

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**ÇAMAŞIR MAKİNESİ TAMBUR GRUBUNUN DİNAMİK YÜKLER
ETKİSİNDEKİ DEFORMASYONLARININ ANALİZİ VE OPTİMİZASYON
İLE İYİLEŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Nur BALÇIK

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

ŞUBAT 2023

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**ÇAMAŞIR MAKİNESİ TAMBUR GRUBUNUN DİNAMİK YÜKLER
ETKİSİNDEKİ DEFORMASYONLARININ ANALİZİ VE OPTİMİZASYON
İLE İYİLEŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Nur BALÇIK
503191411**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ata MUĞAN

ŞUBAT 2023

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503191411 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Nur BALÇIK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ÇAMAŞIR MAKİNESİ TAMBUR GRUBUNUN DİNAMİK YÜKLER ETKİSİNDEKİ DEFORMASYONLARININ ANALİZİ VE OPTİMİZASYON İLE İYİLEŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ata MUĞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Oğuz ALTAY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Nurettin Gökhan ADAR
Bursa Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 25 Ocak 2023
Savunma Tarihi : 01 Şubat 2023





Aileme,



ÖNSÖZ

Tez çalışmamda benden desteğini esirgemeyen, bana yol gösteren, bilgi ve tecrübeleriyle kıymetli yorumlar yaparak çalışmamı yönlendiren değerli danışmanım Sayın Prof. Dr. Ata Muğan’a teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması Arçelik A.Ş. Çamaşır Makinesi İşletmesi AR-GE bölümü tarafından desteklenmiş olup, çalışma boyunca destek veren değerli yöneticilerime ve yol gösteren değerli iş arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Tüm bu süreçte her zaman yanımda olan, benden desteğini esirgemeyen aileme ve arkadaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2023

Nur BALÇIK
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Problemin Açıklanması	4
1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı	8
1.3 Çamaşır Makinesi Tarihçesi	9
1.4 Çamaşır Makinesi Komponent Tanıtımı	13
1.5 Çamaşır Makinesi Çalışma Prensibi	22
1.6 Literatür	23
1.6.1 Dengesiz yükler ve titreşim.....	23
1.6.2 Tasarım değişiklikleri ve proses iyileştirmeleri	38
1.6.3 Benchmark incelemesi	46
1.6.4 Patent araştırması	51
2. TEORİ.....	59
2.1 Tek Serbestlik Dereceli Lineer Titreşim Sistemleri	59
2.2 Dönen Dengesiz Rotor Titreşimleri	66
2.3 Çok Serbestlik Dereceli Lineer Titreşim Sistemleri.....	71
2.4 Sehîm Hesabı.....	73
3. TASARIM ÇALIŞMALARI.....	75
3.1 Mevcut Durum	75
3.2 Tasarım Değişikliği Çözüm Önerileri	76
4. MODELLEMELER VE ANALİZ SONUÇLARI	79
4.1 Malzeme Özellikleri	79
4.2 Kazan Grubunun Modellenmesi.....	82
4.3 Tambur Grubunun Modellenmesi	84
4.4 Kazan Grubu ve Tambur Grubunun Dinamik Modellenmesi	87
4.5 Rijit Cisim Dinamiği Modeli.....	88
4.6 Tambur Grubu Modal Analiz Sonuçları.....	91
4.7 Kazan Grubu Modal Analiz Sonuçları	94
4.8 Kazan Grubu ve Tambur Grubunun Dinamik Analiz Sonuçları.....	97
4.9 Modal Analiz ve Clearance Sonuçları.....	98
4.10 Rijit Cisim Dinamiği Sonuçları	103
5. MODEL DOĞRULAMA	109
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	113
KAYNAKLAR	117

ÖZGEÇMİŞ.....	121
---------------	-----



KISALTMALAR

kg	: Kilogram
gr	: Gram
s	: Saniye
mm	: Milimetre
V	: Versiyon
Hz	: Hertz
N	: Newton
rpm	: Revolutions per Minute-Dakikadaki Devir Sayısı
CAD	: Computer Aided Design-Bilgisayar Destekli Tasarım
FMEA	: Failure Mode and Effects Analysis-Hata Modu Etkileri Analizi
1D	: One Dimensional-Bir Boyutlu
2D	: Two Dimensional-İki Boyutlu
3D	: Three Dimensional-Üç Boyutlu
S.C.D.	: Serbest Cisim Diyagramı
FRF	: Frequency Response Function-Frekans Yanıt Fonksiyonu
°	: Derece
mV	: Milivolt
sin	: Sinüs fonksiyonu
cos	: Cosinüs fonksiyonu
PP	: Polipropilen
°C	: Derece Santigrat
MPa	: Megapascal



SEMBOLLER

m	: Kütle
r	: Viskoz sönüm katsayısı
k	: Yay katsayısı
t	: Zaman
z	: e^{zt} varsayımındaki katsayı değeri
$x(t)$	: Zamana bağlı konum
$\dot{x}(t)$	: Zamana bağlı hız
$\ddot{x}(t)$	: Zamana bağlı ivme
$F(t)$	: Zamana bağlı zorlayıcı kuvvet
ω	: Zorlayıcı kuvvet frekansı
ω_n	: Doğal frekans
δ	: Viskoz sönüm sabiti
ζ	: Viskoz sönüm faktörü
ω_d	: Sönümlü doğal frekans
i	: Kompleks birim (imaginary unit)
Y, F	: Sistemin girdi değerleri
X	: Sistemin çıktı değeri
A, B, C, D	: Sistemin başlangıç koşullarına göre sabitler
C_1, C_2	: Sistemin başlangıç koşullarına göre sabitler
X_0	: Başlangıç konumu
F_0	: İlk kuvvet
φ, ψ, λ	: Faz farkı
x_h	: Zamana bağlı homojen çözüm
x_p	: Zamana bağlı özel çözüm
m_d	: Rotor kütlesi
r_d	: Kaçıklık
$\overline{m}$	: Kütle
$x_d(t)$	: Rotorun zamana bağlı konumu
$\dot{x}_d(t)$	: Rotorun zamana bağlı hızı

$\ddot{x}_d(t)$	: Rotorun zamana bağılı ivmesi
θ	: Rotorun açısı
T	: Kuvvet
η	: Frekans oranı
G	: Geçirgenlik
$[M]$	: nxn boyutlu kütle matrisi
$[R]$	: nxn boyutlu viskoz sönüm matrisi
$[K]$	: nxn boyutlu katılık matrisi
$[I]$	: nxn boyutlu birim matris
$[M]^T$	: nxn boyutlu kütle matrisin transpozu
$[R]^T$	: nxn boyutlu viskoz sönüm matrisin transpozu
$[K]^T$	: nxn boyutlu katılık matrisin transpozu
$\{x(t)\}$	: nx1 boyutlu zamana bağılı yer değıştirmeler vektörü
$\{\dot{x}(t)\}$	: nx1 boyutlu zamana bağılı hızlar vektörü
$\{\ddot{x}(t)\}$	: nx1 boyutlu zamana bağılı ivmeler vektörü
$\{F(t)\}$	: nx1 boyutlu zamana bağılı zorlayıcı kuvvetler vektörü
ω_r	: Sistemin doğal frekansları
Λ	: Sehim miktarı
L	: Kiriş boyu
E	: Elastisite Modülü
I	: Kesit atalet momenti

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Beyaz eşya sektörüne ait görsel [1].	2
Şekil 1.2 : Örnek bir çamaşır makinesi ebatları [2].	2
Şekil 1.3 : Arçelik marka bir çamaşır makinesine ait enerji sınıfı etiketi [3].	3
Şekil 1.4 : Körük, tambur ve kazan montajlı hali.	6
Şekil 1.5 : Arçelik A.Ş.'de kullanılan tambur, kazan, körük bağlantısı.	6
Şekil 1.6 : Çamaşır makinesi kazan kapağında deformasyon görülen bölge.	7
Şekil 1.7 : Yatay ve dikey eksenli ilk çamaşır makineleri örnekleri [5,6].	9
Şekil 1.8 : Thor elektrikli çamaşır makinesi reklamı [7].	10
Şekil 1.9 : Türkiye’de üretilen ilk çamaşır makinesi [8].	11
Şekil 1.10 : Günümüzde tercih edilen çamaşır makinesi modellerinden birisi [10].	12
Şekil 1.11 : Günümüzde tercih edilen çamaşır makinesi modellerinden birisi [11].	12
Şekil 1.12 : Bir çamaşır makinesinin montajlı ve patlatılmış resimleri [12].	13
Şekil 1.13 : Dinamik komponentlerin patlatılmış resmi [12].	14
Şekil 1.14 : Kazan grubunun gövde grubu ile bağlantısı [12].	15
Şekil 1.15 : Su giriş hortumları örneği [13].	16
Şekil 1.16 : Su giriş vanaları örneği [13].	16
Şekil 1.17 : Deterjan kutusu örneği [13].	16
Şekil 1.18 : Kazan su giriş hortumu örneği.	17
Şekil 1.19 : Çamaşır makinelerinde kullanılan çelik sac kazan örneği [13].	17
Şekil 1.20 : Çamaşır makinelerinde kullanılan plastik kazan örneği [13].	17
Şekil 1.21 : Isıtıcı-rezistans örneği [13].	18
Şekil 1.22 : Denge taşları örnekleri [13].	18
Şekil 1.23 : Elektrik motoru örneği [13].	18
Şekil 1.24 : Kayış örneği [13].	19
Şekil 1.25 : Kasnak örneği [13].	19
Şekil 1.26 : Yay örneği.	19
Şekil 1.27 : Amortisör örneği [13].	20
Şekil 1.28 : Körük örneği [19].	20
Şekil 1.29 : Ön kapak örneği [13].	20
Şekil 1.30 : Gösterge paneli patlatılmış resmi [20].	21
Şekil 1.31 : Kazan su çıkış hortumu ve pompa örneği [13].	21
Şekil 1.32 : Su tahliye hortumu örneği [13].	21
Şekil 1.33 : Çamaşır makinesinin çalışması sırasında su hareketi [21].	22
Şekil 1.34 : Bir çamaşır makinesi sıkma profili [21].	23
Şekil 1.35 : Çamaşır makinesinin şematik gösterimi [22].	24
Şekil 1.36 : Çamaşır makinesinin iki boyutlu önden modeli [22].	25
Şekil 1.37 : Çamaşır makinesinin iki boyutlu yandan modeli [22].	25
Şekil 1.38 : Sayısal çalışmayı doğrulamak için hazırlanan deney düzeneği [22].	25
Şekil 1.39 : Deney düzeneği [23].	26
Şekil 1.40 : Tek ve çift kütleli dengeleme sistemleri [24].	27
Şekil 1.41 : Robot dengeleyici yapısı [25].	28

Şekil 1.42 : Dengesizlik ve robot dengeleyicilerin hareketi [25].	28
Şekil 1.43 : Çamaşır makinesi gövdesinin ölçüm noktaları ve deney düzeneği [27].	30
Şekil 1.44 : Dengesiz yük sabitlenmiş çamaşır makinesi görseli [27].	30
Şekil 1.45 : Deneysel çalışmalar için hazırlanan test sistemi [27].	30
Şekil 1.46 : Gövde grubunun eski tasarımı ve yeni tasarımı [28].	31
Şekil 1.47 : Tambura sabitlenen metal dengesizlik [29].	32
Şekil 1.48 : Kazan üzerindeki ivmeölçer konumları [29].	32
Şekil 1.49 : Amortisör parametreleri [29].	33
Şekil 1.50 : Ölçümler için kullanılan ivmeölçerlerin konumları [21].	34
Şekil 1.51 : Akustik odada yerleşim düzeneği [21].	35
Şekil 1.52 : Campbell diyagramı elde etmek için kuralan deney düzeneği [30].	36
Şekil 1.53 : Dengesiz yük olmadığı durumda Campbell diyagramı [30].	37
Şekil 1.54 : Dalgalanma ve yırtılmanın olduğu bölge [31].	38
Şekil 1.55 : Test sonucunda meydana gelen yırtılma [31].	39
Şekil 1.56 : 0.5 mm tambur arka sacı ile üretilmiş tambur numunesi [31].	39
Şekil 1.57 : Tasarım önerileri [32].	40
Şekil 1.58 : Yumurtalık parçası için alternatif yolluk girişleri [33].	41
Şekil 1.59 : Parçada meydana gelen dalgalanma ve çökme problemleri [33].	42
Şekil 1.60 : Çekme deneyleri için alınan numunelerin bölgeleri [34].	43
Şekil 1.61 : Y şekilli parçanın alt gövdesi [35].	44
Şekil 1.62 : Araç içi aydınlatma lambasında yapılan deneme örneği [36].	45
Şekil 1.63 : Araç içi aydınlatma lambasında yapılan deneme örneği [36].	46
Şekil 1.64 : Denemeler sonucunda en iyi parça numunesi görseli [36].	46
Şekil 1.65 : Candy BMW4 137PH6/1-S ürünü.	47
Şekil 1.66 : Panasonic marka NA-140VX3 ürünü.	48
Şekil 1.67 : Samsung WW12H8420EW ürünü.	49
Şekil 1.68 : Samsung WW12H8420EW ürünü.	50
Şekil 1.69 : Sac parça montajlı kazan kapağı görseli.	50
Şekil 1.70 : CN101092783B patent resimleri [37].	51
Şekil 1.71 : CN101092783B patent resimleri [37].	52
Şekil 1.72 : EP3106559B1 patent resimleri [38].	53
Şekil 1.73 : EP3106559B1 patent resimleri [38].	53
Şekil 1.74 : US2019127902A1 patent resimleri [39].	54
Şekil 1.75 : US2019127902A1 patent resimleri [39].	55
Şekil 1.76 : US2019127902A1 patent resimleri [39].	55
Şekil 1.77 : US2019127902A1 patent resimleri [39].	56
Şekil 1.78 : US2019127902A1 patent resimleri [39].	56
Şekil 1.79 : US2019127902A1 patent resimleri [39].	57
Şekil 2.1 : Tek serbestlik dereceli lineer titreşim sistem modeli [40].	59
Şekil 2.2 : Sönüm çeşitlerine göre konum zaman grafikleri [40].	63
Şekil 2.3 : Dengesiz rotorun (a)Sistem ve (b) S.C.D. [40].	66
Şekil 2.4 : Hareket yalıtımı sistemi [40].	68
Şekil 2.5 : Geçirgenlik-Frekans Oranı Grafiği [40].	70
Şekil 2.6 : Çamaşır makinesi örneği [40].	70
Şekil 2.7 : Çok serbestlik dereceli sistem [40].	71
Şekil 2.8 : Ankastre mesnetli kiriş görseli.	73
Şekil 3.1 : V01 mevcut durum tasarımı.	75
Şekil 3.2 : V02 tasarım değişikliği çözümü.	76
Şekil 3.3 : V03 kalınlık artışı.	77
Şekil 3.4 : V04 kırmızı bölgelerde elastisitesi yüksek hammadde kullanımı.	77

Şekil 3.5 : V06 ve V07 plastik içinde sac kullanım.....	78
Şekil 4.1 : Kalsit dolgulu PP gerilme-şekil değiştirme eğrisi.....	80
Şekil 4.2 : Cam elyaf katkılı PP gerilme-şekil değiştirme eğrisi.....	80
Şekil 4.3 : Numune örneği ve çekme deney cihazı.....	81
Şekil 4.4 : Tahrik grubu CAD modeli.....	82
Şekil 4.5 : Kazan grubu mesh modeli.....	82
Şekil 4.6 : Rulman yuvası, motor ve üst denge ağırlığı modellemesi.....	83
Şekil 4.7 : Rulman yuvası modeli.....	83
Şekil 4.8 : ASET elemanlar.....	84
Şekil 4.9 : Dengesiz yük dağılımının olasılık dağılım fonksiyonu ile incelemesi.....	85
Şekil 4.10 : Tambur grubu içerisinde dengeli-dengesiz yük dağılımı.....	85
Şekil 4.11 : Tambur grubu FEM modeli.....	86
Şekil 4.12 : Tambur-Flanş FEM model RBE2 bağlantısı.....	86
Şekil 4.13 : Dinamik analiz FEM modeli.....	87
Şekil 4.14 : Tambur grubu rijit cisim dinamiği modeli.....	88
Şekil 4.15 : Kazan grubu rijit cisim dinamiği modeli.....	88
Şekil 4.16 : Yay modeli örneği.....	89
Şekil 4.17 : Amortisör modeli örneği.....	89
Şekil 4.18 : Amortisör sürtünme kuvvetinin modeli.....	90
Şekil 4.19 : Tamburun kazan içerisinde dönme hareketinin modeli.....	90
Şekil 4.20 : Tambur grubu ilk modu 113.6 Hz.....	91
Şekil 4.21 : Tambur grubu ikinci modu 114 Hz.....	92
Şekil 4.22 : Tambur grubu üçüncü modu 114 Hz.....	92
Şekil 4.23 : Tambur grubu dördüncü modu 115 Hz.....	93
Şekil 4.24 : Tambur grubu beşinci modu 122 Hz.....	93
Şekil 4.25 : Kazan grubu ilk modu 38.9 Hz.....	94
Şekil 4.26 : Kazan grubu ikinci modu 70.8 Hz.....	95
Şekil 4.27 : Kazan grubu üçüncü modu 78.8 Hz.....	95
Şekil 4.28 : Kazan grubu dördüncü modu 100.9 Hz.....	96
Şekil 4.29 : Kazan grubu beşinci modu 111.2 Hz.....	96
Şekil 4.30 : Dinamik olarak tambur-körük arasında sürtme başlangıcı bölgesi.....	97
Şekil 4.31 : Versiyonların ilk mod şekilleri.....	99
Şekil 4.32 : V01-V02-V03-V04 tasarımlarının modları ve clearance değerleri.....	100
Şekil 4.33 : V05-V06-V07 tasarımlarının modları ve clearance değerleri.....	101
Şekil 4.34 : Tahrik grubu modal frekansları.....	102
Şekil 4.35 : Farklı tekil dengesizliklerde deplasman genlik değerleri.....	103
Şekil 4.36 : 1500 gr tekil dengesizlik değerinde kazan ön x-y salınımı.....	104
Şekil 4.37 : 1500 gr tekil dengesizlik değerinde kazan arka x-y salınımı.....	105
Şekil 4.38 : 1500 gr tekil dengesizlik değerinde kazan-ön duvar mesafe kontrolü.....	106
Şekil 5.1 : V01 mevcut durum kazan kapağı tasarımı.....	109
Şekil 5.2 : V01 tasarımın test sonucu.....	110
Şekil 5.3 : V02 tasarım değişikliği çözümü kazan kapağı tasarımı.....	110
Şekil 5.4 : V02 tasarım değişikliğinin test sonucu.....	111
Şekil 5.5 : V05 tasarım ve hammadde değişikliğinin test sonucu.....	111
Şekil 5.6 : Körük test sonu saat 9 yönündeki bölgesi.....	112
Şekil 6.1 : Tasarımların ilk mod frekansları ve clearance değerleri.....	113
Şekil 6.2 : V01-V02-V03 tasarım ve hammadde detayları.....	114
Şekil 6.3 : V04-V05-V06-V07 tasarım ve hammadde detayları.....	115



ÇAMAŞIR MAKİNESİ TAMBUR GRUBUNUN DİNAMİK YÜKLER ETKİSİNDEKİ DEFORMASYONLARININ ANALİZİ VE OPTİMİZASYON İLE İYİLEŞTİRİLMESİ

ÖZET

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte beyaz eşya sektöründe kullanıcıların, ürüne özgü talep ettiği özellikler de değişebilmektedir. Çamaşır makinelerinde fiyat/performans kriterinin yanı sıra tasarım, ses seviyesi, titreşim, kapasite ve makinenin ebatları da göz önünde bulundurulmaya başlanmıştır. Firmalar kullanıcıların taleplerini olabildiğince hızlı karşılayıp aynı derinlikte yıkama kapasitesinin miktarını yükselterek, daha yüksek devir hızlarında sıkma yapabilen ve kullanıcı ara yüzü daha işlevsel ve daha fazla fonksiyonu olan çamaşır makineleri tasarlayarak pazar paylarını artırmayı, teknolojiadaki gelişmeler sayesinde ürünün tasarımını en uygun hale getirip kaliteli ürün üretmeyi hedeflemektedirler.

Çamaşır makinesi satışlarında ise firmalar, pazar rekabetini koruyabilmek ve pazar payını artırabilmek için kullanıcıya en uygun fiyatlı ve en kaliteli çamaşır makinesini sunmak ana amaçlarından biri olmuştur. Bu doğrultuda maliyet ve kalite odaklı çalışmalar firmaların başlıca projeleri arasında yer almaya başlamıştır. Fakat hem tasarım maliyetlerinin aşağı çekilmesi hem de ürünün kalitesini artırabilmek için alternatif çözümler bulunması, yapılacak prototip çalışmalarını artırabilmekte ve testlerin tekrarlanma durumu firma açısından ek maliyetler getirebilmektedir.

Günümüzde bilgisayar programlarında sayısal modellemeler teknolojinin sağladığı vazgeçilmez bir unsur haline gelmiştir. Çamaşır makinesi özelinde yapılan çalışmalar, sayısal modellemeler sonrasında tasarım değişikliği, çözümlerin iyileştirilmesine yön vermeye başlamış ve ideal çözüme ulaşma hızını artırmıştır. Hızın artması hem piyasa isterlerine hızlı cevap veren firmaların pazar payını olumlu yönde etkilemiş hem de işçilik maliyetlerini düşürmüştür. Yapılan bu çalışma da sayısal modellemenin bu avantajlarını kullanan, çamaşır makinelerindeki bir iyileştirme faaliyetidir. Gövde titreşim seviye değerlerinin aşağıya çekilmesi, çamaşır makinesinin dengesiz yük durumunda kazan grubunun gövdeye çarpması ve yürümesini, çalışması esnasında elemanların (komponentlerin) birbirlerine sürmesi ve aşındırması gibi konular gelişime açık konulardır. Bu başlıklar arasından sürtme başlığına odaklanılmıştır.

Bu tezin amacı, çamaşır makinelerinin kazan kapağı ile tambur ön sacı arasında, makinenin titreşimleri ve hareketli parçaların etkileşimli dinamik davranışları sonucunda meydana gelen sürtme ve kazan ön kapak parçasında oluşan bölgesel deformasyon problemlerine optimum bir çözüm bulabilmektir. Hareketli kazan grubu parçalarının titreşimleri, diğer gövde elemanları ile etkileşimi sonucu, çamaşır makinesi yıkanan çamaşırlara büyük zarar vermekte ve bu sorun makinedeki yıkama bölgesini sabit parçalardan ayıran körükte hasara sebep olarak ciddi mekanik arızalara yol açmaktadır. Bu nedenle, bu bölgedeki elemanların karşılıklı etkileşimi ve oluşan dinamik hareketlerdeki belirsizlikler dikkate alınarak bir analiz çalışması

yapılmıştır. Tambur grubunda çok sayıda parçanın karşılıklı etkileşimi söz konusu olduğundan, problemin analizi için ilgili parçaların hepsinin modellenmesi ve karşılıklı etkileşimlerinin incelenmesi gerekmektedir. Bulunan çözüm ile ürün kalitesinin artırılması hedeflenmiştir.

Yedi bölümden oluşan bu tez çalışması kapsamında teorik modelleme, sayısal simülasyonlar ve deneysel doğrulama çalışmaları yapılmıştır ve sırası ile bölümlerde yapılan çalışmalar detaylı bir şekilde anlatılmıştır.

Giriş bölümünde problemin detaylı açıklaması sunulmuştur. Tezin amacı ve kapsamı anlatılarak, çamaşır makinesi tarihçesi görsellerle aktarılmıştır. Çamaşır makinesi komponent isimleri sıkça kullanılacağından dolayı komponent tanıtımı yapılmış, işlevleri anlatılmış ve terminoloji aktarılmaya çalışılmıştır. Çamaşır makinesinin çalışma prensibi anlatılarak literatür özeti yapılmıştır. Literatür taraması dört farklı başlık altında değerlendirilmiştir. İlk başlık çamaşır makinesinde değişken yükleri ve titreşim konularını içeren çalışmalar olmuştur. Burada dengesiz yükler, bu yüklerin konumlarının belirlenmesi, farklı dengeleme sistemleri, titreşim problemleri, bunların modal ve dinamik analizleri öne çıkan alt başlıklardır. Diğer başlıklar ise tasarım değişiklikleri ve enjeksiyon yöntemiyle üretilmiş plastik parçalarda problem görülmesi sonrasında yapılan iyileştirmeler de dahil olmak üzere, beyaz eşya sektöründe önde gelen firmaların çamaşır makineleri incelemeleri ve patent araştırmalarıdır.

Tezin teori bölümünde sayısal modellemenin temelini oluşturan tek ve çok serbestlik dereceli doğrusal titreşim sistemlerinin titreşim teorisi, çamaşır makinelerinde tamburun içinde bulunan ve dengesizlik oluşturabilecek çamaşırlar için rotor dinamiği teorisi anlatılmıştır. Geçirgenlik konusu ve iyi bir yalıtım için gereklilik koşulları grafikler ile teorik olarak açıklanmıştır. Sehim hesabı örneği referans alınarak kazan kapağı parçasında alternatif çözüm önerilerini bulmak ve teorik olarak değerlendirmek amaçlanmıştır.

Tasarım çalışmaları, modellemeler ve analiz sonuçları bölümü ile birlikte yürütülmüştür. Öncelikle mevcut tasarım ele alınarak, tambur grubu ve kazan grubu modal analizleri yapılmıştır. Mod frekansları ve mod şekilleri incelenmiş, 0-21 Hz arasında çamaşır makinesi çalışma frekansı olduğundan maksimum frekansın ikinci harmoniğinde kazan grubunun ilk mod frekansı olan 38.9 Hz'e yakın olduğu görülmüştür. Dinamik analizlerde kazan kapağı ile tambur arasındaki mesafeler kontrol edilmiştir. Tasarım değişikliklerinde kazan kapağı ile tambur ağızları arasındaki mesafe değeri de referans alınarak kazan grubu ilk mod frekanslarını artırılması hedeflenmiş ve alternatif hammadde çözümleri de değerlendirilmiştir. Her bir tasarım değişikliği için modal analiz ve dinamik analiz yapılarak, kazan kapağı ile tambur ağızları arasındaki mesafe bulunmuştur. Mevcut durumda kazan kapağı ve tambur ağızları arasında mesafe negatif değerde bulunmuştur. Önerilen çözümlerden saat 3 ve 9 yönlerinde güçlendirme yapılmış ve cam elyaf katkılı PP hammadde kullanılan V05, kazan kapağına sac parça eklenen V06 ve V07 çözümleri mod frekansları ve tambur kazan arası mesafe değerleri açısından uygun bulunmuştur. Dengesiz yük koşulları simüle edilerek kazan ön ve arka bölgelerinde eksenlerdeki deplasman değerleri gösterilmiştir.

Model doğrulama bölümünde, yapılan analizlerin doğrulanması hedeflenmiştir. Bu kapsamda yapılan testlerde çamaşır makinelerinin farklı yük koşullarında çalışması durumunda mevcut tasarım ile yapılan testler sonucunda körükte meydana gelen deformasyon gösterilmiştir. Yapılan dinamik analizlerde kazan kapağı ile tambur ön

sacı arasında girişim görülmesi, körükte meydana gelen deformasyonu açıklamaktadır. Körükte saat 3 ve 9 yönlerinde meydana gelen deformasyonlar sonrasında kazan kapağında saat 3 ve 9 yönlerinde tasarım iyileştirmesi V02 alternatif çözüm önerisi sunulmuştur. Bunun üzerine de cam elyaf katkılı hammadde kullanılması için V05 alternatif çözüm önerisi sunulmuştur. V02 ve V05 alternatif çözüm önerilerinin numuneleri alınarak testlere verilmiştir. V05 çözümü için körükte deformasyonlara rastlanmamıştır.

Sonuçlar ve öneriler bölümünde, tambur körüğe sürtme problemi mevcut tasarımdaki kazan kapağının mod frekanslarından ve mod şekillerinden dolayı meydana geldiği belirtilmiştir. Kazan grubunun ilk mod frekansı, çamaşır makinesinin maksimum çalışma frekansının ikinci harmoniğine yakın değerdedir. Kazan grubunun mod şekline bakıldığında saat 3 ve 9 yönlerinde kazan kapağı tambura yaklaşmaktadır. Dinamik analizlerde girişim görülmüş olup testlerde de körükte aşınmalar görülmüştür. Tasarım ve hammadde değişiklikleri ile seri üretim koşulları iyileştirilmiştir. İleriki çalışmalarda yükleme ağız geniş kazan kapağı tasarımları için kazan kapağında sac parça kullanımı önerisi, proسته ve tasarımlarda değişiklikler yapılarak değerlendirilebilir.



ANALYSIS OF DEFORMATIONS IN WASHING MACHINE TUBS UNDER THE INFLUENCE OF DYNAMIC LOADS AND THEIR IMPROVEMENT USING OPTIMIZATION METHODS

SUMMARY

With the development of technology, the features demanded by the users in the home appliance sector may also change. In addition to the price/performance criteria, the design, sound level, vibration, capacity and dimensions of the washing machine is also taken into consideration in washing machines. Companies aim to increase their market share by meeting the demands of the users as quickly as possible, by increasing the amount of washing capacity at the same depth, by designing washing machines that can spin at higher rotation speeds and with a more functional user interface and more functions, and to optimize the design of the product and produce quality products thanks to the developments in technology.

Regarding the washing machine sales, one of the main objectives of the companies offer the most affordable and best quality washing machine to the user in order to maintain market competition and increase its market share. With this perspective, cost and quality improvement projects are started to take place among the main projects of the companies. However, both reducing the design costs and finding alternative solutions to increase the quality of the product can increase the prototype work load and the repetition of the tests may bring additional costs for the company.

Today, numerical modeling in computer programs is become an indispensable element provided by technology. Studies carried out specifically for the washing machine started to shape the improvement of design solutions after numerical modeling and increased the speed of reaching the ideal solution. The increase in speed has both positively affected the market share of companies that respond quickly to market demands and reduced labor costs. This study is an improvement activity in washing machines that uses these advantages of numerical modeling. Subjects such as lowering the body vibration level, the tub group hitting the cabinet body and walking problems in the case of an unbalanced load of the washing machine, and the friction and abrasion of the components during its operation are subjects that are open to development. Among these titles, the focus of thesis is on dynamic behavior of tub of a washing machine to prevent damage to laundry.

The aim of this thesis is to find an optimum solution to the problems of friction between the tub front cover part and the drum front sheet of the washing machine, as a result of the vibrations of the machine and the interactive dynamic behavior of the moving parts, and the regional deformation problems that occur in the tub front cover part. As a result of the vibrations of the moving tub group parts and their interaction with other body elements, the washing machine greatly damages the washed laundry and this problem causes serious mechanical failures by causing damage to the gasket that separates the washing area in the machine. For this reason, this study is carried out by taking into account the mutual interaction of the elements in this region and

the uncertainties in the dynamic movements that occur. Since many parts interact with each other in the drum group, it is necessary to model all the relevant parts and examine their interactions for the analysis of the problem. With the solution found, it is aimed to increase the product quality.

Within the scope of this thesis, which consists of seven chapters, theoretical modeling, numerical simulations and experimental validation studies is carried out and the studies carried out in the chapters were explained in detail.

In the introduction part, a detailed explanation of the problem is presented. The purpose and scope of the thesis is explained, and the history of the washing machine is conveyed with visuals. Since the washing machine component names is used frequently, the definitions of the components are made, its functions are explained and the terminology is tried to be conveyed. The working principle of the washing machine is explained and the literature is summarized. The literature review is evaluated under four different headings. The first topic is the issues involving unbalanced loads and vibration issues in the washing machine. Here, unbalanced loads, determination of the positions of these loads, different balancing systems, vibration problems, their modal and dynamic analyzes are the sub-headings that stand out. Other topics are design changes and improvements made after problems in injection molded plastic parts, washing machine benchmarking and patent searches of leading companies in the home appliance industry.

In the theory part of the thesis, the vibration theory of single and multi-degree-of-freedom linear vibration systems, which form the basis of numerical modeling, and the rotor dynamics theory for laundry in the drum in washing machines, which may cause imbalance, are explained. The permeability issue and the necessary conditions for a good insulation are explained theoretically and graphically. It is also aimed to find and theoretically consider alternative solution proposals in the tub front cover part by taking the deflection calculation example as a reference.

The design studies are carried out together with the modeling and analysis results. First of all, the current design was taken into consideration and modal analyzes of the drum group and the tub group were made. The natural frequencies and mode shapes were examined, and since the washing machine operating frequency was between 0-21 Hz, it was observed that the second harmonic of the maximum frequency was close to 38.9 Hz, which is the first natural frequency of the tub group. In dynamic analysis, the distances between the gasket and the drum were checked. In the design changes, the distance between the tub front cover and drum front sheet openings is also taken as a reference, and it is aimed to increase the first natural frequency of the tub group, and alternative raw material solutions are also considered. For each design change, modal analysis and dynamic analysis are performed and the distance between the tub and the drum is added. In the current situation, the distance between the tub front cover and the drum front cover is found to be negative. Among the suggested solutions, V05, where is made design change at 3 and 9 o'clock and glass fiber reinforced PP raw material is used, V06 and V07 solutions with sheet metal parts added to the tub front cover are found suitable in terms of natural frequencies and distance values between drum front cover and tub front cover. By simulating unbalanced load conditions, the displacement values in the axes of the tub front and rear regions are shown.

In the model validation section, it is aimed to validate the analyzes made. In the tests carried out in the scope of this thesis, the deformation in the gasket as a result of the

tests carried out with the current design in case the washing machines operate under different load conditions is shown. In the dynamic analysis, the interference between the tub front cover and the drum front sheet explain the deformation in the gasket. After the deformations in the gasket at 3 and 9 o'clock directions, a design improvement V02 alternative solution proposal is presented on the tub front cover at 3 and 9 o'clock directions. In addition to the V02 alternative solution, V05 alternative solution proposal is presented using of glass fiber reinforced raw materials. Samples of alternative solution proposals V02 and V05 is taken from mold and given to the tests. No deformation was found in the gasket for the V05 alternative solution proposal.

In the results and recommendations section, it is stated that the drum-gasket rubbing problem occurs due to the natural frequencies and mode shapes of the tub front cover in the current design. The first natural frequency of the tub group is close to the second harmonic of the maximum natural frequency of the washing machine. Considering at the mode shape of tub group, the tub front cover gets closer the drum at 3 and 9 o'clock directions. Interference is observed in dynamic analysis and abrasions are observed on the gasket in the tests. Mass production conditions are improved with new design and raw material changes. In future studies, the suggestion of using sheet metal part in the tub front cover can be recommended by making changes in the process and designs.



1. GİRİŞ

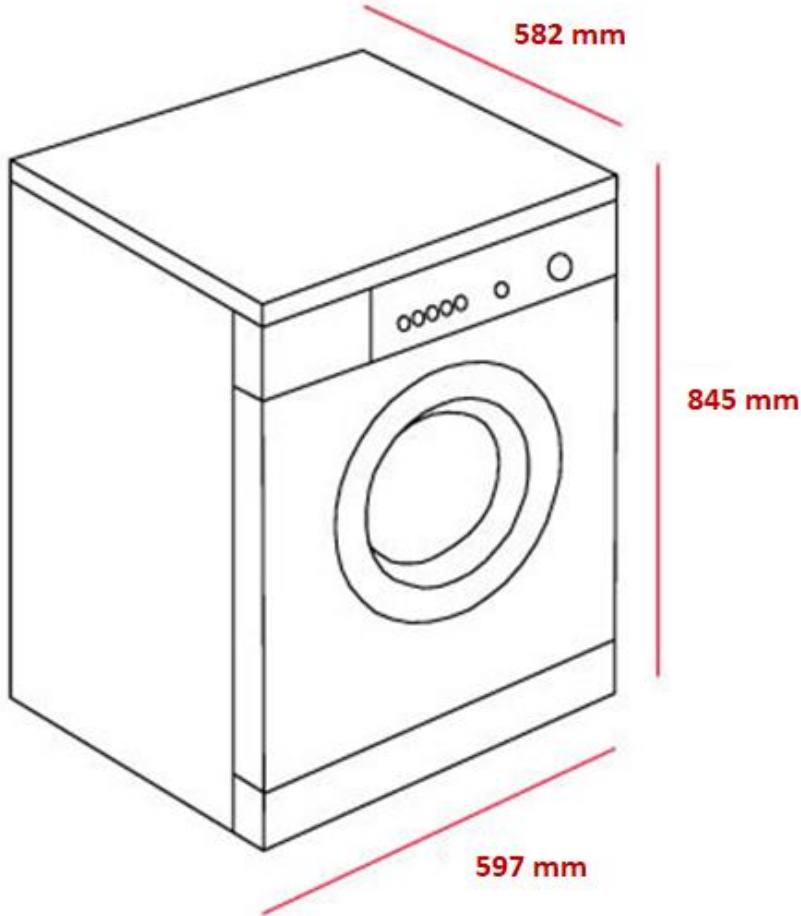
İnsanlık, yüzyıllar boyunca mevcut durumların iyileştirilmesi ve geliştirilmesi üzerine çalışmalar yürütmüştür. İnsanlar için hayatlarını kolaylaştırmak, daha kısa sürede ihtiyaçlarını karşılamak öncelikli konular arasında yer almıştır. İyileştirmeye veya geliştirmeye açık bu konulardan birisi de çamaşırların temizlenmesi konusudur. Çamaşırı yıkamak, çitilemek, durulamak, sıkmak ve sermek elle yapıldığı zaman çok uzun süren ve emek isteyen bir ihtiyaçtır.

Çamaşır makinesinin icadından önce elle yıkanılan kıyafetler veya diğer eşyalar, kişiye hem iş yükü anlamında ve hem de yorgunluk anlamında zahmet vermekte ve çok fazla zaman harcamasına sebep olmaktaydı. Çamaşır makinesi icadıyla insan hayatı kolaylaşmış ve kişinin çamaşır yıkamaya harcadığı zaman azalmıştır. Çamaşır makineleri işlevselliği gereği vazgeçilmez bir ürün haline gelmiştir.

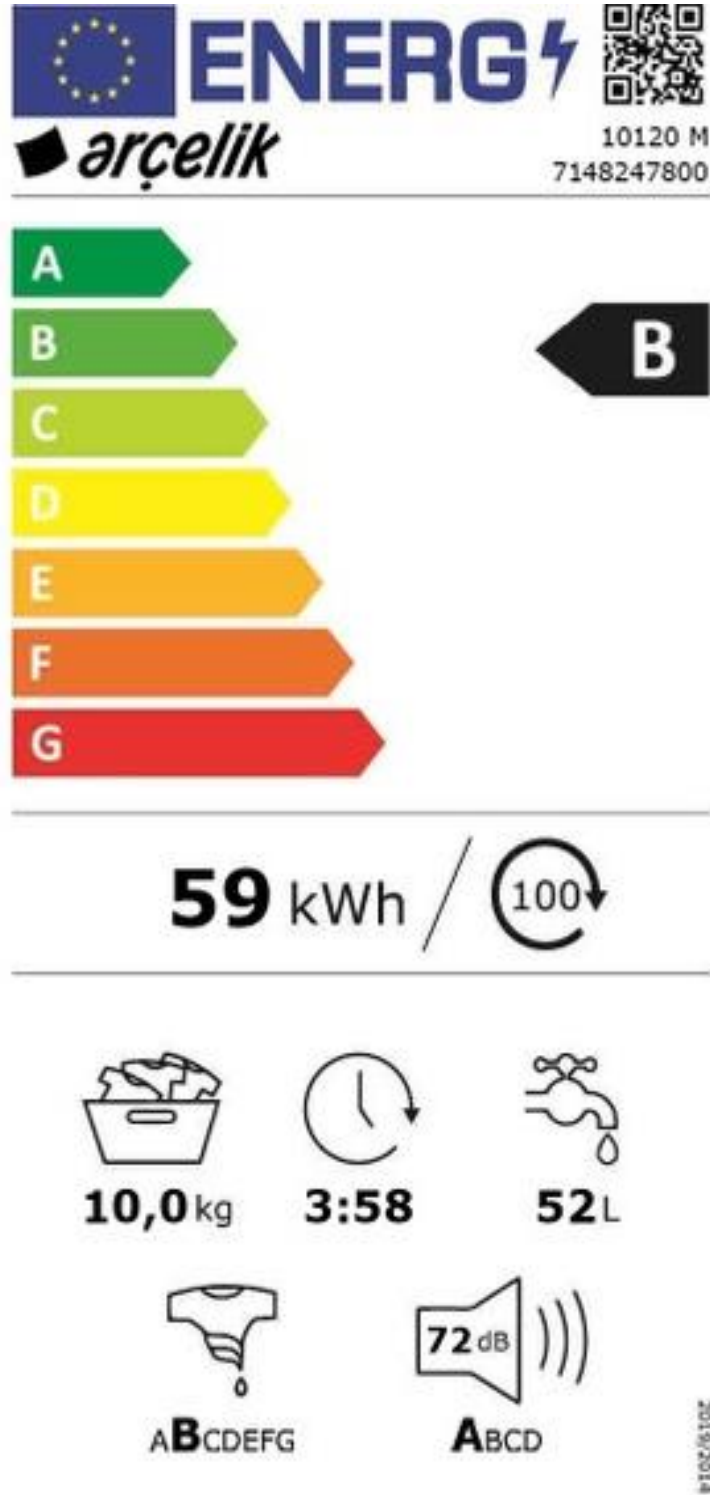
Beyaz eşya sektörüne bakıldığında bir ürünün rekabet edebilmesi için kullanıcının erişebileceği kadar uygun fiyatlı olması, kullanıcıyı tatmin edebilecek kaliteye sahip olması, koyulacağı konuma göre ürünün ebatları, rengi, tasarımı, ses seviyesi, enerji tasarrufu sağlamak için enerji sınıfı özellikler arasındadır. Şekil 1.1’de beyaz eşya sektöründen bir görsel gösterilmiştir. Beyaz eşyanın koyulacağı yer belirli ölçülerde olduğundan Şekil 1.2’de bir çamaşır makinesine ait ebatlar ve Şekil 1.3’te bir çamaşır makinesine ait enerji etiketi gösterilmiştir.



Şekil 1.1 : Beyaz eşya sektörüne ait görsel [1].



Şekil 1.2 : Örnek bir çamaşır makinesi ebatları [2].



Şekil 1.3 : Arçelik marka bir çamaşır makinesine ait enerji sınıfı etiketi [3].

Beyaz eşya sektöründe kullanıcının memnuniyetini sağlayan en önemli kalite faktörlerden birisi ürünün kullanım ömrü boyunca arıza yapmaması veya üründe hasar meydana gelmemesidir. Diğer etkenlerden birisi ise beyaz eşyanın, kullanıldığı ürünün ömrünü mümkün olduğunca uzun tutmasıdır. Örnek olarak buzdolaplarının içine koyulan yiyeceklerin bozulmaması, bulaşık makineleri içinde yıkanan

bulaşıkların desenlerini soldurmaması veya hasar vermemesi, çamaşır makinelerinde ise yıkandığı çamaşırları yıpratmaması verilebilir. Son olarak da beyaz eşyaların ev halkının günlük yaşamını da olumsuz etkilememesi istenmektedir. Bu olumsuz etkiler arasında makinelerin ısınması, titreşimden kaynaklı çok fazla ses çıkartması gibi birçok konu vardır. Çamaşır makinesi özelinde bakıldığında kullanıcının rahatsızlık duyacağı çamaşır makinesi problemi tambur ön sacının kazan kapağına sürmesi ve sonrasında oluşabilecek ses, koku, çamaşırlarda yırtılma vb. durumlardır. Kullanıcıların bu rahatsızlığını ortadan kaldırmak için öncelikle bu gibi problemlere sebep olabilecek durumların veya koşulların tespit edilmesi ve daha sonrasında elde edilen veriler kullanılarak çözüme kavuşması gerekmektedir.

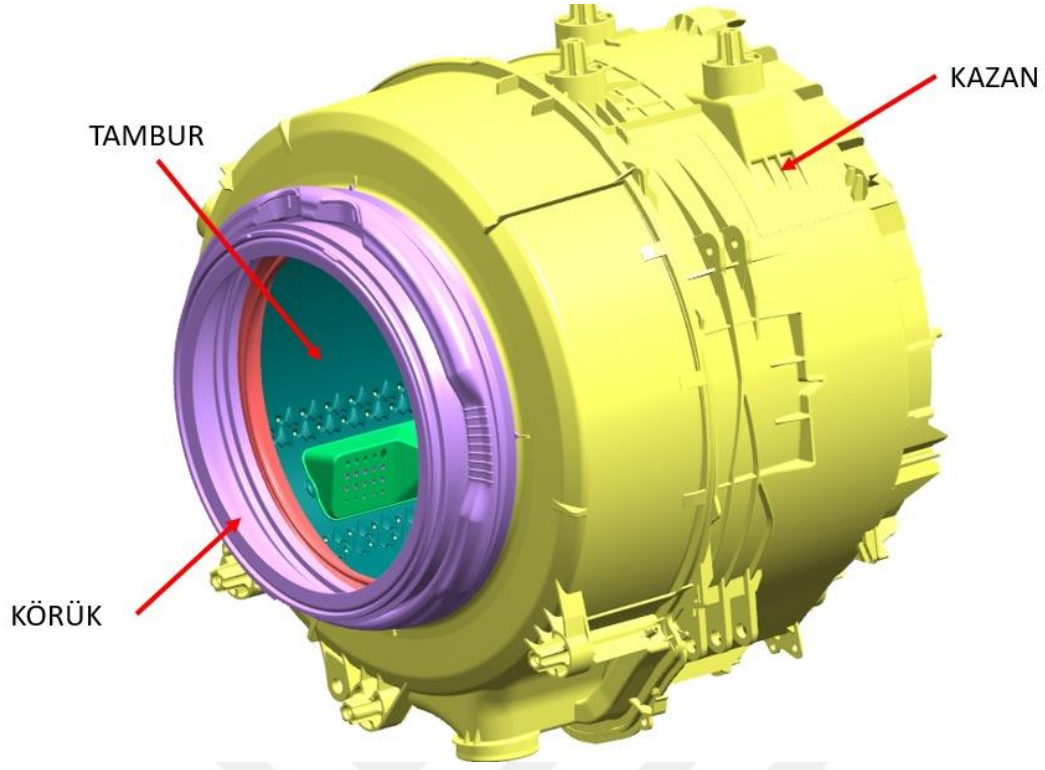
Çamaşır makinelerinde oluşan tambur ön sacının körüğe sürmesi probleminin olası sebepleri, üretim hataları, hammadde hataları, montaj hataları, tasarıma göre yapılmamış kalıplar, dengesiz yük konumu, dengesiz yük miktarı, tolerans hataları ve tasarım hataları şeklinde sıralanabilir. Bu tez çalışmasında, Arçelik A.Ş. üretimi 9 kg kapasiteli 1400 rpm bir çamaşır makinesi için tambur ön sacının kazan kapağına sürmesi ve kazan kapağı deformasyonlarına tasarım değişikliği yapılarak kalıcı çözüm bulabilmek hedeflenmiştir. Tasarımların sayısal modelleri kurulup dinamik analizleri yapılarak probleme çözüm bulmak amaçlanmıştır.

1.1 Problemin Açıklanması

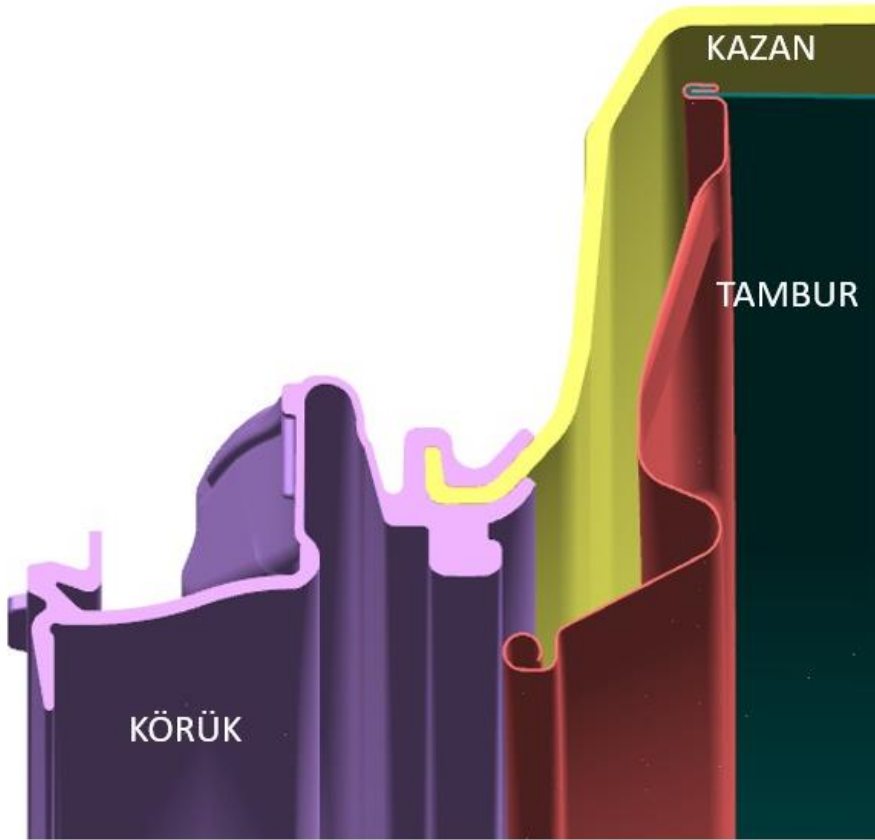
Bir çamaşır makinesi kullanıcıya sunulmadan önce, tasarımından üretimine kadar birçok aşamadan geçmektedir. Bu aşamalardan tasarım aşaması incelendiğinde, çamaşır makinesini oluşturan komponentler için çamaşır makinesindeki konumlarına ve çalışma durumlarına göre tasarım kısıtı, üretilebilirlik kısıtı, montajlanabilirlik kısıtı veya maliyet kısıtı ortaya çıktığı görülmektedir. Tüm bu kısıtları tasarımcılar değerlendirerek, tasarım sorumlusu oldukları komponentlerin ihtiyacına göre bilgisayar destekli tasarım (Computer Aided Design-CAD) modelini tasarlamakta ve hammaddelerini seçmektedir. Tasarımlar için tariflenen kriterlere göre ürün özelinde tolerans analizi, montajlanabilirlik analizi, hata modu etkileri analizi (Failure Mode and Effects Analysis-FMEA), modal analiz, statik analiz, dinamik analiz gibi analizler yapılmakta ve analizler sonucunda problem görülmesi durumunda komponent tasarımları güncellenmektedir. Ardından parçalar tekrardan bu analizlere girmekte ve yeni tasarımlardaki sorunlar tespit edilmektedir. Bu süreç, analizlerden

istenilen sonuç alınıncaya kadar devam etmekte ve nihai tasarım elde edilmektedir. Tasarım geçer koşuluna ulaştıktan sonra prototipleri hazırlanmakta ve ilk prototipler ile ilgili makine testleri başlamaktadır. Eğer test sonuçlarında problemler ile karşılaşılırsa gerekli tasarım düzeltmeleri yapılarak süreç tekrarlanmaktadır. Test sonuçlarında herhangi bir uygunsuzluk olmadığı durumda ise seri üretim koşullarını karşılayacak üretim kalıpları yapılmaktadır. Gerekli görülen durumlarda seri üretim kalıbından çıkan ilk numuneler ile testler tekrarlanmakta ve bu aşamada problem görülmediği durumda ise ürün seri üretime geçmektedir.

Çamaşır makinelerinde alt komponentler incelendiğinde hem sabit hem de hareketli bileşenler olduğu görülmektedir. Gövde grubu, panel grubu, üst tabla ve ön kapak grubu gibi makinenin dışarıdan görünen bileşenleri sabit/hareketsiz iken körük, kazan grubu, tahrik grubu ve amortisör gibi makinenin iç tarafında olan bileşenler hareketli bileşenlerdir. Körük, çamaşır makinesi gövdesi ile kazan grubu arasında bağlantı elemanı olarak ve ön kapak grubu ile kazan grubu arasında sızdırmazlık elemanı olarak görev yapmaktadır. Çamaşırın temizlenmesi için koyulduğu tambur grubu ise dönel bir bileşen olduğundan motordan gelen tahrik kuvveti ile 1000-1200-1400-1600 rpm gibi yüksek çamaşır sıkma hızlarında çalışabilmektedir. Tambur grubu, mil ile birlikte kazan grubunun arka bölgesinde bulunan rulman yuvasına rulmanlar kullanılarak yataklanıp kazan grubu ile bağlantısı sağlanmaktadır. Körük, kazan ve tambur montaj ilişkisi Şekil 1.4'te ve kesit alınmış görünüş Şekil 1.5'te gösterilmiştir.

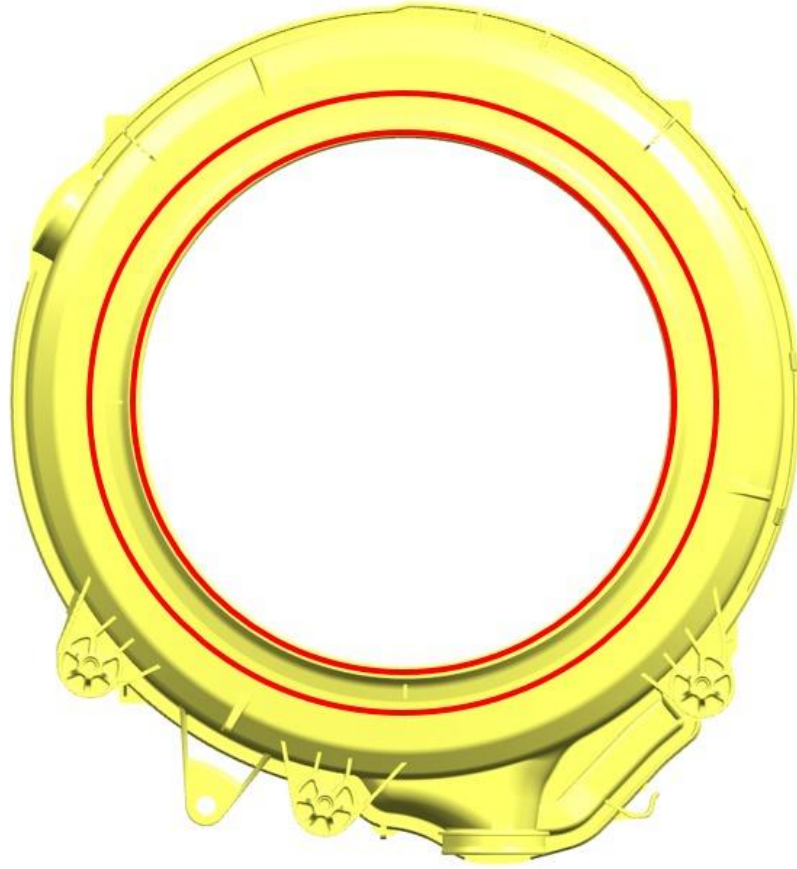


Şekil 1.4 : Körük, tambur ve kazan montajlı hali.



Şekil 1.5 : Arçelik A.Ş.'de kullanılan tambur, kazan, körük bağlantısı.

Tambur grubunun körük ile doğrudan teması olmamasına rağmen çalışma prensibi gereği dolaylı yoldan tambur grubu ile körük arasında boşluk kısıtı oluşmaktadır. Boşluk kısıtının sebebi, tamburun yıkama veya sıkma durumundaki dönme hareketi esnasında körüğe sürtme ve zamanla körükte deformasyonlar oluşturabilmesidir. Körükte sürtme ve deformasyonları engelleyebilmek adına boşluk kısıtı çamaşır makineleri tasarımında önemli bir kriter olarak değerlendirilmektedir. Tambur ile körük arasındaki mesafe, kazan kapağının tasarımından, hammaddesinden, üretim koşullarından veya montaj durumundan doğrudan etkilenmektedir. Mevcut durumda çamaşır makinesinin hareketli parçalarında meydana gelen titreşimler ve sonucunda oluşan etkileşimlerden dolayı Şekil 1.6’da kırmızı renkli daireler arasında kalan bölgede deformasyonlar ortaya çıkmaktadır. Bu deformasyon tambura doğru olduğu durumda ise tambur ile körük arası mesafe daralarak tamburun körüğe sürtmesine sebebiyet vermektedir. Sonuç olarak bu sorun çamaşır makinesinin titremesi, ses çıkarması ve içerisindeki çamaşırları yıpratması gibi sorunlara da yol açmaktadır.



Şekil 1.6 : Çamaşır makinesi kazan kapağında deformasyon görülen bölge.

1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı

Tezde Arçelik A.Ş.'de üretilen 9 kg kapasiteli 1400 rpm bir çamaşır makinesindeki kazan grubunun alt komponentleri olan kazan ön kapağı ile tambur ön sacı arasında makinenin sıkma adımındaki dinamik davranışların meydana getirdiği titreşimlerin sonucunda oluşan sürtme ve kazan kapağının ön bölgesinde bölgesel deformasyon problemlerine çözüm bulabilmek amaçlanmıştır. Tasarım ve hammadde değişiklikleri sonucunda meydana gelebilecek farklılıkları ortaya koyabilmek adına çamaşır makinesi modeli kurulmuştur, modal analiz ve dinamik analizler yapılmıştır. Yeni çalışmalar prototiplenerek mevcut durum ile test sonuçları karşılaştırılmıştır. Problemin çözümü için alternatif çözüm önerileri sunulmuştur.

Bu tez kapsamında teorik modellemeler, sayısal simülasyonlar ve deneysel doğrulama adımları uygunlanmıştır. Tezin içeriğinde çamaşır makinesi tarihçesi anlatılmış, çamaşır makinesinde kullanılan komponentlerin ve işlevlerinin anlaşılabilir olması için komponentler tanıtılmıştır. Bu çalışmaya katkı sağlayabilecek Arçelik A.Ş. bünyesinde ve literatürde yürütülen çalışmalar araştırılmıştır. Beyaz eşya sektöründe bulunan önde gelen firmaların çeşitli çamaşır makinesi modellerinde kazan grubu, tambur grubu ve körük tasarımları incelenmiş ve kıyaslamalar yapılmıştır. Ek olarak çalışmada ortaya konan fikrin bir başka firma tarafından patentlenen bir çalışma olmadığını ortaya koymak için patent araştırması yapılmıştır. Tüm bu araştırmalar, edinilen bilgiler ve tecrübeler ile bu çalışmaya yön vermek amaçlanmıştır. İlerleyen bölümlerde yapılacak olan analizler için kullanılan programların temelini oluşturan ve çıktıların yorumlanmasına destek olacak teorik bilgi verilmiştir. Mevcut durumun üç boyutlu (3B ya da 3D) katı modeli, komponentlerin ideal konumlarında olacak şekilde Siemens NX programında tasarlanmıştır. Mevcut durumda ve tasarım değişiklikleri sonrasında modelleme çalışmaları yapılmıştır. Modellemeleri, modal analizleri ve dinamik analizleri yapabilmek için HyperMesh ve Siemens NX programları kullanılmıştır. Yapılan analiz çalışmalarını doğrulayabilmek için model doğrulama yapılmıştır. Model doğrulamada mevcut tasarım ve seçilen iki tasarım için numune kazan kapağı alınarak testler tamamlanmıştır. Sonuçlar yorumlanarak ileriki çalışmalar için öneriler sunulmuştur.

1.3 Çamaşır Makinesi Tarihçesi

Toplum yaşantısı ile gelişen hijyen ve imaj ihtiyacı insanlığa temizlik kavramını kazandırmıştır. Temizlik ihtiyacının sık görüldüğü noktalardan biri ise kıyafetler ve ev tekstilidir. Çamaşır makinesinin icadından önce kıyafetler temizleyici deterjan veya türevleri kullanılarak elle yıkanıp temizlenmeye çalışılırdı. İnsanlar için çamaşırları elde yıkamak, suda bekletmek, itilemek veya dövmek, durulamak ve sonrasında çamaşırların daha kısa sürede kuruması için fazla sularını sıkmak zahmetli olduğu kadar çok fazla vakit harcanan bir işti. İnsanların bu ihtiyaçlarını daha kolay bir şekilde karşılayabilmek adına çamaşır makinesi fikri 1700'l yılların sonuna doğru oluşmaya başladı. İlk patent 1782'de Henry Sidgier tarafından çamaşır makinesi fikri için verilirken, Amerika'da ise Nathaniel Brigg tarafından 1797'de patent alınmıştır [4]. Yatay veya dikey eksenle dönebilen, içine koyulan çamaşırların su ve temizleyici ile karıştırılmasını sağlayan ilk çamaşır makinelerinin örnekleri şekil 1.7' de gösterilmiştir [5,6].



şekil 1.7 : Yatay ve dikey eksenli ilk çamaşır makineleri rnekleri [5,6].

Günümüzde kullanılmakta olan çamaşır makinelerinin çalışmasının temeli 1906'da Alva John Fisher'in aldığı elektrik motoru ile çalışan çamaşır makinesi patentine dayanmaktadır [6]. Hurley Company'de, 1908 yılında ilk elektrikli çamaşır makinesi üretilmiştir ve The Mighty Thor olarak isimlendirilen bu çamaşır makinesinin reklam görseli Şekil 1.8'de gösterilmiştir [7].

ANNOUNCING THE NEW—
Thor-32
ELECTRIC WASHING MACHINE
With *Thor* All Metal Swinging Wringer



The new THOR-32 is ready. We believe it to be the simplest, handsomest and most perfect washing machine ever produced.

It is the result of 14 years' cumulative experience, the loyal effort of old and skilled workmen, and was inspired by a vision of what people demand in new and better things.

The new THOR-32 is made entirely of metal and has a capacity 60% greater than previous models occupying the same floor space.

In the THOR-32, as in all previous Thor models, quick thorough washing, without wear on clothes, is accomplished by the revolving, reversing cylinder which gently lifts and dips the clothes through active, soapy water.

There is a self-draining cover, never attempted in any washing machine before, and a wonderful metal swinging wringer.

Proud Thor dealers, more proud than ever now, will be happy to show the new THOR-32 and explain the liberal terms.

Write to us for our new book, "You and Your Laundry," Mrs. Christine Frederick's late work. It will be sent free and prepaid.

Other Products of the Hurley Machine Company are the Thor Electric Ironer and the Thor Electric Vacuum Cleaner

HURLEY MACHINE COMPANY
General Offices and Factories, Chicago

147 W. 42nd St., New York 299 Tremont St., Boston 319 N. 18th St., St. Louis 124 Post St., San Francisco British Distributors
817 Walnut St., Kansas City 413 Yonge St., Toronto 822 S. Broadway, Los Angeles Durant Bldg., Flint, Mich. Chas. E. Beck & Co., Ltd., 70 New Bond St., London

Şekil 1.8 : Thor elektrikli çamaşır makinesi reklamı [7].

İlk örnekler zamanla geliştirilip elektrik motoru eklenerek, çamaşırları üstten yüklemeli veya önden yüklemeli şekilde içine atılabilecek çelik veya plastik kazanları olan, su ısıtıcıları sayesinde istenilen sıcaklığa suyun ısıtılmasını sağlayan, çamaşırların çeşidi veya kirlerin durumuna göre uygun yıkama programı seçilebilen, sıkma hatta kurutma yapılabilen çamaşır makineleri ortaya çıkmıştır. Yurt dışında ilk örnekler 1800'lerde üretilse de Türkiye'de ilk çamaşır makinesi 1959 yılında Arçelik A.Ş. firması tarafından üretilmiştir ve görseli Şekil 1.9'da gösterilmiştir.



Şekil 1.9 : Türkiye'de üretilen ilk çamaşır makinesi [8].

1974 yılında ise ilk otomatik çamaşır makinesi üretilmiştir [9]. Teknolojinin ilerlemesi, kullanıcı beklentilerinin ve taleplerinin artması ile çamaşır makinesi çeşitleri ve modelleri değişmiş ve gelişmiştir. Günümüzde önden yüklemeli olarak üretilen ve kullanıcı tarafından tercih edilen çamaşır makinesi modellerinin örnekleri Şekil 1.10'da ve Şekil 1.11'de gösterilmiştir.



Şekil 1.10 : Günümüzde tercih edilen çamaşır makinesi modellerinden birisi [10].

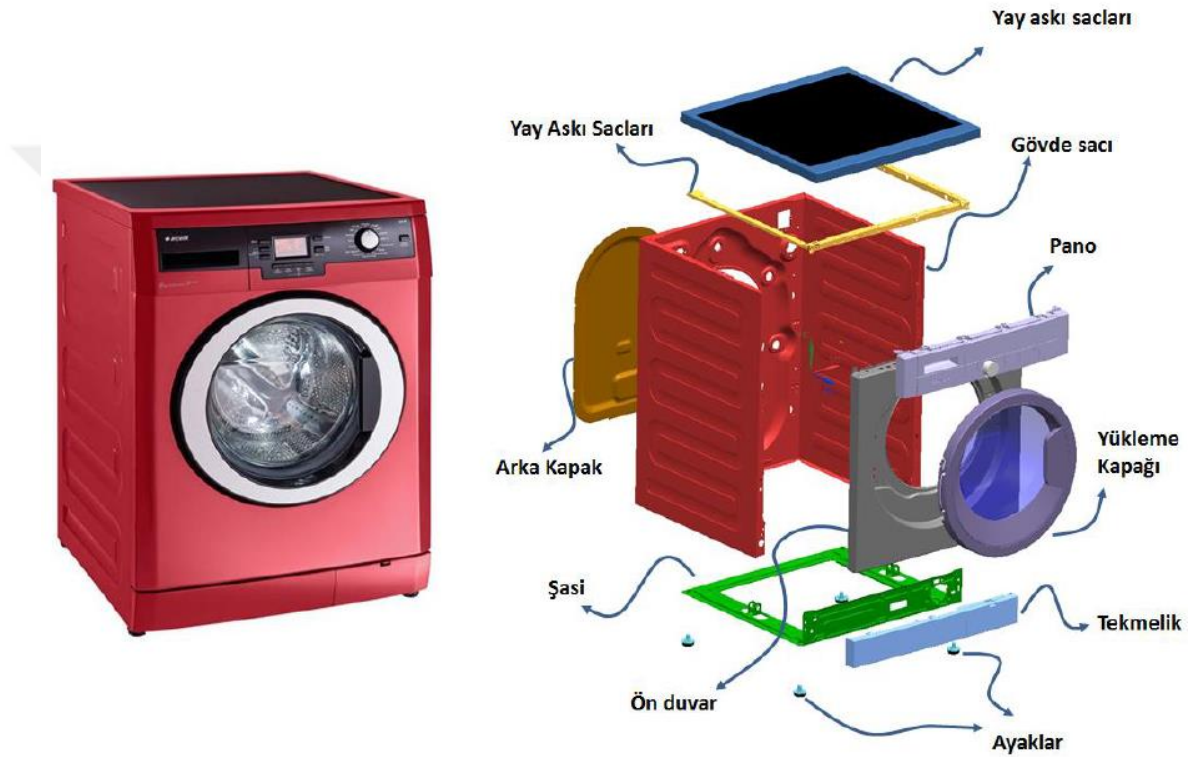


Şekil 1.11 : Günümüzde tercih edilen çamaşır makinesi modellerinden birisi [11].

1.4 Çamaşır Makinesi Komponent Tanıtımı

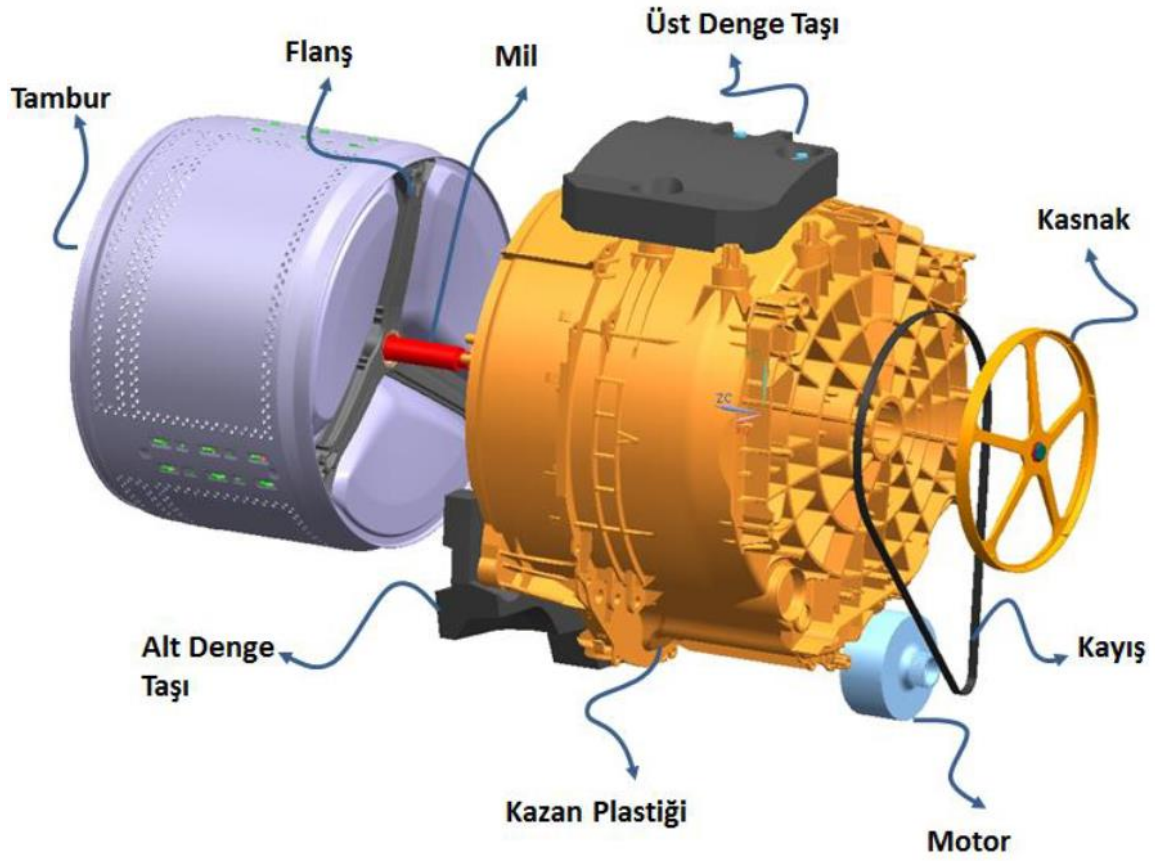
Çamaşır makineleri birçok farklı tasarımlardan ve işlevlerden oluşan komponentlere sahiptir. Gövde grubu, gösterge panelleri gibi bazı komponentler sabit/statik olurken, tambur grubu, kasnak gibi bazı komponentler hareketli/dinamiktir. Tez kapsamında bilinmesi gereken komponentler ve işlevleri aşağıda özetlenmiştir.

Çamaşır makinesinin dışarıdan görünen gövde grubu, gösterge paneli, yükleme yapılan ön kapak gibi komponentlerin patlatılmış resmi şekil 1.12’de gösterilmiştir.



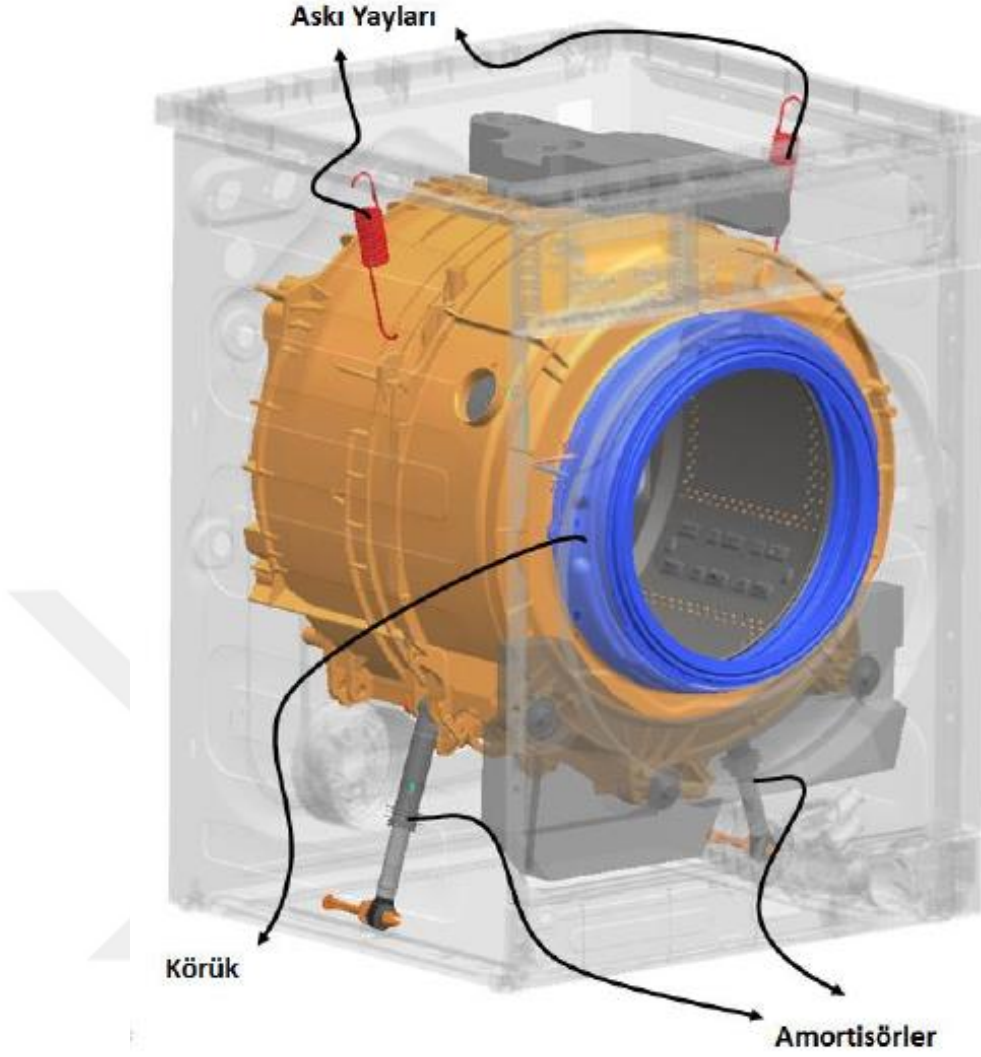
şekil 1.12 : Bir amaşır makinesinin montajlı ve patlatılmış resimleri [12].

Çamaşır makinesinin hareketli/dinamik komponentleri olan çamaşırın içine koyulduğu tambur grubu, kazan grubu ve bunların birlikte montajlandığı denge taşları, kasnak, kayış ve motor için patlatılmış resim şekil 1.13’te gösterilmiştir.



Şekil 1.13 : Dinamik komponentlerin patlatılmış resmi [12].

Kazan grubu ile gövde grubunun birbirine bağlantısı askı yayları, amortisörler ve körük ile sağlanmaktadır. Bu bağlantı için kullanılan askı yayı sayısı veya amortisör sayısı markadan markaya veya modelden modele değişiklik gösterebilmektedir. Örnek olarak Şekil 1.14’te iki adet yay ve iki adet amortisör ile kazan grubunun gövde grubuyla olan bağlantısı gösterilmiştir.



Şekil 1.14 : Kazan grubunun gövde grubu ile bağlantısı [12].

Gövde grubu, ürünün dışarıdan görünen ve rengini belirleyen, yan, arka, ön panellerden, alt ve üst destek saclarından oluşan ve diğer tüm komponentleri doğrudan ya da dolaylı şekilde taşıyan komponent grubudur.

Su giriş hortumları, çamaşır makinesi çalışmaya başlayınca su alımını sağlamaktadır. Bir ucu musluğa diğer ucu da çamaşır makinesindeki vanaya bağlıdır. Makine özelliklerine göre tek su girişli ve çift su girişli vana kullanılmaktadır. Çift su girişli vanalarda sıcak su girişi ve soğuk su girişi vardır. Kırmızı renkli hortum sıcak su için, gri renkli hortum ise soğuk su için kullanılmaktadır. Şekil 1.15'te sıcak su ve soğuk su giriş hortumları, Şekil 1.16'da çamaşır makinesindeki su giriş vanaları gösterilmiştir.



Şekil 1.15 : Su giriş hortumları örneği [13].



Şekil 1.16 : Su giriş vanaları örneği [13].

Deterjan kutusu, kullanıcının toz veya sıvı deterjan, yumuşatıcı vb. temizleyici malzeme koyduğu bölmedir. Çamaşır makinesi çalıştıktan sonra vanadan gelen su deterjan kutusundaki deterjanı alarak kazana aktarır. Şekil 1.17’de deterjan kutusu görseli gösterilmiştir.



Şekil 1.17 : Deterjan kutusu örneği [13].

Kazan su giriş hortumu, deterjan kutusundan gelen suyu kazana iletmek için kullanılan ara hortumlardan birisidir. Örnek olarak Şekil 1.18’de gösterilmiştir.



Şekil 1.18 : Kazan su giriş hortumu örneği.

Kazan grubu, kullanıcının yıkamak istediği çamaşırları içine koyduğu tambur, tamburun dönmesini sağlayan flanş, mil, rulmanlar ve sabit olan plastik dış kısımlardan oluşmaktadır. Plastik dış kısımlardaki hammadde çeşitleri eskiden sac ve türevleri olurken yakın geçmişte tasarım ile birlikte plastik hammadde şeklinde farklılaşmıştır. Sac ve plastik olan dış parçalar Şekil 1.19’da ve Şekil 1.20’de gösterilmiştir. Günümüzde ise sürdürülebilirlik çalışmaları amacıyla geri dönüştürülmüş plastiklerden de üretilabilmektedir [14].



Şekil 1.19 : Çamaşır makinelerinde kullanılan çelik sac kazan örneği [13].



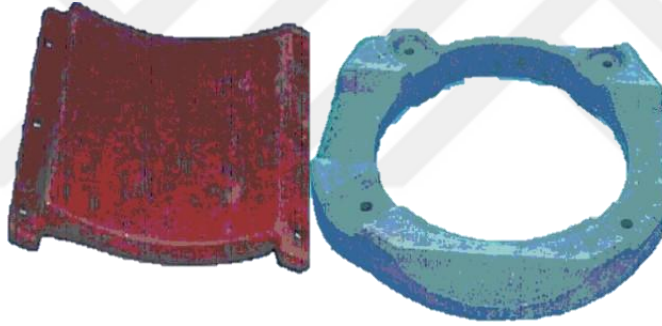
Şekil 1.20 : Çamaşır makinelerinde kullanılan plastik kazan örneği [13].

Isıtıcı ya da rezistans, kullanıcının yıkama programında seçtiği sıcaklığa göre çamaşır makinesi kazanı içerisindeki suyu ısıtan komponenttir. Şekil 1.21’de örnek bir ısıtıcı görseli gösterilmiştir.



Şekil 1.21 : Isıtıcı-rezistans örneği [13].

Denge taşları, kazan grubu ve bağlı olduğu motorun statik dengesini sağlamak, kazan grubu kütlesini artırmak ve kazan grubunun hareketi sırasında oluşan genlikleri azaltmak için kullanılır. Genellikle beton malzeme olmasına rağmen kompozit hammadde çalışmaları ve sıvı halkalı dengeleme sistemi gibi farklı dengeleme çalışmaları da mevcuttur [15,16,17]. Örnek olarak Şekil 1.22’de kırmızı renkli üst denge taşı, gri renkli alt denge taşı göstermiştir.



Şekil 1.22 : Denge taşları örnekleri [13].

Elektrik motoru, çamaşır makinesinin çalıştırılmasıyla verilen program özelliklerine ve çalışma algoritmasına göre tambur grubunun dönme hareketini sağlamak için kullanılmaktadır. Şekil 1.23’te bir elektrik motoru örneği gösterilmiştir.



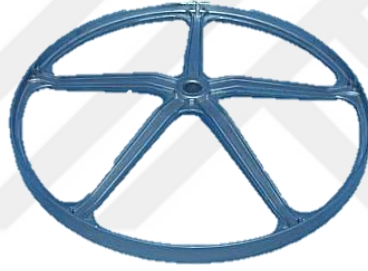
Şekil 1.23 : Elektrik motoru örneği [13].

Kayış, motor ile kasnak arasında bağlantı elemanı olup dönme hareketini motordan kasnağa aktarır. Örnek olarak Şekil 1.24’te kayış gösterilmiştir.



Şekil 1.24 : Kayış örneği [13].

Kasnak, motordan gelen dönme hareketini, mille gruplu olduğu için tambur grubuna aktarır ve tambur grubunun dönmesini sağlar. Bir çamaşır makinesinde kullanılan kasnak komponentinin görseli Şekil 1.25’te gösterilmiştir.



Şekil 1.25 : Kasnak örneği [13].

Yay, kazan grubunun gövde grubu ile üstten bağlantısını sağlayan, kazan grubunun istenilen konumda tutulmasında ve kazan grubunun hareketlerini kısıtlamak için kullanılmaktadır. Şekil 1.26’da yay örneği gösterilmiştir.



Şekil 1.26 : Yay örneği.

Amortisör, kazan grubunun gövde grubu ile alttan bağlantısını sağlayan ve çamaşır makinesi çalışırken kazan grubunda çamaşırdan kaynaklı oluşan dengesiz yük ve sonrasında meydana gelen titreşimleri sönmölemek için kullanılmaktadır. Genellikle kuru sürtünmeli amortisörler kullanılmasına rağmen farklı amortisör çeşitleri de kullanılabilmekte ve çamaşır makinesi için titreşim seviyeleri azaltılmaktadır [18]. Örnek olarak Şekil 1.27’de amortisör gösterilmiştir.



Şekil 1.27 : Amortisör örneği [13].

Körük, kazanın ön kapağı ile gövde grubunun sac ön paneli arasında bağlantı ve sızdırmazlık sağlamaktadır. Viskoelastik malzeme yapısı gereği, çamaşır makinesi çalışırken makinenin yürümesini engelleyebilmekte ve kazan grubu hareketlerini de sönmöleyebilmektedir [19]. Şekil 1.28’de bir çamaşır makinesinde kullanılan körük komponenti gösterilmiştir.



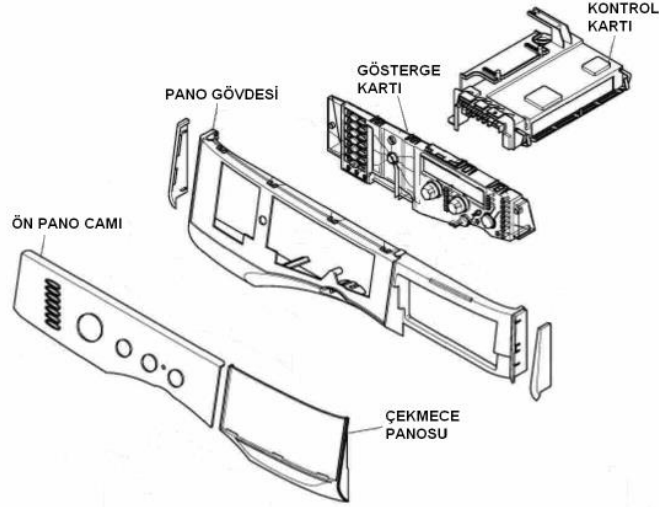
Şekil 1.28 : Köruk örneği [19].

Yükleme kapağı, çamaşırların makine içine koyulabilmesini ve sonrasında makine çalışırken kapalı kalmasını sağlamaktadır. Bir çamaşır makinesinde kullanılan yükeme kapağı ya da ön kapak olarak bilenen komponent, açık pozisyonndaki hali Şekil 1.29’da gösterilmiştir.



Şekil 1.29 : Ön kapak örneği [13].

Gösterge paneli ya da pano, çamaşır makinesinde programların seçilebilmesini sağlamaktadır. Şekil 1.30’da gösterge panelinin patlatılmış resmi gösterilmiştir.



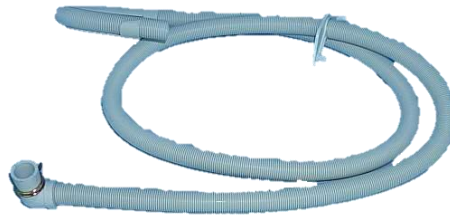
Şekil 1.30 : Gösterge paneli patlatılmış resmi [20].

Kazan su çıkış hortumu, çamaşır makinesinin kazanındaki suyun pompaya aktarılmasını sağlamaktır. Pompa ise çamaşır makinesinin yıkama ve durulama programları bitince kazan içerisindeki suyu tahliye etmektedir. Şekil 1.31’de bir çamaşır makinesinde kullanılan kazan su çıkış hortumu ve pompa görselleri gösterilmiştir.



Şekil 1.31 : Kazan su çıkış hortumu ve pompa örneği [13].

Su tahliye hortumları, pompadan gelen suyu banyo giderine aktarır. Şekil 1.32’de örnek bir su tahliye hortumu görseli gösterilmiştir.



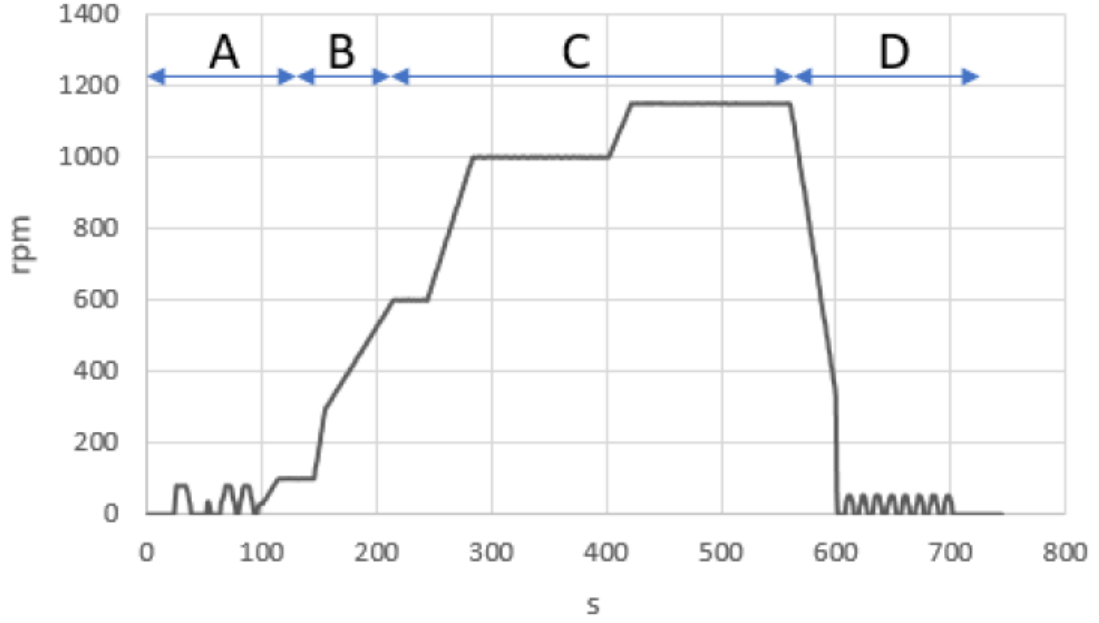
Şekil 1.32 : Su tahliye hortumu örneği [13].

1.5 Çamaşır Makinesi alışma Prensibi

Çamaşır makinesi içerisine temizlenmesi istenen çamaşırlar koyulur ve kapağı kapatılır. Kullanıcı tercih ettiği programı seçer ve makineyi çalıştırır. Vanadan gelen su ile çamaşır makinesi özelliklerine ve program seçimine bağlı olarak deterjan alımı gerçekleşir. Su ile birlikte deterjan kazan içine aktarılır. Program zelliklerine bağlı miktarda su kazan içerisine alınır ve su alımı bittikten sonra motor, tambur grubunun kayış kassak mekanizması ile döndürülmesini sağlar. Programa bağlı olarak deterjanlı su, ısıtıcı ile istenilen sıcaklığa getirilir. Tambur grubunun hareketi ile çamaşırlar su ve deterjan ile kpklenir ve temizlenir. Yıkama işlemi bittikten sonra kazan içerisindeki deterjanlı su tahliye edilir ve durulama aşamasına geçilir. Temiz su alınarak ve tahrik grubunun döndürme hareketi ile çamaşırlar durulanır. Sıkma adımında kullanıcının tercihine göre makine sıkma devrine çıkar. Sıkma devrinde tamburun dönüş hızından dolayı merkezkaç kuvveti oluşur ve çamaşırlar tambur çeperine yapışır. Sıkma aşamasında amaşırlardan fazla su bu şekilde atılmış olur. Sıkma bittikten sonra tambur yavaşlayarak durur ve program sonlanır. Çamaşır makinesinin çalışması esnasındaki suyun makine içerisindeki hareketi şekil 1.33'te gösterilmiştir.



şekil 1.33 : Çamaşır makinesinin çalışması sırasında su hareketi [21].



Şekil 1.34 : Bir çamaşır makinesi sıkma profili [21].

Örnek bir sıkma profili Şekil 1.34'te gösterilmiştir. Profildeki bölgeler;

- A : sıkma adımından tambur içerisinde bölgesel olarak toplanan çamaşırlar tamburun dönmesiyle birkaç denemede dengeli olacak şekilde dağıtılır,
- B : dengesizlik limitler içerisinde kaldığında rezonans bölgesinden geçer,
- C : belirli devirlerde belirli sürelerde kalarak en yüksek devre ulaşır,
- D : sıkma bittikten sonra çeperlerdeki çamaşırlar serbest kalır.

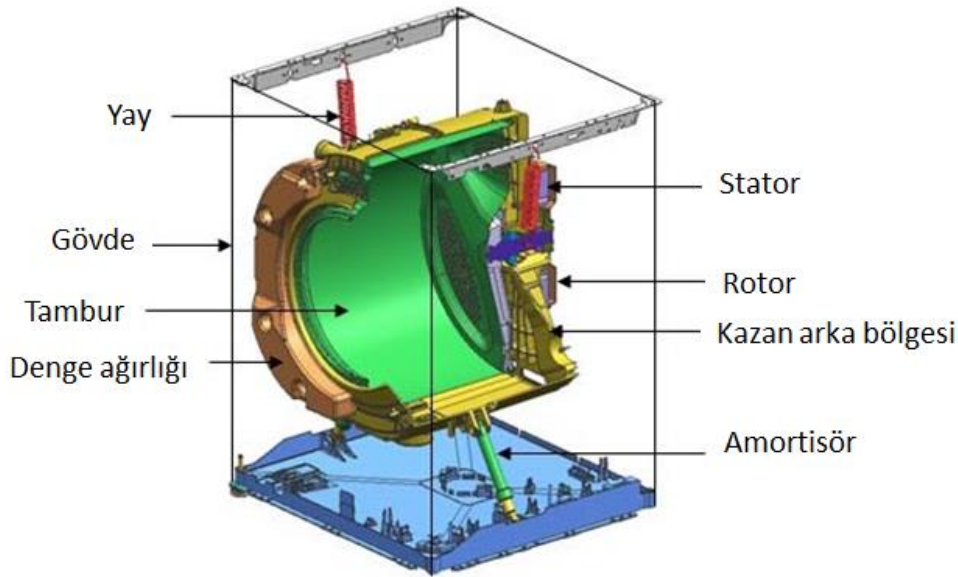
1.6 Literatür

Literatür araştırmaları, tez kapsamında yapılacak olan tasarım değişikliklerinin ve analizlerinin şekillenebilmesi, yorumlanabilmesi ve problemin çözümünün bulunması açısından incelenmiştir.

1.6.1 Dengesiz yükler ve titreşim

Çamaşır makinesi, kullanımı esnasında farklı yük koşullarına maruz kalabilmektedir. Farklı yük koşulları oluştuğunda ürünün performansı ve kullanım ömrü etkilenmektedir. Literatür araştırmalarında dengesiz yükler, konumlarının belirlenmesi ve farklı dengeleme sistemleri konuları da incelenerek, bu çalışma özelinde yapılacak dinamik analizlerde dengesiz yük girdilerinin belirlenmesi ve gerçek durum ile uyumu araştırılmıştır.

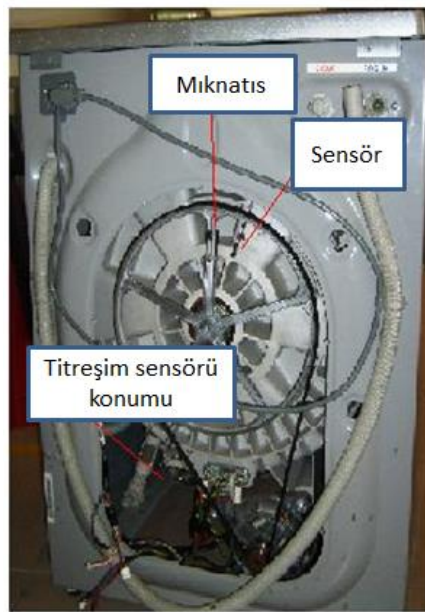
Hee ve arkadaşlarının yürüttüğü çalışmada [22], yatay eksenli doğrudan sürücülü (direct drive) bir çamaşır makinesinde jiroskopik etkiler göz önüne alınarak basitleştirilmiş dinamik model kullanılarak dinamik analiz yapılmıştır. Matematiksel model için kullanılacak denklem 6 serbestlik dereceli olarak hesaplanmıştır. Sayısal analizden elde edilen hesaplama sonuçlarını doğrulamak amacıyla tamburun ön tarafına 400 gr dengesiz yük yerleştirilmiş ve titreşim karakteristiği bulunmuştur. Elde edilen dengesizlik tepkisi sonuçları sunulmuş ve deneysel titreşim testi ile karşılaştırılmıştır. Kurulan matematiksel modelin deneysel çalışmalar ile uyumlu olduğu bulunmuştur. Bu model ile ticari yazılım kullanılmasından ziyade parametrelerin analiz edilmek istenen çamaşır makinesine göre güncellenmesiyle daha hızlı sonuç alınabileceği ve titreşim karakteristiğinin daha kolay anlaşılabilceği belirtilmiştir. Yatay eksenli çamaşır makinesi için jiroskopik etki değerlendirildiğinde sıkma hızı değişimine bağlı olarak dengesizlik tepkileri değişmektedir. Bu tip çamaşır makinelerinde katılığı sağlamak için kazanı güçlendirmektense tamburu güçlendirmenin daha etkili olduğu bulunmuştur. Hee ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada kullanılan çamaşır makinesinin şematik olarak görseli Şekil 1.35’te gösterilmiştir. Şekil 1.36 ve Şekil 1.37’de çamaşır makinesinin dinamik davranışı için kullanılan iki boyutlu (2B ya da 2D) görselleri önden ve yandan görünüşlü olarak eklenmiştir. Sayısal hesaplamaları doğrulamak için çalışmada kullanılan deney düzeneği Şekil 1.38’de gösterilmiştir.



Şekil 1.35 : Çamaşır makinesinin şematik gösterimi [22].

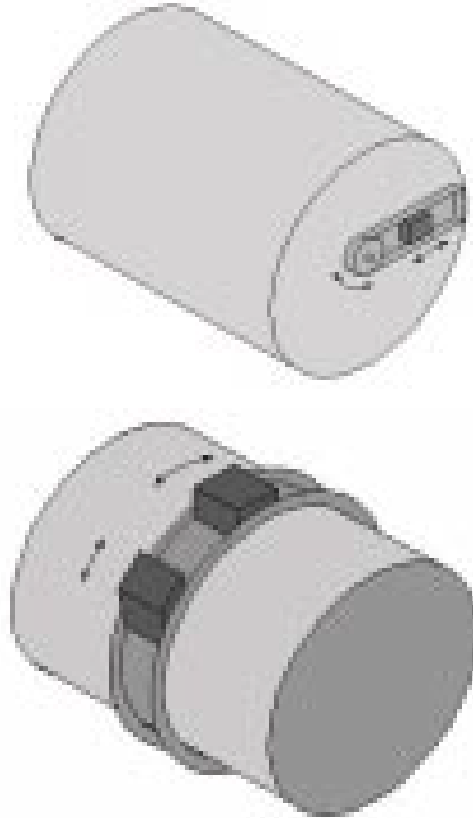
Yörükoğlu ve Altuğ'un yürüttüğü çalışmada [23], çamaşır makinesinde oluşan dengesiz yük makinenin performansını kısıtladığından, bu yükün kütlesini ve açısal konumunu belirlemek için bir yaklaşım önerilmiştir. X ve Y eksenlerinde iki boyutlu dinamik model kazan kütlesi, dengesiz kütle, yay, amortisör ve açıları kullanılarak kurulmuş ve formülasyon yapılmıştır. MATLAB programı kullanılarak simülasyon modeli oluşturulmuş, tamburun açısal hızı ve dengesiz yük kütlesi girilerek tamburun x ve y eksenlerinde pozisyon-zaman grafikleri elde edilmiştir. Tamburun dönüş hızını sabit tutup, dengesiz yük kütlesi 0,5 kg ve 1 kg olarak sisteme eklendiğinde grafiklerdeki en tepe değerleri arasında 2 kat fark olduğu gözlemlenmiştir.

Dengesiz yük kütlesini ve açısal pozisyonunu belirlemek için dinamik hareketten elde edilecek titreşim sinyaline ve dönen mıknatıs ve kararlı hal sensöründen elde edilecek referans sinyaline ihtiyaç duyulmuştur. Deney düzeneği hazırlanmış ve Şekil 1.39'da gösterilmiştir. Alınan ölçümler sonucunda dengesiz yükün tambur içinde konumu değiştiğinde titreşim sinyalinin kayacağı ve kurulan formülasyonlar ile açısal değeri bulunabileceği belirtilmiştir. 150 rpm sabit hızla yapılan deneysel çalışmalar sonucunda hesaplanan açısal konumlardan en fazla 7° hata görülürken, 250 rpm sabit hızla yapılan deneysel ölçümlerde ise en fazla 12° hata olduğu görülmüştür. 150 rpm ve 250 rpm arasında titreşim sensöründen elde edilen çıktı (mV) ile dengesiz yük (kg) arasında lineer bir ilişki olduğu tespit edilmiş, 250 rpm için olan grafikte bu doğrunun eğiminin daha fazla olduğu görülmüştür. Tambur dönüş hızındaki herhangi bir artışın eğimin artmasına sebep olacağı belirtilmiştir.



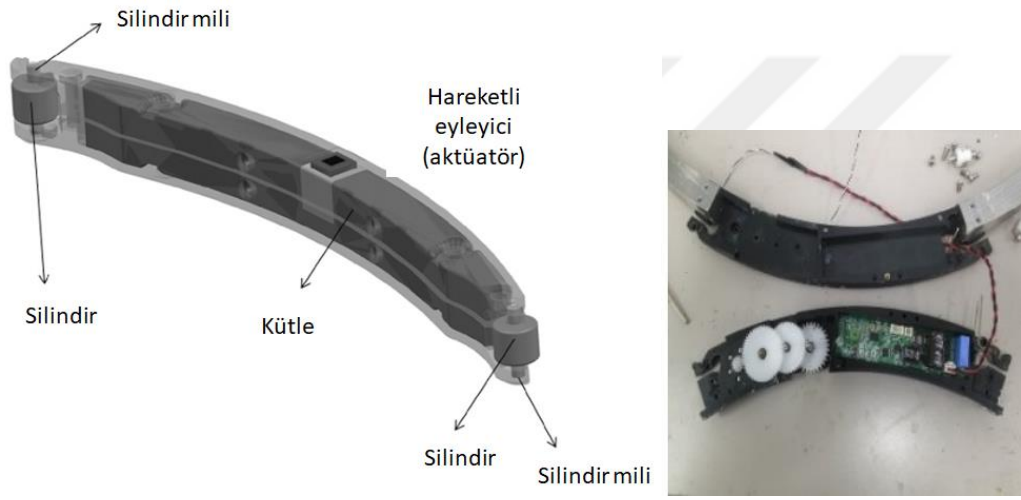
Şekil 1.39 : Deney düzeneği [23].

Papadopoulos ve Papadimitriou'nun ortak yürüttüğü çalışmada [24], yatay eksenli taşınabilir çamaşır makineleri için basitleştirilmiş üç boyutlu dinamik model kurulmuş ve makinenin sıkma aşamasında oluşan yürüme eşiğini tahmin etmek amaçlanmıştır. İki çeşit dengeleme metodu çözüm olarak sunulmuştur, sunulan dengeleme çözümleri Şekil 1.40'ta gösterilmiştir. İlk çözümde tasarım odaklı olup çamaşır makinesinin ağırlık merkezi, çamaşırın dönme düzleminde olması hedeflenmiş ve bu doğrultuda tambur tasarımının bu eksene çamaşırı yönlendirici şekilde yapılmasının gerekliliği belirtilmiştir. İkinci çözüm ise kontrol mekanizması odaklı olup ayrı ayrı bir ve iki aktif dengeleme kütleleri kullanılarak tamburdaki dengesiz yükün tam tersi yönünde konumlanıp sistemi dengeleme hedeflenmiştir. Bir kütleli aktif dengeleme sisteminde bir adet kütle, hem radyal yönde hem de kendi düzleminde hareket etmektedir. İki kütleli aktif dengeleme sisteminde ise iki adet ayrı kütle, tamburun çevresinde hareket etmektedir. Bu çalışma ürüne uygulandığında üretim maliyetlerini artırmasına rağmen çamaşır makinesi titreşimini en aza indirdiği ve dengelemeyi sağladığı belirtilmektedir.

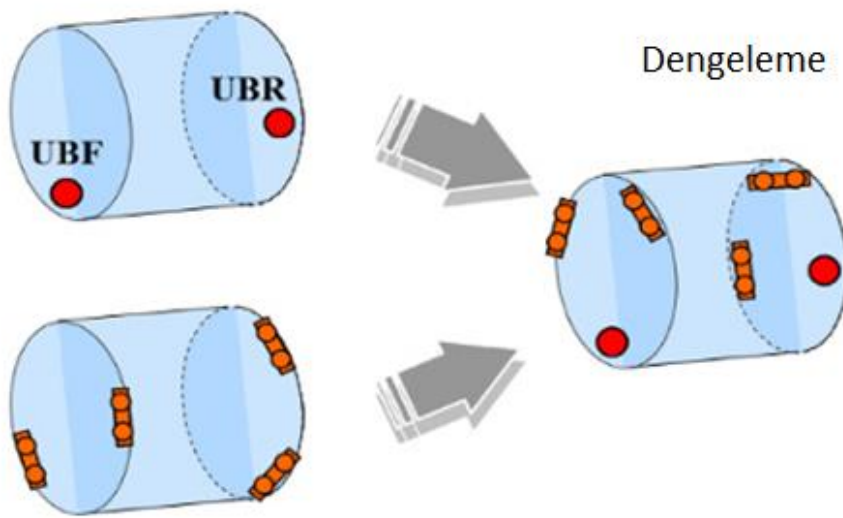


Şekil 1.40 : Tek ve çift kütleli dengeleme sistemleri [24].

Min ve meslektaşlarının yürüttüğü çalışmada [25], yatay eksenli bir çamaşır makinesinde tamburun önüne ve arkasına monte edilmiş robot dengeleyicilerin sistemin dengesizliğini azalttığı ve sistemi tekrardan dengelediği ortaya koyulmuştur. Şekil 1.41’de çalışmada bahsedilen robot dengeleyicinin yapısı gösterilmiştir. Çamaşır makinesinde çamaşırların yıkanma aşamasında meydana gelen dengesiz kütle miktarı, ileri ve geri yönlerdeki faz miktarı tespit edilmiştir. Bunun sonucunda robot dengeleyiciler tam tersi yönde hareket etmektedir. Dengesizlik ve robot dengeleyicilerin hareketi Şekil 1.42’de gösterilmiştir. Zıt hareket çamaşır makinesinin titreşim modlarını azalttığı ve kazan için kararlı hal (steady-state) titreşim durumuna ulaşma süresini de azalttığı belirtilmiştir.



Şekil 1.41 : Robot dengeleyici yapısı [25].



Şekil 1.42 : Dengesizlik ve robot dengeleyicilerin hareketi [25].

Literatürdeki çamaşır makinesi titreşim problemleri, analiz yöntemleri ve bu problem özelinde yapılan araştırmalar çamaşır makinesinin modal davranışları, dinamik model oluşturulması ve sonuçların yorumlanabilmesi için incelenmiştir.

Agnani ve arkadaşlarının çalışmasında [26], bir çamaşır makinesinin titreşim davranışını tahmin etme konusu ele alınmıştır. Sayısal model için çamaşır makinesinin çok gövdeli dinamik modeli kurularak, gövde grubu ve dört adet ayarlanabilir ayak üzerindeki yer değiştirme, hız ve ivme tespit etmek amaçlanmıştır. Titreşim kaynağı olarak salınan grup üstten yaylar alttan amortisörler ile modele eklenmiştir. Salınan grubun alt parçaları için ağırlık ölçümü yapılmış, yay için sertlik değeri ve amortisör için sönümleme faktörü deneysel olarak belirlenmiştir. Elektrik motoru modele kütle olarak eklenmiş, motordan kazana iletilen titreşim ölçülerek giriş kuvveti olarak modele aktarılmış ve tambur dönüş hızı 900 rpm olarak uygulanmıştır. Alt parçalar için modal analiz yapılmış ve deneysel sonuçlardan elde edilen değerlere göre model güncellenmiştir. Farklı noktalardan deneysel olarak elde edilen titreşim sinyalleri modelin güncellenmesinde kullanılmıştır. Analiz ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında kazanın bazı konumlarında çıktı değerleri uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Öztürk'ün yürüttüğü tez çalışmasında [27], bir çamaşır makinesinin dinamik davranışı analitik ve sayısal yöntemler kullanılarak incelenmiş ve bulunan sonuçlar deneysel çalışmalar yapılarak doğrulanmıştır. Deneysel çalışmalarda, çamaşır makinesi gövdesinin frekanslarını belirlemek için ölçüm noktaları ve deney düzeneği Şekil 1.43'te, çamaşır makinesinin kazanına sabitlenmiş dengesiz yük görseli ise Şekil 1.44'te ve ölçümler için kullanılan test sistemi de Şekil 1.45'te gösterilmiştir.

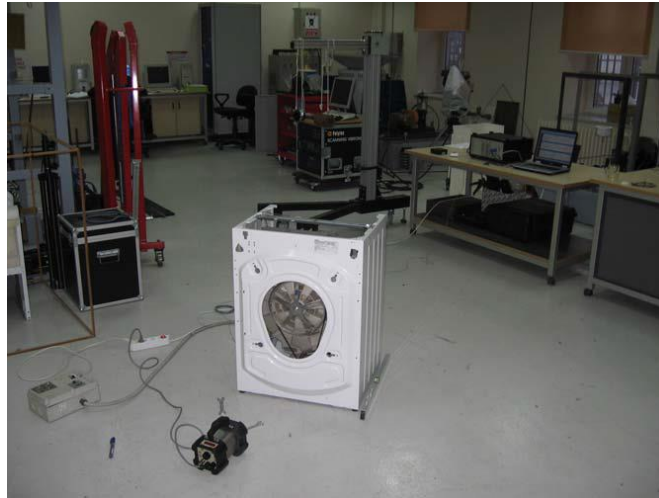
Çalışmada elde edilen sonuçlarda amortisörlerin modellenmesi, dinamik davranışı inceleme açısından kritik öneme sahip olduğu ortaya çıkmıştır. Yan panel titreşimlerinin kazan grubu, yay ve amortisör montajından etkilendiği belirtilmiştir. Modelleme için bazı etkenler tam olarak ölçülemediğinden, modellemede kısıtlamalar yapılmış ve alt sistemler ve bağlantı ilişkileri için model tam kurulamamıştır. Esnek parçalar için düşük frekanslarda mod şekillerinin doğru modellendiği belirtmiştir. Dinamik bir model için esnek parçanın düşük frekansta oluşturduğu mod şeklinin yüksek frekanstakine göre modal süper pozisyona katkısının daha az olabileceğine değinilmiştir.



Şekil 1.43 : Çamaşır makinesi gövdesinin ölçüm noktaları ve deney düzeneği [27].

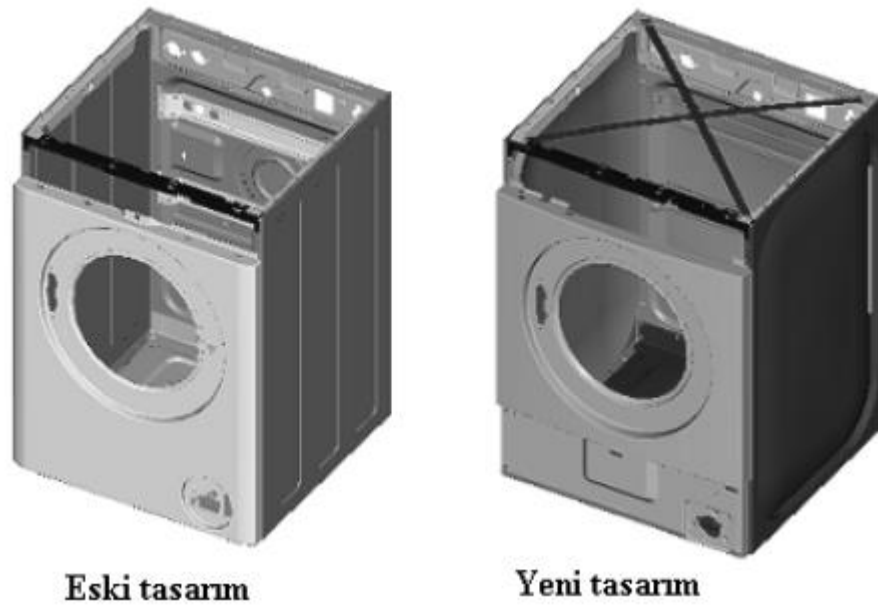


Şekil 1.44 : Dengesiz yük sabitlenmiş çamaşır makinesi görseli [27].



Şekil 1.45 : Deneysel çalışmalar için hazırlanan test sistemi [27].

Bayraktar ve Bellek'in yürüttüğü çalışmada [28], bir çamaşır makinesinin tasarlanma sürecinde titreşim davranışlarının incelenebilmesi ve sistemselsel olarak parçaların kalıplarının yapılmadan önce en iyi şekilde tasarlanmasından bahsedilmiştir. Bu çalışma kapsamında çamaşır makinesi için çok cisimli sistem kabulü yapıp mekanik model hazırlanmıştır. 0-400 Hz düşük frekanslarda görülen titreşimler makine parçalarından kaynaklandığından bu aralıkta parçaların tasarımları ve malzeme seçimleri göz önüne alınması gerekliliği belirtilmiştir. Gövde grubu için modelleme yapılırken farklı boyutlarda ve farklı malzeme çeşitlerinde sac parçalar kullanıldığından her biri tek tek modellenmiş ve birleştirilmiştir. Modelin doğruluğunu teyit etmek için deney düzeneği kurulmuş ve 248 nokta işaretlenmiştir. Bu noktalardan ivme cevapları alınmış ve frekans cevap fonksiyonlarını kullanarak deneysel model oluşturulmuştur. Kazan grubu, tambur grubu, flanş ve kasnak gibi diğer ana parça grupları için de hem sonlu elemanlar modeli hem de deneysel model kurulmuştur. Mevcut durumda gövde grubu için ilk doğal frekans hem deneysel hem de sonlu elemanlar yöntemiyle 26 Hz'de görülürken, tasarım iyileştirilmesi yapılmış halde ilk doğal frekansının 71 Hz'de olduğu belirtilmiştir. Gövde grubunun eski tasarımının ve yeni tasarımının görselleri Şekil 1.46'da gösterilmiştir. Benzer tasarım iyileştirmeleri ile çamaşır makinesinde titreşim seviyeleri azaltılabilecektir. Çamaşır makinesi modelleri kurulmasıyla gerçek ürün haline gelmeden durum değerlendirmesi yapılabilirken, zaman ve maliyet kayıpları da en aza indirileceğine değinilmiştir.

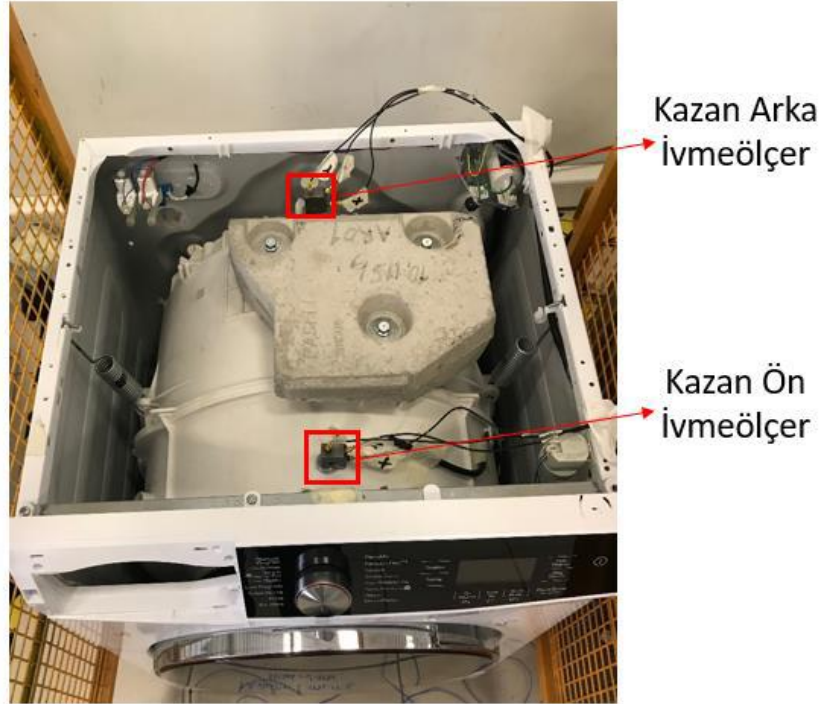


Şekil 1.46 : Gövde grubunun eski tasarımını ve yeni tasarımını [28].

Erdoğan'ın yürüttüğü tez çalışmasında [29], önden yüklemeli çamaşır makinesinin dengesiz yük kaynaklı yürüme ve titreşim problemleri ele alınmış, mevcut durumun sayısal modeli kurulmuş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Yürüme ve çarpma problemleri çözümü için optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Çalışmada dengesiz yük oluşturmak için tambura sabitlenen metal dengesizlik Şekil 1.47'de ve kazan titreşimlerini ölçmek için kullanılan ivmeölçer sensörlerinin kazan üzerindeki konumları Şekil 1.48'de gösterilmiştir.



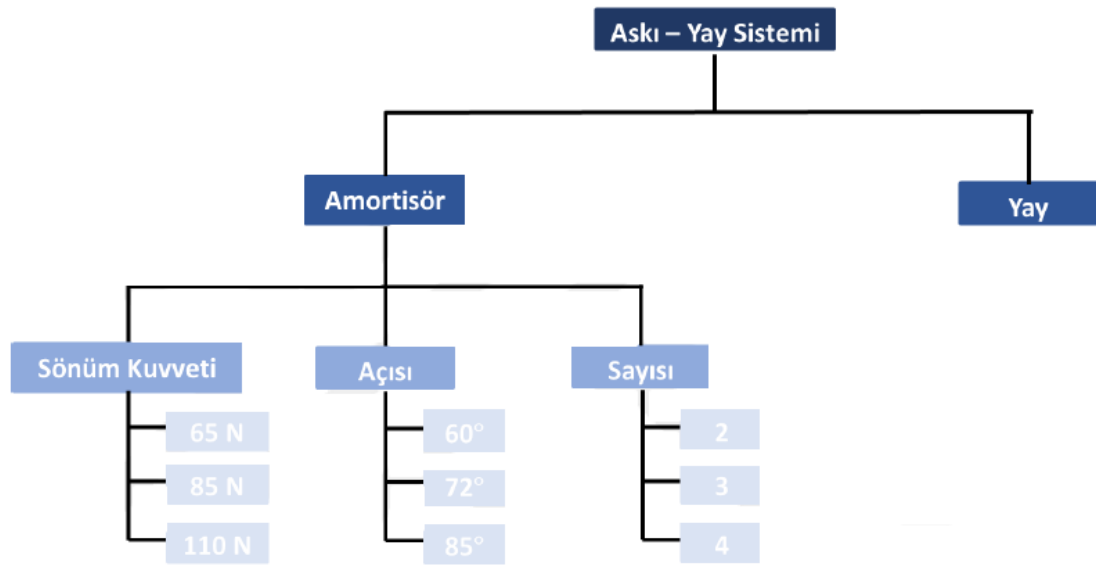
Şekil 1.47 : Tambura sabitlenen metal dengesizlik [29].



Şekil 1.48 : Kazan üzerindeki ivmeölçer konumları [29].

Yapılan sayısal modelleme ve deneysel çalışmaların sonucunda yer değıştirme değeri arasında %10'dan daha az bir fark olduğu saptanmış ve kurulan sayısal model başarılı bulunmuştur. Çamaşır makinesinin ayaklarından alınan kuvvet ölçümlerinde ise Y eksenli (dikey eksenli) kuvvet sonuçlarının, X eksenine (yatay eksenine) göre baskın olduğu belirtilmiştir. Tahrik grubu hareketi sebebiyle amortisörlerin sönümleyerek kuvveti ayaklara iletmesi olarak yorumlanmıştır. Hem yer değıştirme hem de kuvvet ölçümlerinde derinlik yönü olan Z ekseninde ihmal edilebilir sonuçlar çıktığı belirtilmiştir.

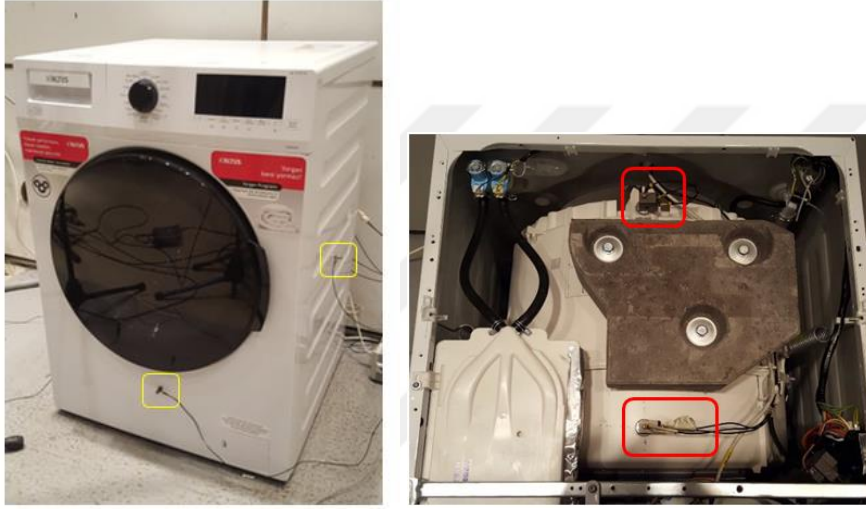
Çamaşır makinesinin yürüme ve tahrik grubunun sıkma esnasında çarpma etkilerini optimize etmek için askı yayı sayısı (2 adet) sabit bırakılmıştır, amortisörün sönüm kuvveti, amortisörün açısı ve amortisörün sayısı olarak üç ana parametre kullanılmış ve 108 adet analiz gerçekleştirilmiştir. Kullanılan amortisör parametreleri askı-yayı sistemi görsel olarak Şekil 1.49'da gösterilmiştir.



Şekil 1.49 : Amortisör parametreleri [29].

Yapılan optimizasyon çalışmasının ilk senaryosunda eşit öneme sahip amaç fonksiyonları ele alınmış, 72° amortisör açısı, 65N amortisör sönüm kuvveti ve üç adet (1+2 dizilimine sahip) kuru sürtünmeli amortisör kullanılarak çamaşır makinesinin dinamik sistem davranışı için ideal bir durum ortaya çıkmıştır. Benzer şekilde ikinci senaryoda ise çarpma durumu amaç fonksiyon olarak ele alınmış, 72° amortisör açısı, 65N amortisör sönüm kuvveti ve dört adet (2+2 dizilimine sahip) kuru sürtünmeli amortisör kullanılarak çamaşır makinesinin dinamik sistem davranışı için ideal bir durum ortaya çıkmıştır.

Takmaz'ın yürüttüğü tez çalışmasında [21], çamaşır makinelerinde sıkma aşamasında meydana gelen dengesizlikler sonucu oluşan ses ve titreşim problemlerini önlemek adına, dengesizliğin deneysel olarak algılanması ve çamaşır makinesi üzerinde ortaya çıkardığı negatif sonuçlar ele alınmıştır. Takmaz, üç farklı firmaya ait 9 kg kapasite, 1400 rpm maksimum sıkma devri ve üç adet amortisörü olan çamaşır makinelerini incelemiştir (değişken parametreler; askı yayı sayısı, tambur çapları, tambur derinlikleri ve denge ağırlıkları sayısı). Şekil 1.50'de çalışma kapsamında alınan ivme ölçümleri için ivmeölçerlerin çamaşır makinesi gövdesi üzerindeki ve kazan üzerindeki konumları gösterilmiştir.



Şekil 1.50 : Ölçümler için kullanılan ivmeölçerlerin konumları [21].

Çalışma boyunca kullanılan üç çamaşır makinesinde sıkma durumlarını değerlendirebilmek için önce farklı ağırlıklar tamburun saat 6 yönünün orta bölgesine sabitlenerek statik dengesizlik oluşturulmuş, ölçümler alınmış ve karşılaştırmalar yapılmıştır. Daha sonra tamburun saat 12 yönü ön bölgesi ve saat 6 yönü arka bölgesine farklı ağırlıklar sabitlenerek dinamik dengesizlik oluşturulmuş, ölçümler alınmış ve karşılaştırmalar yapılmıştır. Ek olarak tambur içindeki dengesiz yükün miktarı ve konumuna göre her bir ürün özelinde maksimum sıkma devri için farklı sonuçlar elde edilmiş, dengesiz yükün konumuna dair herhangi bir algılama durumu incelendiğinde ise üründen ürüne farklılık gösterdiği belirtilmiştir.

Tambur içerisinde oluşan dengesiz yüklerin konumları, rulmanlara gelen kuvvetleri etkilediği saptanmıştır. Üründen ürüne farklı statik ve dengesiz yük koşullarında ve 800-1000-1200 rpm sıkma devirlerinde ses gücü ölçümleri akustik odada mikrafonlar kullanılarak yapılmıştır ve Şekil 1.51'de akustik oda ve mikrofونların yerleşimi

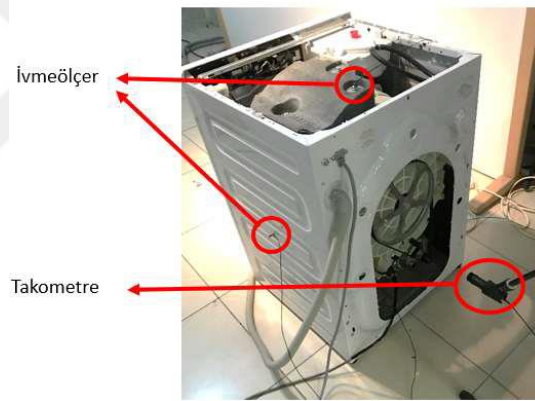
gösterilmiştir. Ölçüm sonuçlarında ses seviyelerinde farklılıklar ortaya çıkmıştır. Dengesiz yük artışına göre kazan üzerinden alınan ölçümlerde yer değiştirme miktarında ve makine üzerinden alınan ölçümlerde ses gücü seviyelerinde artış gözlemlendiği belirtilmiştir. Dinamik dengesizliği algılamak için iki adet üç eksenli ivmeölçerler kullanıldığında farklı dinamik dengesizliklerde ivme değerlerinin tambur hızı ile ilişkili olduğu ve artan dengesiz yüklerle birlikte ivme değerinin de artmış olduğu saptanmıştır. Elde edilen ölçümler sonucunda yer değiştirme değerleri incelenerek sınır koşulları belirlenip dengesizliğin statik ya da dinamik oluşu için çıkarım yapılmıştır. Benzer şekilde dengesizlik oluşturan yükün konumunun tamburun önünde ya da arkasında olduğuna dair de bir çıkarımda bulunulmuştur. Moment dengesizliğini de tahmin edebilmek için hem dinamik dengesizlik hem de moment dengesizliği yaratılıp, motor sinyalleri okunmuş ve moment dengesizliği durumunda motor sinyallerinin, dinamik dengesizlik durumunda motor sinyallerine göre çok daha düşük olduğu tespit edilmiş ve çıkarımda bulunulmuştur. İki ivmeölçerden ziyade düşük maliyetle dinamik dengesizliği algılamak için tek ivmeölçeri kazanın ön bölgesinde yerleştirip sonuçlar değerlendirildiğinde ise o bölge için doğru sonuçları elde ederken başka konumlar için sonuçların güvenilir olmadığı tespit edilmiştir.



Şekil 1.51 : Akustik odada yerleşim düzeneği [21].

Çamaşır makinesine eklenecek ivmeölçerler ile toplanan yer değiştirme değerleri sayesinde dinamik sistemin çarpma ve çamaşır makinesinin yürüme problemlerinin azalabileceği hatta önüne geçilebileceği belirtilmiştir. Dengesiz yükün kontrol edilebilir olması durumunda ise hem makinenin yapısal zorlanmaları hem de ses ve titreşim seviyelerinde azalma olabileceği ön görülmüştür.

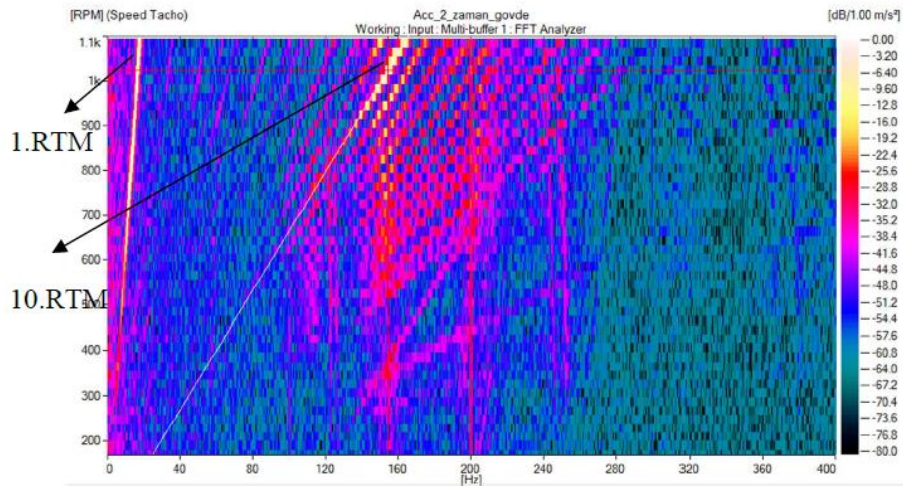
Karaçalı'nın yürüttüğü tez çalışmasında [30], bir çamaşır makinesinde devre bağlı dinamik davranışının değiştiği incelenmiş ve hem sayısal hem de deneysel yöntemle farklı parametreler (dengesiz yük miktarı, dengesiz yükün tambur içindeki konumu ve amortisör sayısı ve kuvvetleri) için Campbell diyagramları elde edilerek karşılaştırılmıştır. Çamaşır makinesinin sayısal modelinin doğruluğunun sağlanabilmesi için de dinamik sistem parçalarında (tambur, kasnak, flanş, tambur+mil+flanş ve tambur+mil+flanş+kasnak) ve tüm makine üzerinde deneysel yöntemle frekans cevap fonksiyonları elde edilmiş ve doğal frekanslar belirlenmiştir. Campbell diyagramlarını deneysel yöntemle ortaya çıkartmak için kurulan deney düzeneği Şekil 1.52'de gösterilmiş, makine üzerinden devir hızı ve ivme değerleri bilgisi alınmıştır. Fourier dönüşümleri yapılarak üç boyutlu olacak şekilde Campbell diyagramları elde edilmiştir. Üç boyutlu Campbell diyagramında yatay eksen frekans eksen (Hz cinsinden), dikey eksen devir eksen (dakika cinsinden) ve z eksen ise ivme eksen (m/s^2 cinsinden) olarak tariflenmiştir.



Şekil 1.52 : Campbell diyagramı elde etmek için kurulan deney düzeneği [30].

Sayısal modeli kurabilmek için rijit ve esnek parça olarak ayrıştırımlar ve ihmallar yapılmıştır. Tambur, mil, flanş, kasnak ve tambur+mil+flanş+kasnak için esnek parça olarak varsayılmış, modal analiz yapılarak mod şekilleri ve doğal frekanslar bulunmuştur. Deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında %3'ten daha az bir hata oranı ortaya çıkmıştır. Bütün makinenin dinamik modeli oluşturulmuş, dinamik sistem için mod şekilleri çıkartılmış ve sayısal olarak doğal frekansları bulunmuştur. Deneysel yöntemle bulunan doğal frekanslar ile karşılaştırıldığında model kabul edilebilir seviyede olarak yorumlanmıştır. Sayısal modellemeye ve deneysel sonuçlarda dengesiz yük olmadığı durumda 1. Rotor Tahrik Mertebesinde (RTM) en büyük ivme değeri gözlemlenmiştir ve sistem simetrik olmadığından dolayı sistemde bir

dengeşizlik olduğu saptanmıştır. 300 gr ve 400 gr dengeşiz yk ile yapılan deneysel çalışmalarda Campbell diyagramlarında benzerlikler görülmüş ve kazan titreşimlerinde artış tespit edilmiş, ek olarak dengeşiz yüklerde 2. 3. 4. ve 10. RTM çizgileri daha belirginleşmiştir. 10. RTM izgisinin 160 Hz civarında olmasının sebebi tambur ile kazanın etkileşimlerinden kaynaklı doğal frekans olduğu, tamburun 1000 rpm ile dönerken motor-kayış-tambur mili mekanizmasındaki 10 kat oranından motor 10000 rpm ile dönmekte ve bu da yaklaşık 160 Hz'e tekabül etmektedir. Dengesiz yük olmadığı durumda deneysel yöntemle elde edilen Campbell diyagramı şekil 1.53'te gösterilmiştir.



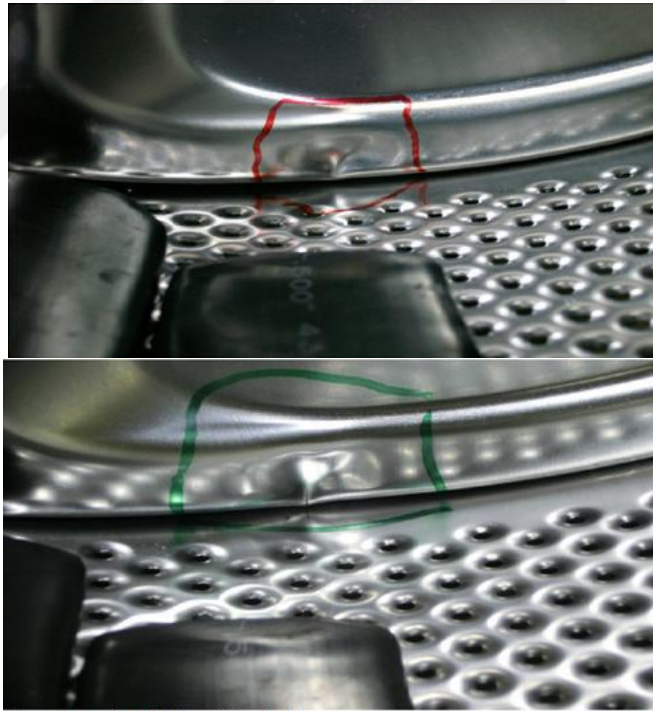
şekil 1.53 : Dengesiz yük olmadığı durumda Campbell diyagramı [30].

Dengesiz yüklerin nde, ortada ve arkada olduğu durumlarda spektrumlarda benzerlikler gösterdiği belirtilmiştir. Devir hızından bağımsız 165 Hz civarında bir bulunan bu mod tambur ile kazan arasında düşey yönde ters fazda titreşim yaptığı ve bunun sonucunda sistemde dengeşiz yük de varsa tamburun kazana arpabileceği durumu vurgulanmıştır. Bu riskli duruma ek olarak tambur milinin 60 Hz civarında eğilme modu olduğu belirtilmiştir. Amortisörlerin amacı askı yaylarının 3 Hz'deki rezonans durumunu kontrol etmek olsa da sistemin rezonans bölgesi geçildikten sonra çamaşır makinesinin yan panellerinde titreşimi artırdığı saptanmıştır. Amortisrl Campbell diyagramlarında RTM'lerinin tek katlarının (1, 3, 5, 7, ...) daha belirgin olmasının sebebi sistemin amortisörler tarafından tahrik edilmesi olarak bulunmuştur. Amortisör yapısının kare sinyal olup dönüş frekansı, frekans düzleminde tek katlarda genlikler oluşturmaktadır. İdeal durum ise şu şekilde özetlenmiştir; sistem rezonans frekansını geçene kadar amortisörlerin devrede olup rezonans frekansını geçtikten sonra devre dışı olmalıdır.

1.6.2 Tasarım değişiklikleri ve proses iyileştirmeleri

Çamaşır makinesindeki tambur grubu hammaddesi sac ve kazan kapağı hammaddesi plastiktir. Bu bölümde, literatürde sac ve plastik parçalarda yapılan çalışmalar incelenmiştir. Yapılan çalışmalardaki karşılan problemler anlatılmış ve önerilen çözümlerde proses iyileştirmeleri, hammadde değişikliği ve tasarım değişikliği konuları üzerinde durulmuştur. Bu tez kapsamında alternatif tasarım nerileri için referans alınarak değerlendirilmiştir.

Ataş'ın yürüttüğü tez çalışmasında [31], çamaşır makinesi tamburunun arka sac tasarımı ele alınmış ve bu çalışma ile tamburun mevcut duruma göre ömrünün artırılmasını hedeflenmiştir. Ataş'ın üretimde 1400 rpm için olan bir çamaşır makinesi modelinin tambur arka sacı ile evre sacının birleştiği bölgeye yakın yerlerde dalgalanma probleminin meydana gelmesi ve kendi bünyelerinde yaptıkları dengesiz yük testi ile bu dalgalanmaların büyüyerek yırtılmalara neden olması problemi incelenmiştir. şekil 1.54'te dalgalanma ve yırtılmaların meydana geldiği bölge gösterilmiştir.



şekil 1.54 : Dalgalanma ve yırtılmanın olduğu bölge [31].

Problemin meydana gelmesine sebep olabilecek faktörlerden birisi olan derin çekme kalıpları incelenmiş ve merkezleme pimleri kullanılarak iyileştirmeler yapılmıştır. Kalıptaki yapılan bu iyileştirmeler sonucunda tambur arka sacında dalgalanmalarda

azalma görüldüğü belirtilse de dengesiz yük testinde dalgalanmalar ve yırtılmaların meydana gelmeye devam ettiği görülmüş ve Şekil 1.55'te bu bölge gösterilmiştir.



Şekil 1.55 : Test sonucunda meydana gelen yırtılma [31].

Mevcut durumda tambur arka sacı kalınlığı 0.4 mm iken karşılaşılan bu problemlerin çözümü için yeni durumda 0.5 mm kalınlık ile denenmiştir. Şekil 1.56'da üretilen tambur numunesi ve test sonunda iyileştirilmesi amaçlanan bölgedeki durum gösterilmiştir. Kalınlığı 0.5 mm olan tambur arka sacının denenmesi ve kalıptaki merkezleme pimleri ile yapılan iyileştirme kombinasyonunda dengesiz yük testi sonuçları incelenmiş ve tambur arka sacında herhangi bir dalgalanma ve yırtılma görülmediği belirtilmiştir.



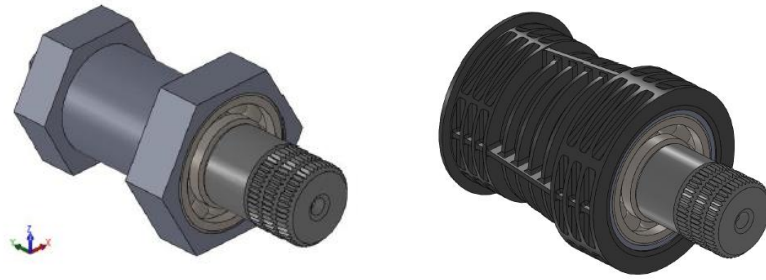
Şekil 1.56 : 0.5 mm tambur arka sacı ile üretilmiş tambur numunesi [31].

Ataş, ANSYS Workbench programı kullanarak 0.5 mm kalınlıklı tambur arka sacı ile 0.4 mm kalınlıklı tambur arka sacının olduğu tambur grubunun modelini hazırlamıştır. Gerilme ve deformasyon değerlerini incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre 0.5 mm kalınlıklı tambur arka sacı modelinde gerilmelerin daha düşük çıktığı ve gerilmelerin yüksek olduğu bölgelerin tambur çevre sacı ile tambur arka sacının birleşim bölgelerine yakın bölgeler olduğu belirtilmiştir.

Özer'in yürüttüğü tez çalışmasında [32], çamaşır makinesinin rulman bölgesinin tekrar tasarlanıp maliyet avantajı kazanmak hedeflenmiştir. Mevcut tasarım ile yeni tasarımın yakın sonuçları elde edebilmesi için öncelikle sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak modelleme yapılmıştır. Çamaşır makinesinin hareketli parçaları (rulmanlar, mil, tambur, kazan vb. yapısal parçalar) ağ örgüsü ile modellenirken sabit parçaları (motor, beton blok vb. taşıyıcı özelliği olmayan parçalar) noktasal kütle şeklinde eklenmiştir. Deneysel sonuçlarda tambur salınımını ölçebilmek için kazan üzerine sabitlenecek lazer yer değiştirici ölçen sensör kullanılmış ve tamburun dış yüzeyi ile kazan arasındaki bağıl yer değiştirme (boşluk) ölçülmüştür. Modelleme sonucu elde edilen yer değiştirme sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında tutarlı olduğu görülmüştür.

Tasarım değişikliği sonrası temasta olacağı parçalar için imalat analizleri ve imalat modellemeleri yapılmıştır. İmalat modellemesi yapılırken büyük ve küçük rulmanların iç ve dış bileziklerine gelen basınç değerleri teorik olarak hesaplanmıştır. Kazanın enjeksiyon ile basılması sırasında sıcaklık ve çarpılmaların modellenmesi için bütün kazan tasarımı yerine rulman bölgesi çevresi seçilmiştir.

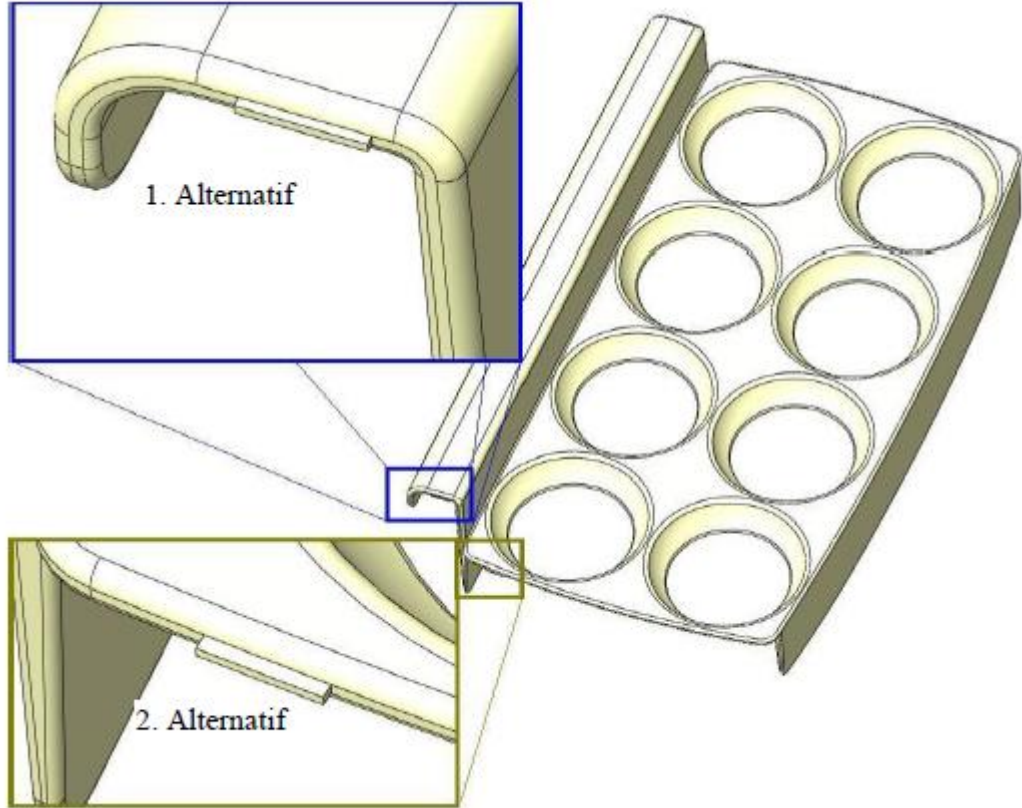
İki farklı tasarım seçeneği sunulmuş, dinamik ve imalat analizleriyle elde edilen sonuçları mevcut durum sonuçları ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Önerilen ikinci tasarım, birinci tasarımın iyileştirilmiş hali olarak çevresinde cam fiber katkılı poliamid (PA GF30) malzemesinden oluşan iki kademeli şekilde imal edilebilecek bir yapıdır. Önerilen tasarımlar Şekil 1.57'de gösterilmiştir.



Şekil 1.57 : Tasarım önerileri [32].

Yapılan analizler sonucunda mevcut ve iki yeni tasarım için kazan ve tambur yer değiştirmeleri, birbiri arasındaki boşluk en az ve en çok olarak yakın bulunmuştur. Gerilme sonuçları da benzerlik göstermiştir. Tasarlanan ikinci model için iyileştirmeler yapılarak çarpılma engellenmiş ve rijitlik artırılmıştır. Bu çalışma çok kademeli üretim için karşılan bir örnektir.

Köse'nin yürüttüğü tez çalışmasında [33], plastik enjeksiyon yöntemi kullanılarak üretilen plastik parçalarda meydana gelen problemlerin kalıp ve proses kaynaklı çözümlerini incelemiştir. Enjeksiyon kalıbının alt parçaları, işlevleri, çeşitleri ve yolluk sistemleri anlatılmış, enjeksiyon prosesini etkileyen dört ana faktöre (basınç, sıcaklık, zaman, hız) ve dikkat edilmesi gereken önemli noktalara değinilmiştir. Bu dört ana etkene dikkat edilmediği durumlarda parçanın şeklinde bozulmalar, istenilen parça şeklinin ve kalitesinin elde edilemeyişi, istenmeyen gerilmelerin meydana gelmesi, birleşim izleri ve zayıf noktalar oluşabileceği bildirilmiştir. Enjeksiyon parametreleri plastik hammadde türüne göre değişebildiği belirtilmiştir. Örnek olarak buzdolaplarında bulunan yumurtalık görsel bir parça olduğundan yanlış konumlanan yolluk girişinin izleri verilmiştir ve problemin çözümü için alternatif yolluk girişleri sunulmuştur. Sunulan alternatif yolluk girişleri Şekil 1.58'de gösterilmiştir.



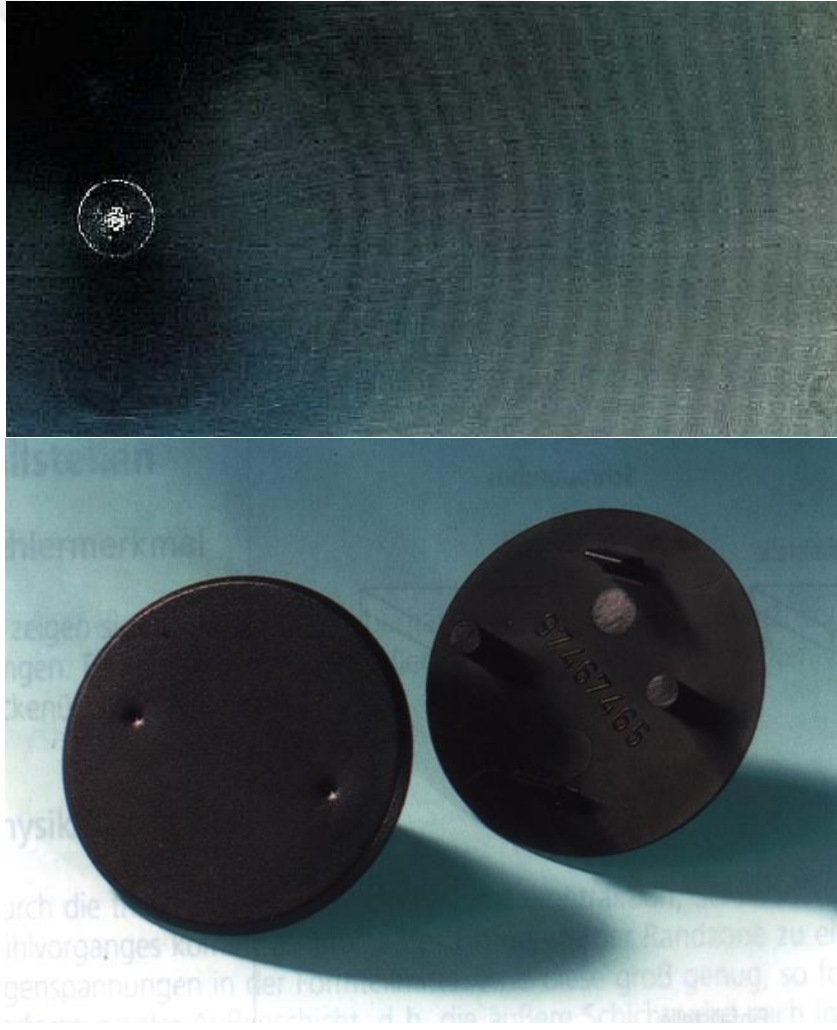
Şekil 1.58 : Yumurtalık parçası için alternatif yolluk girişleri [33].

Enjeksiyon prosesinden veya enjeksiyon kalıbından kaynaklı problemlerin önüne geçilebilmesi için dikkat edilmesi gereken tasarım önerileri sıralanmıştır. Bir diğer örnek olarak dolaba montajlandıktan sonra içerisine ağırlık eklendiğinde parçanın sehim vermesini engellemek için parçanın alt tarafına iki adet feder eklenmesi ve sonucunda sehim probleminin çözülmesinden bahsedilmiştir. Tasarımcının, kalıbı

yaptıracak sorumlunun ve kalıpcı firmanın bu süreçte dikkat etmesi gereken adımlar listelenmiş, proses ve kalıp kaynaklı sorunların çözümü maddeler halinde belirtilmiştir.

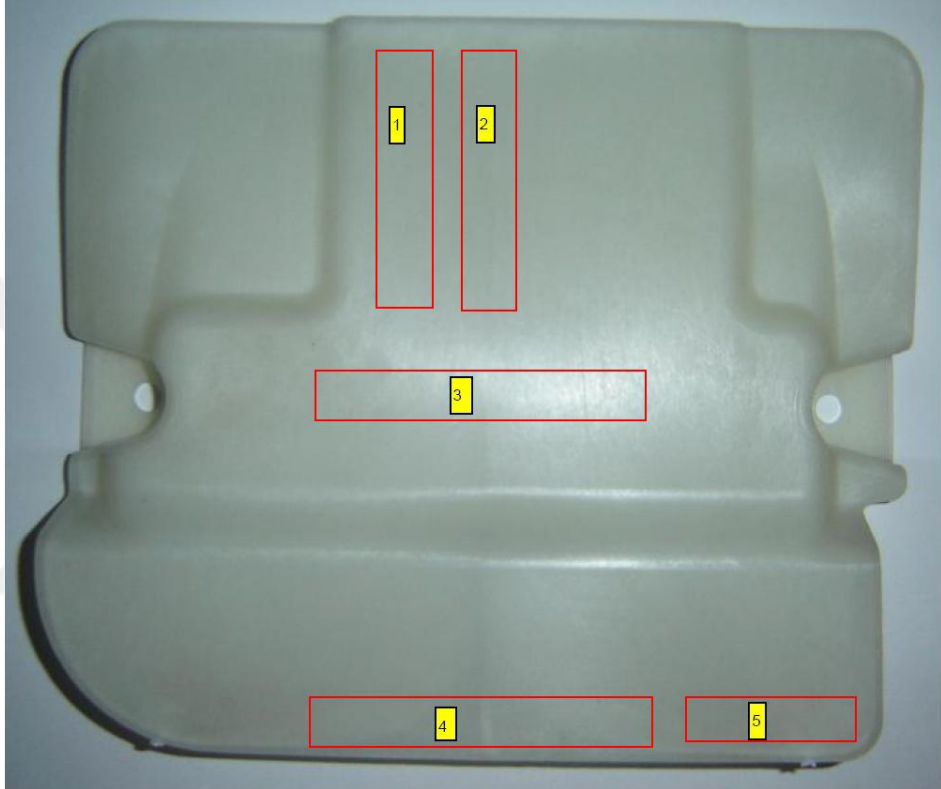
- ✓ Minimum ağırlık olarak şekilde parça tasarımları,
- ✓ Vida, pim, delik tasarımları,
- ✓ Maça kullanımı ve parça maliyetleri için ters açılı kontrolleri,
- ✓ Sehim önleyici ve parçanın rijitliğini artırmak için güçlendirici feder tasarımları,
- ✓ Parçanın kalıptan çıkabilmesi için çıkma açıları ve radyus kontrolleri

Dikkat edilmediği durumda parçada ortaya çıkabilecek dalga izleri ve çökme problemleri Şekil 1.59’da gösterilmiştir.



Şekil 1.59 : Parçada meydana gelen dalgalanma ve çökme problemleri [33].

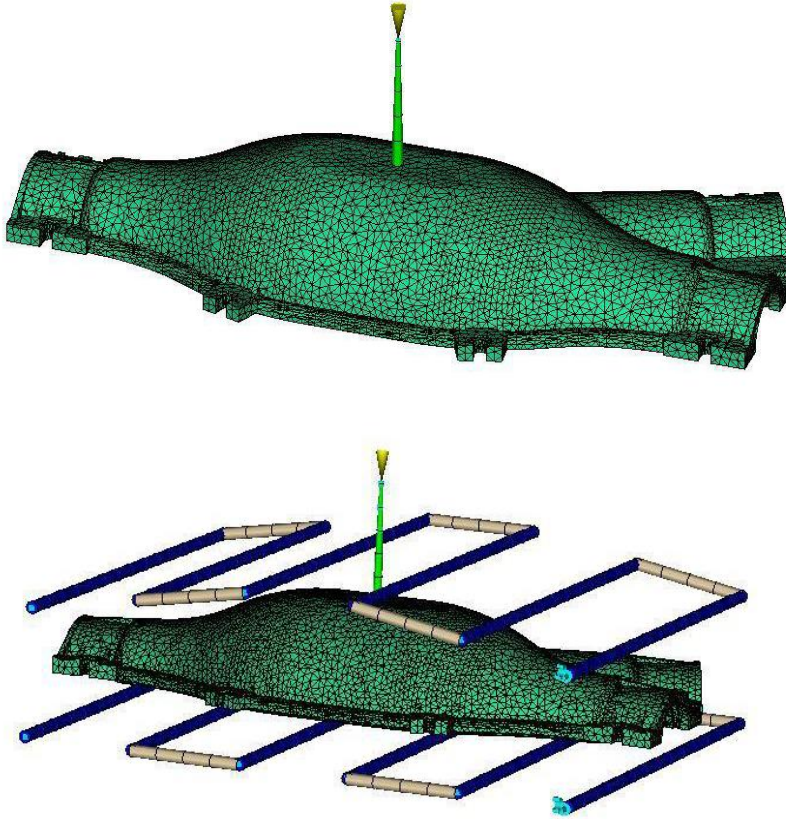
Paksoy'un araştırmasında [34], plastik enjeksiyon proses yöntemi ile üretilen bir parçada, mekanik özelliklerin iyileştirilmesi adına cam elyaf takviyesi kullanılarak oluşan lif yönlenmesi incelenmiştir. Parça için bilgisayar destekli programlar kullanılarak parçanın akış analizleri yapılmıştır. Deneysel çalışmada optik mikroskop kullanılmış ve belirli şartlar altında üretilmiş numune parça üzerinde farklı karakteristik bölgeler seçilerek incelenmiştir. İşaretlenen bu bölgeler şekil 1.60'ta gösterilmiştir.



şekil 1.60 : Çekme deneyleri için alınan numunelerin bölgeleri [34].

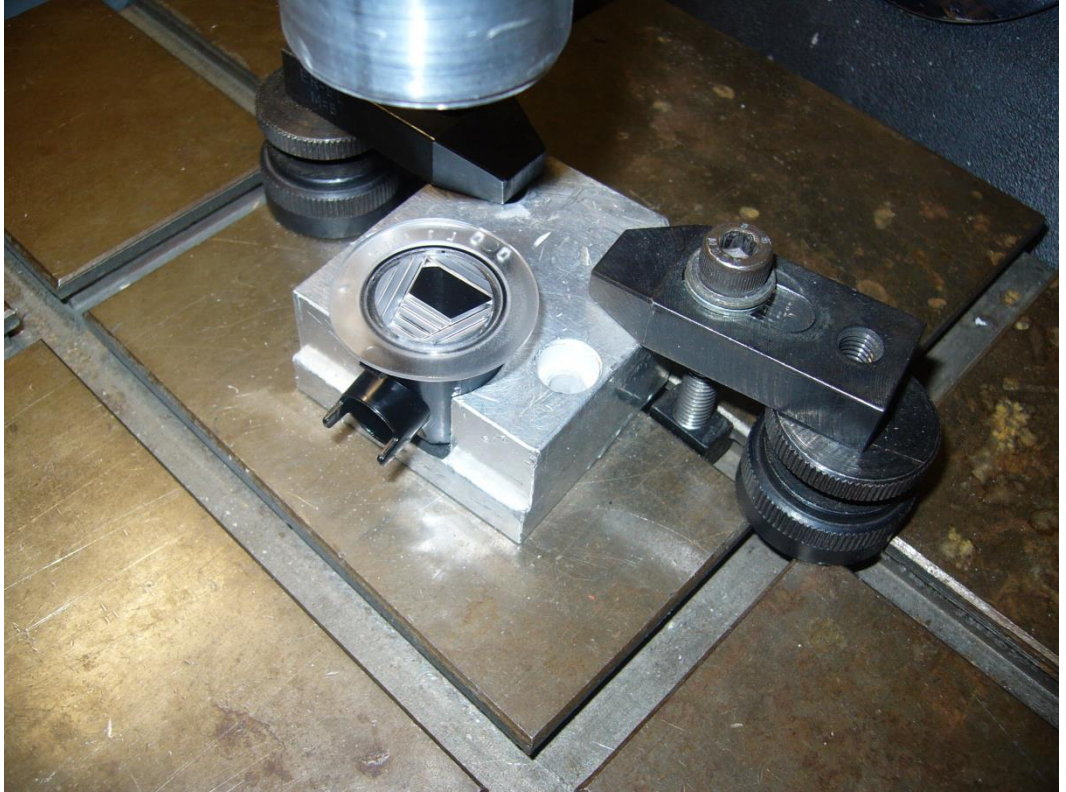
Cam elyaf takviyeli hammadde ile üretilen bu parçada çekme deneyleri yapılarak elastisite modülleri elde edilmiştir. Yolluk girişinden uzakta bölgelerde elyaf yönlenmesinin daha çok olduğu, bu bölgelerin elastisite modülleri diğer bölgelere kıyasla daha yüksek olduğu bulunmuştur. Bu araştırma kapsamında üzerinde çalışılan numune, optik mikroskopta incelenen bölgeler ve çekmece deneyinde incelenen bölgeler gösterilmiştir. Deneysel yöntemle bulunan elastisite modülleri, teorik olarak hesaplanması çalışılmış ve yakın sonuçlar elde edilmiştir. Kalıp tasarımı ve yolluk girişleri, parçada oluşan elyaf yönlenmesini etkilediği ve oluşan liflerin buna bağlı olarak elastisite modülünde bölgesel farklılıklar meydana getirdiği ortaya konulmuştur.

Pınar'ın yürüttüğü çalışmada [35] amaç, plastik enjeksiyon kullanılarak imal edilen parçalarda oluşabilecek herhangi bir hatanın analiz programı kullanılarak öngörülmesi ve imalat sürecine etki eden parametrelerin en uygun hale getirilerek hatasız parça imal edilmesidir. Bitmiş parçada kusurların olması, parçanın fonksiyonelliğine göre üretimde kullanılamamasına ve hurda olmasına, zaman ve maliyet kayıplarına yol açabileceğinden, bu gibi durumları ortadan kaldırmak ve süreçteki verimlilik artışını sağlamak hedeflenmiştir. Tasarımcıların parça tasarımı yaparken malzeme seçimi, et kalınlığı, kalıptaki çekme durumu, kalıptan çıkma açıları vb. ana başlıklar bahsedilmiştir. Sıcaklık, basınç ve zaman parametrelerinin enjeksiyon yönteminde en önemli üç başlık olduğu ve dikkat edilmemesi durumunda olası çıkacak hatalar örneğin bitmiş parçada istenmeyen izler, tam formunu elde edememe ya da kalıptan çıkartılamama gibi durumların meydana gelebileceği anlatılmıştır. Bir paket program kullanılarak Y şekilli plastik parça, proses değerleri en iyi hale getirilerek imalata hazır edilmiştir. Şekil 1.61'de Y şekilli parçanın alt gövde için yolluk tasarım örneği ve soğutma kanalları tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 1.61 : Y şekilli parçanın alt gövdesi [35].

Taş'ın tez çalışmasında [36], ultrasonik kaynak metodu kullanılarak termoplastik malzemelerin birleştirilmesi ele alınmıştır. Ultrasonik kaynağın gelişimi, plastiklerin yapısı, kaynak edilebilirlikleri, ultrasonik kaynak makinesi ve çalışma prensibine değinilmiştir. Bu kaynak yöntemi ile birleştirme yapılacak parçalar için tasarımda dikkat edilmesi gereken unsurlar sıralanmıştır. Ultrasonik kaynak metodu ile diğer birleştirme metotları karşılaştırılmış, birleştirme süresi bakımından ultrasonik kaynak yönteminin daha hızlı olduğu ve birleşim bölgesi dayanımı bakımından daha dayanıklı olduğu sonucu ortaya çıkmıştır. Ultrasonik kaynak metodu kullanılarak birleştirilen araç içi aydınlatma lambası için basınç, kaynak süresi ve baskı süresi kendi içerisinde iki parametre sabit tutulup üçüncü parametre değiştirilerek çeşitli denemeler yapılmıştır. Şekil 1.62 ve Şekil 1.63'te araç içi aydınlatma lambasında yapılan denemelerden örnekler gösterilmiştir. Bu denemelerin sonucunda ortaya çıkan parça üzerindeki kaynak kalitesi yorumlanmıştır. Yapılan denemeler arasında en iyi sonucu veren parça numunesi seçilmiştir ve Şekil 1.64'te gösterilmiştir. Bir parçanın daha tasarım aşamasındayken üretim yönteminin belirlenmesinin ve ultrasonik kaynak kullanımında parametrelerin önemi vurgulanmıştır.



Şekil 1.62 : Araç içi aydınlatma lambasında yapılan deneme örneği [36].



Şekil 1.63 : Araç içi aydınlatma lambasında yapılan deneme örneği [36].



Şekil 1.64 : Denemeler sonucunda en iyi parça numunesi görseli [36].

1.6.3 Benchmark incelemesi

Benchmark incelemeleri sırasında on sekiz adet çamaşır makinesi incelenmiştir. İncelenen bazı makinelerde Arçelik A.Ş. bünyesinde kullanılan tasarımların olduğu görülmüştür. Bu tasarımlar dışında, tambur körük aralığı problemini çözmek amacıyla iki farklı yapı kullanıldığı dikkat çekmiştir. İncelenen ilk yapıda, körük ve tambur eksenleri çakışık olmayacak şekilde tasarlanmış ve bu tasarım kaçık eksenli olarak isimlendirilmiştir. Bu tasarım ile tambur ve körüğün yüzeysel olarak aynı hizada tasarlanmayıp, sürtme probleminin önüne geçilmeye çalışıldığı düşünülmektedir. Diğer tasarımda ise tambur ve körük arasına gelecek şekilde bir sac eklenmiştir. Bu sac cıvata kullanılarak kazana monte edilmiş ve bu tasarım ayırıcı sacı olarak isimlendirilmiştir. Bu tasarım ile araya sac parça koyularak tamburla körüğün sürtmesinin engellenmesinin hedeflendiği düşünülmektedir. Kaçık eksenli ve ayırıcı sac kullanılan ürünler olarak üç adet ürün tanıtılmıştır.

Candy marka BWM4 137PH6/1-S pazarlama kodlu çamaşır makinesinde tambur ekseni ile körük ekseni çakışık olmayan bir tasarım görülmüştür. Körük i çapı ile dış çapı 320mm olmasına rağmen eksenleri çakışık değildir. Tambur yükleme çapının körük çaplarından daha büyük olduğu ölçülmüştür. Körük ile tambur ekseninin kaık olması sebebiyle saat 3-6-9-12 yönleri için tambur ile körük arası mesafeleri birbirinden farklı değerde ölçülmüştür. Ürünün görselleri şekil 1.65'te gösterilmiştir.



şekil 1.65 : Candy BWM4 137PH6/1-S rn.

Panasonic marka NA-140VX3 pazarlama kodlu çamaşır makinesinde tamburun n sacı ile kazan kapağı arasında ayırıcı bir parça/sac kullanıldığı görülmüştür. llere bakıldığında körüğün i çap ile dış çap aynı 340 mm olduğu ölçülmüştür. Tambur yükleme çapının körük çaplarına göre daha büyük olduğu ve arada kullanılan ayırıcı bir parça/sac nedeniyle tambur körük aralığı mesafeleri saat 3-6-9-12 yönleri için ise 6 mm olduğu görülmüştür. Tambur ile körük arası mesafe sabit olduğu anlaşılmaktadır. Ürünün görselleri şekil 1.66’da gösterilmiştir.



şekil 1.66 : Panasonic marka NA-140VX3 ürünü.

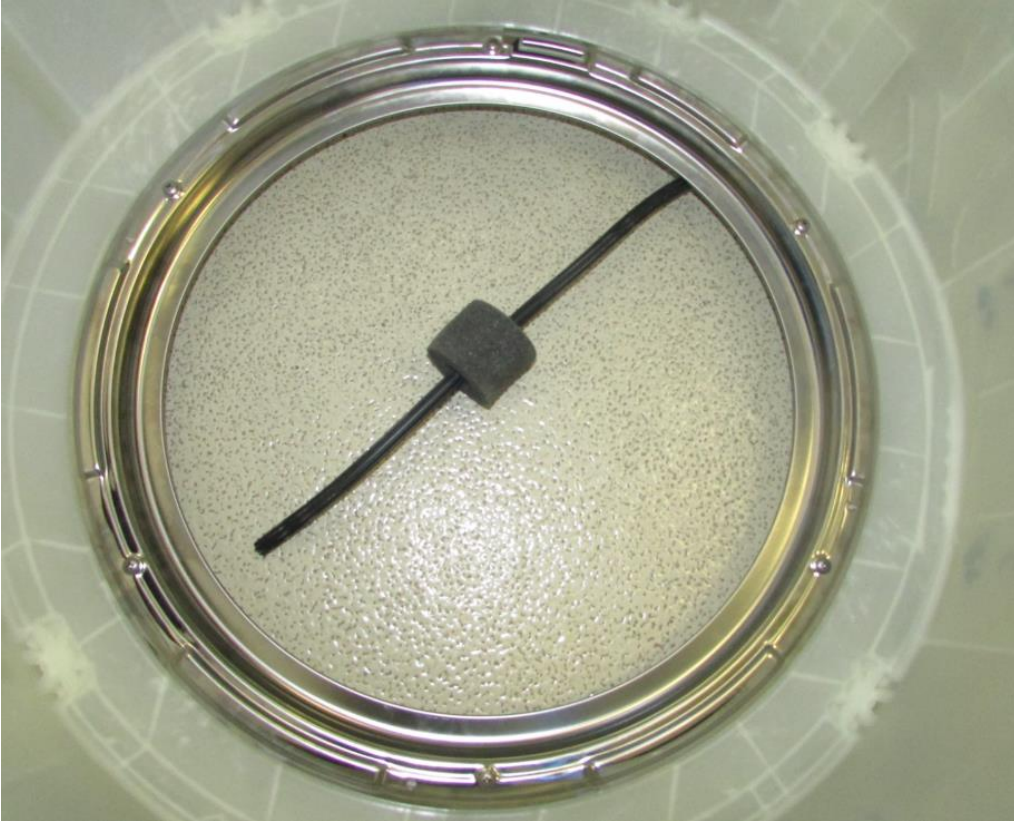
Samsung marka WW12H8420EW pazarlama kodlu makinesinde de tambur ön sacı ile kazan kapağı arasında ayırıcı bir sac kullanıldığı görülmüştür. Ölçülere bakıldığında körüğün iç çap ile dış çap arasında yaklaşık 15 mm'lik bir çap farkı olduğu, tambur yükleme çapının ise körük iç çapı ile yakın olduğu ölçülmüştür. Tambur ön sacı ile körük arasında kullanılan ayırıcı bir sac nedeniyle tambur körük aralığı mesafeleri saat 3 ve 9 yönleri için 4.6 mm olduğu görülürken, saat 6 ve 12 yönleri için ise 4 mm olduğu görülmüştür. Tambur körük arası mesafe yönler göre kıyaslandığında sabit olduğu anlaşılmaktadır. Bölgesel olarak bu farklılığın özellikle bu şekilde tasarlandığı düşünülmektedir. Patent araştırmasında ayırıcı parça olarak patentlendiği de görülmüştür. Ürünün görselleri Şekil 1.67 ve Şekil 1.68'de gösterilmiştir. Kazan kapağına montajlı sac parçasının görseli Şekil 1.69'da gösterilmiştir.



Şekil 1.67 : Samsung WW12H8420EW ürünü.



Şekil 1.68 : Samsung WW12H8420EW ürünü.

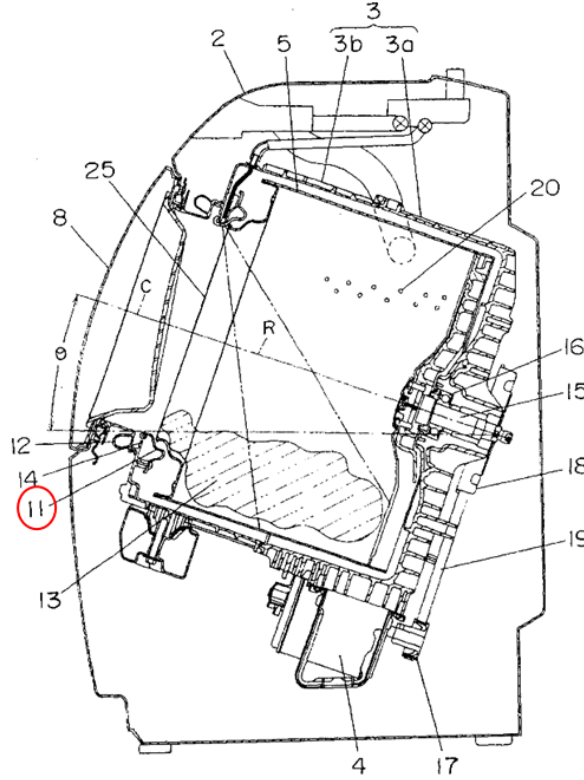


Şekil 1.69 : Sac parça montajlı kazan kapağı görseli.

1.6.4 Patent araştırması

Önerilen çözümlerin başka bir firmanın patentlenen çalışması üzerine olmaması adına patent araştırması yapılmıştır. Patent araştırmalarında benchmark olarak incelenen ürünlerdeki tasarımların patentli olduğu görülmüştür ve ilgili ürünlerin patent detayları görselleriyle birlikte anlatılmıştır.

Matsushita firması ile Panasonic firması ile ortaktır. CN101092783B [37] doküman, çizimlerde 11 numara ile gösterilen parçayı korumaktadır ve Şekil 1.70'te gösterilmiştir.

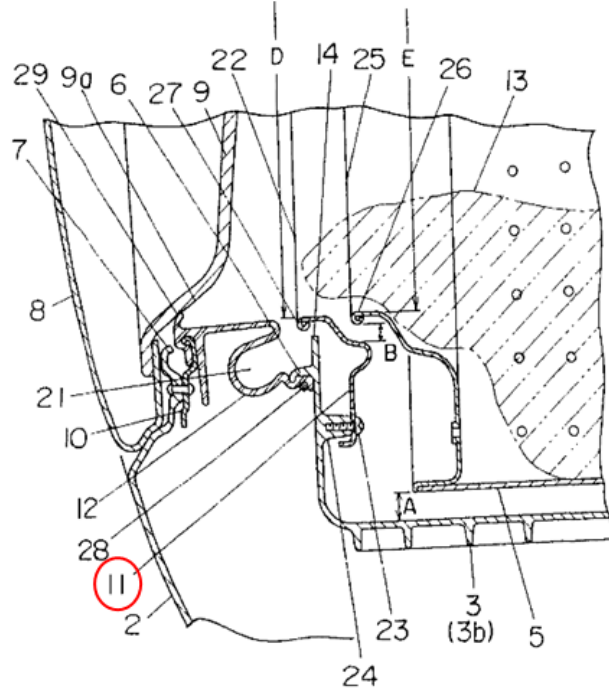


Şekil 1.70 : CN101092783B patent resimleri [37].

Panasonic marka benchmark ürünlerde görülen parça, paslanmaz çelikten veya benzerinden yapılmış dairesel bir kaplama elemanı olarak değerlendirilmiştir. Dokümanda belirtilen ayırıcı sac, kazan ön duvarına vida ile sabitlenmektedir. Tasarımın bazı avantajları şu şekilde sıralanmaktadır:

- ✓ Tambur ile körüğün arasında istenmeyen durumlardaki tamburun körüğe sürtmesi probleminin önüne geçmek.
- ✓ Tambur ile körüğün arasından kazana kaçabilen ufak nesnelerin geçişini engellemek.

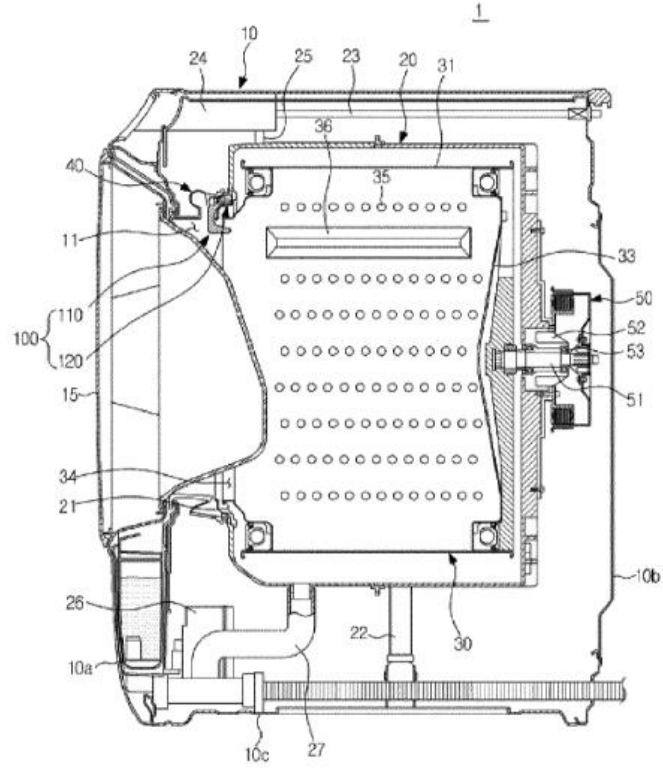
Ayırıcı sacın ürün üzerindeki konumu kesit alınmış olarak Şekil 1.71’de gösterilmiştir.



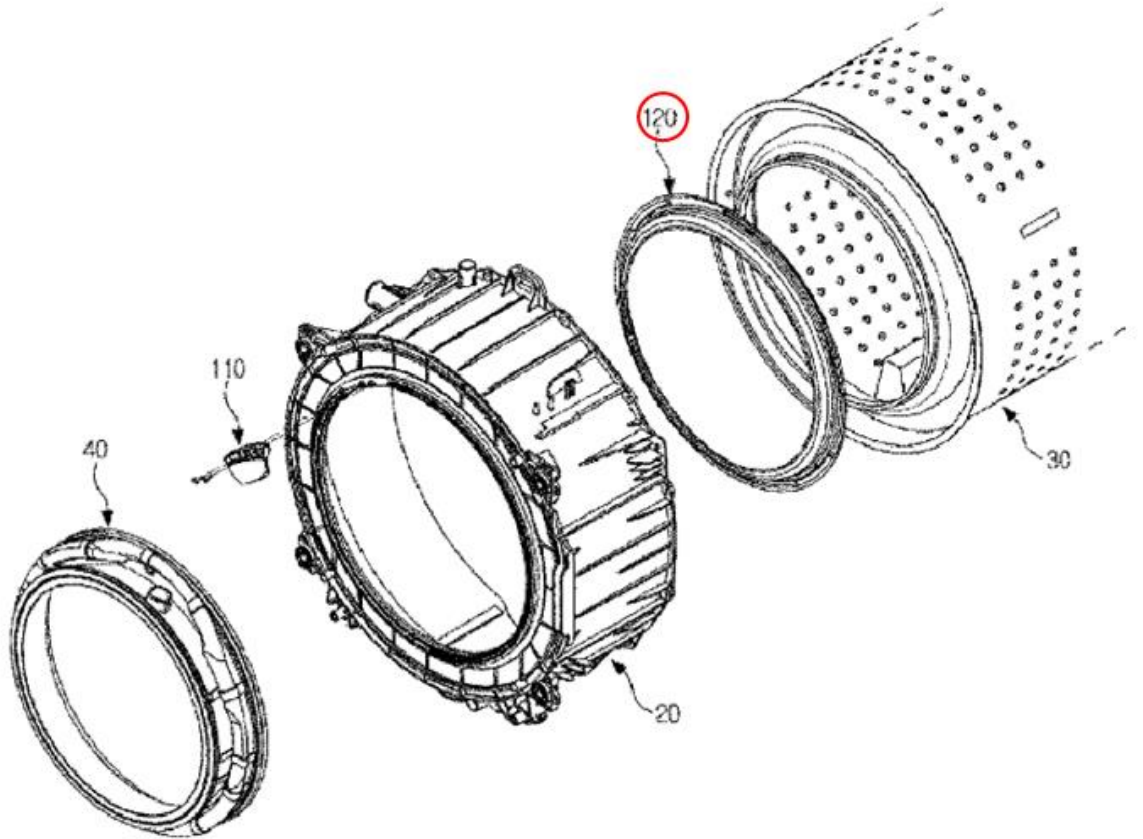
Şekil 1.71 : CN101092783B patent resimleri [37].

EP3106559B1 Doküman [38], çizimlerde 120 numara ile gösterilen parçayı korumaktadır. Çizimler ve açıklama kısımları incelendiğinde görülen 120 numaralı parça, Samsung benchmark üründe görülen ayırıcı sac parçadır. Bu ayırıcı sac parça, dokümanda ‘bracket’ olarak tanımlanmaktadır. Şekil 1.72’de ürün üzerindeki kesit alınmış görünüşü ve Şekil 1.73’te kazan grubunun patlatılmış görünüşü gösterilmiştir. Söz konusu ayırıcı sac parçanın kullanım amacının tambur ve körüğün birbirine temas etmesini engellemek olduğu belirtilmiştir. Ayırıcı sacın, kazan ön duvarına sabitlendiği söylenmektedir. Panasonic patentine benzer şekilde tasarımın avantajları aşağıdaki şekilde belirtilmiştir:

- ✓ Tambur ile körüğün arasından kazana kaçabilen ufak nesnelerin geçişini engellemek.
- ✓ Tambur ile körüğün arasında konumlanması sayesinde istenmeyen durumlardaki tamburun körüğe sürtmesi probleminin önüne geçmek.



Şekil 1.72 : EP3106559B1 patent resimleri [38].

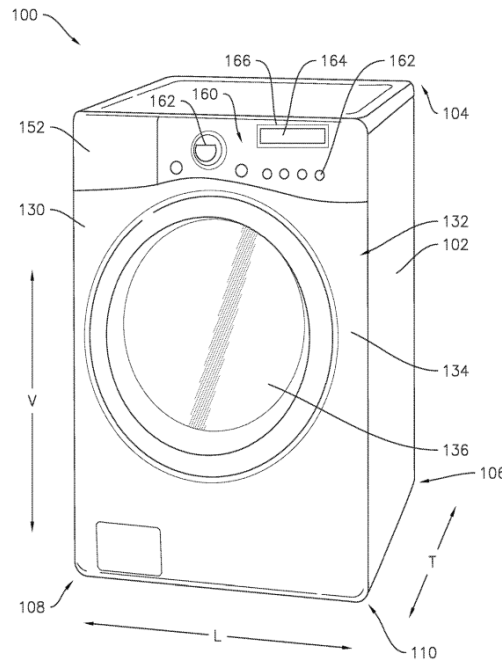


Şekil 1.73 : EP3106559B1 patent resimleri [38].

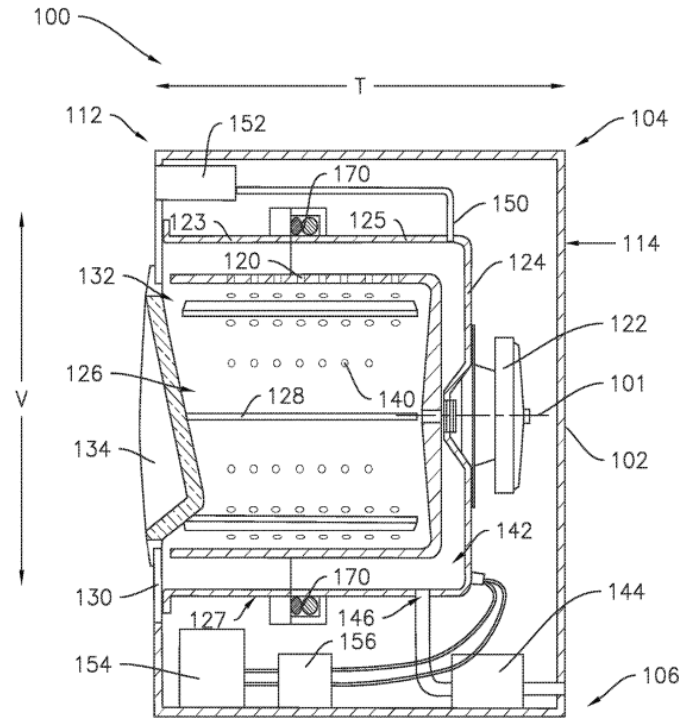
US2019127902A1 Doküman [39], çizimlerde önden yüklemeli çamaşır makinesi için 124 numara ile gösterilen plastik malzemeden imal edilen kazanı çevresel olarak saran 170 numaralı bir takviye bandı tasarımları anlatılmaktadır. Bu takviye bandının malzemesi için kazan malzemesi olan plastik malzemeden daha yüksek mukavemete sahip metal, karbon fiber, aramid gibi bir malzeme olabileceği belirtilmiştir. Önden yüklemeli çamaşır makinesi görseli Şekil 1.74'te ve önden yüklemeli çamaşır makinesinin kesit görünüşü Şekil 1.75'te gösterilmiştir. Şekil 1.76'da gösterildiği gibi kazan çevresinde kademe tasarımı yapılarak içerisine gruplanabilir ya da kazanın dışına bir kademe yapılarak Şekil 1.77'de gösterildiği gibi dikdörtgen kesitli biri yapıda olabilmektedir. Üstten yüklemeli çamaşır makinesi Şekil 1.78'de gösterilmiştir. Şekil 1.79'da gösterilen üstten yüklemeli çamaşır makinesinin kesit alınmış görünüşünde 224 numara ile gösterilen kazanı korumaktadır. Plastik kazanın enjeksiyonu sırasında kalıba yerleştirilerek kazan içerisinde gömülü üretim yapılabileceği belirtilmiştir.

Tasarımın avantajları aşağıdaki şekilde belirtilmiştir;

- ✓ Kazanı tamburun dönüşü sırasında oluşabilecek darbe gibi etkiler sonucunda meydana gelebilecek herhangi bir hasarı önlemek.
- ✓ Kazanın mukavemetini artırmak.



Şekil 1.74 : US2019127902A1 patent resimleri [39].



Şekil 1.75 : US2019127902A1 patent resimleri [39].

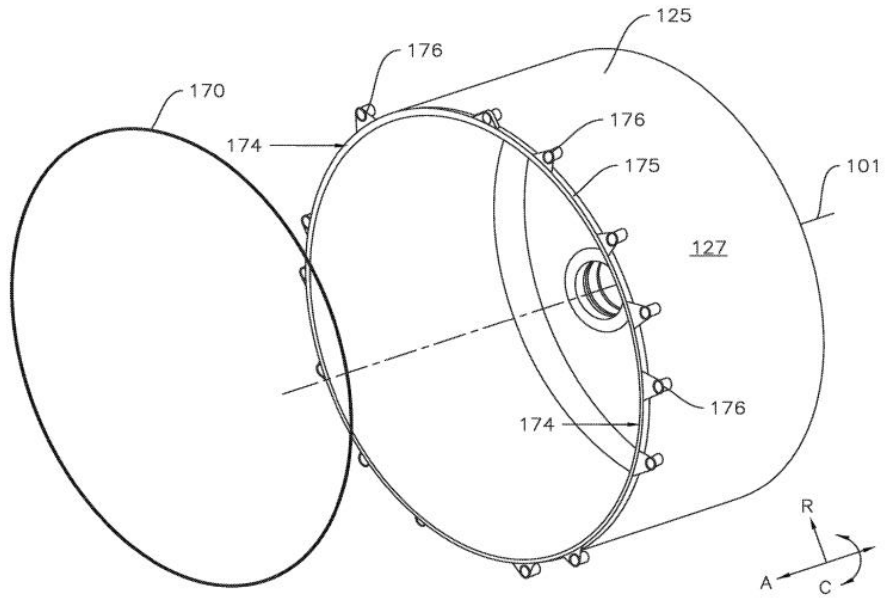
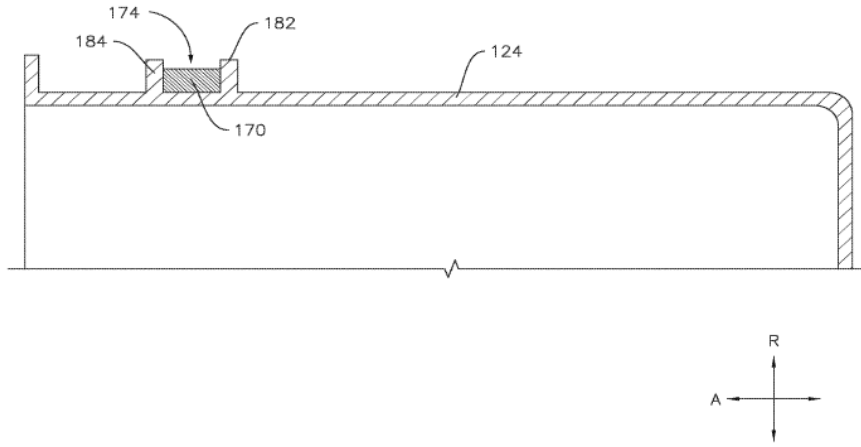
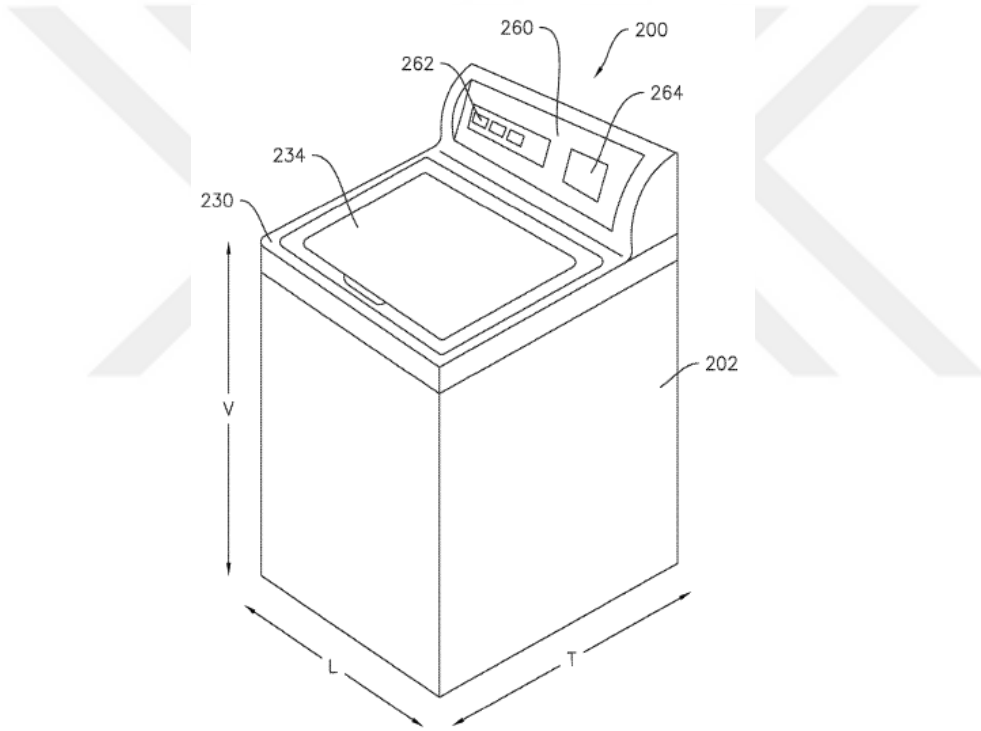


Fig. 3

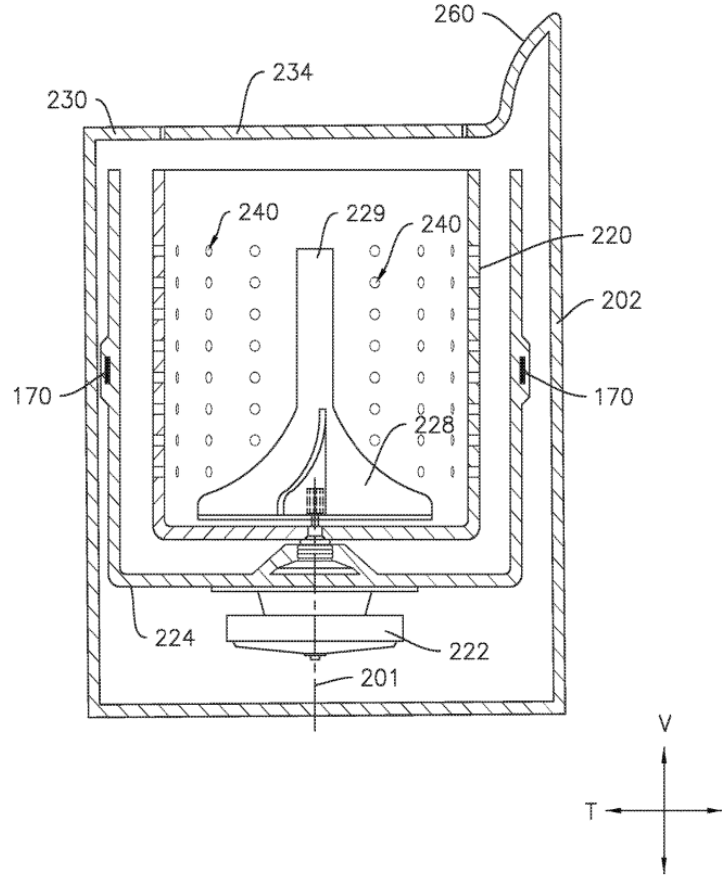
Şekil 1.76 : US2019127902A1 patent resimleri [39].



Şekil 1.77 : US2019127902A1 patent resimleri [39].



Şekil 1.78 : US2019127902A1 patent resimleri [39].



Şekil 1.79 : US2019127902A1 patent resimleri [39].

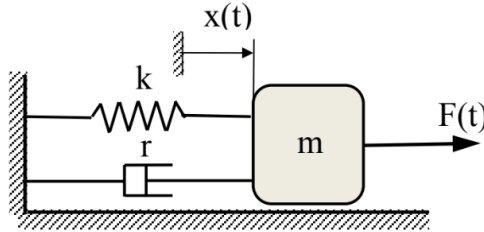


2. TEORİ

Bu tez kapsamında çamaşır makinesi dinamik sisteminin sayısal modelinin oluşturulması, çamaşır makinesinin modal davranışları, dinamik sistem hareketi, kazan kapak yeni tasarımları ve analizleri incelenmiştir. Bu bölümünde, çamaşır makinesi için titreşim teorisi, rotor dinamiği teorisi ve kazan kapağında yapılacak tasarım iyileştirmeleri için sehim hesabı ile ilgili bilgiler sunulmuştur.

2.1 Tek Serbestlik Dereceli Lineer Titreşim Sistemleri

Mühendislik problemlerinde gerçek bir sistemin matematiksel modelinin oluşturulmasında tek serbestlik dereceli veya çok serbestlik dereceli titreşim modelleri kullanılmaktadır. Tek serbestlik dereceli doğrusal (lineer) titreşim sistemi modeli Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Bir m kütleline etkiyen $F(t)$ zorlayıcı kuvveti, k yay katsayısını, r viskoz sönüm katsayısını ve $x(t)$ konumunu belirtmektedir.



Şekil 2.1 : Tek serbestlik dereceli lineer titreşim sistem modeli [40].

Şekil 2.1’de gösterilen tek serbestlik dereceli lineer titreşim sisteminin hareket denklemleri (2.1)’deki gibi yazılır [40].

$$m * \ddot{x}(t) + r * \dot{x}(t) + k * x(t) = F(t) \quad (2.1)$$

Bir sistemin doğal frekansı o sistemin kendine özgü sabitidir ve sistem doğal frekansında zorlandığında titreşim genlikleri artmaktadır. Artan titreşim genliği ile teorik olarak rezonansa girmekte ve sonsuza gitmektedir. Fakat pratikte ise sönümsüz

bir sistem olmadığından, sistemin ya da komponentin tasarımı veya malzemesi gereği içinde sönüm olduğundan dolayı doğal frekansı ile zorlanan bir sistemde hasarlar oluşabilmektedir.

Sistemin doğal frekansı teorik olarak bulunmak istendiğinde sönümsüz serbest titreşim modeli varsayımı yapılarak, r vizkos sönüm katsayısı ve F(t) zorlayıcı kuvveti sıfır alınır ve hareket denklemi (2.2)'deki gibi yazılır.

$$m * \ddot{x}(t) + k * x(t) = 0 \quad (2.2)$$

(2.2) 2. Dereceden diferansiyel denklem çözümü için;

$$x(t) = X * e^{i\omega_n t} \quad (2.3)$$

$$\dot{x}(t) = X * i * \omega_n * e^{i\omega_n t} \quad (2.4)$$

$$\ddot{x}(t) = -X * \omega_n^2 * e^{i\omega_n t} \quad (2.5)$$

Dönüşümleri kullanılarak (2.2)'de yerine koyulduğunda ve işlemler yapıldığında;

$$-m * X * \omega_n^2 * e^{i\omega_n t} + k * X * e^{i\omega_n t} = 0 \quad (2.6)$$

$$X * e^{i\omega_n t} (-m * \omega_n^2 * +k) = 0 \quad (2.7)$$

$$-m * \omega_n^2 * +k = 0 \quad (2.8)$$

$$k = m * \omega_n^2 \quad (2.9)$$

$$\sqrt{\frac{k}{m}} = \omega_n \quad (2.10)$$

Doğal frekans (ω_n) bulunur.

Bir titreşim sisteminde sönüm de varsa sönümlü serbest titreşim denklemi (2.11)'deki gibi yazılmaktadır.

$$m * \ddot{x}(t) + r * \dot{x}(t) + k * x(t) = 0 \quad (2.11)$$

(2.11)'deki 2. Dereceden diferansiyel denklem çözümü için;

$$x(t) = e^{zt} \quad (2.12)$$

$$\dot{x}(t) = z * e^{zt} \quad (2.13)$$

$$\ddot{x}(t) = z^2 * e^{zt} \quad (2.14)$$

(2.12), (2.13) ve (2.14) dönüşümleri kullanılarak (2.11)'de yerine koyulduğunda ve düzenlemeler yapıldığında;

$$m * z^2 * e^{zt} + r * z * e^{zt} + k * e^{zt} = 0 \quad (2.15)$$

$$e^{zt} * (m * z^2 + r * z + k) = 0 \quad (2.16)$$

$$m * z^2 + r * z + k = 0 \quad (2.17)$$

(2.17) denklemi elde edilir. Bu denklemde z'yi bulabilmek için m değerine bölünür ve dönüşümler yapılır.

$$z^2 + \frac{r}{m} * z + \frac{k}{m} = 0 \quad (2.18)$$

(2.18) denkleminde (2.20), (2.21) ve (2.22) denklemleri kullanıldığında;

$$\sqrt{\frac{k}{m}} = \omega_n \rightarrow \omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (2.20)$$

$$\delta = \frac{r}{2 * m} \quad [1 / s] \text{Viskoz Sönüm Sabiti} \quad (2.21)$$

$$\zeta = \frac{\delta}{\omega_n} = \frac{r}{2\sqrt{k * m}} \quad [1] \text{Vizkos Sönüm Faktörü} \quad (2.22)$$

$$z^2 + 2 * \delta * z + \omega_n^2 = 0 \rightarrow z^2 + 2 * \xi * \omega_n * z + \omega_n^2 = 0 \quad (2.23)$$

(2.23) denklemi elde edilir. Bu denklemin kökleri (2.24)'deki gibi elde edilir.

$$z_1 = -\delta - \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} \text{ ve } z_2 = -\delta + \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} \quad (2.24)$$

$\sqrt{\delta^2 - \omega_n^2}$ İfadesi için üç farklı durum ortaya çıkmaktadır.

- a. Aşırı sönüm, sistem ya hiç yön değiştirmeden ya da en fazla bir kere yön değiştirdikten sonra denge konumuna ulaşmaktadır. Aşırı sönüm sistemi titreşim hareketi olmayıp sürünme hareketi olarak adlandırılmaktadır. Denklem (2.25) ve (2.26)'da sistemin kütle, yay ve sönüm parametrelerinin birbiri ile ilişkileri gösterilmiştir.

$$\sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} > 0 \rightarrow \delta^2 - \omega_n^2 > 0 \rightarrow \delta^2 > \omega_n^2 \quad (2.25)$$

$$\frac{r^2}{4 * m^2} > \frac{k}{m} \rightarrow r > 2\sqrt{k * m} \quad (2.26)$$

- b. Eşik sönüm, aşırı sönüm gibi ya hiç yön değiştirmeden ya da en fazla bir kere yön değiştirdikten sonra denge konumuna ulaşmaktadır. Eşik sönüm sistemi de titreşim hareketi olmayıp sürünme hareketi olarak adlandırılmaktadır ve sistemi en hızlı şekilde denge konumuna getirmektedir. Denklem (2.27) ve (2.28)'de sistemin kütle, yay ve sönüm parametrelerinin birbiri ile ilişkileri gösterilmiştir.

$$\sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} = 0 \rightarrow \delta^2 - \omega_n^2 = 0 \rightarrow \delta^2 = \omega_n^2 \quad (2.27)$$

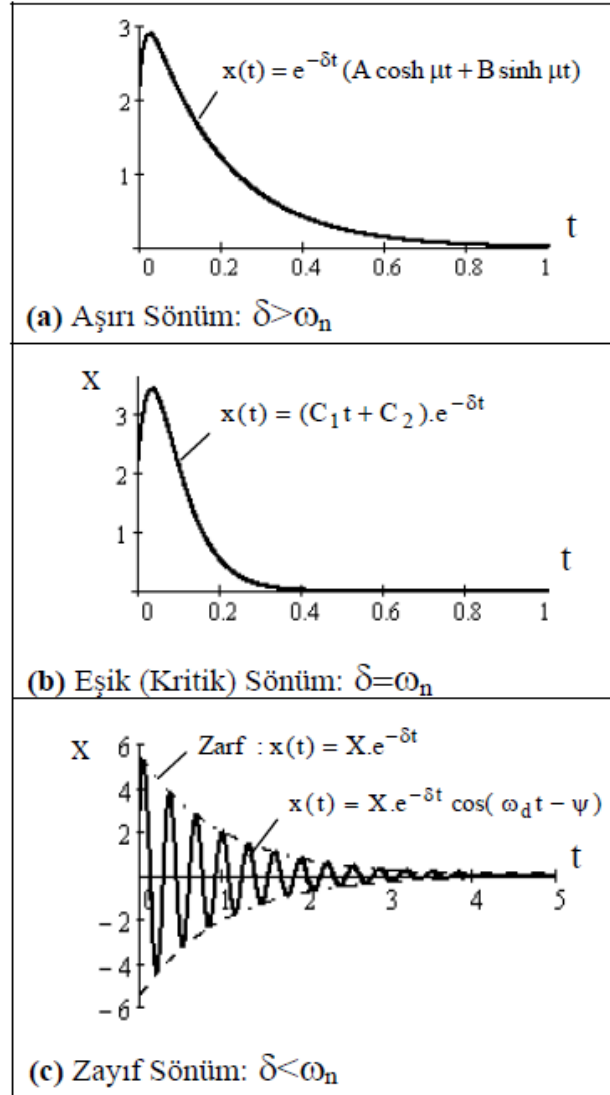
$$\frac{r^2}{4 * m^2} = \frac{k}{m} \rightarrow r_{kr} = 2\sqrt{k * m} \quad (2.28)$$

- c. Zayıf sönüm, aşırı sönüm ve eşik sönüm durumlarından farklı olarak sistem salınım hareketi yaparak zamanla denge konumuna ulaşmaktadır ve titreşim hareketi olarak kabul edilmektedir.

$$\sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} < 0 \rightarrow \delta^2 - \omega_n^2 < 0 \rightarrow \delta^2 < \omega_n^2 \quad (2.29)$$

$$\frac{r^2}{4m^2} < \frac{k}{m} \rightarrow r < 2 * \sqrt{k * m} \rightarrow \frac{r}{2\sqrt{k * m}} < 1 \rightarrow \zeta < 1 \quad (2.30)$$

Aşırı sönüm, eşik sönüm ve zayıf sönüm halleri için konum zaman grafikleri ve hareket denklemleri Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Sönüm çeşitlerine göre konum zaman grafikleri [40].

Sisteme dış kuvvetler uygulandığında ise zorlanmış titreşim sistemi olarak adlandırılır. Zorlayıcı kuvvetler çeşitli fonksiyonlarda sisteme etki edebilmektedir. Harmonik bir kuvvetle zorlanmış sönümsüz titreşim sisteminde hareket denklemi (2.31)'deki gibi yazılmaktadır.

$$m * \ddot{x}(t) + k * x(t) = F(t) \quad (2.31)$$

$$F(t) = F * e^{i\omega t} \quad (2.32)$$

(2.32) harmonik kuvvet çözümü için yazıldığında ve (2.3) ve (2.5) denklemleri (2.31)'de yerine koyulduğunda;

$$-m * X * \omega^2 * e^{i\omega t} + k * X * e^{i\omega t} = F * e^{i\omega t} \quad (2.33)$$

$$X * e^{i\omega t} * (-m * \omega^2 * +k) = F * e^{i\omega t} \quad (2.34)$$

$$\frac{X}{F} = \frac{1}{k - m * \omega^2} \quad (2.35)$$

Denklemleri elde edilmektedir. Yer değiştirme miktarı kuvvet ile doğru orantılı olurken, yay sabiti, kütle ve uygulanan kuvvetin frekans ile ters orantılıdır.

Harmonik bir kuvvetle zorlanmış sönümlü bir titreşim sisteminde ise hareket denklemini (2.1)'deki gibi yazılmaktadır. Denklem çözümü için homojen ve özel çözüm olarak süperpozisyon kuralı uygulanacaktır.

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (2.36)$$

$x_h(t)$ çözümü için sistem serbest titreşim sistemi olarak kabul edilir ve çözüm bulunur. $\frac{r}{2\sqrt{k*m}} < 1 \rightarrow \zeta < 1$ durumunda sistem bir titreşim sistemi olarak kabul edildiğinden homojen çözüm için (2.4)'deki z_1 ve z_2 kökleri düzenlenir.

$$\omega_d = \sqrt{\omega_n^2 - \delta^2} = \sqrt{\omega_n^2 - (\zeta * \omega_n)^2} = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.37)$$

$$i^2 = -1 \quad (2.38)$$

$$z_1 = -\delta - \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} = -\delta - \sqrt{(\omega_n^2 - \delta^2) * (-1)} = -\delta - i * \omega_d \quad (2.39)$$

$$z_2 = -\delta + \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} = -\delta + i * \omega_d \quad (2.40)$$

Homojen çözüm için z_1 ve z_2 kökleri (2.12) denkleminde yerine koyulur ve (2.41) veya (2.42) denklemleri elde edilir. C_1, C_2 ya da A, B ya da X_0 değerleri sistemin başlangıç koşullarına göre değişmektedir.

$$x_h(t) = C_1 * e^{(-\delta - i\omega_d)t} + C_2 * e^{(-\delta + i\omega_d)t} = e^{-\delta t} * (C_1 * e^{-i\omega_d t} + C_2 * e^{i\omega_d t}) \quad (2.41)$$

$$x_h(t) = e^{-\delta t} * [A * \cos(\omega_d * t) + B * \sin(\omega_d * t)] \quad (2.42)$$

$$x_h(t) = X_0 * e^{-\delta t} * \cos(\omega_d * t - \psi) \quad (2.43)$$

$x_p(t)$ özel çözümü için ise sistemin harmonik kuvvet ile zorlandığı kabulü yapılarak zorlayıcı kuvvet ve tahmini $x_p(t)$ çözümleri yazılır. $x_p(t)$ 'nin türevleri alınarak (2.1) denkleminde koyulur ve C, D sabitleri de bulunur.

$$F(t) = F_0 * \cos(\omega * t) \quad (2.44)$$

$$x_p(t) = C * \cos(\omega * t) + D * \sin(\omega * t) \quad (2.45)$$

$$x_p(t) = X * \cos(\omega * t - \varphi) \quad (2.46)$$

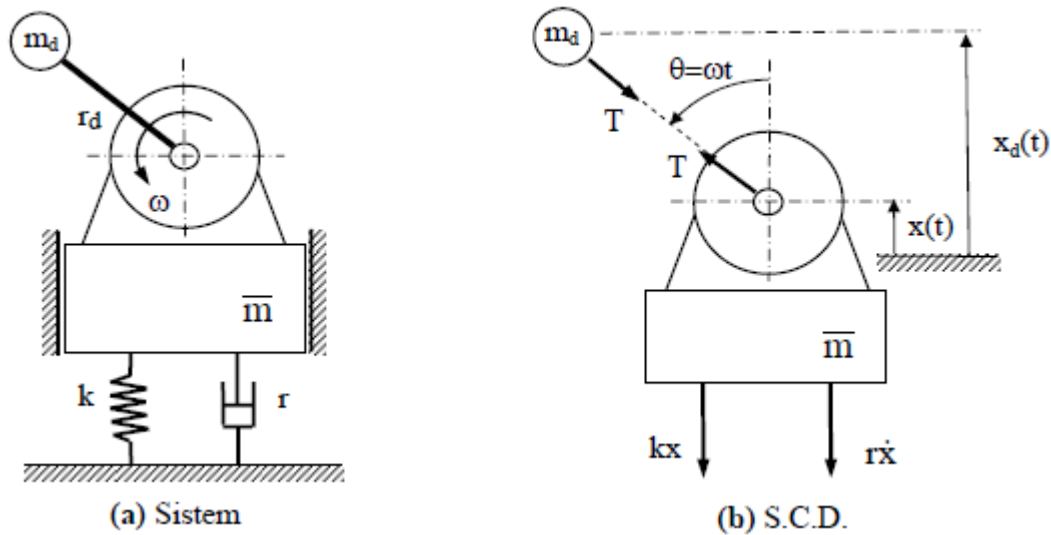
$$x_p(t) = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m * \omega^2)^2 + (r * \omega)^2}} * \cos \left[\omega * t - \tan^{-1} \left(\frac{r * \omega}{k - m * \omega^2} \right) \right] \quad (2.47)$$

Homojen çözüm (2.43) ve özel çözüm (2.46), (2.36) denkleminde yerine koyulur. (2.48) denklemi tek serbestlik dereceli sönümlü bir titreşim sisteminin harmonik kuvvet ile zorlanmış genel titreşim denklemini göstermektedir.

$$x(t) = X_0 * e^{-\delta t} * \cos(\omega_d * t - \psi) + X * \cos(\omega * t - \varphi) \quad (2.48)$$

2.2 Dönen Dengesiz Rotor Titreşimleri

Makinelerin daimi dönme hareketi yapan parçalarına rotor denilmektedir. Rotorun kütle merkezi rotorun dönme eksenini üzerinde değil ise rotor dengesizdir ve bu dengesizlik sarsıntıya, duruma göre de istenmeyen titreşimlere yol açmaktadır. İstenmeyen titreşimler makineler için büyük sorunlar haline gelebilmektedir. Çamaşır makinelerinde çamaşırın eşit dağılmaması sonrasında oluşan dengesiz yük ve sonrasında meydana gelen istenmeyen titreşimler makinenin yürümesine, kazanın yan panellere, öne ya da üste çarpmasına ve makinede kalıcı hasarların oluşmasına sebep olabilmektedir. Şekil 2.3'te örnek bir dönen dengesiz rotor sistemi ve bu sistemin serbest cisim diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Dengesiz rotorun (a)Sistem ve (b) S.C.D. [40].

Şekil 2.3(a)'daki dönen dengesiz rotor sisteminin hareket denklemi (2.49) ve (2.50)'de verilmiştir.

$$\bar{m} * \ddot{x}(t) + r * \dot{x}(t) + k * x(t) = T * \cos(\omega * t) \quad (2.49)$$

$$m_d * \ddot{x}_d(t) = -T * \cos(\omega * t) \quad (2.50)$$

$$x_d(t) = x(t) + r_d * \cos(\theta) = x(t) + r_d * \cos(\omega * t) \quad (2.51)$$

(2.51)'deki konum ifadesinin zamana göre türevleri alınırsa;

$$\dot{x}_d(t) = \dot{x}(t) - r_d * \omega * \sin(\omega * t) \quad (2.52)$$

$$\ddot{x}_d(t) = \ddot{x}(t) - r_d * \omega^2 * \cos(\omega * t) \quad (2.53)$$

Elde edilir ve (2.50)'deki rotor için hareket denkleminde yerine koyulur.

$$m_d(\ddot{x}(t) - r_d * \omega^2 * \cos(\omega * t)) = -T * \cos(\omega * t) \quad (2.54)$$

$$m_d * \ddot{x}(t) - m_d * r_d * \omega^2 * \cos(\omega * t) = -T * \cos(\omega * t) \quad (2.55)$$

(2.49) ve (2.55) toplanırsa bu sistemin hareket denklemi elde edilir.

$$\bar{m} * \ddot{x}(t) + r * \dot{x}(t) + k * x(t) + m_d * \ddot{x}(t) - m_d * r_d * \omega^2 * \cos(\omega * t) = T * \cos(\omega * t) - T * \cos(\omega * t) \quad (2.56)$$

$$\bar{m} * \ddot{x}(t) + r * \dot{x}(t) + k * x(t) + m_d * \ddot{x}(t) - m_d * r_d * \omega^2 * \cos(\omega * t) = 0 \quad (2.57)$$

Toplam kütle ifadesi (2.58) olarak yazılır ve (2.57)'de yerine koyulur.

$$m = \bar{m} + m_d \quad (2.58)$$

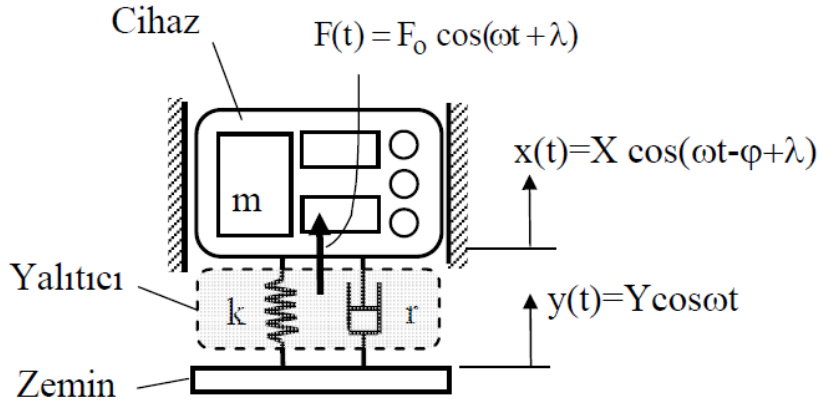
$$m * \ddot{x}(t) + r * \dot{x}(t) + k * x(t) = m_d * r_d * \omega^2 * \cos(\omega * t) \quad (2.59)$$

Dengesizlik ifadesi (2.60)'daki gibi yazıldığında ve (2.59)'da yerine koyulduğunda sistemin genel denklemi (2.61)'deki gibi elde edilir.

$$Dengesizlik = D = m_d * r_d [kg * m] \quad (2.60)$$

$$m * \ddot{x}(t) + r * \dot{x}(t) + k * x(t) = D * \omega^2 * \cos(\omega * t) \quad (2.61)$$

Dengesiz bir sistem olan Şekil 2.4'te hareket yalıtımı yapılmak istenirse,



Şekil 2.4 : Hareket yalıtımı sistemi [40].

$$F(t) = F_0 * \cos(\omega * t + \lambda) \quad (2.62)$$

$$F_0 = \sqrt{k^2 + (r * \omega)^2} * Y \quad (2.63)$$

$$x(t) = X * \cos(\omega * t - \phi + \lambda) \quad (2.64)$$

(2.47)'de çözülen denkleme göre yerine koyulursa,

$$X = \frac{\sqrt{k^2 + (r * \omega)^2} * Y}{\sqrt{(k - m * \omega^2)^2 + (r * \omega)^2}} \quad (2.65)$$

(2.65) elde edilir. Zorlanmış titreşimlerin genliği X, yalıtıcının olmaması halinde cihazın yapacağı titreşimler Y genliğine oranlanırsa boyutsuz bir büyüklük olan geçirgenlik G ifadesi elde edilir.

$$G = \frac{X}{Y} = \frac{\sqrt{k^2 + (r * \omega)^2}}{\sqrt{(k - m * \omega^2)^2 + (r * \omega)^2}} \quad (2.66)$$

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.67)$$

Denklem (2.66)'nın pay ve paydası $\sqrt{k^2}$ 'ye bölünüp (2.67) ifadesi, (2.66)'da yerine yazıldığında geçirgenlik ifadesi (2.68)'deki gibi elde edilir.

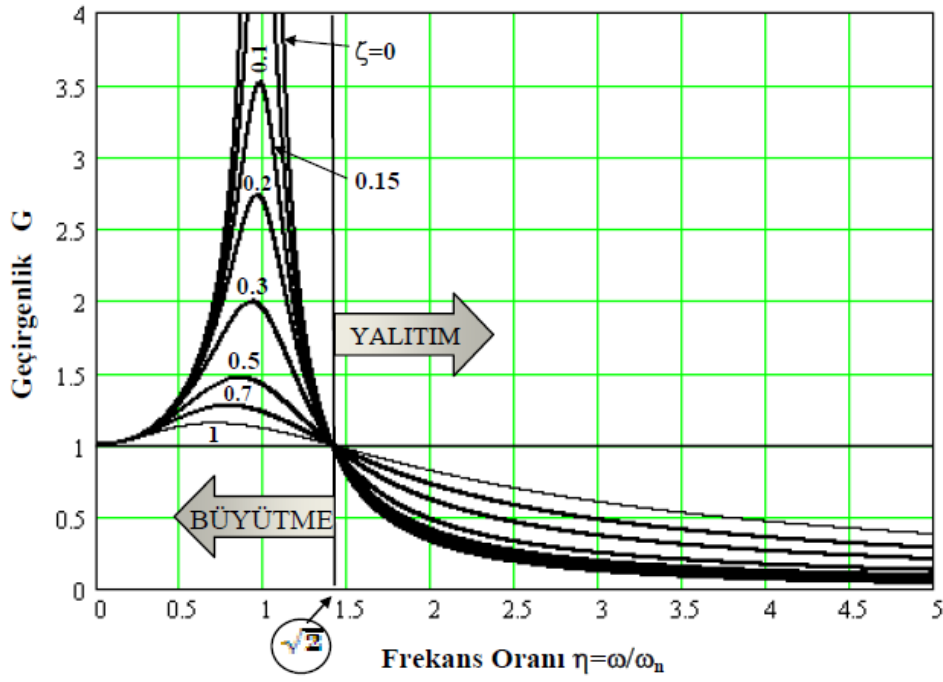
$$G = \frac{\sqrt{1+(2*\zeta*\eta)^2}}{\sqrt{(1-\eta^2)^2+(2*\zeta*\eta)^2}} \quad (2.68)$$

$$\% Yalıtım = 100 * (1 - G) \quad (2.69)$$

Yatılımın olabilmesi için $G < 1$ sağlanmalıdır, aksi halde $G > 1$ durumunda yalıtım olmamakta daha çok sistemi şiddetlendirme meydana gelmektedir. Geçirgenlik ifadesinin ζ ve η alabileceği değerlere göre değişimi Şekil 2.5'te verilmektedir. Sistemde yalıtım yapılabilmesi için ek olarak $\eta > \sqrt{2}$ sağlanması gerekmektedir.

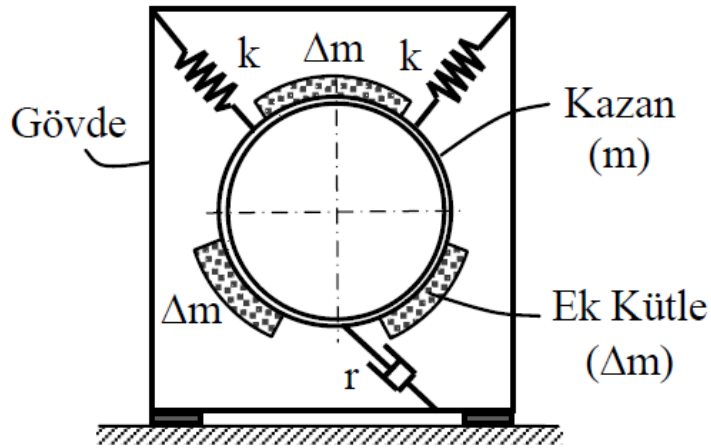
$$\eta = \frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2} \rightarrow \frac{\omega^2}{2} > \frac{k}{m} \quad (2.70)$$

ζ değeri, büyütme bölgesinde ne kadar büyükse sistemde geçirgenlik değeri o kadar küçük olmaktadır ve sistemin zararlı etkilerinin azaltmaktadır. Fakat ζ değeri yalıtım bölgesinde ne kadar büyükse geçirgenlik değeri o kadar büyük olmaktadır ve yalıtımın etkisini azaltmaktadır. Yalıtım bölgesinde geçirgenlik değeri küçük olması için ζ değerinin düşük olması istenir. İyi bir yalıtım için yumuşak yay, büyük kütle ve az sönüm ifadesi şeklinde özetlenmektedir [40].



Şekil 2.5 : Geçirgenlik-Frekans Oranı Grafiği [40].

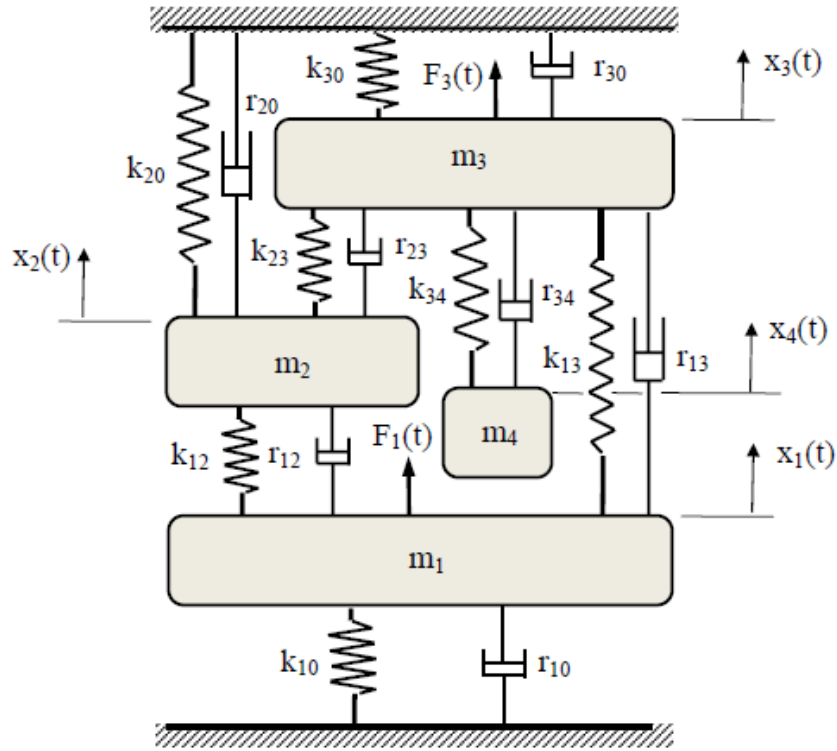
Şekil 2.6’da gösterilen çamaşır makinelerinde kazanın üstünde ve yanlarında kullanılan beton denge ağırlıkları sistemin kütlesini artırmakta ve tamburun içerisinde meydana gelebilecek dengesiz yük durumunda sarma, titreşim, yürüme vb. problemlerde yay ve amortisör ile birlikte sistemi dengelemeyi amaçlamaktadır.



Şekil 2.6 : Çamaşır makinesi örneği [40].

2.3 Çok Serbestlik Dereceli Lineer Titreşim Sistemleri

Çok serbestlik dereceli sistemler iki ve daha çok serbestlik derecesine sahiptir. Hareket denklemleri oluşturulurken bir bütün olarak görmek ve kolaylık sağlamak amacıyla matris formundan yararlanır.



Şekil 2.7 : Çok serbestlik dereceli sistem [40].

$$[M] * \{\ddot{x}(t)\} + [R] * \{\dot{x}(t)\} + [K] * \{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (2.71)$$

$$M * \ddot{x} + R * \dot{x} + K * x = F \quad (2.72)$$

Hareket denklemlerinde $[M]$, $[R]$ ve $[K]$ değerleri n serbestlik dereceli bir sistemin $n \times n$ boyutunda olan sırasıyla kütle, sönüm ve katılık matrisleridir ve sırasıyla $n \times 1$ boyutunda olan ivme, hız ve konum vektörleriyle çarpılmaktadır. Dış bir kuvvet $[F]$ vektörü de $n \times 1$ boyutundadır.

Teorik olarak çok serbestlik dereceli bir sistemin doğal frekansını hesaplarken sönüm katsayısı ve dışarıdan uygulanan kuvvet sıfır alınır, pratikte ise sönüm katsayısı ihmal edilebilir düzeyde olduğunda sıfır alınır.

$$[M] * \{\ddot{x}(t)\} + [K] * \{x(t)\} = 0 \quad (2.73)$$

$$\{x(t)\} = \{X\} * e^{i\omega_r t} \quad (2.74)$$

$$\{\dot{x}(t)\} = i * \omega_r * \{X\} * e^{i\omega_r t} \quad (2.75)$$

$$\{\ddot{x}(t)\} = -\omega_r^2 * \{X\} * e^{i\omega_r t} \quad (2.76)$$

$$-[M] * \omega_r^2 * \{X\} * e^{i\omega_r t} + [K] * \{X\} * e^{i\omega_r t} = 0 \quad (2.77)$$

$$([K] - \omega_r^2 * [M]) * \{X\} * e^{i\omega_r t} = 0 \quad (2.78)$$

$$([M]^{-1} * [K] - \omega_r^2 * [I]) * \{X\} = 0 \quad (2.79)$$

Denkleminin çözülmesiyle sistemin doğal frekansları bulunur.

Örnek olarak üç serbestlik dereceli sistem için hareket denklemi (2.80)'deki gibi yazılmaktadır.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{21} & k_{32} & k_{23} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{Bmatrix} \quad (2.80)$$

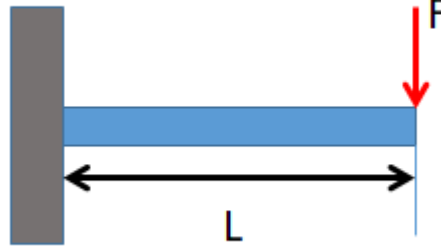
$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} = \text{diag}(m_1, m_2, m_3) \quad (2.81)$$

[M], [R] ve [K] matrislerinin transpozları kendilerine eşittir.

$$[M] = [M]^T, \quad [R] = [R]^T, \quad [K] = [K]^T \quad (2.82)$$

2.4 Sehim Hesabı

Kazan kapağı parçasında yapılacak tasarım değişikliklerinde sehim miktarı azaltılmak istenmektedir. Teorik modellemelerde basit kiriş örneği ele alınarak kazan kapağı parçası tasarımının teorik olarak değerlendirilmesine katkı sağlamıştır. Sehim problemi örneği olarak Şekil 2.8’de ankastre mesnetli kiriş gösterilmiştir.



Şekil 2.8 : Ankastre mesnetli kiriş görseli.

$$\Delta = \frac{F * L^3}{3 * E * I} \quad (2.83)$$

Ankastre mesnetli kiriş için sehim formülasyon incelendiğinde sehim miktarı (Δ), kuvvet (F) ve kiriş boyu (L) ile doğru orantılı, elastisite modülü (E) ve kesit atalet momenti (I) ile ters orantılı olduğu görülmektedir. Kazan kapağı tasarımında sehim formülasyonu incelendiğinde kazan kapağına makinenin dinamik hareketi boyunca uygulanan F kuvveti değişken olduğundan ve L boyu tasarım kriterleri gereği sabit olduğundan dolayı bu iki değer (F ve L) için herhangi bir yorum yapılmamıştır. Elastisite modülü hammaddeye özgü bir sabit olduğundan mevcut durumda kullanılan hammaddenin yerine daha yüksek bir elastisite modülüne sahip bir hammadde önerisi yapılmıştır. Alternatif tasarım önerilerinde kesit atalet momenti kontrol edilerek mevcut tasarımından daha yüksek kesit atalet momenti sağlamak hedeflenmiştir. Mevcut tasarımda kesit atalet momenti 459 cm^4 olarak Siemens NX programından elde edilmiştir.

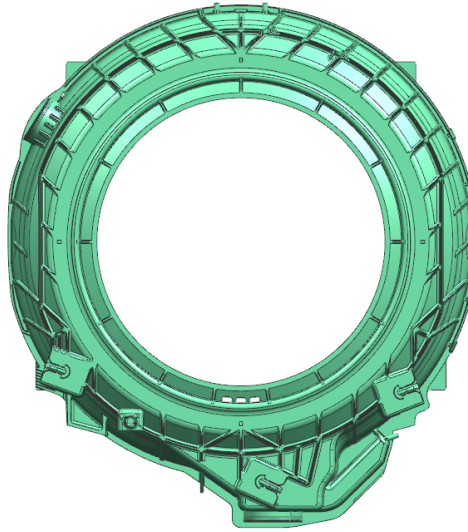


3. TASARIM ÇALIŞMALARI

Tez kapsamında üzerinde çalışılan Arçelik A.Ş. üretimi 9 kg kapasiteli 1400 rpm bir çamaşır makinesi için kazan kapağının mevcut tasarımı ve alternatif çözüm önerileri sunulmuştur. Öncelikle mevcut durum için modelleme ve analiz çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışmalar kapsamında tambur grubu, kazan grubu ve tahrik grubu modeli hazırlanmıştır. Tambur grubu ve kazan grubunun modal analizleri yapılarak doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenmiştir. Kazan grubunun dinamik analizi yapılarak tambur-kazan ağzı arasındaki en düşük mesafe (minimum mesafe) bulunmuştur. Tasarım iyileştirmeleri, analiz çalışmalarıyla eşlenik olarak yürütülmüştür. Bu amaçla bütün sistemin matematik modeli oluşturulmuş ve dinamik davranışı analiz edilmiştir. Bu şekilde hareketli parçaların deformasyon davranışları belirlenmiştir. Optimizasyon çalışmaları ile deformasyonlar istenen seviyeye indirilmeye çalışılmış, sayısal sonuçlar deneysel ölçümlerle doğrulanmıştır.

3.1 Mevcut Durum

Analiz çalışmalarında V01 olarak nitelendirilecek olan seri üretim koşullarında kullanılan ürünün kazan kapağı tasarımı Şekil 3.1’de gösterilmiştir.

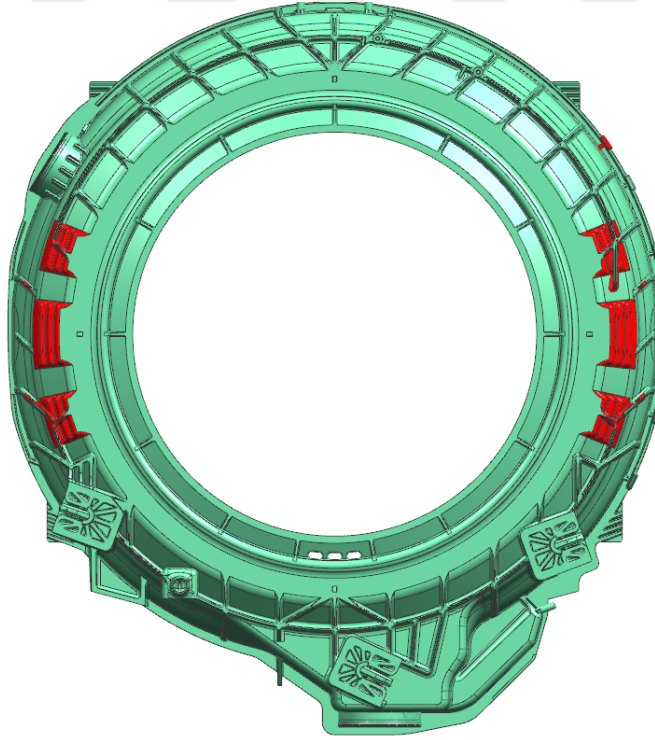


Şekil 3.1 : V01 mevcut durum tasarımı.

3.2 Tasarım Değişikliği Çözüm Önerileri

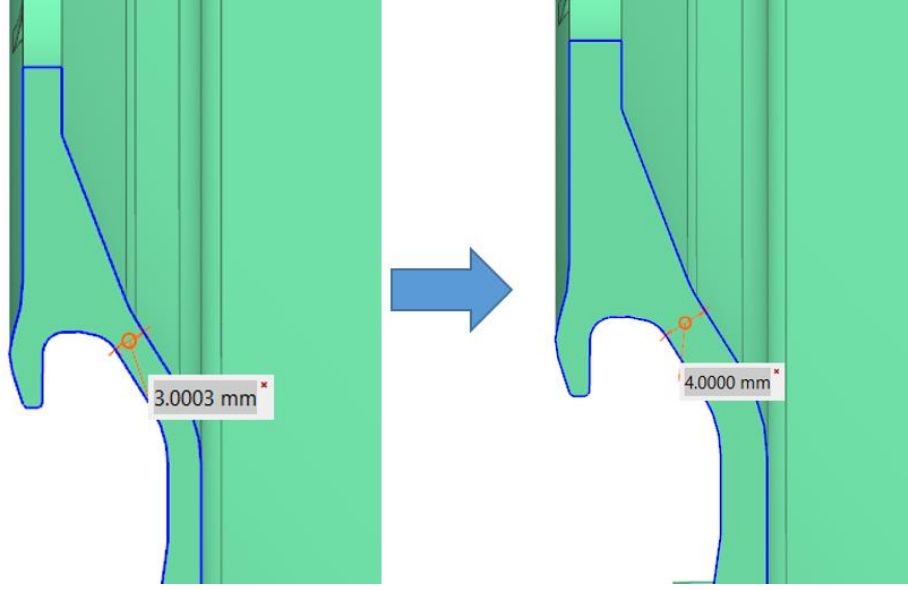
Mevcut durumdaki tasarımda, iyileştirmeler planlanırken genel olarak modal frekansları artırılması hedeflenmiştir. Bu sebeple kazan kapağı ağzındaki mod frekanslarını artıracak, mod şekillerinde deplasmanlarını düşürecek feder eklemeleri, hammadde değişiklikleri, kalınlık artışları ve tasarım olarak farklı çözümler sunulmuştur. Versiyon isimleriyle birlikte yapılan değişiklikler açıklanmıştır.

V01 mevcut durum olmak üzere saat 3 ve 9 yönlerinde analiz sonuçlarında deformasyonlar görüldüğü için V02 tasarımında saat 3 ve 9 yönlerinde mukavemet artıracak yapısal değişiklikler yapılmıştır. Şekil 3.2’de tasarımın farklılaştığı saat 3 ve 9 yönleri kırmızı renk ile gösterilmiştir ve 468 cm^4 olarak kesit atelet momenti Siemens NX programından elde edilmiştir. Benzer tasarımsal değişiklikler Köse’nin çalışmalarında [30] da bahsedilmiştir.



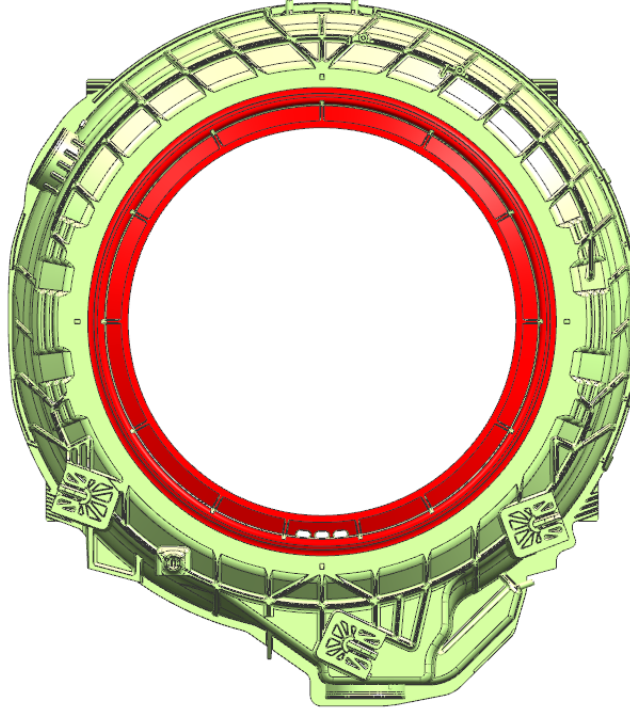
Şekil 3.2 : V02 tasarım değişikliği çözümü.

Ataş’ın çalışmasında [28], tambur sacında yapılan kalınlık artırması seri üretimde ve test koşullarında iyileşmesi göz önüne alınarak V03 tasarımında, tasarım değişikliğine ek olarak kazan kapak et kalınlığı 3 mm’den 4 mm’ye değiştirilmiş ve Şekil 3.3’te gösterilmiştir ve 473 cm^4 olarak kesit atelet momenti Siemens NX programından elde edilmiştir.



Şekil 3.3 : V03 kalınlık artışı.

Özer'in çalışmasında [30], kazan arka bölgesinde ve rulman bölgesinde yaptığı değişiklikler referans alınarak V04 tasarımında kırmızı bölgelerde elastisitesi yüksek hammadde kullanımı durumu incelenmiş ve Şekil 3.4'te gösterilmiştir ve 462 cm^4 olarak kesit atelet momenti Siemens NX programından elde edilmiştir.

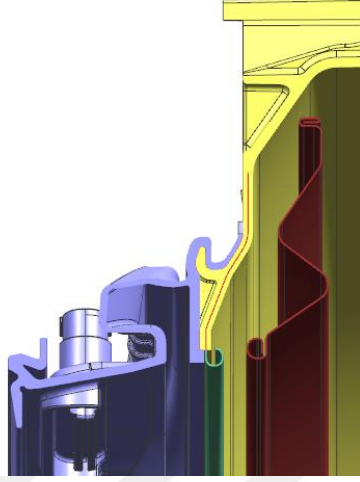


Şekil 3.4 : V04 kırmızı bölgelerde elastisitesi yüksek hammadde kullanımı.

V05 tasarımında kazan kapağında tamamen elastisitesi yüksek hammadde kullanımı incelenmiş ve Şekil 3.2'de gösterilen V02 tasarımı kullanılmıştır.

V06 tasarımında kazan kapak ağız bölgesinde plastiğin içinde 0.4 mm kalınlığa sahip sac parça kullanımı mevcut plastik hammaddesi ile birlikte incelenmiş ve Şekil 3.5'te gösterilmiştir ve 494 cm^4 olarak kesit atelet momenti Siemens NX programından elde edilmiştir.

V07 tasarımında ise V06 tasarımındaki gibi kazan kapak ağız bölgesinde plastiğin içinde 0.4 mm kalınlığa sahip sac parça kullanımı ve buna ek olarak elastisitesi yüksek plastik hammaddesi ile incelenmiştir.



Şekil 3.5 : V06 ve V07 plastik içinde sac kullanım.

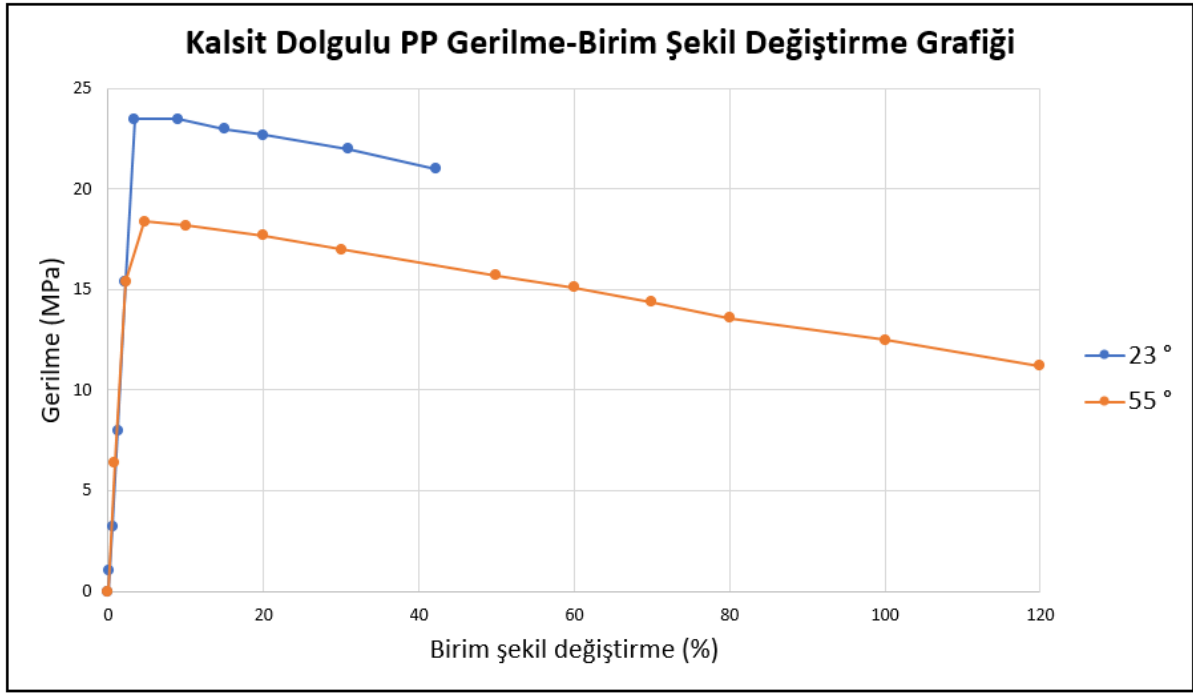
4. MODELLEMELER VE ANALİZ SONUÇLARI

Tambur körüğe sürtme probleminin detaylı olarak analizi için sistemi oluşturan bütün elemanlar sonlu elemanlar yöntemi (Finite Element Method-FEM) kullanılarak model kurulmuştur. Tasarımın modal frekansları, malzeme özellikleri ve sıcaklık gibi parametrelerin tambur-kazan dinamik modeline etkileri birleşik olarak analiz edilerek karşılıklı etkileşimleri ve deformasyon durumları incelenmiştir. Sonlu elemanlar yazılımı olarak Hypermesh kullanılmıştır.

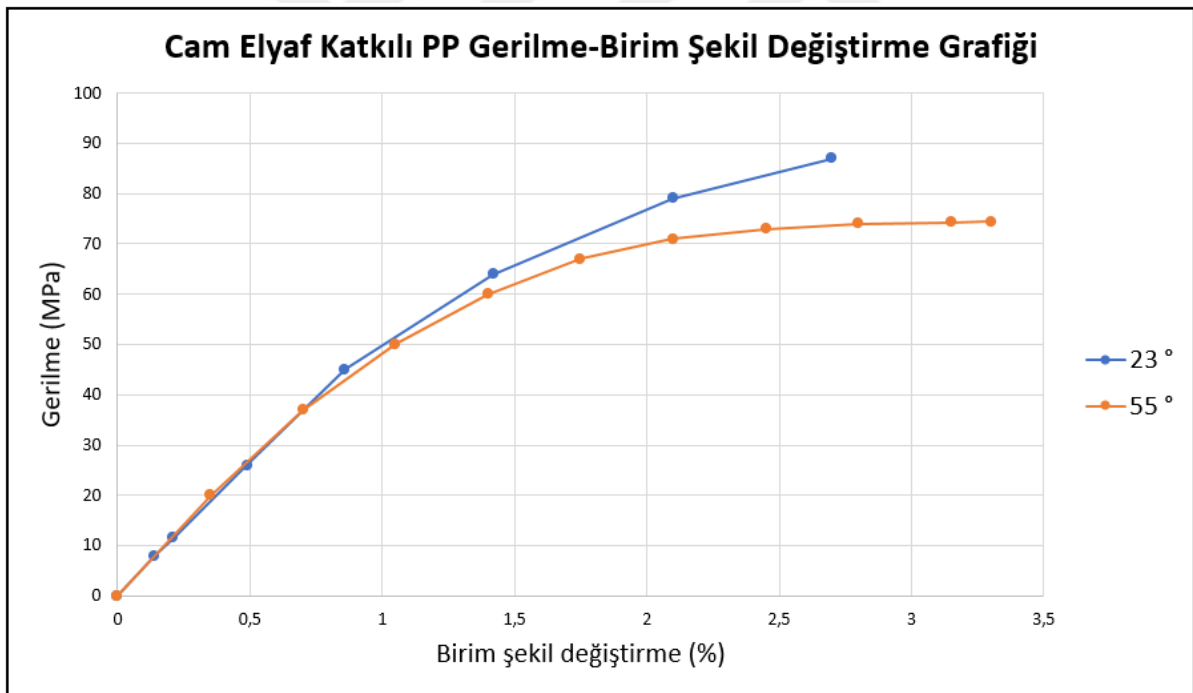
Tambur grubu ve kazan grubu ayrı ayrı modal analiz yapılmıştır. Tasarımlar özelinde yapılan modal analizlerin ve dinamik analizlerin sonuçları gösterilmiştir.

4.1 Malzeme Özellikleri

Mevcut tasarımın modal frekanslarını belirlemek ve dinamik olarak tambur-körük yaklaşımını gözlemleyebilmek amacıyla öncelikle malzeme özelliklerinin sıcaklığa bağlı belirlenmesi gerekmektedir. Farklı sıcaklıklar kullanılmasının sebebi çamaşır makinesinin çalışma prensibi gereği yıkama aşamasında kazanın farklı sıcaklıklarda maruz kalabilmesidir. Bu amaçla farklı ortam sıcaklıklarında (23° ve 55°) çekme deneyleri yapılarak malzemelerin özellikleri belirlenmiştir. Belirlenen malzeme özelliklerine göre kazan grubu doğrusal olmayan modal analiz yapılmıştır. Malzemelerin gerilme-birim şekil değiştirme eğrileri Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Gerilme-birim şekil değiştirme eğrilerini elde etmek için hammaddelerden kalıp numuneleri alınarak çekme deney cihazında deneyler yapılmıştır. Şekil 4.3’te alınan numune örnekleri ve çekme deney cihazı gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Kalsit dolgulu PP gerilme-şekil değiştirme eğrisi.



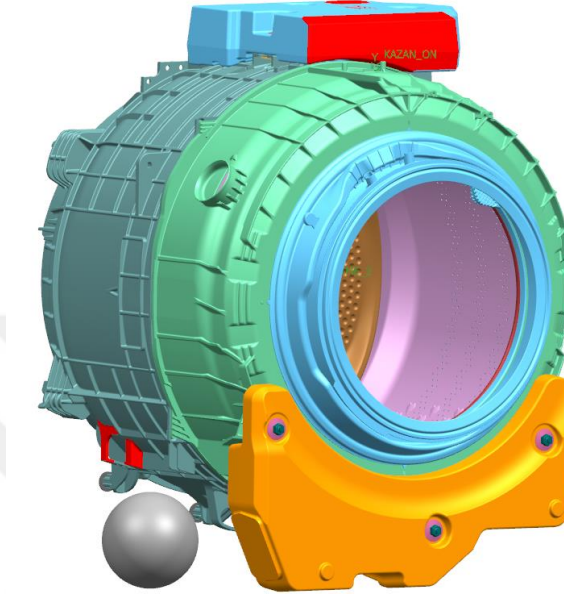
Şekil 4.2 : Cam elyaf katkılı PP gerilme-şekil değiştirme eğrisi.



Şekil 4.3 : Numune örneği ve çekme deney cihazı.

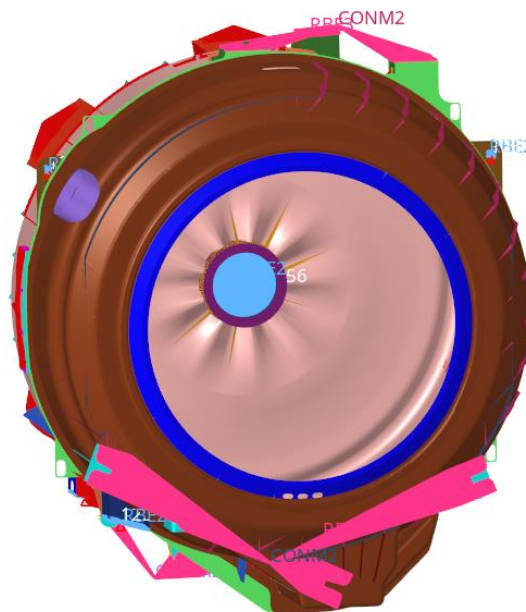
4.2 Kazan Grubunun Modellenmesi

Malzeme özellikleri belirlendikten sonra mevcut tasarım ve sonlu elemanlar metodu kullanılarak analiz yapılmıştır. Tahrik grubunun CAD modeli Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



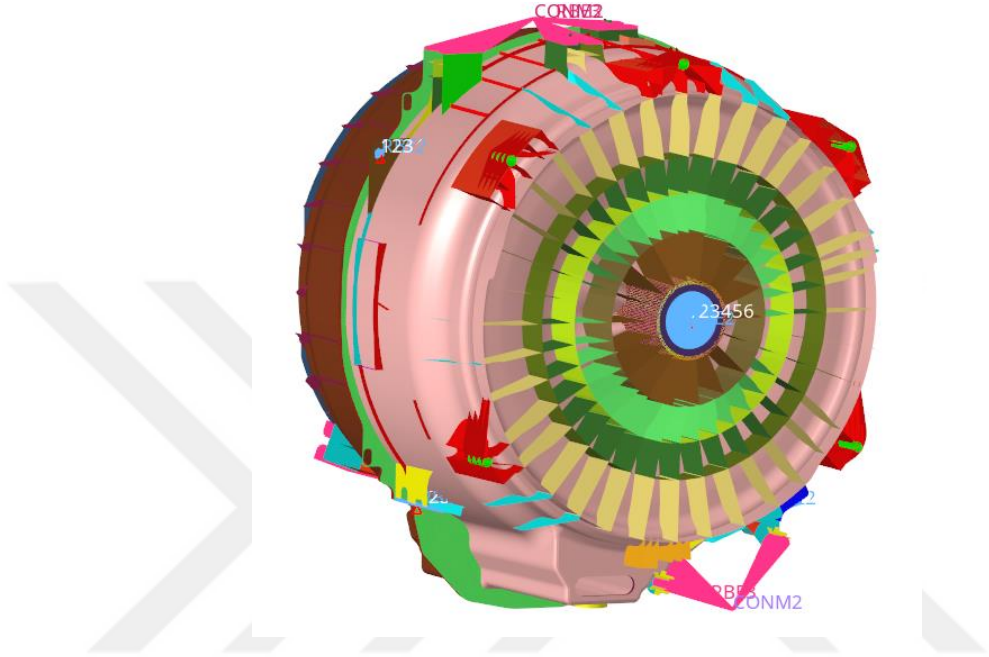
Şekil 4.4 : Tahrik grubu CAD modeli.

Sonlu elemanlar uygulamasında tambur grubu ve kazan grubu ayrı ayrı model olarak incelenmiştir. Kazan grubu ağ (mesh) modeli Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



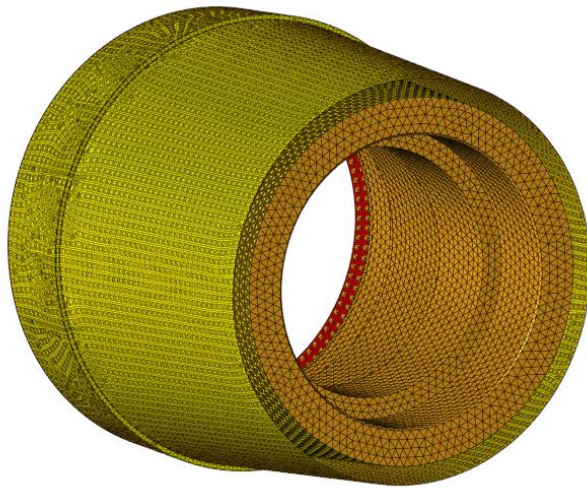
Şekil 4.5 : Kazan grubu mesh modeli.

Tahrik grubu kazanın plastik kısmını, rulman yuvasını, denge ağırlıklarını ve motoru içermektedir. Bu sebeple kazanın plastik kısmı iki boyutlu (2D) ağ örgüsü yapılırken (meshlenirken) rulman yuvası kısmında üç boyutlu (3D) mesh kullanılmıştır. Denge ağırlıkları ve motor ise bir boyutlu (1D) mesh atılarak kazan bağlantı yapılarına esnek RBE3 elemanlarla bağlanmıştır. Şekil 4.6’da kazan grubu, denge ağırlıkları ve motor modellemesi gösterilmektedir.



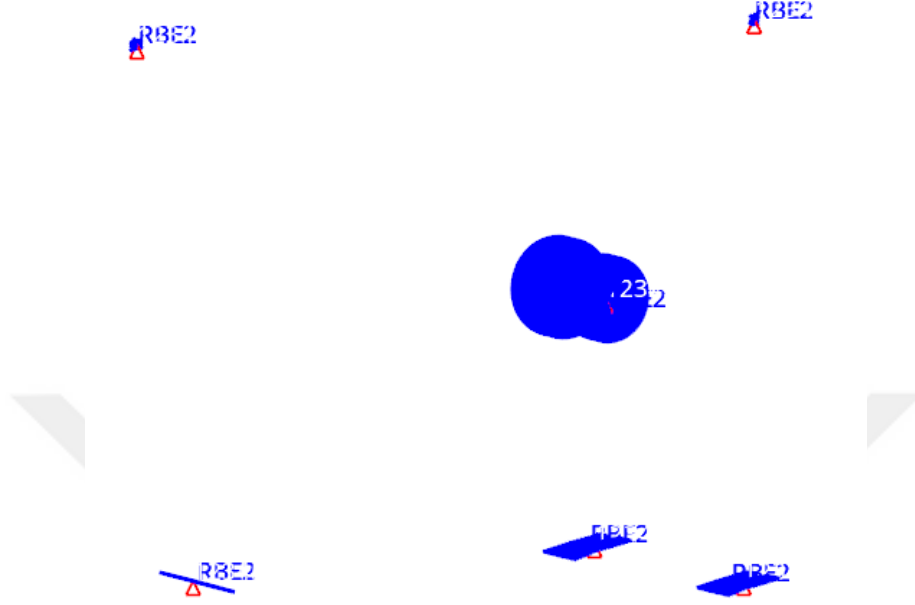
Şekil 4.6 : Rulman yuvası, motor ve üst denge ağırlığı modellemesi.

Rulman yuvası ve kazan arasında bağıl hareket olmadığı varsayımı ile bağlantı kurularak birbirlerine göre relatif hareketinin önüne geçilmiştir.



Şekil 4.7 : Rulman yuvası modeli.

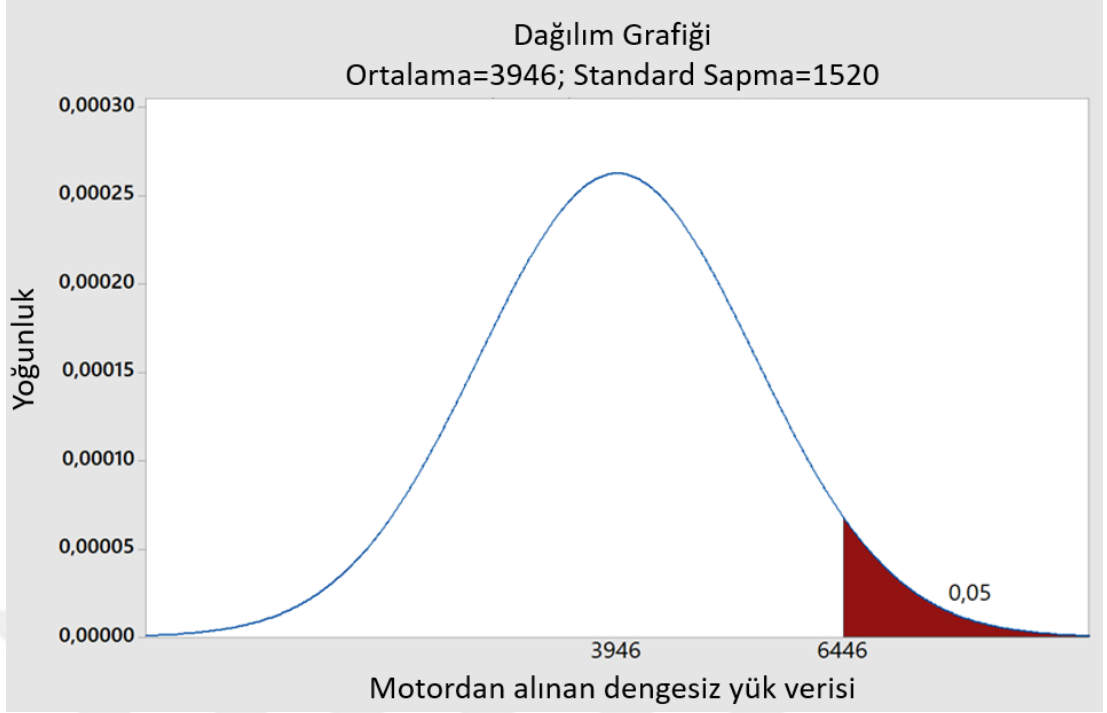
Çözdürülen model analizin tambur grubu ile rulman bölgelerinden eşleşebilmesi ve amortisör, yay gibi elemanlarla dinamik modele eklenebilmesi için bu noktalara Şekil 4.8’deki ASET elemanları tanımlanmıştır.



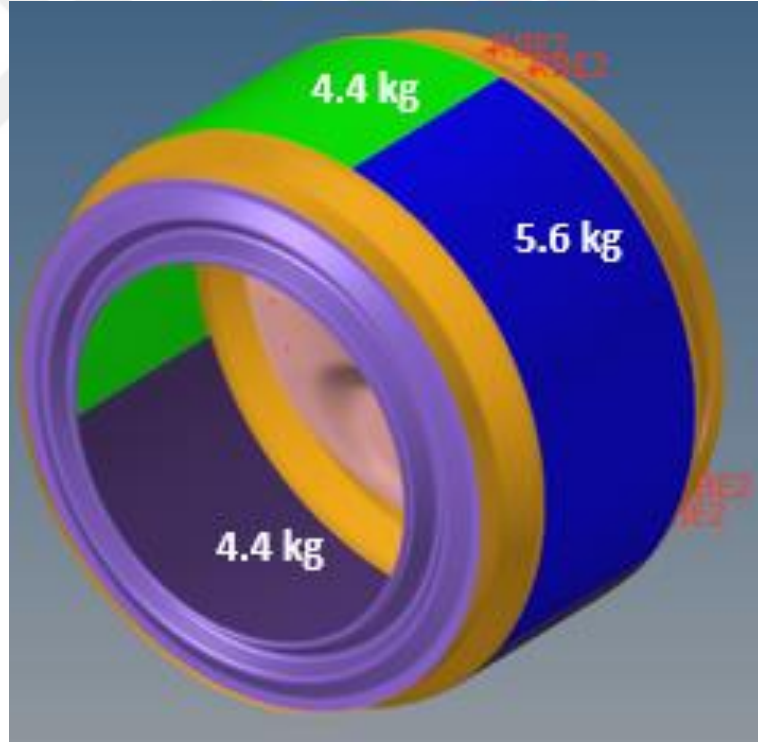
Şekil 4.8 : ASET elemanlar.

4.3 Tambur Grubunun Modellenmesi

Tambur grubu modellemesi için sıkma kalkışı sırasında oluşabilecek ortalama dengeli-dengesiz yük dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Çamaşır makinesi doğası gereği dengesiz yük oluşumuna sebep olduğu için titreşimin ana kaynağı tambur içerisinde oluşan bu dengesiz yüküdür. Dengesiz yükün doğru modellenmesi problemin çözümü için elzem öneme sahiptir. Bu sebeple ömür testlerinde devam eden makinelerden alınan motor dengesiz yük verileri analiz edilmiştir. Motordaki hız salınımlarının büyüklüğü dengesiz yük ile doğru orantılı olduğu için motor hız değişim parametrelerinden yararlanılmıştır. Alınan veriler Minitab programına aktarılarak Şekil 4.9’da gösterilen dağılım elde edilmiştir.



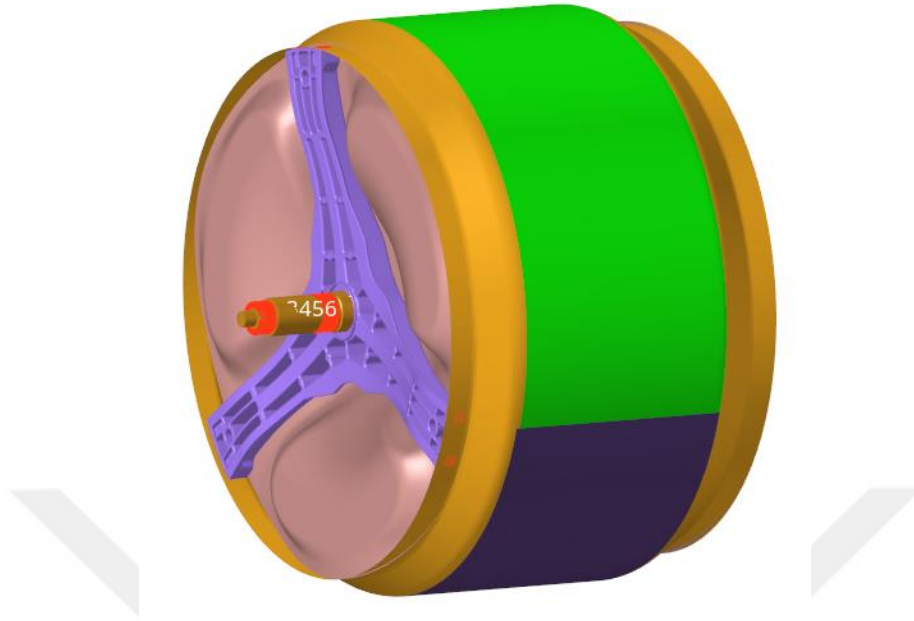
Şekil 4.9 : Dengesiz yük dağılımının olasılık dağılım fonksiyonu ile incelemesi.



Şekil 4.10 : Tambur grubu içerisinde dengeli-dengesiz yük dağılımı.

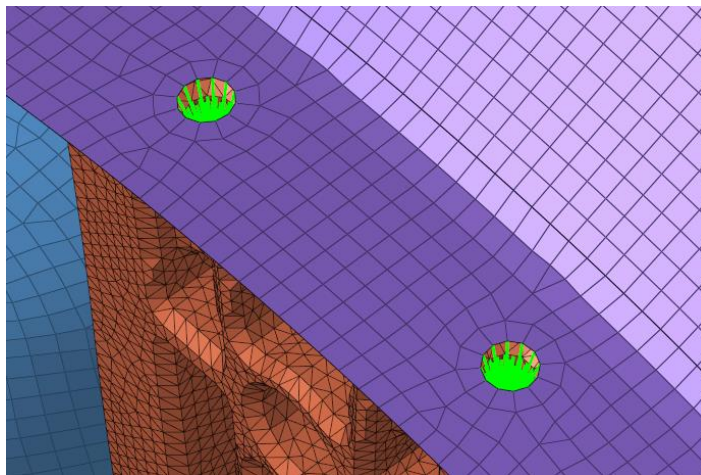
Tambur grubu içerisinde dengeli-dengesiz yük kestirimi yapıldıktan sonra CAD modelinden yararlanılarak tambur grubu mesh modeli elde edilmiş ve modele dengeli-dengesiz yük eklenerek Şekil 4.10’da gösterilmiştir.

Tambur grubu mesh modeli içerisinde tambur ön sacı, tambur çevre sacı, tambur arka sacı, flanş ve mil bulunmaktadır ve Şekil 4.11’de gösterilmiştir.



Şekil 4.11 : Tambur grubu FEM modeli.

Tambur ön, çevre ve arka sacları iki boyutlu (2D) mesh ile modellenirken flanş ve mil grubu üç boyutlu (3D) mesh ile modellenmiştir. Çevre sacı üç eşit parçaya bölünerek iki bölümüne dengeli yük miktarı ve bir bölümüne de dengeli+dengesiz yük miktarı yapısal olmayan kütle (nonstructural mass) olarak tanımlanmıştır. Flanş grubu ve tambur arka sacı arasındaki bağlantı, radyal bağlantı cıvatası bölgelerinden RBE2 elemanlar ile yapılmıştır ve bağlantı şekli Şekil 4.12’de gösterilmiştir.

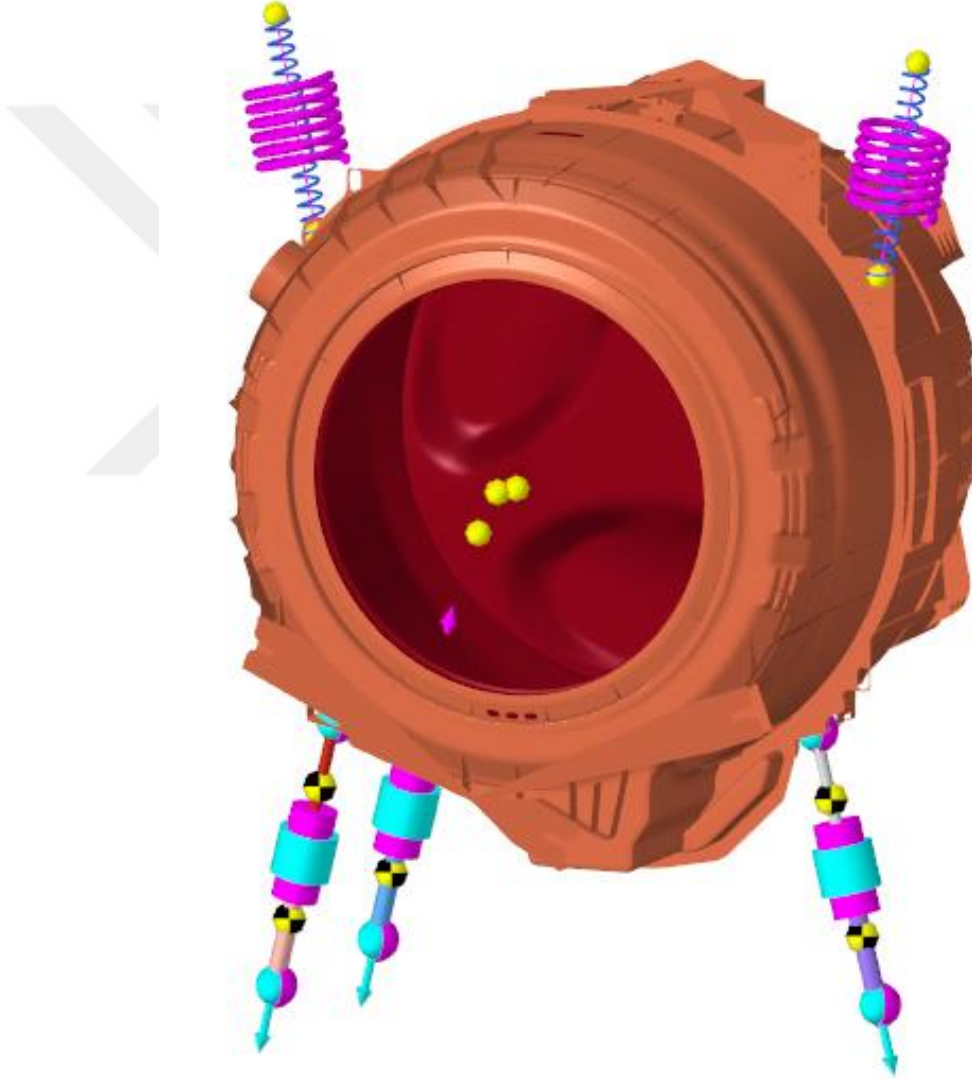


Şekil 4.12 : Tambur-Flanş FEM model RBE2 bağlantısı.

4.4 Kazan Grubu ve Tambur Grubunun Dinamik Modellenmesi

Tambur ve kazan grubunun modal çözümleri elde edildikten sonra kurulan dinamik analiz modeline girdi olarak eklenerek maksimum çalışma devrinde sistem geçici (transient) olarak çözdürülmüştür. Böylece kazan ve tambur ağız arasındaki boşluk (clearance) değerleri kontrol edilmiştir.

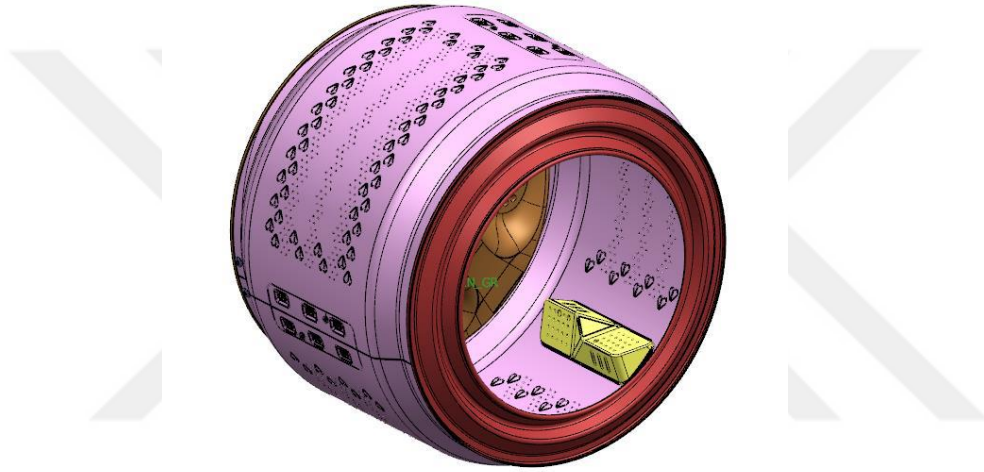
Dinamik analiz modelinde yay ve amortisör elemanları ayrıca tanımlanmıştır. Yaklaşım değerlerinde, istenen yaklaşım değeri üretim toleransları da dahil edilerek hesaplanmıştır. Dinamik analiz için kurulan FEM modeli Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



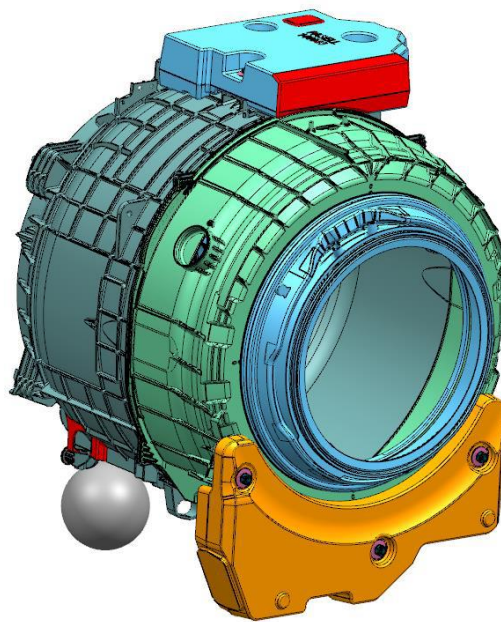
Şekil 4.13 : Dinamik analiz FEM modeli.

4.5 Rijit Cisim Dinamiği Modeli

Siemens NX programı üzerinde tasarımdaki elemanlara yoğunluk ataması yapılarak kütleli özelliklerin belirlenmesi hedeflenmiştir. Modelde askı yayı ve amortisör bağlantıları için matematiksel modeller sisteme eklenmiştir. Tahrik modal frekansları 1-3 Hz arasında olduğu için sisteme maksimum 10 Hz'e kadar dönme hareketi basamak (step) fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Çözüm sonunda kazan kapak ile ön duvar arası mesafe kontrol edilmiştir. Ayrıca kazanın toplam yer değiştirme değerleri incelenmiştir. Şekil 4.14'te tambur grubu ve Şekil 4.15'te kazan grubu rijit cisim dinamiği modelleri gösterilmiştir.

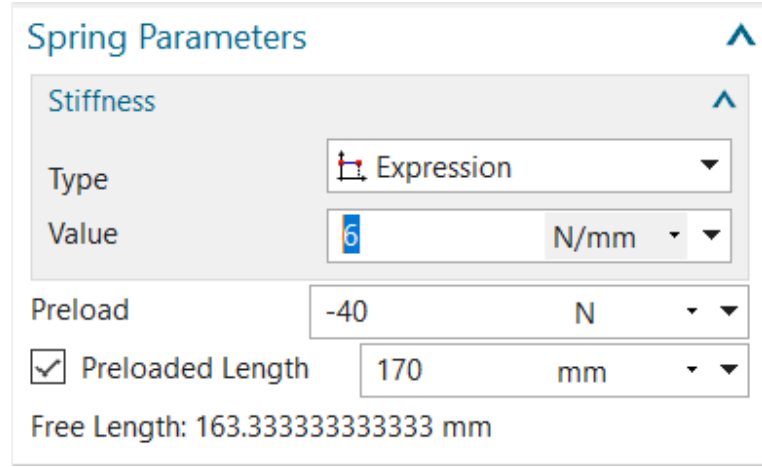


Şekil 4.14 : Tambur grubu rijit cisim dinamiği modeli.



Şekil 4.15 : Kazan grubu rijit cisim dinamiği modeli.

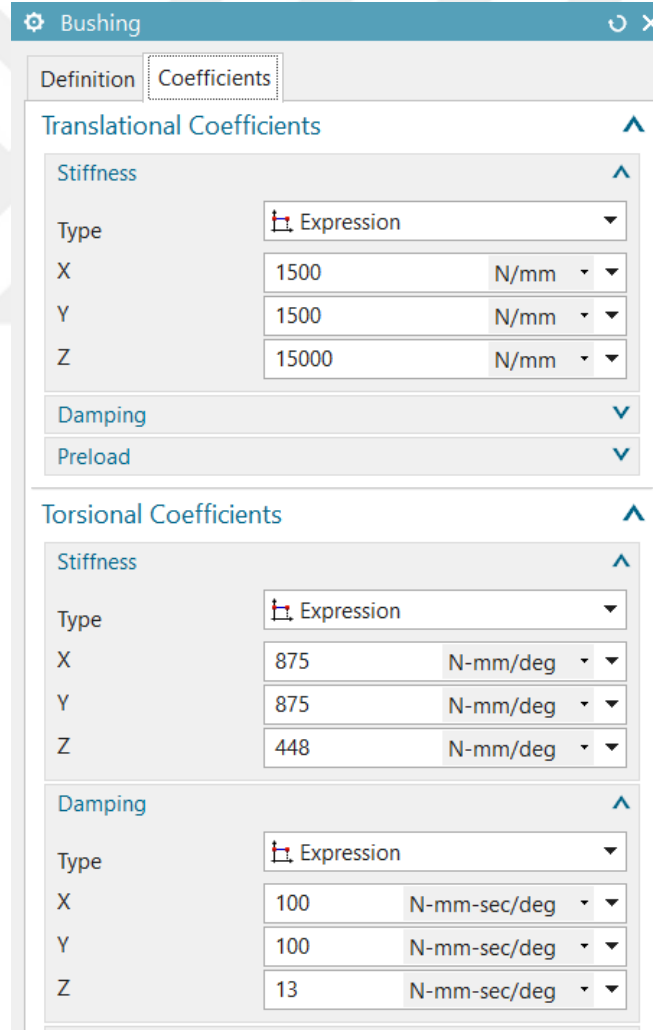
Siemens NX programında dinamik analiz için yay ve amortisör elemanlarının örnek girdileri Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’de gösterilmiştir.



The 'Spring Parameters' dialog box is shown. It has a 'Stiffness' section with a 'Type' dropdown set to 'Expression' and a 'Value' field set to '6' with units 'N/mm'. Below this is a 'Preload' field set to '-40' with units 'N'. There is a checked 'Preloaded Length' checkbox with a value of '170' and units 'mm'. At the bottom, it displays 'Free Length: 163.333333333333 mm'.

Parameter	Value	Units
Type	Expression	
Value	6	N/mm
Preload	-40	N
Preloaded Length	170	mm
Free Length	163.333333333333	mm

Şekil 4.16 : Yay modeli örneği.

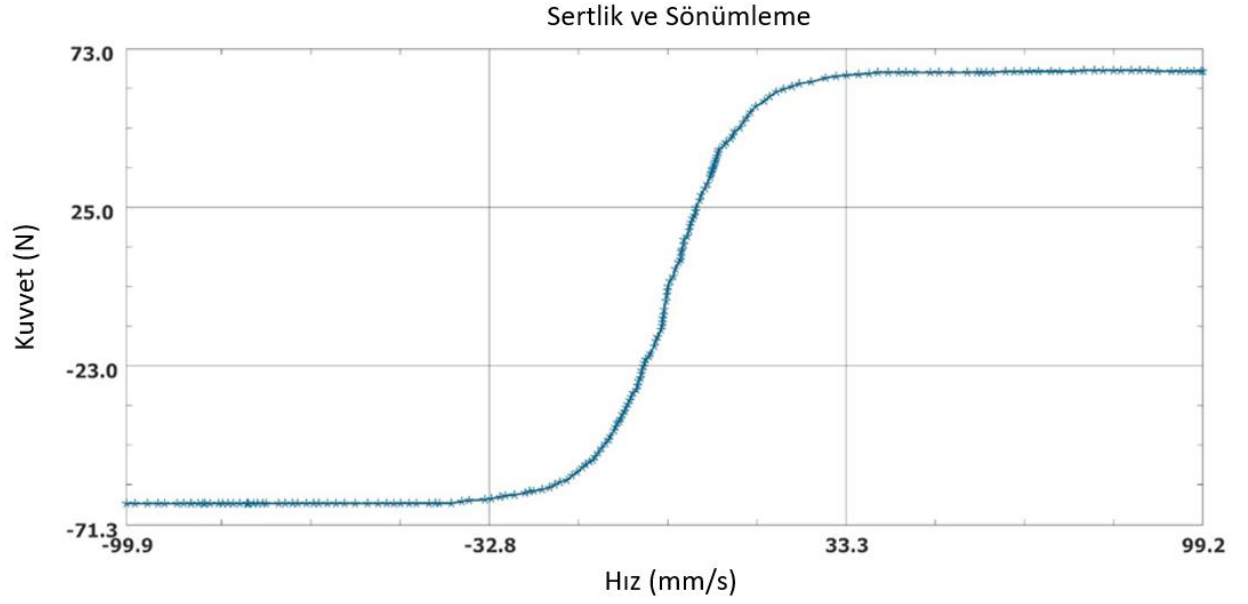


The 'Bushing' dialog box is shown with the 'Coefficients' tab selected. It is divided into 'Translational Coefficients' and 'Torsional Coefficients' sections. Each section has a 'Stiffness' and 'Damping' subsection. The 'Translational Coefficients' section has 'X', 'Y', and 'Z' rows for both stiffness and damping. The 'Torsional Coefficients' section has 'X', 'Y', and 'Z' rows for both stiffness and damping. All values are entered as expressions or numbers with specific units.

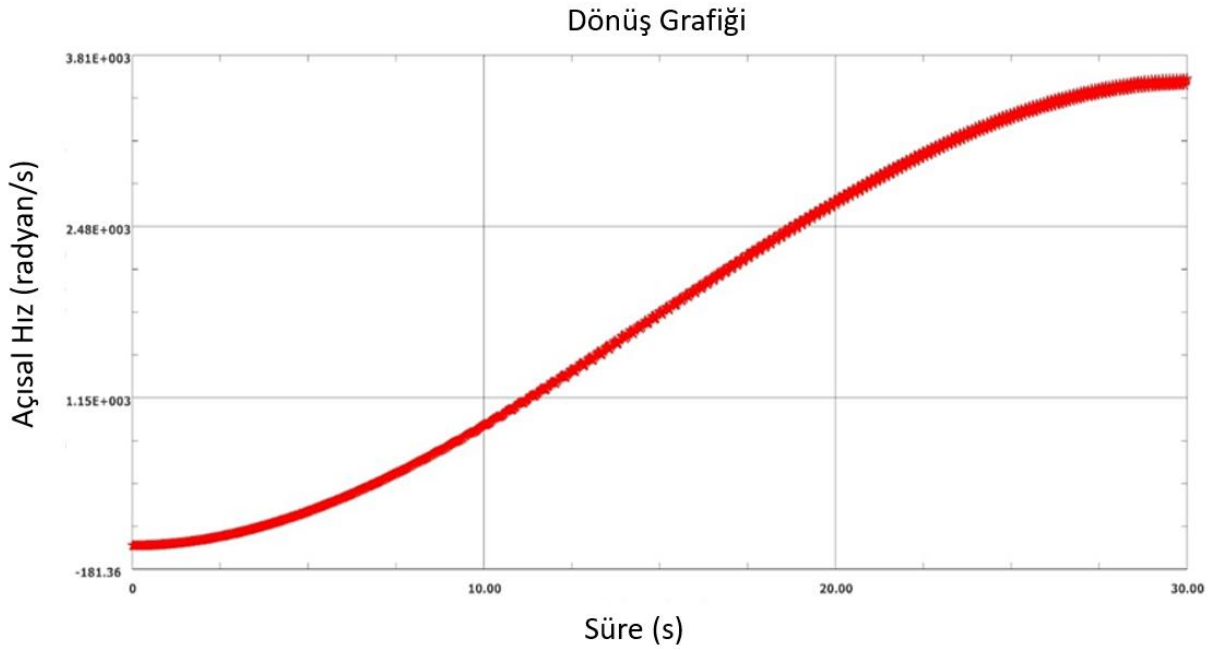
Section	Property	Direction	Value	Units
Translational Coefficients	Stiffness	X	1500	N/mm
		Y	1500	N/mm
		Z	15000	N/mm
	Damping	X		
		Y		
		Z		
Torsional Coefficients	Stiffness	X	875	N-mm/deg
		Y	875	N-mm/deg
		Z	448	N-mm/deg
	Damping	X	100	N-mm-sec/deg
		Y	100	N-mm-sec/deg
		Z	13	N-mm-sec/deg

Şekil 4.17 : Amortisör modeli örneği.

Örnek olarak amortisör sürtünme kuvveti modeli Şekil 4.18’de ve tamburun kazan içerisindeki dönme hareketi modeli Şekil 4.19’da gösterilmiştir.



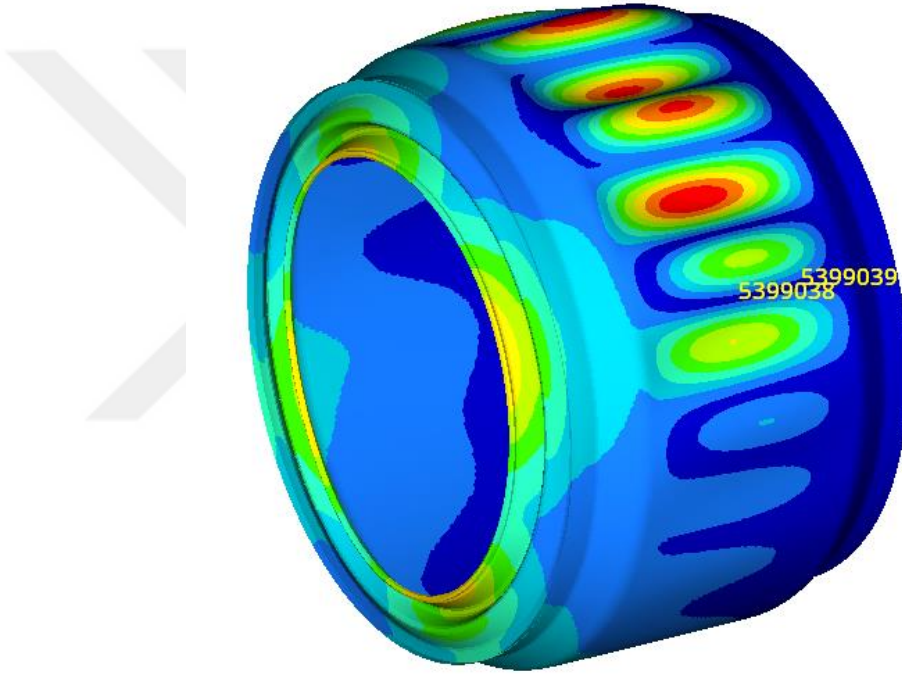
Şekil 4.18 : Amortisör sürtünme kuvvetinin modeli.



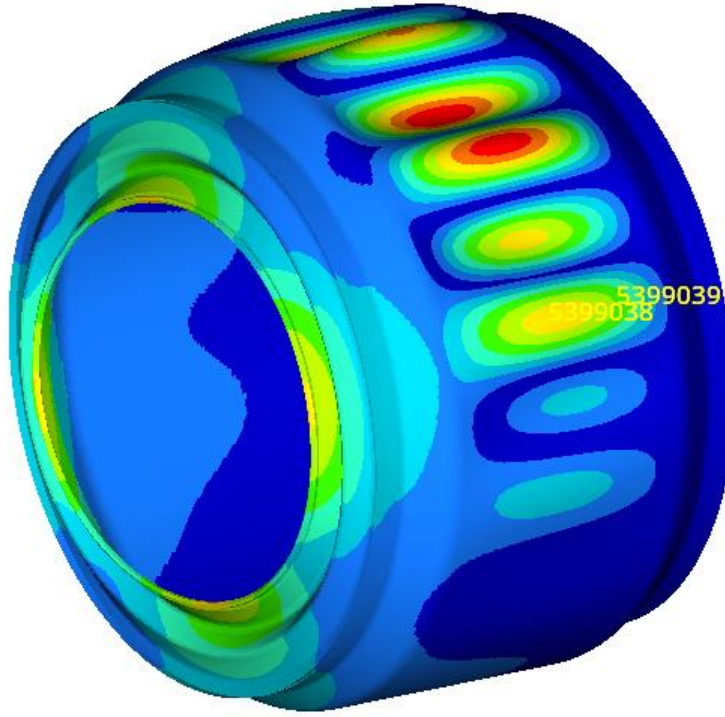
Şekil 4.19 : Tamburun kazan içerisinde dönme hareketinin modeli.

4.6 Tambur Grubu Modal Analiz Sonuçları

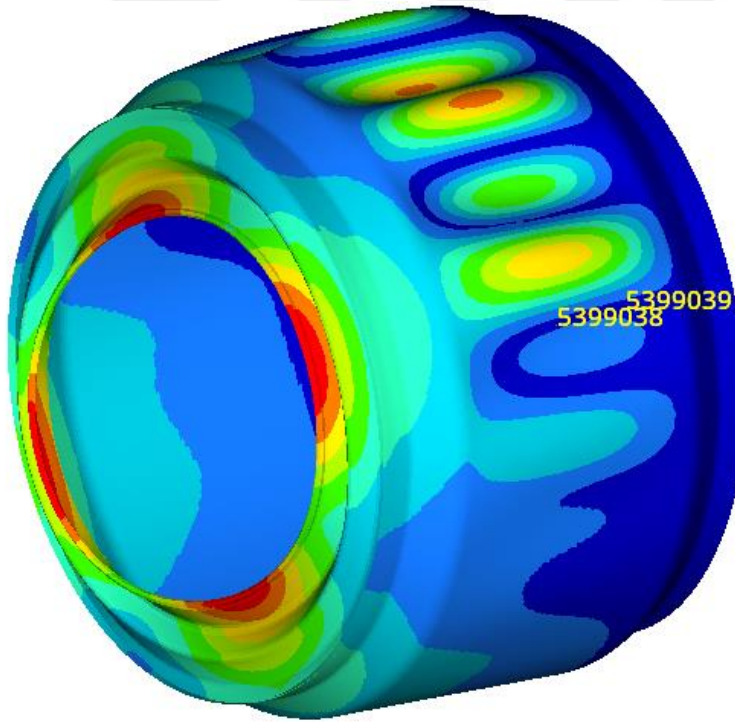
Tambur grubu mod frekansları ve mod şekilleri, birinci mod frekansı ve mod şeklinden başlayarak sırasıyla Şekil 4.20, Şekil 4.21, Şekil 4.22, Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te gösterilmiştir. Tambur grubu mod frekansları incelendiğinde ilk beş modun frekansları çamaşır makinesi çalışma frekansında uzakta olduğu görülmüştür. Mod şekilleri incelendiğinde ise ilk dört mod, tambur ön sacının dalgalanması şeklinde olup tambur kazan yaklaşmasını etkileyebilecek mod şekilleridir. Mod frekansları da düşünüldüğünde, tambur-kazan yaklaşımında en etkili durumun tamburdan değil kazan kapağından gelmektedir.



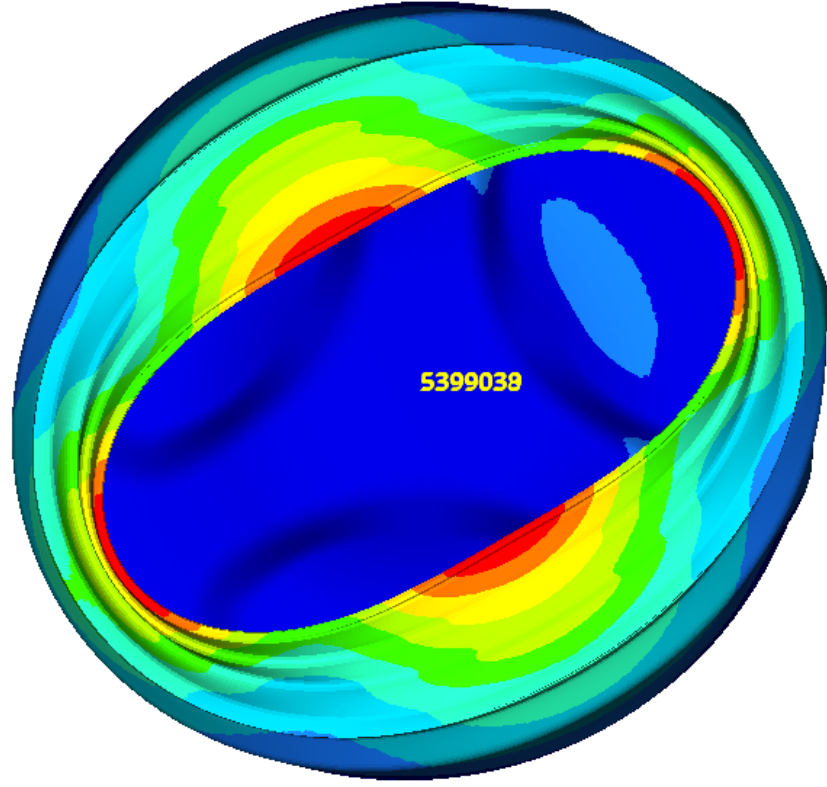
Şekil 4.20 : Tambur grubu ilk modu 113.6 Hz.



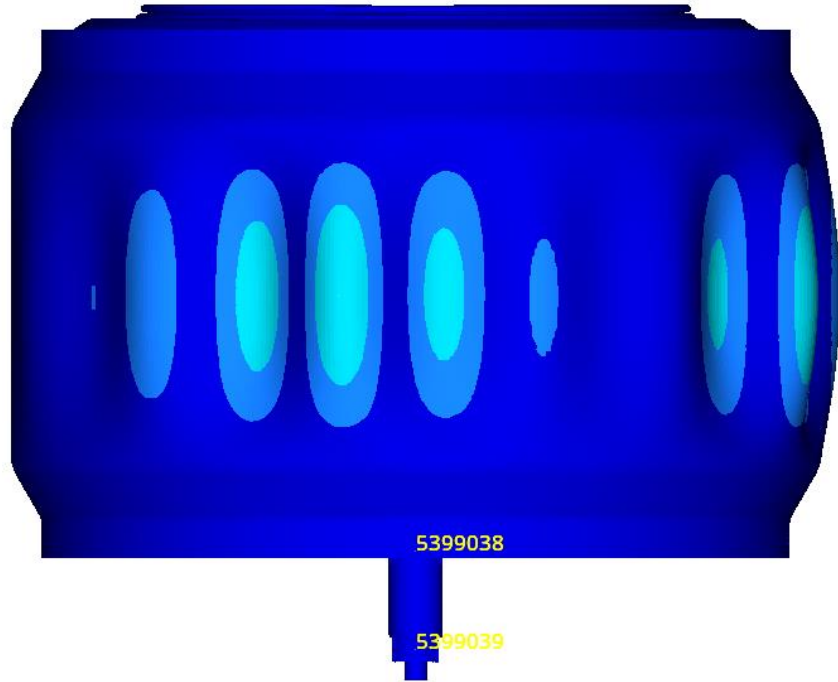
Şekil 4.21 : Tambur grubu ikinci modu 114 Hz.



Şekil 4.22 : Tambur grubu üçüncü modu 114 Hz.



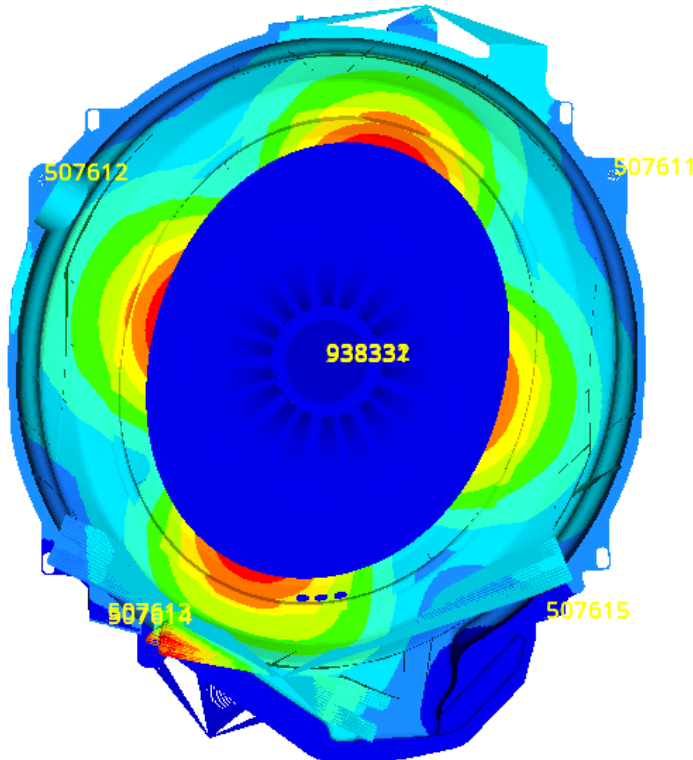
Şekil 4.23 : Tambur grubu dördüncü modü 115 Hz.



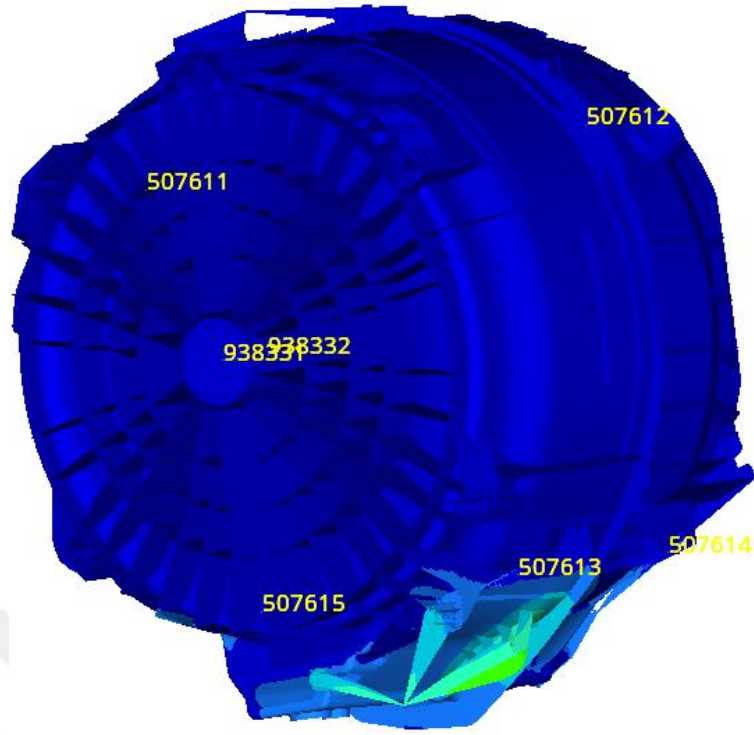
Şekil 4.24 : Tambur grubu beşinci modü 122 Hz.

4.7 Kazan Grubu Modal Analiz Sonuçları

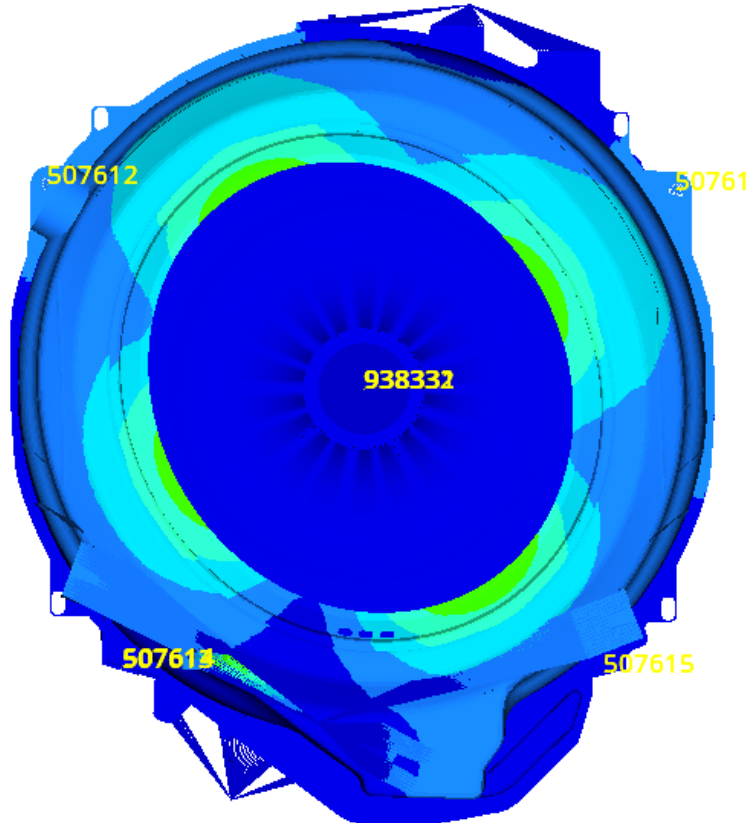
Kazan grubu mod frekansları ve mod şekilleri, birinci mod frekansı ve mod şeklinden başlayarak sırasıyla Şekil 4.25, Şekil 4.26, Şekil 4.27, Şekil 4.28 ve Şekil 4.29'da gösterilmiştir. Kazan grubu mod şekilleri incelendiğinde birinci, üçüncü ve beşinci mod şekillerinin tambur körük sürtmesine etkili olabilecek mod şekilleri olduğu görülmektedir. Ayrıca mod frekansları incelendiğinde birinci mod frekansının, çalışma frekansına en yakın mod frekansı olduğu görülmektedir. Çamaşır makinesinde çalışma frekansı 0-21 Hz arasında olduğu için maksimum frekansın ikinci harmoniklerinin birinci mod frekansına yakın olduğu görülmektedir. Kazan grubunun birinci mod frekansını artırmak, kazan-tambur yaklaşımlarını azaltmak için çözüm olacaktır. Mevcutta yaşanan sürtme problemi, bu ilk mod frekansından kaynaklanmaktadır. Bu sebeple kazan kapağın rijitliğini artıracak iyileştirmeler çalışılmıştır. Kazan grubunun ikinci ve dördüncü mod şekilleri ise motor bölgesinde meydana gelmektedir ve bu bölgenin kazan-tambur yaklaşımına etkisi yoktur.



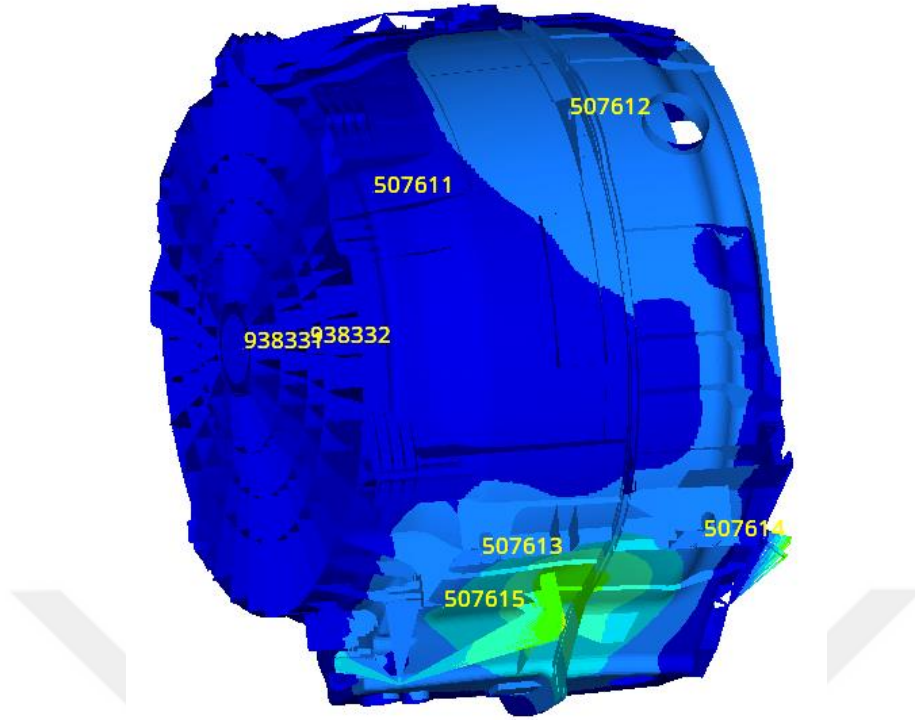
Şekil 4.25 : Kazan grubu ilk modu 38.9 Hz.



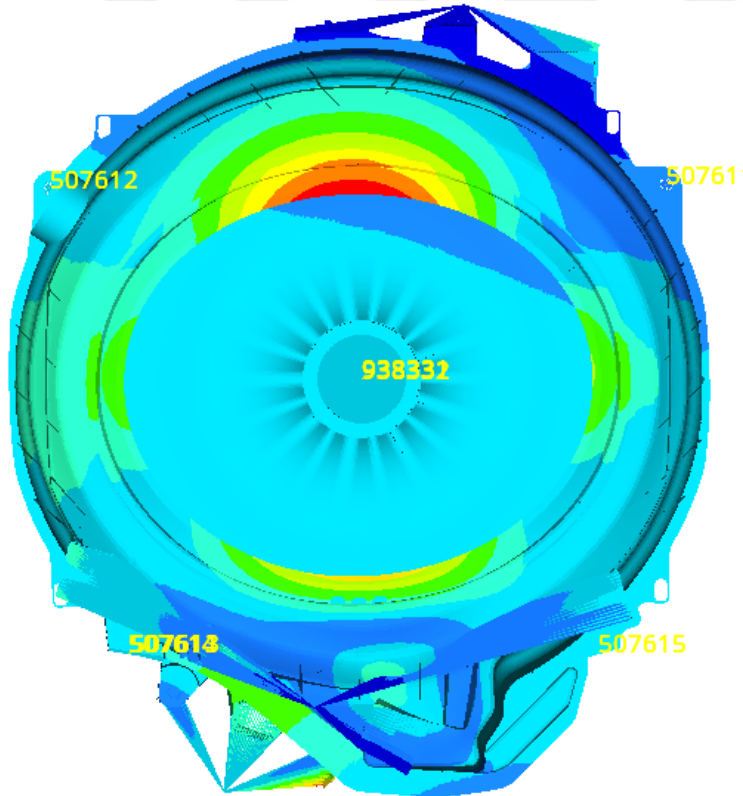
Şekil 4.26 : Kazan grubu ikinci modu 70.8 Hz.



Şekil 4.27 : Kazan grubu üçüncü modu 78.8 Hz.



Şekil 4.28 : Kazan grubu dördüncü modü 100.9 Hz.

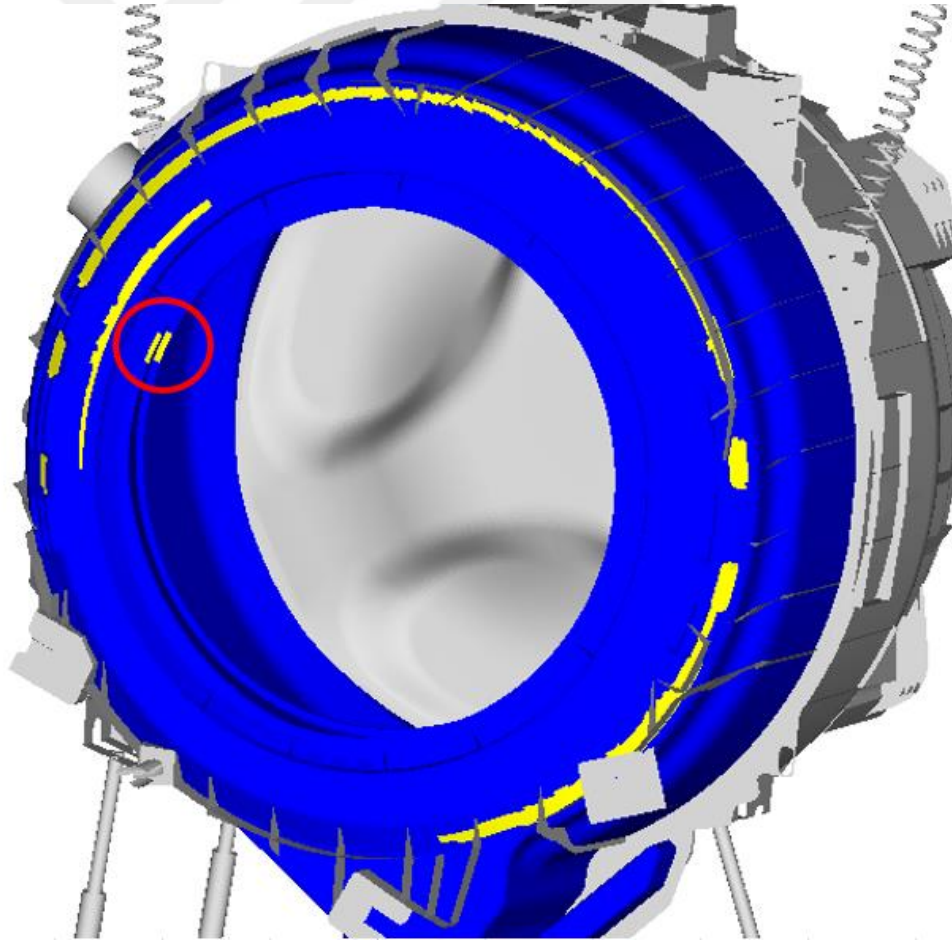


Şekil 4.29 : Kazan grubu beşinci modü 111.2 Hz.

4.8 Kazan Grubu ve Tambur Grubunun Dinamik Analiz Sonuçları

Altair MotionSolve programında motion modeli çözdürüldükten sonra tambur-kazan ağız arasındaki minimum mesafe 6.9 mm ölçülmüştür. Burada olması gereken mesafe (ideal durum) için hesaplama yapılmıştır. 5.5 mm körük takoz et kalınlığı, 1.5 mm kazan mesh kalınlığı, 0.25 mm tambur mesh kalınlığı ve 0.5 mm tambur yalpasını değerleri toplandığında 7.75 mm değeri elde edilir. Bu üretim toleranslarına bağlı olarak tamburun körüğe 0.85 mm girişim yapması anlamına gelmektedir.

Mevcut tasarımda yaşanan tambur körüğe sürtme problemi maksimum devirde tambur kazan yaklaşımı sonucunda gerçekleşmektedir. Şekil 4.30'da kırmızı ile gösterilen bölge, ilk yaklaşımın gerçekleştiği bölgeyi belirtirken model zamana bağlı ilerletildiğinde saat 2-3 ve 9-10 yönlerinde de sürtmenin olduğu görülmüştür. İyileştirmeler yapılırken boşluk (clearance) değerleri referans alınmıştır.

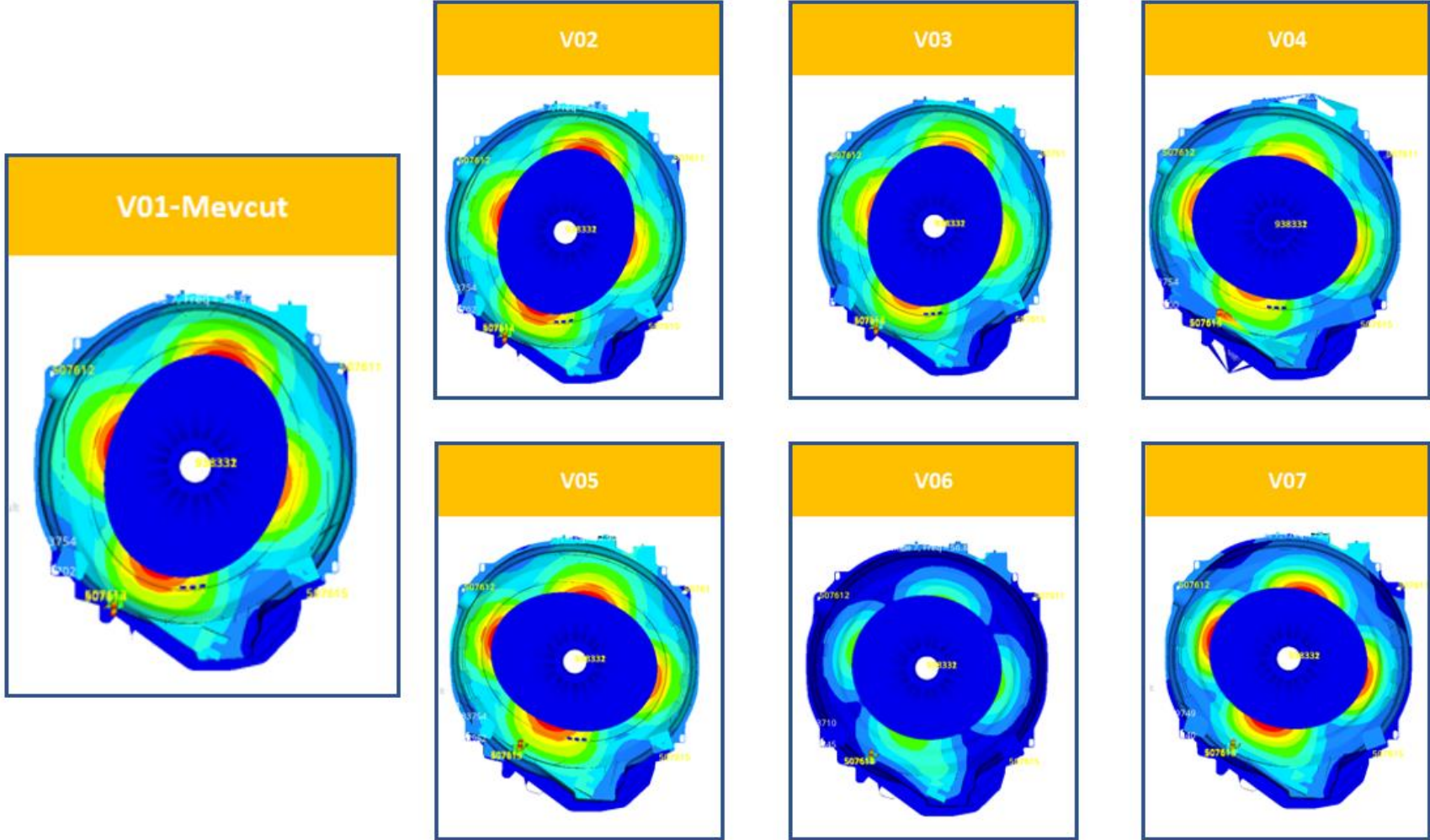


Şekil 4.30 : Dinamik olarak tambur-körük arasında sürtme başlangıcı bölgesi.

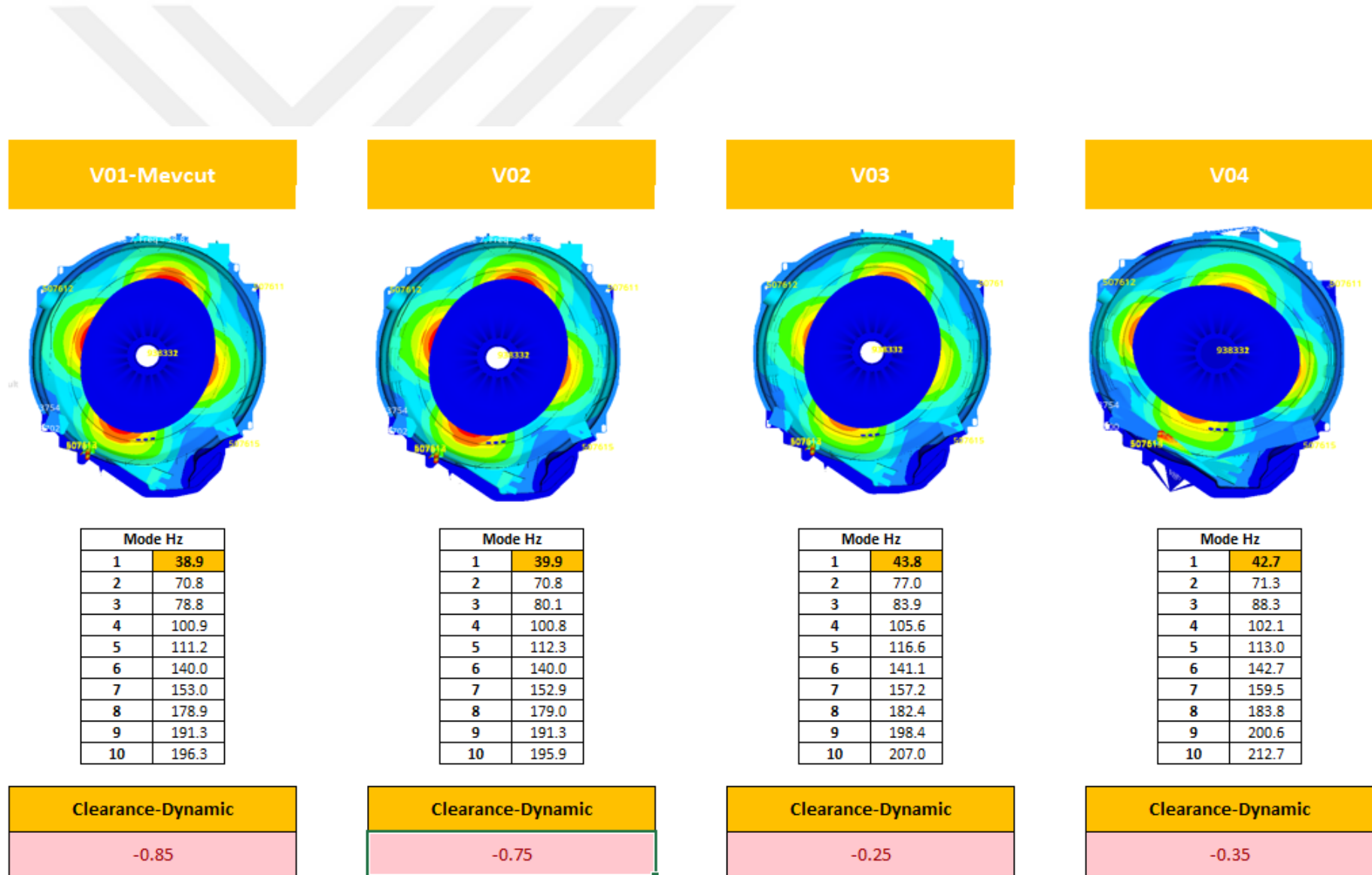
4.9 Modal Analiz ve Clearance Sonuçları

Tambur körük yaklaşımına göre V05-V06-V07 çözümleri clearance ve modal frekans açısından en uygun değerler olarak bulunmuştur. Yapılan analizin gerçek ile uyumunu test etmek amacıyla V05 çözümünü test edebilmek için V02 tasarımının hammaddesi değiştirilerek kalıptan numune alınmıştır ve model doğrulama bölümünde anlatılmıştır. V06 ve V07 tasarımlarının çözümlerini doğrulamak için ek olarak sac kalıbı ve kazan kapak kalıbı gerekmektedir. Kalıp yapım süreleri ve kalıpların maliyetleri göz önünde bulundurulduğundan bu tasarımlar için numune alınmasının uygun olmadığına karar verilmiştir. Bu sebeple V05 çözümü, V06 ve V07 çözümlerine göre uygulanması ve numune alınması açısından daha uygun bulunmuştur.

Şekil 4.31’de mevcut durumun ve alternatif çözüm önerilerinin ilk mod şekilleri gösterilmiştir. Şekil 4.32 ve Şekil 4.33’te tüm tasarımların ilk mod şekilleri, ilk 10 mod frekansı değerleri ve clearance değerleri gösterilmiştir.

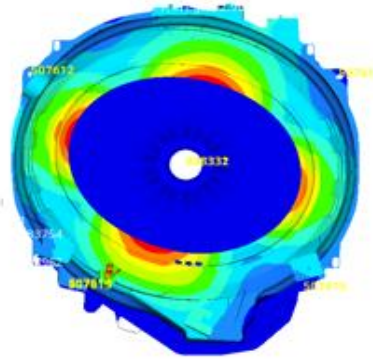


Şekil 4.31 : Versiyonların ilk mod şekilleri.



Şekil 4.32 : V01-V02-V03-V04 tasarımlarının modları ve clearance değerleri.

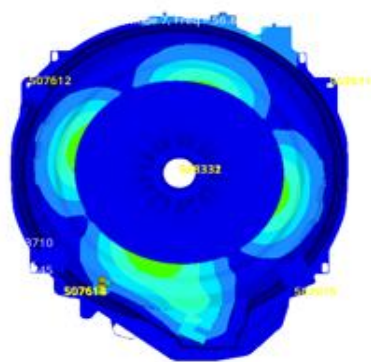
V05



Mode Hz	
1	63.0
2	88.1
3	113.7
4	128.8
5	151.1
6	163.7
7	194.4
8	246.3
9	268.0
10	318.8

Clearance-Dynamic
0.65

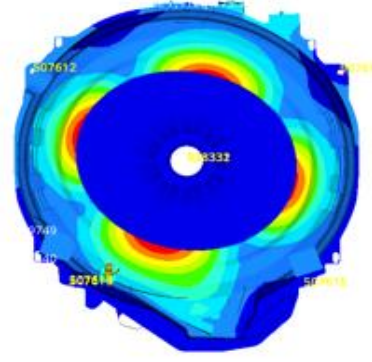
V06



Mode Hz	
1	56.9
2	72.9
3	102.2
4	113.8
5	125.5
6	162.8
7	189.1
8	204.8
9	211.7
10	244.8

Clearance-Dynamic
0

V07



Mode Hz	
1	76.0
2	88.2
3	115.5
4	136.4
5	155.9
6	180.3
7	205.3
8	255.1
9	275.7
10	321.7

Clearance-Dynamic
0.85

Şekil 4.33 : V05-V06-V07 tasarımlarının modları ve clearance değerleri.

Mode 13, Freq = 1.262030 Hz, Damp = 0.000000% : Angl...

Mode 14, Freq = 1.383620 Hz, Damp = 0.000000% : Angl...



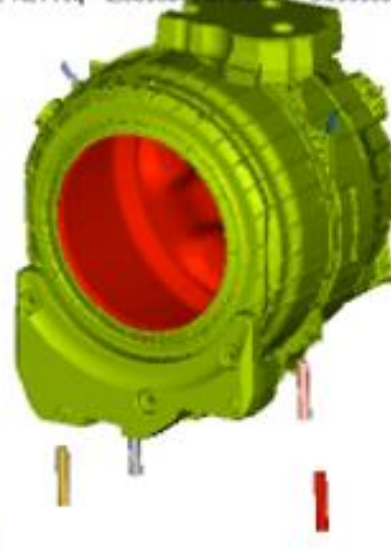
Mode 15, Freq = 2.108129 Hz, Damp = 0.000000% : Angl...

Mode 16, Freq = 2.561613 Hz, Damp = 0.000000% : Angl...



Mode 17, Freq = 2.795184 Hz, Damp = 0.000000% : Angle...

Mode 18, Freq = 2.885880 Hz, Damp = 0.000000%



Şekil 4.34 : Tahrik grubu modal frekansları.

V02’de yapılan tasarım değişikliği sonucunda kazanın gövde içerisindeki salınımında herhangi bir komponente çarpma riskini görmek amacıyla tahrik grubunun tamamının modal analizleri yapılmıştır. Şekil 4.34’teki tahrik grubu hareketleri görsellerinin modları sırasıyla açıklanmıştır;

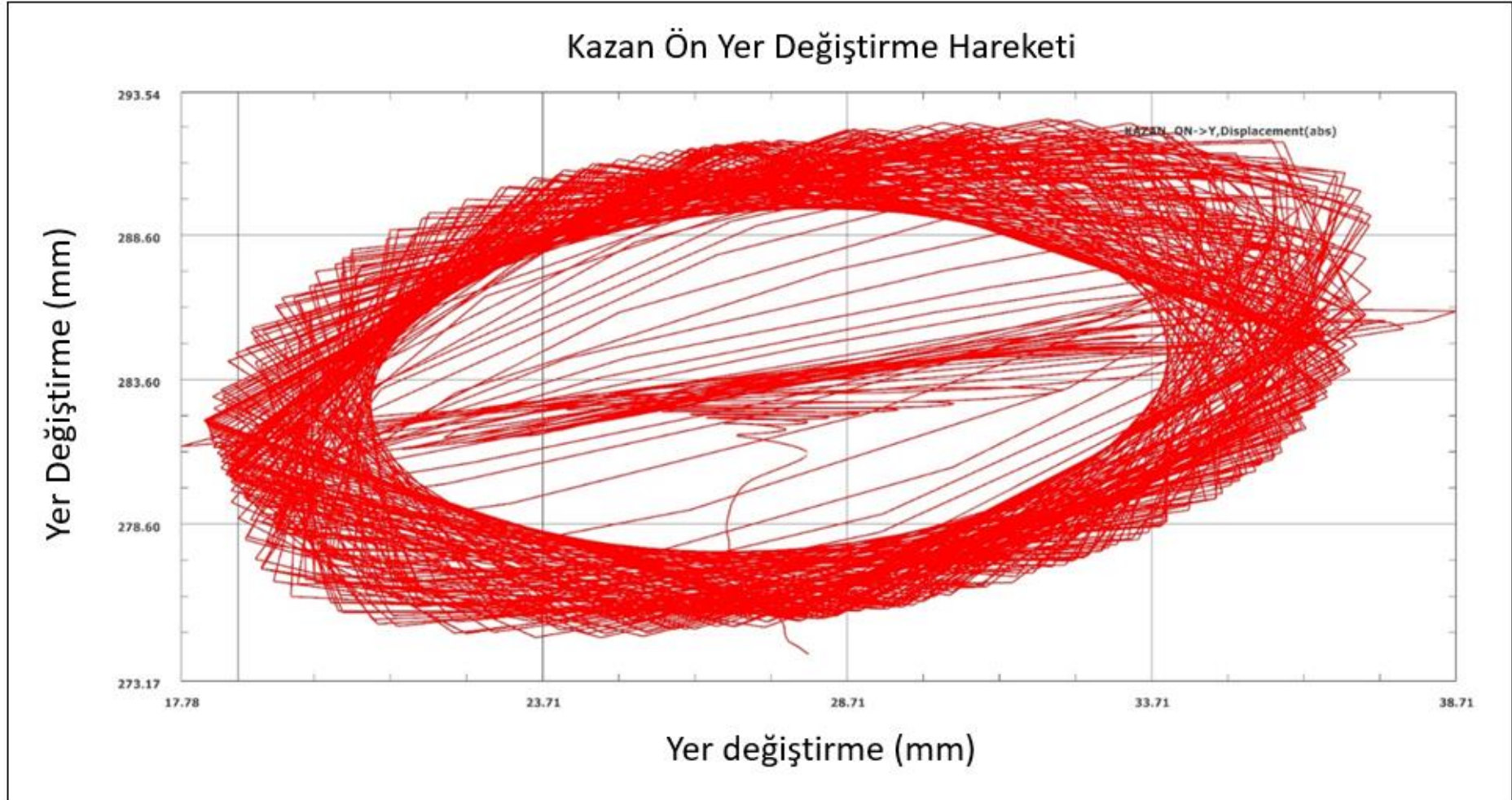
- ✓ Birinci mod, tahrik grubunun yatay eksenindeki ötelenme hareketine denk gelmektedir. Mod frekansı 1.26 Hz’dir.
- ✓ İkinci mod, tahrik grubunun öne ve arkaya olan salınımına denk gelmektedir. Mod frekansı 1.38 Hz’dir.
- ✓ Üçüncü mod, tahrik grubunun düşey eksenindeki dönme hareketine denk gelmektedir. Mod frekansı 2.1 Hz’dir.
- ✓ Dördüncü mod, tahrik grubunun düşey eksen ve yatay eksen dönme hareketlerinin birleşimine denk gelmektedir. Mod frekansı 2.56 Hz’dir.
- ✓ Beşinci mod, tahrik grubunun düşey eksen dönme ve yatay eksen dönme hareketlerinin birleşimine denk gelmektedir. Mod frekansı 2.79 Hz’dir.
- ✓ Altıncı mod, tahrik grubunun düşey eksen ötelenme hareketine denk gelmektedir. Mod frekansı 2.88 Hz’dir.

4.10 Rijit Cisim Dinamiği Sonuçları

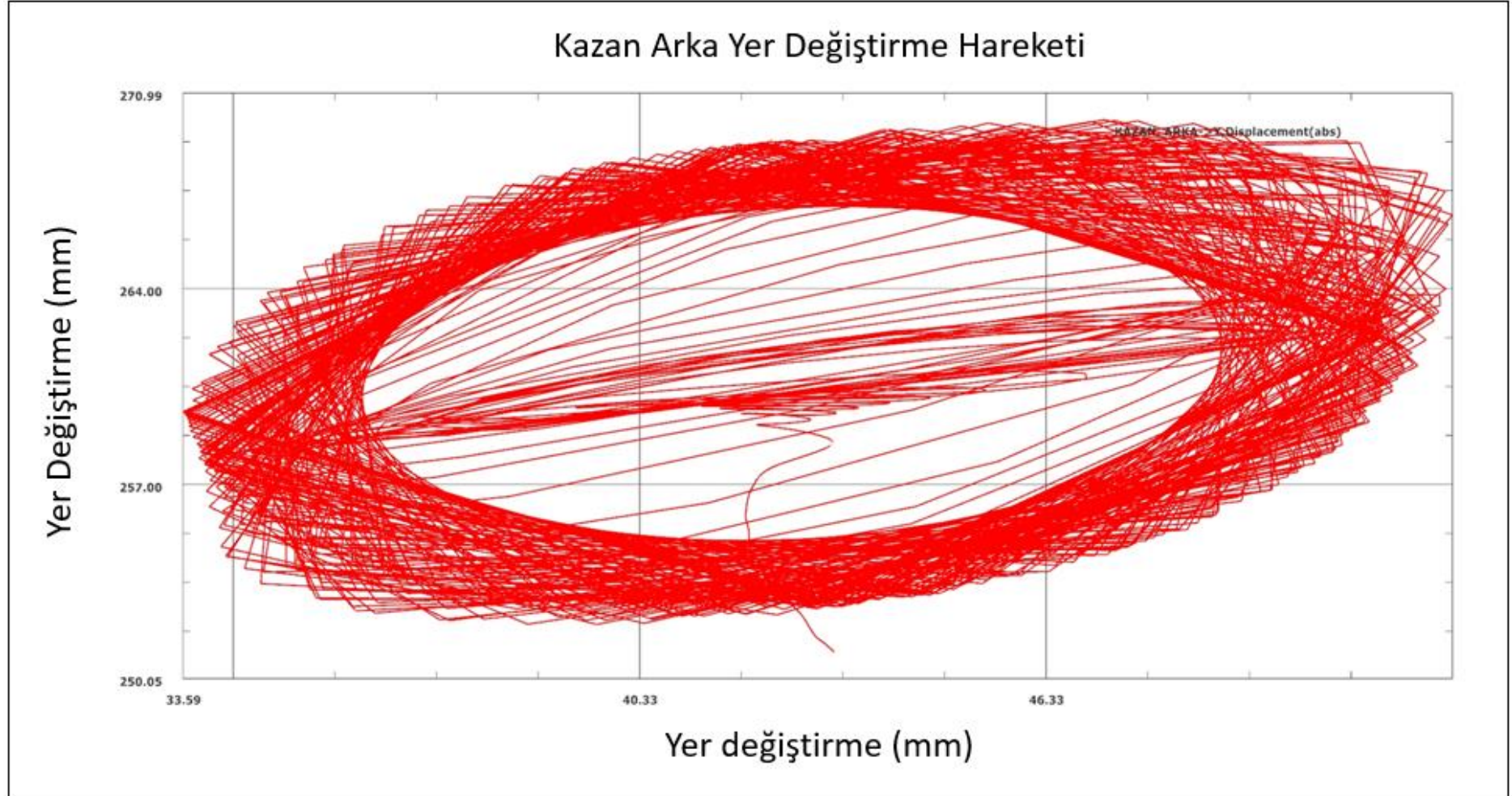
Bütün sistemin dinamik davranışını belirlemek için önceki bölümlerde komponentlerin modellendiği matematiksel model kullanılarak tambur bölgesinin bir yıkama çevriminde gösterdiği deformasyonlar farklı çalışma devirlerinde hesaplanmıştır. Rijit cisim dinamiği modeline tamburun orta kısmına gelecek şekilde bir katı tanımlanarak farklı kütle değerleri verilmiştir. Böylece ıslak çamaşır modellemesi yapılarak kazanın toplam salınımlarının, tekil dengesiz yük değerleri 500 gr, 1000 gr, 1500 gr, 1600 gr, 1900 gr olarak incelenmiştir. Şekil 4.35’te farklı eksenlerde yer değiştirme hareketlerinin genlik değerleri gösterilmiştir.

	Dengesiz Yük (gr)				
	500	1000	1500	1600	1900
Kazan Ön X mm	3,1	6,4	10,5	11,8	16,3
Kazan Ön Y mm	2,7	5,7	9,0	9,7	12,2
Kazan Arka X mm	3,1	6,2	9,4	10,2	14,4
Kazan Arka Y mm	2,8	5,7	9,0	9,8	12,3

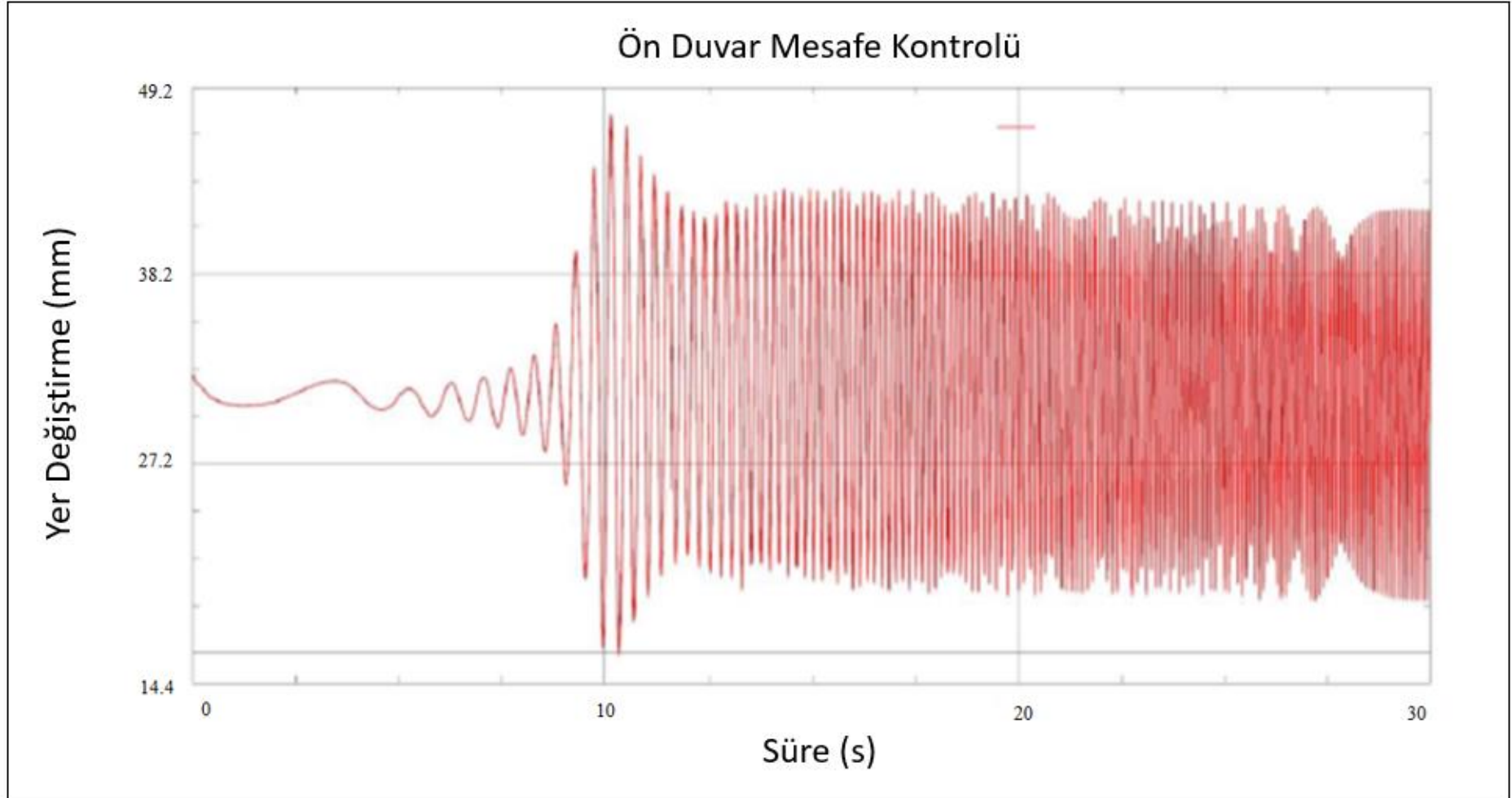
Şekil 4.35 : Farklı tekil dengesizliklerde deplasman genlik değerleri.



Şekil 4.36 : 1500 gr tekil dengesizlik değerinde kazan ön x-y salınımı.



Şekil 4.37 : 1500 gr tekil dengesizlik değerinde kazan arka x-y salınımı.



Şekil 4.38 : 1500 gr tekil dengesizlik değerinde kazan-ön duvar mesafe kontrolü.

Şekil 4.36 ve Şekil 4.37’de tamburda 1500 gr tekil dengesizlik olduğu durumda kazan ön ve kazan arka x-y eksenlerindeki salınımları gösterilmiştir. Şekil 4.38’de kazan-ön duvar arası mesafe incelenmiş olup 1500 gr tekil dengesiz yükte girişim olmadığı görülmüştür. Böylece kazan kapak ağzı mod frekanslarını iyileştirmek için V02’de yapılacal değişikliğin tahrik grubu toplam deplasman değerleri nedeniyle herhangi bir çarpma ya da sürtme meydana gelmeyeceği anlaşılmıştır.

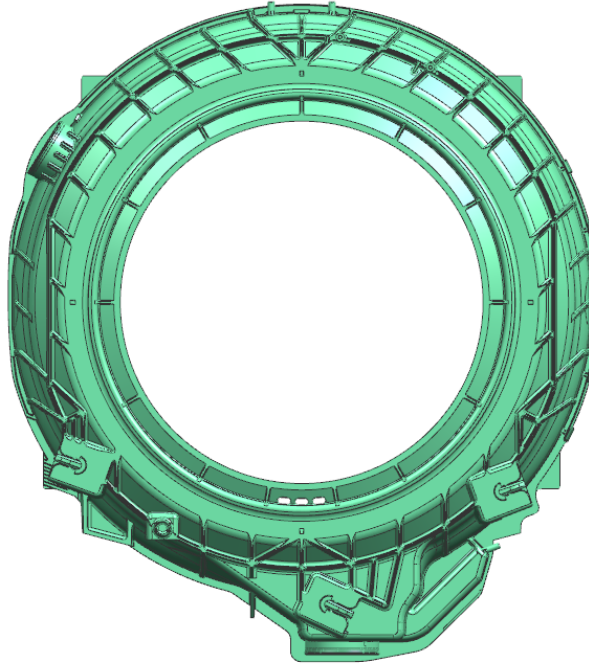




5. MODEL DOĞRULAMA

Çamaşır makinesi kazan kapağında mevcut tasarımın ve yapılan tasarım değişikliklerinin analiz sonuçlarını doğrulamak için numuneler hazırlanarak farklı yük koşulları altında testlere verilmiştir. V01 mevcut durum, V02 saat 3 ve 9 yönlerindeki feder eklemeleri tasarım değişikliği durumu ve V05 saat 3 ve 9 yönlerindeki feder eklemelerine ek olarak cam elyaf kalkılı malzeme kullanımı durumu olan üç farklı kazan kapak tasarımının testlerden çıkan körükler gösterilmiştir.

Şekil 5.1’de verilen V01 mevcut durum kazan kapağının, çamaşır makinesi çamaşır la yüklü test koşullarında saat 3 ve 9 yönlerindeki deformasyon Şekil 5.2’de gösterilmiştir. Tambur ön sacının çamaşır makinesi çalışması esnasında dinamik hareketleri ve kazan ön kapağının bölgesel deformasyonu sonucunda, körüğün tambur tarafına bakan iç bölgelerinde deformasyonlar ve aşınmalar meydana gelmiştir.

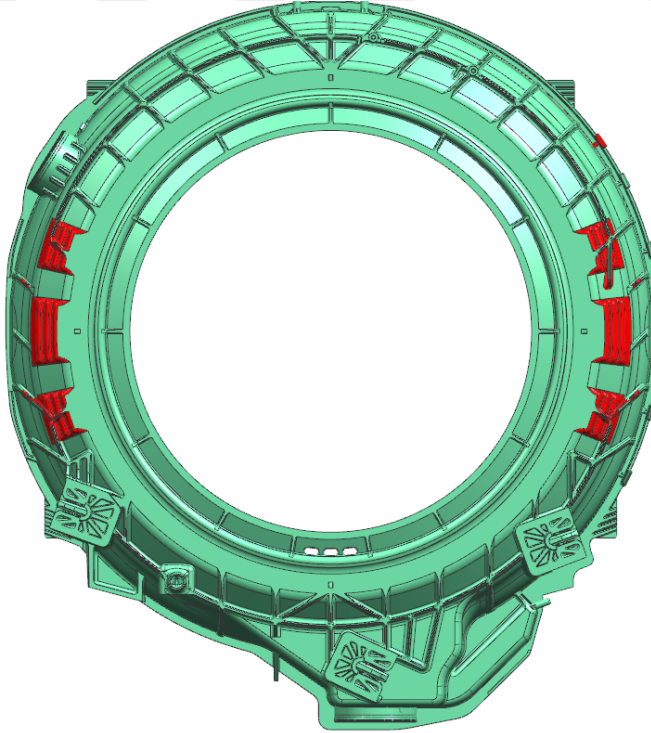


Şekil 5.1 : V01 mevcut durum kazan kapağı tasarımı.



Şekil 5.2 : V01 tasarımın test sonucu.

Bölgesel güçlendirmeler yapılarak elde edilen Şekil 5.3'te verilen V02 tasarımında, çamaşırla yüklü test koşullarında körükte saat 3 ve 9 yönlerinde sürtmeler görülmüş ve Şekil 5.4'te gösterilmiştir. V01 mevcut durum tasarımında görülen körük üzerindeki deformasyon miktarı, V02 tasarımı ile birlikte azalmıştır.



Şekil 5.3 : V02 tasarım değişikliği çözümü kazan kapağı tasarımı.



Şekil 5.4 : V02 tasarım değişikliğinin test sonucu.

Cam elyaf katkılı polimer hammadde kullanımı ve bölgesel tasarım değişiklikleriyle V05 tasarımı için alınan kazan kapağı numunesi test edilmiş ve Şekil 5.5'te testten çıkan körük gösterilmiştir. Körük saat 3 ve 9 yönünde kontrol edildiğinde deformasyon görülmemiş ve Şekil 5.6'da saat 9 yönündeki detay gösterilmiştir.



Şekil 5.5 : V05 tasarım ve hammadde değişikliğinin test sonucu.



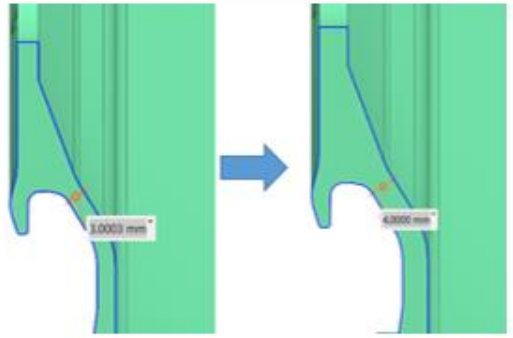
Şekil 5.6 : Körük test sonu saat 9 yönündeki bölgesi

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Son dönemlerde özellikle Avrupa pazarında müşteri beklentisi yüksek sıkma devirleri, dar gövde hacminde yüksek kapasite, enerji tasarrufu olmaktadır. Özellikle dar gövdede yüksek kapasite, tambur çaplarının artmasına sebep olmaktadır. Tambur çaplarındaki artış santrifüj kuvvetinin artmasına ve kazan ve tambur grubunun mod frekanslarının düşmesine sebep olmaktadır. Yüksek çalışma devirleri, çamaşır makinesi tambur çalışma frekanslarının artırmaktadır. Çalışma frekanslarının artması ve mod frekanslarının düşmesi ile birbirlerine yaklaştırmaktadırlar.

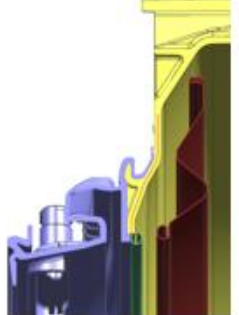
Versiyon Numarası	İlk Mod Frekansları (Hz)	Clearance Değeri (mm)
V01	38.9	-0.85
V02	39.9	-0.75
V03	42.8	-0.25
V04	42.7	-0.35
V05	63	0.65
V06	56.9	0
V07	76	0.85

Şekil 6.1 : Tasarımların ilk mod frekansları ve clearance değerleri.

Versiyon Numarası	Tasarım ve Hammadde Açıklaması	Tasarım resmi
V01	Mevcut durum tasarımı Kalsit dolgulu PP hammadde	
V02	Saat 3 ve 9 yönündeki tasarım değişikliği Kalsit dolgulu PP hammadde	
V03	Kazan kapağı kalınlık artışı (3mm >>> 4mm) Kalsit dolgulu PP hammadde	

Şekil 6.2 : V01-V02-V03 tasarım ve hammadde detayları

Yapılan çalışmalarda, mevcut durumda görülen tamburun körüğe sürtme probleminin ana sebebinin kazan kapağının mod şekilleri ve mod frekanslarından olduğu tespit edilmiştir. İlk modun çamaşır makinesinin maksimum çalışma frekansının ikinci harmoniğine yakın olması sebebiyle kazan kapağı saat 3 ve 9 yönlerinde tambura yaklaşmakta tambur körüğe sürtme problemi ortaya çıkmaktadır. Yapılan dinamik analizlerde, tamburun körüğe 0.85 mm girişim yaptığı görülmüştür. Testlerde de bölgesel aşınmalar meydana geldiği görülmüştür ve tasarımların ilk mod frekansları ve clearance değerleri Şekil 6.1’de gösterilmiştir. Tasarım ve hammadde detayları ise Şekil 6.2 ve Şekil 6.3’te özetlenmiştir.

Versiyon Numarası	Tasarım ve Hammadde Açıklaması	Tasarım resmi
V04	İki parçalı kazan ön kapak tasarımı Körük bölgesi cam elyaf katkılı PP hammadde Kalan bölge kalsit dolgulu PP hammadde	
V05	Saat 3 ve 9 yönündeki tasarım değişikliği Cam elyaf katkılı PP hammadde	
V06	Sac parça kullanımı Kalsit dolgulu PP hammadde	
V07	Sac parça kullanımı Cam elyaf katkılı PP hammadde	

Şekil 6.3 : V04-V05-V06-V07 tasarım ve hammadde detayları.

Hatanın kök sebebinin tespiti sonrasında iyileştirme için kazan kapağının mod frekanslarının artırılması gerektiği karar verilmiştir. Frekans değerlerini artırmak için farklı tasarım ve hammadde değişikliği çözümleri sunulurken, analizleri yapılmıştır. Analizleri doğrulamak amacıyla model doğrulama yapılmıştır. Model doğrulama için yapılan testlerde mevcut durum V01, V02, ve V05 için analiz sonuçları doğrulanmıştır.

Kullanıcıda olumsuz algısal kaliteye sebep olabilecek tambur körüğe sürtme konusu kritik bir öneme sahiptir. İlerideki çalışmalarda yapılacak yükleme ağız geniş kazan grupları için tasarım aşamasında özellikle yüksek sıcaklık değerleri esas alınmalı ve tasarımsal V06 önerisinin uygulanabilmesi için proseste değişiklik gerekmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <<https://www.businessworldglobal.com/beyaz-esya-sektorun-lideri/>> erişim tarihi 21.01.2023
- [2] **Url-2** <<https://www.ankastrelife.com/teka-tk3-1490-wd-kurutmali-camasir-makinesi-9-kg>> erişim tarihi 21.01.2023
- [3] **Url-3** <<https://www.hepsiburada.com/arcelik-10120-m-1200-devir-10-kg-camasir-makinesi-pm-HBC00000TE9US>> erişim tarihi 21.01.2023
- [4] **Panati, C.**, (1987). *Extraordinary origins of everyday things*. PHarper&Row Publishers.
- [5] **Strasser, S.**, (2000). *Never done: A history of American housework*. Pantheon Books.
- [6] **Dedeköy, S.**, (2015). *Çamaşır makinesinde mekanik kayıpların ölçülmesi için test düzeneği geliştirilmesi ve ölçümler*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [7] **Url-4** <<https://yaleunionlaundrystrike.net/first-electric-washing-machine-the-mighty-thor-built-by-hurley-machine-company/>> erişim tarihi 04.12.2022
- [8] **Url-5** <<https://www.arcelikglobal.com/tr/sirket/hakkimizda/tarihce/>> erişim tarihi 04.12.2022
- [9] **Yaşar, O.**, (2010). Türkiye’de beyaz eşya sanayi. *Marmara Coğrafya Dergisi*, 150-185.
- [10] **Url-6** <<https://www.arcelik.com.tr/camasir-makinesi/9122-pm-camasir-makinesi>> erişim tarihi 04.12.2022
- [11] **Url-7** <<https://www.arcelik.com.tr/camasir-makinesi/9124-n-mg-camasir-makinesi>> erişim tarihi 04.12.2022
- [12] **Uysal, Ö.**, (2014). *Çamaşır makinası dinamik davranışının modellenmesi ve dinamik bileşenlerinin testi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [13] **T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, Megep, Elektrik Elektronik Teknolojisi, Çamaşır Makineleri.**
- [14] **Url-8** <<https://www.arcelikglobal.com/en/technology/rd/recycled-pet-tub/>> erişim tarihi 04.12.2022
- [15] **Tüysüz, D.**, (2006). *Composite counter-weight application in washing machine*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.

- [16] **Şanverdi, S.**, (2012). *Dönen makinalarda sıvı halkalı dengeleme sistemleri: modelleme ve analiz*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [17] **Vatansever, C.**, (2009). *Çamaşır makinelerinde titreşimi sönmölemek amacıyla kullanılan pasif dengeleme halkalarının çalışma prensibi ve alternatif tasarımları*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [18] **Ulasyar, A.**, (2018). *Design and adaptive control of magnetorheological damper for washing machine*, Doktora Tezi, KOÇ Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [19] **Emeksiz M.**, (2017). *Çamaşır makinesi körüğünün özelliklerinin belirlenmesi ve makinenin dinamiğine etkisi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [20] **Dora, C.M.**, (2007). *Bir yıkama makinesinde enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik modelleme*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [21] **Takmaz, E.**, (2022). *Dinamik dengesizlik probleminin algılanmasının deneysel olarak incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [22] **Lim, H.T., Jeong, W.B., & Kim, K.J.**, (2010). Dynamic Modeling and analysis of drum-type washing machine. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 11(3), 407–417. <https://doi.org/10.1007/s12541-010-0047-7>
- [23] **Yörükoğlu, A. ve Altuğ, E.**, (2009). Determining the mass and angular position of the unbalanced load in horizontal washing machines. 2009 *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. <https://doi.org/10.1109/aim.2009.5230027>
- [24] **Papadopoulos, E. ve Papadimitriou, I.**, (2001). Modeling, Design and Control of a Portable Washing Machine During the Spinning Cycle, *Proceedings of the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronic System (AIM 2001)*, (pp. 899-904). Italy, July 8-11.
- [25] **Jo, M. G., Kim, J. H., & Choi, J. W.** (2019). Rebalancing method for a front-loading washing machine using a robot balancer system. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 18(4), 1053–1060. <https://doi.org/10.1007/s12555-019-0514-6>
- [26] **Agnani, A., Cannella, F., Martarelli, M., Merloni, G., & Tomasini, E.**, (2008). Dynamic characterization of a washing machine: Numerical multi-body analysis and experimental validation. *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*. Italy. <https://www.researchgate.net/publication/262048823_Dynamic_characterization_of_a_washing_machine_Numerical_multi-body_analysis_and_experimental_validation> erişim tarihi 17.09.2022

- [27] **Öztürk, M.E.**, (2007). *Çamaşır makinasının dinamik davranışının incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [28] **Bayraktar, F. ve Bellek, H.T.**, (2006). Çamaşır makinası dinamik davranışının deneysel ve teorik olarak incelenmesi. *itü dergisi*, 5(2), 135-144.
- [29] **Erdoğan, B.**, (2021). *Değişken yük içeren dönel makinelerde dengesiz yükün dinamik sistem üzerindeki etkilerinin deneysel ve sayısal incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [30] **Karaçalı, T.**, (2019). *Bir çamaşır makinesinin devir hızına bağlı titreşimlerinin incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [31] **Ataş, O.**, (2015). *Çamaşır makinesi tambur arka sac tasarımı*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [32] **Özer, M.**, (2015). *Önden yüklemeli bir çamaşır makinesinin dinamik olarak modellenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [33] **Köse, E.**, (2006). *Plastik enjeksiyonda proses ve kalıp kaynaklı sorunların giderilmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [34] **Paksoy, Ö.**, (2008). *Plastik enjeksiyon prosesinde elyaf yönlenmesinin incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [35] **Pınar, E.**, (2010). *Plastik enjeksiyon yöntemiyle imalatta hataların tespiti ve proses şartlarının optimizasyon uygulaması*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [36] **Taş, Y.**, (2008). *Termoplastiklerin birleştirilmesinde kullanılan, ultrasonik kaynak yönteminde kaynak kalitesini etkileyen parametrelerin incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [37] **Chi, K., Masarueaki, S., Toyo, I., & Chishi, M.**, (2010). *CN Patent No: 101092783B*.
<<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/038991208/publication/CN101092783B?q=CN101092783B>> erişim tarihi 01.12.2022
- [38] **Lee, J.H. ve Kim, J.D.**, (2019). *EP Patent No: 3106559B*.
<<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/053800355/publication/EP3106559B1?q=EP3106559B1>> erişim tarihi 01.12.2022
- [39] **Pollett J.Q. ve Malone S.N.**, (2019). *US Patent No: 2019127902A1*.
<<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/066245391/publication/US2019127902A1?q=US2019127902A1>> erişim tarihi 01.12.2022
- [40] **Turhan Ö.**, (2017). *Mekanik Titreşimler-1*, Nobel Akademik Yayıncılık.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Nur Balçık

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2018, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü