sistemin titreşim davranışını olumlu yönde etkilediği sonucuna varılmıştır. DTY'nin uygunluğu kararına, DTY sebebiyle ortaya çıkan yeni rezonans frekanslarının sistemin çalışma frekansı olan 0-20 Hz aralığında yüksek bir titreşim genliğine sebebiyet vermemesi ve 4 kg'lık bir kütle, makinenin toplam ağırlığının artması açısından makul bir değer olması gerekçeleriyle varılmıştır.

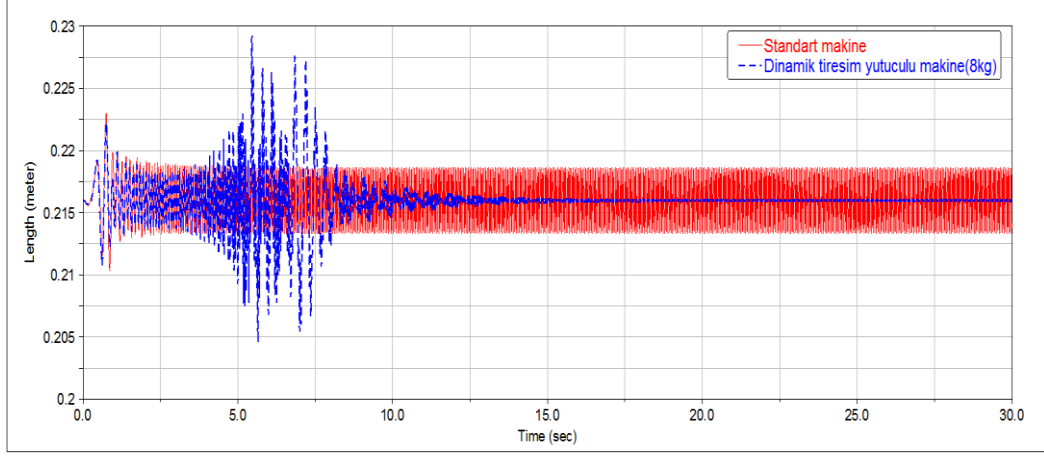
Yapılan ivme, hız, deplasman ve kuvvet analizleri sonucunda titreşim yutucu kütlesi olarak 4 kg ve yay direngenlik kat sayısı olarak da 63.16 N/mm değeri en uygun değer olarak seçilmiştir. Yapılan analizlerin hepsi tez kapsamında gösterilmemiş olup optimum değer olarak seçilen 4 kg kütleli DTY modeli ile kıyaslama yapılabilmesi için yutucu kütlelerinin iki katına çıkarılmış olması durumundaki analiz sonuçları Şekil 6.69, 6.70, 6.71, 6.72 ve 6.73'te gösterilmiştir.



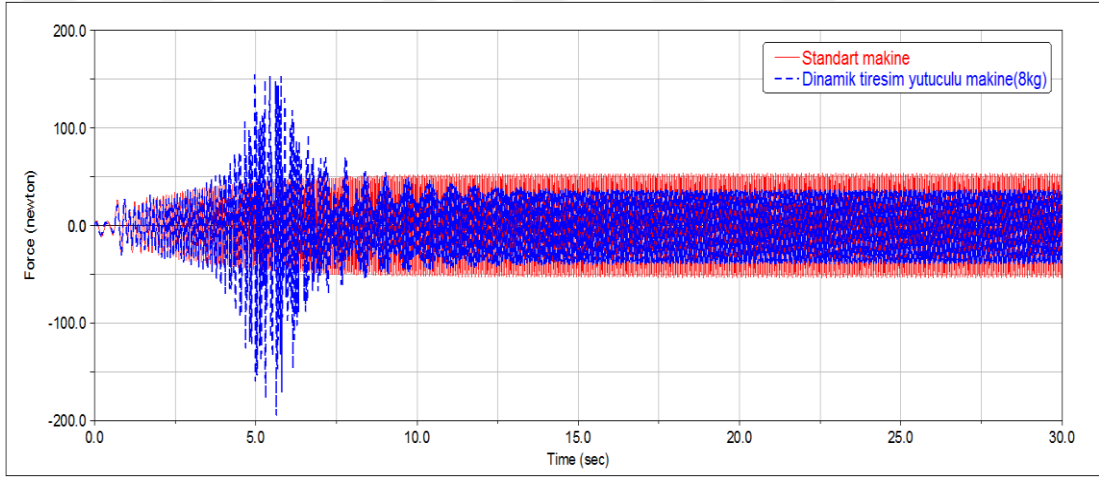
Şekil 6.69. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki ivme değerleri.



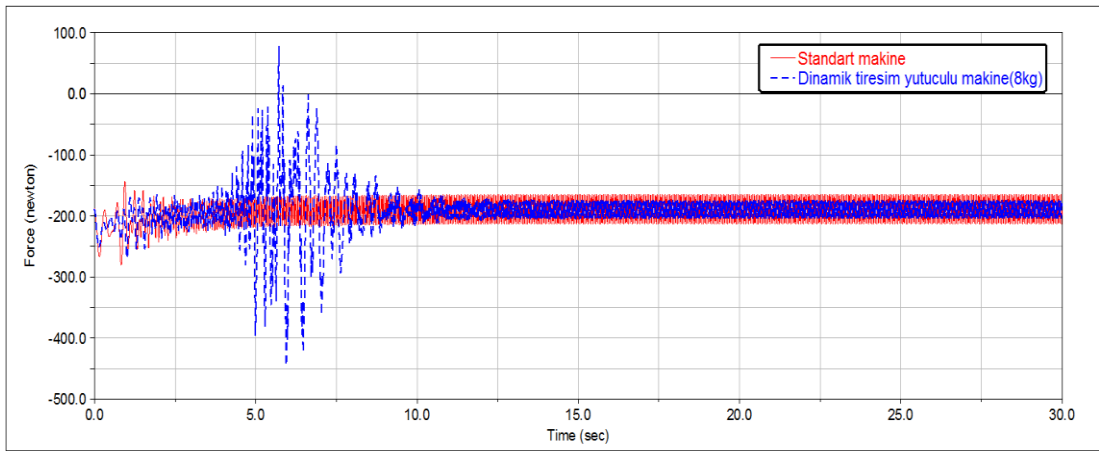
Şekil 6.70. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki hız değerleri.



Şekil 6.71. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda y eksenindeki deplasman değerleri.



Şekil 6.72. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda damper tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.



Şekil 6.73. 8 kg kütleli DTY kullanılması durumunda yay tarafından kabine iletilen y eksenindeki kuvvet değerleri.

Şekil 6.69, 6.70, 6.71, 6.72 ve 6.73'te görüldüğü gibi 8 kg'lık DTY kullanılması durumunda çamaşır makinesi kararlı rejimde çalışırken ivme, hız, deplasman ve kuvvet değerlerinde önemli derecede azalma meydana gelmiştir. Fakat makine kalkış devirlerinde makinenin rezonansa girmesi sebebiyle yüksek titreşim genlikleri meydana gelmiştir. Oluşan bu genlikler kabul edilebilecek büyüklükte olmadığı için DTY için seçilen kütle ve yay direngenlik katsayısının uygun olmadığı sonucuna varılmıştır.



BÖLÜM 7

SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Günümüzde çamaşır makinesi endüstrisinde yıkama kapasitesi, devir hızı, gürültü, titreşim ve enerji verimliliği gibi konulardaki çalışmalar ara vermeksizin devam etmektedir. Ülkemizde yaşam standartları yükseldikçe müşteri beklentileri de artmaya başlamıştır. Müşteri üreticiden yüksek yıkama kapasitesinin ve yüksek sıkma devrinin yansısı daha az gürültülü çalışan çamaşır makineleri talep etmektedir. Yıkama kapasitesi ve sıkma devirlerinin artırılmasıyla birlikte titreşim ve gürültü kavramları çamaşır makinesi endüstrisinde önemli bir yer almıştır. Çünkü daha yüksek devir hızı ve yıkama kapasitesi demek çamaşır makinesinin daha fazla merkezkaç kuvvetine maruz kalacağı ve daha fazla titreşim oluşacağı anlamına gelmektedir. Çamaşır makinesi endüstrisindeki rekabet sebebiyle üreticiler ürünlerin maliyetlerini minimumda tutarak bu titreşim ve gürültü problemlerini ortadan kaldırmaya çalışmaktadırlar. Maliyetin büyük bir kısmını tasarım, prototip üretimi ve test çalışmaları oluşturmaktadır. Bu sebeple tasarım aşaması, çamaşır makinesi üretiminde çok önemli bir yere sahiptir. Bütün bunlar göz önünde bulundurularak yapılan tez çalışmasında belirli bir model çamaşır makinesi dinamik olarak modellenmiş ve titreşim analizleri yapılmıştır.

Tez çalışmasında ilk olarak çamaşır makinesi iki ve sekiz serbestlik dereceli matematiksel modeli oluşturulup hareket denklemleri çıkarılmıştır. Yapılan analizler sonucunda iki ve sekiz serbestlik dereceli modelden elde edilen ivme, hız, ve deplasman değerlerinin, ADAMS modeli değerleri ile yakın olduğu görülmüştür. Adams modeli ivme değeri ile iki serbestlik dereceli model ivme değerleri % 1.22'lik hata oranıyla benzerlik gösterirken bu oran ADAMS modeli ile sekiz serbestlik dereceli model arasında % 3.69 çıkmıştır. Hız değerlerinde ADAMS modeli ile iki serbestlik dereceli model % 5.68 benzerlik göstermiş, sekiz serbestlik dereceli model

ile bu oran % 3.89 çıkmıştır. Deplasman değerlerinde ADAMS modeli ile iki serbestlik dereceli model % 7.69 hata oranıyla benzerlik göstermiş, sekiz serbestlik dereceli model ile bu oran % 4.62 çıkmıştır. Bu sonuçlara göre iki modelinde başarılı olduğu söylenebilir. İvme, hız ve deplasman değerlerinin karşılaştırılması Çizelge 7.1’de gösterildiği gibidir.

Çizelge 7.1. İki ve sekiz serbestlik dereceli model ile ADAMS modeli ivme, hız ve deplasman değerlerinin karşılaştırılması.

	2 serbestlik dereceli model (z eksen)	8 serbestlik dereceli model (z eksen)	ADAMS modeli (y eksen)
İvme	43.3 m/s ²	41.2 m/s ²	42.78 m/s ²
Hız	0.315 m/s	0.347 m/s	0.334 m/s
Deplasman	7 mm	6.8 mm	6.5 mm

Altıncı bölümde bir dinamik analiz yazılımı olan ADAMS yazılımında çamaşır makinesi dinamik olarak modellenmiş ve titreşim analizleri yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda bir takım tespitler yapılmıştır. Bu tespitler aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

Standart bir makineye göre denge ağırlıklarının 6 kg artırılması durumunda kazan grubunun ivmelenme değerlerinde 6.78 m/s², hız değerlerinde 0.048 m/s, deplasman değerlerinde 2.2 mm, damperler tarafından kabine iletilen kuvvet değerlerinde 6.55 N ve panel titreşimlerinde 0.55 m/s² azalma sağlandığı tespit edilmiştir. Yaylar tarafından kabine iletilen kuvvet değerleri bir miktar artmıştır fakat ivmelenme değerine sağladığı katkı yanında önemsenecek bir büyüklükte değildir.

Yay direngenlik katsayısının artırılması ile ilgili yapılan analizler sonucunda yay direngenlik katsayısının artırılmasının, makinenin kararlı rejime ulaşmasından sonraki ivme, hız ve deplasman değerlerine fazla bir etkisi olmadığı fakat makine kalkış anında özellikle 0-250 devir aralığında ivme, hız ve deplasman değerlerini olumsuz etkilediği ve ayrıca yaylardan kabine iletilen kuvveti ve panel titreşimini arttırdığı tespit edilmiştir.

Yay direngenlik katsayısının azaltılması ile ilgili yapılan analizler sonucunda yay direngenlik katsayısının azaltılmasının, ivme, hız, deplasman ve damper tarafından kabine iletilen kuvvet değerlerine çok fazla bir etkisi olmadığı fakat yine de ivme, hız ve deplasman değerlerini bir miktar olumlu yönde etkilediği ayrıca yaylar tarafından kabine iletilen kuvvetin ve panel titreşiminin önemli derecede azaldığı tespit edilmiştir. Analizlerde dikkat edilmesi gereken önemli bir husus da kazan grubunun statik denge konumunun negatif y ekseninde 25 mm kaymasıdır.

Yay direngenlik katsayısı ile ilgili yapılan analizler sonucunda yay direngenlik katsayısının çok büyük seçilmesi durumunda, kabine iletilen kuvvetlerin aşırı artabileceği ve hatta çamaşır makinesinin yürüme hareketi yapabileceği, çok küçük seçilmesi durumunda ise kazan grubunun kabin panellerine ve diğer makine parçalarına çarpabileceği sonucuna varılmıştır. Ayrıca panel titreşimlerinin yay direngenlik katsayısının artırılmasıyla arttığı, azaltılmasıyla azaldığı tespit edilmiştir.

Damper sönüm katsayısının artırılması ile ilgili yapılan analizler sonucunda sistemin ivme, hız, deplasman ve yaylar tarafından kabine iletilen kuvvet değerlerinin bir miktar azaldığı, fakat damperler üzerinden kabin kısmına iletilen kuvvetin neredeyse iki buçuk kat arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca panel titreşimlerinin damper sönüm katsayısının artırılmasıyla arttığı görülmüştür.

Damper sönüm katsayısının azaltılması ile ilgili yapılan analizler sonucunda kabine damperler tarafından iletilen kuvvetin ve panel titreşimlerinin önemli derecede azaldığı fakat sistemin ivme, hız ve deplasman değerlerinin önemli derecede arttığı görülmüştür. Kazan grubun statik denge konumundan 7 mm daha fazla deplasman yapmıştır.

Tamburun dakikadaki devir sayısının 600, 800 ve 1200 yapılması durumunda yapılan analizler sonucunda devir hızının arttıkça ivme, hız, deplasman, kabine iletilen kuvvet ve panel titreşim değerlerinde önemli artışlar olduğu tespit edilmiştir. Özellikle devir hızının 600'den 1200'e çıkarılması titreşim ivmesini yaklaşık olarak üç buçuk katına çıkarmıştır.

Dinamik titreşim yutucunun sistemin titreşim davranışına etkisini incelemek için, sisteme kütle ve yay elemanlarından oluşan bir DTY eklenmiştir. DTY kütle ve yay direngenlik katsayısının seçiminde sistemin çalışma frekansı olan 20 Hz göz önünde bulundurulmuştur. Sisteme DTY eklenmesi ile birlikte iki adet yeni rezonans frekansı ortaya çıkmıştır. Bu rezonans frekanslarından bir tanesi çalışma frekansı dışında olduğu için sistemi olumsuz yönde etkilemesi söz konusu değildir. Fakat diğer rezonans noktası makine 0-1200 devir aralığında çalıştığı için makine kalkış devirlerinde çalışma frekansı ile çakışmaktadır. Burada önemli olan ana sistem ve dinamik titreşim yutucu kütleleri oranının uygun bir şekilde ayarlanarak bu rezonans noktasında titreşim genliklerinin müsaade edilebilir sınırlar içerisinde kalmasını sağlamaktır. Tasarlanan dinamik titreşim yutucu ile ilgili yapılan analizler sonucunda makine kalkış devirlerinde sistemin çalışma frekansının rezonans noktasıyla çakışması sebebiyle ivme, hız, deplasman ve kuvvet değerlerinde bir miktar artış olduğu, fakat kararlı rejimde bu değerlerin önemli derecede düştüğü tespit edilmiştir. Ayrıca dinamik titreşim yutucu için seçilen kütle ve yay direngenlik katsayısının uygun olduğu ve sistemin titreşim davranışını olumlu yönde etkilediği sonucuna varılmıştır.

Yapılan çalışma geliştirilmeye açık bir çalışmadır. Örneğin elde edilen dinamik modellerde yay direngenlik ve damper sönüm katsayısının kontrol edilmesiyle titreşim azaltma çalışmasının yapılması mümkündür. Çamaşır makinesinde damper sönüm katsayısını değiştirmek için MR damperler kullanılıp manyetik alanla damper sönüm katsayısı kontrol edilebilir ya da taşıtlardaki aktif süspansiyon sistemi gibi sisteme bir eyleyici ilave ederek sistemin kontrolü sağlanabilir. Ayrıca tambur, tambur yıldızı, kazan gibi çamaşır makinesi parçaları elastik olarak modellenerek daha kapsamlı titreşim analizleri yapılabilir. Son olarak da birden fazla çalışma frekansına cevap verebilen bir dinamik titreşim yutucu tasarlanarak diğer çalışma frekanslarında da titreşim azaltılması çalışması gerçekleştirilebilir.

Yapılan çalışmada, tasarım aşamasındaki bir çamaşır makinesinin titreşim karakteristiklerinin belirlenebildiği bir tasarım metodu ortaya koyulmuştur. Bu çalışma ile çamaşır makinesi alanında yapılacak olan çalışmalara katkı sağlanması beklenilmektedir.

KAYNAKLAR

1. İnternet: Wikipedia, “Washing Machine”, [http:// en.wikipedia.org/wiki/ Washing_machine](http://en.wikipedia.org/wiki/Washing_machine) (2016).
2. MEGEP, “Çamaşır Makineleri”, *T.C Milli Eğitim Bakanlığı* (2007).
3. Papadopoulos, E. and Papadimitriou, L., “Modeling, design and control of a portable washing machine during the spinning cycle”, *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Italy, 899–904 (2001).
4. Conrad, D. C. and Soedel, W., “On the problem of oscillatory walk of automatic washing machines”, *Journal of Sound and Vibration*, 188 (3): 301–314 (1995).
5. Conrad, D. C., “The fundamentals of automatic washing machine design based upon dynamic constraints”, Ph. D. thesis, *Purdue University*, USA, 10-30 (1994).
6. Sowards, B., “Spring-damper suspension system analysis for horizontal axis washing machines”, Student Project, *Michigan University*, USA, 1-15 (1972).
7. Yalçın, B. C. and Erol, H., “Semiactive Vibration Control for Horizontal Axis Washing Machine”, *Hindawi Publishing Corporation Shock and Vibration*, (2015).
8. Türkay, O. S., Kıray, B., Tuğcu, A. K. and Sümer, İ. T., “Formulation and implementation of parametric optimisation of a washing machine suspension system”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 9 (4): 359–377 (1995).
9. Türkay, O.S., Sümer, İ.T., Tuğcu, A.K. and Kıray, B., “Modeling and experimental assessment of suspension dynamics of a horizontal-axis washing machine”, *Journal of Vibration and Acoustics*, 120 (2): 534–543 (1998).
10. Boyraz, P. and Gündüz, M., “Dynamic modeling of a horizontal washing machine and optimization of vibration characteristics using Genetic Algorithms”, *Mechatronics*, 23 (6): 581-593 (2013).
11. Öztürk, M. E., “Çamaşır makinasının dinamik davranışının incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 10-50 (2007).
12. Spelta, C., Previdi, F., Savaresi, S. M., Fraternali, G. and Gaudiano, N., “Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine”, *Mechatronics*, 19 (3): 410-421 (2009).

13. Sonoda, Y., Yamamoto, H. and Yokoi, Y., “Development of the vibration control system “G-Fall Balancer” for a drum type washer/dryer”, *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Japan, 2: 1140-1144 (2003).
14. Bayraktar, F. ve Belek, H. T., “Çamaşır makinası dinamik davranışının deneysel ve teorik incelenmesi”, *İTÜ Dergisi/d Mühendislik*, 5 (2): 135-144 (2006).
15. Kıral, Z., “Mekanik Titreşimler Ders Notları”, *Eser Sahibinin Kendi Yayını* (2012).
16. İnternet: Hatun, M., “Diferansiyel denklem modeli, transfer fonksiyonu modeli ve durum uzayı modeli”, [http:// metinh.home.uludag.edu.tr/ kontrol/ modelleme1 .pdf](http://metinh.home.uludag.edu.tr/kontrol/modelleme1.pdf) (2016).
17. Hatch, R. H., “ Vibration simulation using MATLAB and ANSYS, *Chapman & Hall/CRC*, USA, (2001).
18. Amirouche, F., “ Fundamentals of multibody dynamics”, *Birkhauser*, USA, 46-47 (2006).
19. Shabana, A. A., “Dynamics of multibody systems 2nd ed.”, *Cambridge University Press*, USA, 4-15, (2013).
20. Negrut, D. and Dyer, A., “ADAMS/solver primer”, *MSC Software*, (2004).
21. Shabana, A. A., “Computational dynamics 4th ed.”, *John Wiley & Sons*, USA, 388-450 (2001).
22. McConville, J.B., “Introduction to mechanical system simulation using ADAMS”, *MSC Software*, (2015).
23. İnternet: King Fahd University of Petroleum & Minerals, “System Dynamics and control lab manual”. [http:// ocw. kfupm.edu.sa/ocw_courses/user061/ ME41353/Lecture%20Notes/UNDAMPED%20VIBRATION%20ABSORBER_v3.pdf](http://ocw.kfupm.edu.sa/ocw_courses/user061/ME41353/Lecture%20Notes/UNDAMPED%20VIBRATION%20ABSORBER_v3.pdf) (2015).



EK AÇIKLAMALAR A.

**ÇAMAŞIR MAKİNESİ SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ MATEMATİKSEL
MODELİ KÜTLE, SÖNÜM VE DİRENGENLİK MATRİSİ ELEMANLARI
İLE KUVVET VEKTÖRÜ**

Denklem 4.94'deki kütle matrisi elemanları aşağıdaki gibidir;

$$M_{11} = (m_t + m_\zeta + m_d + m_{ty} + m_k)$$

$$M_{15} = (m_t L_t) + (m_\zeta L_\zeta) + (m_d L_d) + (m_{ty} L_{ty}) + (m_k L_k)$$

$$M_{22} = (m_{ka} + m_{da\ddot{o}} + m_{da\ddot{u}})$$

$$M_{26} = (m_{ka} L_{ka}) + (m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}}) + (m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}})$$

$$M_{33} = M_{11}$$

$$M_{37} = M_{15}$$

$$M_{44} = M_{22}$$

$$M_{48} = M_{26}$$

$$M_{55} = I_t + I_{ty} + I_k + (m_t L_t^2) + (m_\zeta L_\zeta^2) + (m_d L_d^2) + (m_{ty} L_{ty}^2) + (m_k L_k^2)$$

$$M_{51} = M_{15}$$

$$M_{66} = I_k + I_{da\ddot{o}} + I_{da\ddot{u}} + (m_{ka} L_{ka}^2) + (m_{da\ddot{o}} L_{da\ddot{o}}^2) + (m_{da\ddot{u}} L_{da\ddot{u}}^2)$$

$$M_{62} = M_{26}$$

$$M_{77} = M_{55}$$

$$M_{73} = M_{37}$$

$$M_{88} = M_{66}$$

$$M_{84} = M_{26}$$

Denklem 4.95'deki sönüm matrisi elemanları aşağıdaki gibidir;

$$C_{22} = +C_{dr} \cos(\theta_d) + C_{dl} \cos(\theta_d)$$

$$C_{26} = +C_{dr} \cos(\theta_d) L_{da} + C_{dl} \cos(\theta_d) L_{da}$$

$$C_{44} = +C_{dr} \sin(\theta_d) + C_{dl} \sin(\theta_d)$$

$$C_{48} = +C_{dr} \sin(\theta_d) L_{da} + C_{dl} \sin(\theta_d) L_{da}$$

$$C_{66} = +C_{dr} \cos(\theta_d) L_{da}^2 + C_{dl} \cos(\theta_d) L_{da}^2$$

$$C_{62} = C_{26}$$

$$C_{88} = +C_{dr} \sin(\theta_d) L_{da}^2 + C_{dl} \sin(\theta_d) L_{da}^2$$

$$C_{84} = C_{48}$$

Denklem 4.96'daki direngenlik matrisi elemanları aşağıdaki gibidir;

$$Kr_{11} = K_{r\ddot{o}} + K_{ra}$$

$$Kr_{12} = -K_{r\ddot{o}} - K_{ra}$$

$$Kr_{15} = K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}} - K_{ra}L_{ra}$$

$$Kr_{16} = -K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}} + K_{ra}L_{ra}$$

$$Kr_{21} = Kr_{12}$$

$$Kr_{22} = Kr_{11}$$

$$Kr_{25} = -K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}} + K_{ra}L_{ra}$$

$$Kr_{26} = K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}} - K_{ra}L_{ra}$$

$$Kr_{33} = Kr_{11}$$

$$Kr_{34} = -K_{r\ddot{o}} - K_{ra}$$

$$Kr_{37} = K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}} - K_{ra}L_{ra}$$

$$Kr_{38} = -K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}} + K_{ra}L_{ra}$$

$$Kr_{43} = -K_{r\ddot{o}} - K_{ra}$$

$$Kr_{44} = Kr_{11}$$

$$Kr_{47} = Kr_{16}$$

$$Kr_{48} = Kr_{15}$$

$$Kr_{51} = Kr_{15}$$

$$Kr_{52} = Kr_{25}$$

$$Kr_{55} = K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}^2 + K_{ra}L_{ra}^2$$

$$Kr_{56} = -K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}^2 - K_{ra}L_{ra}^2$$

$$Kr_{61} = Kr_{16}$$

$$Kr_{62} = Kr_{26}$$

$$Kr_{65} = -K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}^2 - K_{ra}L_{ra}^2$$

$$Kr_{66} = K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}^2 + K_{ra}L_{ra}^2$$

$$Kr_{73} = Kr_{37}$$

$$Kr_{74} = Kr_{47}$$

$$Kr_{77} = Kr_{66}$$

$$Kr_{78} = Kr_{65}$$

$$Kr_{83} = Kr_{38}$$

$$Kr_{84} = Kr_{15}$$

$$Kr_{87} = Kr_{65}$$

$$Kr_{88} = +K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}^2 + K_{ra}L_{ra}^2$$

Denklem 4.97'deki direngenlik matrisi elemanları aşağıdaki gibidir;

$$Ky_{22} = K_{yr} \cos(\theta_y) + K_{yl} \cos(\theta_y)$$

$$Ky_{26} = K_{yr} \cos(\theta_y)L_{ya} + K_{yl} \cos(\theta_y)L_{ya}$$

$$Ky_{44} = K_{yr} \sin(\theta_y) + K_{yl} \sin(\theta_y)$$

$$Ky_{48} = K_{yr} \sin(\theta_y)L_{ya} + K_{yl} \sin(\theta_y)L_{ya}$$

$$Ky_{62} = Ky_{26}$$

$$Ky_{66} = K_{yr} \cos(\theta_y)L_{ya}^2 + K_{yl} \cos(\theta_y)L_{ya}^2$$

$$Ky_{84} = Ky_{48}$$

$$Ky_{88} = K_{yr} \sin(\theta_y)L_{ya}^2 + K_{yl} \sin(\theta_y)L_{ya}^2$$

Denklem 4.98'deki kuvvet vektörü elemanları aşağıdaki gibidir;

$$f_{11} = F_n \sin(\omega t) + F_t \cos(\omega t)$$

$$f_{31} = F_n \cos(\omega t) - F_t \sin(\omega t)$$

$$f_{51} = F_n \sin(\omega t)L_d + F_t \cos(\omega t)L_d$$

$$f_{71} = F_n \cos(\omega t)L_d - F_t \sin(\omega t)L_d$$



EK AÇIKLAMALAR B.

**SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ ÇAMAŞIR MAKİNESİ DURUM UZAY
MODELİ SİSTEM MATRİSİ ELEMANLARI İLE KUVVET VEKTÖRÜ**

Denklem 4.118'deki sistem matrisi elemanları aşağıdaki gibidir;

$$A_{21} = \left[-K_{r\ddot{o}} \left(\frac{1 - (m_5/m_3)L_{r\ddot{o}}}{A} \right) - K_{ra} \left(\frac{1 + (m_5/m_3)L_{ra}}{B} \right) \right] / \left(\frac{m_1 - (m_5^2/m_3)}{C} \right)$$

$$A_{23} = (K_{r\ddot{o}}A + K_{ra}B)/C$$

$$A_{29} = (-K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}A + K_{ra}L_{ra}B)/C$$

$$A_{211} = (+K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}A - K_{ra}L_{ra}B)/C$$

$$A_{41} = \left[K_{r\ddot{o}} \left(\frac{1 - (m_6/m_4)L_{r\ddot{o}}}{D} \right) + K_{ra} \left(\frac{1 + (m_6/m_4)L_{ra}}{E} \right) \right] / \left(\frac{m_2 - (m_6^2/m_4)}{F} \right)$$

$$A_{43} = \left[\frac{(-K_{yr} - K_{yl}) \cos(\theta_y)}{G} \left(\frac{1 - (m_6/m_4)L_{ya}}{H} \right) - K_{r\ddot{o}}D - K_{ra}E \right] / F$$

$$A_{44} = \left[\frac{(-C_{dr} - c_{dl}) \cos(\theta_d)}{I} \left(\frac{1 - (m_6/m_4)L_{da}}{J} \right) \right] / F$$

$$A_{49} = (K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}D - K_{ra}L_{ra}E)/F$$

$$A_{411} = (GL_{ya}H - K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}D + K_{ra}L_{ra}E)/F$$

$$A_{412} = (IL_{da}J)/F$$

$$A_{65} = (-K_{r\ddot{o}}A - K_{ra}B)/C$$

$$A_{67} = (K_{r\ddot{o}}A + K_{ra}B)/C$$

$$A_{613} = (-K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}A + K_{ra}L_{ra}B)/C$$

$$A_{615} = (K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}A - K_{ra}L_{ra}B)/C$$

$$A_{85} = (K_{r\ddot{o}}D + K_{ra}E)/F$$

$$A_{87} = \left[\frac{(-K_{yr} - K_{yl}) \sin(\theta_y)}{K} H - K_{r\ddot{o}}D - K_{ra}E \right] / F$$

$$A_{88} = \left(\frac{(-C_{dr} - c_{dl}) \sin(\theta_d)}{L} J \right) / F$$

$$A_{813} = (K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}D - K_{ra}L_{ra}E)/F$$

$$A_{815} = (-K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}D + K_{ra}L_{ra}E + KL_{ya}H)/F$$

$$A_{816} = (L L_{da} J)/F$$

$$A_{101} = \left[-K_{r\ddot{o}} \left(\frac{L_{r\ddot{o}} - (m_5/m_1)}{M} \right) - K_{ra} \left(-\frac{L_{ra} - (m_5/m_1)}{N} \right) \right] / \left(\frac{m_3 - (m_5^2/m_1)}{O} \right)$$

$$A_{103} = (K_{r\ddot{o}}M - K_{ra}N)/O$$

$$A_{109} = (-K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}M + K_{ra}L_{ra}N)/O$$

$$A_{1011} = (K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}M - K_{ra}L_{ra}N)/O$$

$$A_{121} = \left[K_{r\ddot{o}} \left(\frac{L_{r\ddot{o}} - (m_6/m_2)}{P} \right) + K_{ra} \left(-\frac{L_{ra} - (m_6/m_2)}{R} \right) \right] / \left(\frac{m_4 - (m_6^2/m_2)}{S} \right)$$

$$A_{123} = \left[G \left(\frac{L_{ya} - (m_6/m_2)}{T} \right) - K_{r\ddot{o}}P - K_{ra}R \right] / S$$

$$A_{124} = \left[I \left(\frac{L_{da} - (m_6/m_2)}{U} \right) \right] / S$$

$$A_{129} = (K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}P - K_{ra}L_{ra}R)/S$$

$$A_{1211} = (-K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}P + K_{ra}L_{ra}R + GL_{ya}T)/S$$

$$A_{1212} = (IL_{da}U)/S$$

$$A_{145} = (-K_{r\ddot{o}}M - K_{ra}N)/O$$

$$A_{147} = (K_{r\ddot{o}}M + K_{ra}N)/O$$

$$A_{1413} = (-K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}M + K_{ra}L_{ra}N)/O$$

$$A_{1415} = (K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}M - K_{ra}L_{ra}N)/O$$

$$A_{165} = (K_{r\ddot{o}}P + K_{ra}R)/S$$

$$A_{165} = (-K_{r\ddot{o}}P - K_{ra}R + KT)/S$$

$$A_{165} = (L U)/S$$

$$A_{165} = (K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}P - K_{ra}L_{ra}R)/S$$

$$A_{165} = (-K_{r\ddot{o}}L_{r\ddot{o}}P + K_{ra}L_{ra}R + KL_{ya}T)/S$$

$$A_{165} = (L L_{da} U)/S$$

$$f_{21} = F_n \sin(wt) + F_t \cos(wt)$$

$$f_{61} = F_n \cos(wt) - F_t \sin(wt)$$

$$f_{101} = F_n \sin(wt)L_d + F_t \cos(wt)L_d$$

$$f_{141} = F_n \cos(wt)L_d - F_t \sin(wt)L_d$$

ÖZGEÇMİŞ

Kerim Gökhan AKTAŞ 1989 yılında Nevşehir’de doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. 2007 yılında Nevşehir Anadolu Öğretmen Lise ’sinden mezun oldu. 2008 yılında Konya Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü’nde öğrenime başlayıp 2012 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2013 yılında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde Araştırma görevlisi olarak göreve başladı. 2014 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans Eğitimine başladı ve halen eğitimine devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Karabük Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Balıklarkayası Mevkii / KARABÜK

Tel : (370) 433 20 21

Faks : (370) 433 32 90

E-posta : kerimgokhanaktas@karabuk.edu.tr