

**T.C.
İSTANBUL GEDİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**MEYVE-SEBZE SUYU POSA ÇIKARMA VE AYIKLAMA MAKİNESİNİN
MEKATRONİK SİSTEM TASARIMI, PROTOTİP İMALAT VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cemil AKDENİZ

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans Programı

ARALIK 2020

**T.C.
İSTANBUL GEDİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**MEYVE-SEBZE SUYU POSA ÇIKARMA VE AYIKLAMA MAKİNESİNİN
MEKATRONİK SİSTEM TASARIMI, PROTOTİP İMALAT VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Cemil AKDENİZ
(171203007)**

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi. Haydar ŞAHİN

ARALIK 2020



T.C.
İSTANBUL GEDİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ

Yüksek Lisans Tez Onay Belgesi

Enstitümüz, Mekatronik Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans Programı 171203007 numaralı öğrencisi **Cemil AKDENİZ**'in "Meyve-Sebze Suyu Posa Çıkarma ve Ayıklama Makinesinin Mekatronik Sistem Tasarımı, Protatip İmalat ve Analizi" adlı tez çalışması Enstitümüz Yönetim Kurulunun 27.11.2020 tarih ve 2020/01 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından *Oy.Birdağı* ile Yüksek Lisans tezi olarak *kabul* edilmiştir.

Öğretim Üyesi Adı Soyadı

İmzası

Tez Savunma Tarihi :07.12.2020

1)Tez Danışmanı: Dr.Öğr.Üyesi Haydar ŞAHİN

.....

2) Jüri Üyesi : Prof.Dr.Aykut KENTLİ

.....

3) Jüri Üyesi : Doç.Dr.Savaş DİLİBAL

.....

Not: Öğrencinin Tez savunmasında **Başarılı** olması halinde bu form **imzalanacaktır**. Aksi halde geçersizdir.

YEMİN METNİ

Yüksek Lisans tezi olarak sunduğum ‘‘Meyve-Sebze Suyu Posa ıkarma Ve Ayıklama Makinesinin Mekatronik Sistem Tasarımı, Prototip İmalat ve Analizi’’ adlı çalışmanın, tezin proje safhasından sonuçlanmasına kadarki bütün süreçlerde bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurulmaksızın yazıldığını ve yararlandığım eserlerin Bibliyografya ‘da gösterilenlerden oluştuğunu, bunlara atıf yapılarak yararlanılmış olduğunu belirtir ve onuruyla beyan ederim. (03.12.2020)

Cemil AKDENİZ

Aileme...

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmam hazırlarken bilgi ve birikimlerinden yararlandığım, her türlü desteklerini esirgemeyen, gün ve saat fark etmeksizin benimle ilgilenen proje danışmanım Sayın Dr. Öğr. Ü. Haydar ŞAHİN Hocama içtenlikle teşekkürlerimi sunarım. Çalışmam esnasında maddi ve manevi desteklerinden yararlandığım Prizma Mühendislik firmasına çok teşekkür ederim. Ayrıca, tez çalışmam boyunca ihmal ettiğim halde ilgi ve desteklerini benden esirgemeyen annem Şekure AKDENİZ'e, babam Mehmet AKDENİZ'e ve eşim Büşra AKDENİZ'e çok teşekkür ederim.

Aralık 2020

Cemil AKDENİZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vi
KISALTMALAR	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xv
1. GİRİŞ	16
1.1 Çalışma Konusu	16
1.2 Amaç	17
1.3 Yöntem	17
2. TÜRKİYEDE YAŞ SEBZE VE MEYVE ÜRETİMİ	19
3. MEYVE VE SEBZELERİN FİZİKSEL VE MEKANİK ÖZELLİKLERİ ...	21
4. MAKİNE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	29
4.1 Tulsan Smak-100000 Yaş Meyve Sebze ve Salça Makinası	29
4.2 Kireşçiler Elektrikli Üzüm Sıkma Makinesi	30
4.3 Spremito Salça Makinesi	31
4.4 Narenciye Suyu Sıkacağı	32
4.5 Çok Amaçlı Meyve Suyu Sıkacağı	34
4.6 Çoklu Meyve Suyu Sıkacağı	35
5. UYGULAMA	39
5.1 Kavramsal Konsept Tasarımlar	40
5.1.1 Presleme mantığına sahip meyve ve sebze sıkma makinası	40
5.1.2 Helisel vidalı mil etrafında sıkıştırma yöntemiyle ile meyve ve sebze sıkma makinası	41
5.1.3 Paletler vasıtasıyla çevresel kuvvet etkisi oluşturarak meyve ve sebze sıkma makinası	42
5.2 Seçim	42
5.3 Meyve Sebze Sıkma ve Posa Ayıklama Makinesi	43
5.4 Meyve Sebze Sıkma ve Posa Ayıklama Makinesi Parçaları ve İşlevleri	44
5.5 Malzeme Seçimi	50
5.5.1 Asenkron motor	50
5.5.2 Mikro denetleyici	51
5.5.3 Ultrasonik mesafe sensörü	52
5.5.4 Rulmanlı yatak	53
5.5.4.1 Kaymalı yataklar	54
5.5.4.2 Yuvarlanmalı yataklar	54
5.5.5 Diskli rijit kavrama	56
5.5.6 Paslanmaz çelik malzeme	56
6. HESAPLAMALAR VE ANALİZLER	58

6.1 Haznede Meydana Gelecek Eşdeğer Gerilmenin Statik Analizi.....	58
6.2 Matematiksel Denklemler Kullanarak Farklı Açısal Hızlarda, Çizgisel Hız, Teğetsel İvme ve Açısal Momentum Değerlerinin Hesaplanması.....	60
6.2.1 Düz palet grubunda matematiksel denklemler kullanarak farklı açısal hızlarda, çizgisel hız, teğetsel ivme ve açısal momentum değerlerinin hesaplanması	65
6.2.1.1 Açısal hız değerlerinin rad/s cinsinden hesaplanması.....	66
6.2.1.2 D1 ve D2 noktalarının çizgisel hız değerleri	67
6.2.1.3 D1 ve D2 noktalarının ivme değerleri.....	69
6.2.1.4 Düz palete ait açısal momentum değeri	72
6.2.2 Bıçaklı palet grubunda matematiksel denklemler kullanarak farklı açısal hızlarda, çizgisel hız, teğetsel ivme ve açısal momentum değerlerinin hesaplanması	73
6.3 Ansys Yazılımı ile Palet Gruplarında Farklı Açısal Hızlarda Çizgisel Hız ve Teğetsel İvme Değerlerinin Hesaplanması	76
6.3.1 Düz palet grubunda rijit gövde dinamiği analizi.....	76
6.3.1.1 Düz palet grubunda rijit gövde dinamiği analizi ile çizgisel hız değerlerinin belirlenmesi.....	78
6.3.1.2 Düz palet grubunda rijit gövde dinamiği analizi ile ivme değerlerinin belirlenmesi	83
6.3.2 Bıçaklı palet grubunda rijit gövde dinamiği analizi.....	88
6.4 Doğal Frekans Analizi.....	91
6.4.1 Düz palet için modal analiz.....	94
6.4.2 Bıçaklı palet için modal analiz.....	95
6.5 Palet Gruplarının Çalışma Anındaki Eşdeğer Gerilim Analizleri.....	97
6.6 Mekanik Şok Analizi.....	98
6.6.1 Düz palet için mekanik şok analizi	100
6.6.2 Bıçaklı palet için mekanik şok analizi	101
7. İMALATI GERÇEKLEŞTİRİLEN PALETİN MEKANİK TESTLERİ	104
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	114
KAYNAKLAR	117
EKLER.....	120
ÖZGEÇMİŞ.....	122

KISALTMALAR

Mpa	: Megapascal
mm	: Milimetre
V	: Voltaj
F	: Kuvvet
N	: NeWton
α	: İvme
v	: Hız
ω	: Açısal Hız
d/d	: Devir / Dakika
ms	: Mili saniye
L	: Açısal momentum
I	: Eylemsizlik momenti

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Türkiye’de en çok üretilen 8 meyve	19
Çizelge 2.2: Türkiye’de en çok üretilen 8 sebze	20
Çizelge 3.1: Mersinde yetiştirilen nektarin, şeftali ve kayısı meyvelerinin fiziksel ölçüleri.....	22
Çizelge 3.2: Portakal meyvelerinin fiziksel ölçüleri.....	22
Çizelge 3.3: Mandarin meyvelerinin fiziksel ölçüleri	23
Çizelge 3.4: Greyfurt meyvelerinin fiziksel ölçüleri	23
Çizelge 3.5: Limon meyvelerinin fiziksel ölçüleri	23
Çizelge 3.6: Turunç meyvelerinin fiziksel ölçüleri.....	24
Çizelge 3.7: Kiraz çeşidi domates sebzesine ait fiziksel değerler	25
Çizelge 3.8: Jodelo fl çeşidi domates sebzesine ait fiziksel değerler	25
Çizelge 3.9: Jodelo fl çeşidi domates sebzesine mekanik değerler	26
Çizelge 3.10: Silver king çeşidi nektarin meyvesine ait fiziksel değerler	26
Çizelge 3.11: Silver king çeşidi nektarin meyvesine ait mekanik değerler	27
Çizelge 3.12: Ankara çeşidi armut meyvesine ait fiziksel değerler	28
Çizelge 3.13: Ankara çeşidi armut meyvesine ait mekanik değerler	28
Çizelge 4.1: Numuneler için narenciye suyu sıkacağıının verimliliği.....	33
Çizelge 5.1: Rulmanlı yatağın parametreleri	55
Çizelge 6.1: 1.4401 – AISI 304 Malzeme özellikleri	60
Çizelge 6.2: D1 ve D2 noktası için matematiksel denklemler kullanılarak 50 d/dk ve 100 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri	72
Çizelge 6.3: D1 ve D2 noktası için matematiksel denklemler kullanılarak 750 d/dk ve 1500 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri.....	72
Çizelge 6.4: Düz palette 50 d/d, 100 d/d, 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirlerinde oluşan açısız momentum değerleri	73
Çizelge 6.5: B1 ve B2 noktası için matematiksel denklemler kullanılarak 50 d/dk ve 100 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri	75
Çizelge 6.6: B1 ve B2 noktası için matematiksel denklemler kullanılarak 750 d/dk ve 1500 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri.....	75
Çizelge 6.7: Bıçaklı palette 50 d/d, 100 d/d, 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirlerinde oluşan açısız momentum değerleri	76
Çizelge 6.8: D1 ve D2 noktası için Ansys Workbench yazılımı kullanılarak 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri	87
Çizelge 6.9: D1 ve D2 noktası için Ansys Workbench yazılımı kullanılarak 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri.....	88

Çizelge 6.10: B1 ve B2 noktası için Ansys Workbench yazılımı kullanılarak 50 d/dk ve 100 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri.....	90
Çizelge 6.11: B1 ve B2 noktası için Ansys Workbench yazılımı kullanılarak 750 d/dk ve 1500 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri.....	91
Çizelge 6.12: Düz palete ait mod şekillerindeki doğal frekans değerleri	95
Çizelge 6.13: Bıçaklı palete ait mod şekillerindeki doğal frekans değerleri	96
Çizelge 7.1 : D1 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devri için IMU sensör ile 3 yönde hesaplanan teğetsel ivme değerleri	108
Çizelge 7.2: D2 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devri için IMU sensör ile 3 yönde hesaplanan teğetsel ivme değerleri	109
Çizelge 7.3: IMU sensör ile 50 d/d dönüş değerlerinde D1 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması	109
Çizelge 7.4: IMU Sensör ile 50 d/d dönüş değerlerinde D2 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması	110
Çizelge 7.5 : IMU Sensör ile 100 d/d dönüş değerlerinde D1 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması	110
Çizelge 7.6 : IMU Sensör ile 100 d/d dönüş değerlerinde D2 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması	111

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1: Mersinde yetiştirilen nektarin, şeftali ve kayısı meyvelerinin görüntüsü .	21
Şekil 3.2: Kiraz çeşidi domates sebzesinin 3 temel boyutu.....	24
Şekil 3. 3: Jodelo fl tipi domateslerin genel görüntüsü.....	25
Şekil 3.4: Ankara çeşidi Armut meyvesindeki düşme sonucu oluşan eşdeğer gerilmeler	27
Şekil 4.1: Tulsan Smak-100000 Yaş Meyve Sebze ve Salça Makinası	29
Şekil 4.2: Tulsan Smak-100000 Yaş Meyve Sebze ve Salça Makinası İç Yapısı	30
Şekil 4.3: Kireşçiler marka elektrikli üzüm sıkma makinesi.....	30
Şekil 4.4 : Spremito marka Salça Makinesi.....	31
Şekil 4.5: Spremito marka Salça Makinesi İç Yapısı.....	32
Şekil 4.6: Narenciye sıkma makinesi.....	32
Şekil 4.7: Numuneler için narenciye suyu sıkacağıının verimliliği.....	33
Şekil 4.8: Elle çalışan çok amaçlı meyve suyu makinesi	34
Şekil 4.9: Elle çalışan Meyve suyu sıkma makinesinin su ve püre verimliliği	35
Şekil 4.10: Çoklu meyve suyu ve püre çıkartma makinesi.....	36
Şekil 4.11: Çoklu meyve suyu ve püre çıkartma makinesine ait ölçü ve 3 yönden görünüş	36
Şekil 4.12: Kabukları soyulmuş meyvelerin meyve suyu ve püre verimleri.....	37
Şekil 4. 13: Kabukları soyulmayan meyvelerin meyve suyu ve püre verimleri.....	38
Şekil 5.1: Proje ilerleme şeması.....	39
Şekil 5.2: Presleme yöntemiyle çalışan meyve sıkma makinesi tasarımı.....	40
Şekil 5.3: Helisel vidalı mil etrafında sıkıştırma yöntemiyle çalışan meyve ve sebze sıkma makinası	41
Şekil 5.4: Paletli meyve ve sebze sıkma makinası	42
Şekil 5.5: Meyve sebze suyu sıkma ve posa ayıklama makinesinin izometrik görünüşü	43
Şekil 5.6: Hazne.....	44
Şekil 5.7: Tasarımı gerçekleştirilen greyfurtun karşıdan (soldaki) ve üstten (sağdaki) görünüşleri.....	45
Şekil 5.8: İçi meyve dolu hazne görüntüsü.....	45
Şekil 5.9: Tambur.....	46
Şekil 5.10: Tambur kapağı	46
Şekil 5.11: Düz palet.....	47
Şekil 5. 12: Bıçaklı palet.....	47
Şekil 5.13: Palet bağlantı aparatı (soldaki) ve palet ile bağlantısı (sağdaki).....	48
Şekil 5.14: Makine mili	48
Şekil 5.15: Düz palet grubu (soldaki) ve bıçaklı palet grubunda (sağdaki) greyfurt meyvelerinin paletler arasında konumlandırılması	49
Şekil 5.16: Düz palet grubu	49
Şekil 5.17: Bıçaklı palet grubu	50
Şekil 5.18: Taşıyıcı yapı.....	50

Şekil 5.19: Asenkron motorun iç yapısı.....	51
Şekil 5.20: Makinede kullanılan arduino uno - r3	52
Şekil 5.21: HC-SR04 Ultrasonik mesafe sensörü.....	53
Şekil 5.22: Kaymalı ve yuvarlanmalı yatak görseli.....	53
Şekil 5.23: Kaymalı yatak görseli.....	54
Şekil 5.24: Yuvarlanmalı rulman türleri	54
Şekil 5.25: Rulmanlı yatağın teknik resmi	55
Şekil 5.26: Diskli Rijit Kavrama	56
Şekil 5.27: Paslanmaz çelik malzeme örneği	57
Şekil 6.1: Hazne ile tamburun birlikte görüntüsü.....	58
Şekil 6.2: Hazne yer değiştirme analiz sonuçları.....	59
Şekil 6.3: Haznede oluşan eşdeğer gerilme analiz sonuçları.....	60
Şekil 6.4: Düz palet grubu (soldaki) ve bıçaklı palet grubuna (sağdaki) ait görsel...	61
Şekil 6.5: Çizgisel hız hareket örneği.....	61
Şekil 6.6 : Düzgün dairesel hareket yapan paletlerin etrafında oluşan hız vektörleri	63
Şekil 6.7 : Noktasal kütle için açısal momentum örneği	64
Şekil 6.8 : Düz palet grubunda hesaplama yapılacak noktaların mil eksenine göre konumları	65
Şekil 6.9 : Düz palet grubunda paletlerin mil eksenine göre bağlantı açıları ve eksenler.....	66
Şekil 6.10 : Bıçaklı palet grubunda hesaplama yapılacak noktaların mil eksenine göre konumları	74
Şekil 6.11: Bıçaklı palet grubunda paletlerin mil eksenine göre bağlantı açıları	74
Şekil 6.12: Ansys Workbench Yazılımında çizgisel hız ve ivme analizi için hazırlanan deney seti	76
Şekil 6.13: Düz palet grubunda motor milinin 50 devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş değerlerinde çalıştığı zaman aralıklarının gösterimi.....	77
Şekil 6.14: Düz palet grubunda motor milinin 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş değerlerinde çalıştığı zaman aralıklarının gösterimi.....	78
Şekil 6.15: D1 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan çizgisel hız değerleri.....	79
Şekil 6.16: D1 noktasında 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan çizgisel hız değerleri	80
Şekil 6.17: D2 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan çizgisel hız değerleri.....	81
Şekil 6.18: D2 noktasında 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan çizgisel hız değerleri	82
Şekil 6.19: D1 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri.....	83
Şekil 6.20: D1 noktasında 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan Teğetsel ivme değerleri	84
Şekil 6.21: D2 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan Teğetsel ivme değerleri.....	85
Şekil 6.22: D2 noktasında 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan Teğetsel ivme değerleri	86
Şekil 6.23: Ansys Workbench yazılımında çizgisel hız ve teğetsel ivme analizi için hazırlanan deney seti	88
Şekil 6.24: Bıçaklı palet grubunda motor milinin 50 devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş değerlerinde çalıştığı zaman aralıklarının gösterimi	89

Şekil 6.25: Bıçaklı palet grubunda motor milinin 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş değerlerinde çalıştığı zaman aralıklarının gösterimi	90
Şekil 6.26: Titreşim hareketinin zaman (soldaki) ve frekans (sağdaki) düzleminde gösterilmesi	91
Şekil 6.27: Titreşim hareketine ait parametreler	92
Şekil 6.28: Düz palete ait mod şekilleri	94
Şekil 6.29: Düz palete ait mod şekillerindeki doğal frekans değerleri	95
Şekil 6.30: Bıçaklı palete ait mod şekilleri	96
Şekil 6.31: Bıçaklı palete ait mod şekillerindeki doğal frekans değerleri	96
Şekil 6.32: Düz palet (soldaki) ve bıçaklı palet (sağdaki) üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerleri	97
Şekil 6.33: Düz palet (soldaki) ve bıçaklı palet (sağdaki) üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme grafiği	98
Şekil 6.34: Şok sinyali	98
Şekil 6.35: Meyvenin düz palet (soldaki) ve bıçaklı palet (sağdaki) karşısında konumlandırılması	99
Şekil 6.36: Düz palet ve armut için sayısal ağ görseli	100
Şekil 6.37: Düz palet (soldaki) ve armutta (sağdaki) meydana gelen eşdeğer gerilmeler	100
Şekil 6.38: Düz palet (soldaki) ve armutta (sağdaki) meydana gelen eşdeğer gerilme grafiği	101
Şekil 6.39: Bıçaklı palet ve armut için sayısal ağ görseli	102
Şekil 6.40: Bıçaklı palet (soldaki) ve armutta (sağdaki) meydana gelen eşdeğer gerilmeler	102
Şekil 6.41: Bıçaklı palet (soldaki) ve armutta (sağdaki) meydana gelen eşdeğer gerilme grafiği	102
Şekil 7.1: Deneysel analizde kullanılan IMU sensör (sağdaki) ve kablosuz bağlantı adaptörü (soldaki)	105
Şekil 7.2: Deneysel düzenek ve IMU sensörün bağlantısı	105
Şekil 7.3: D1 noktasında 50 d/d dönüş devri için IMU sensör ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri	106
Şekil 7.4: D1 noktasında 100 d/d dönüş devri için IMU sensör ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri	106
Şekil 7.5: D2 noktasında 50 d/d dönüş devri için IMU sensör ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri	107
Şekil 7.6: D2 noktasında 100 d/d dönüş devri için IMU sensör ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri	108
Şekil 7.7: Deneysel analiz veri grafikleri ile ANSYS yazılımı veri grafiklerinin periyot boylarının karşılaştırılması	112

MEYVE-SEBZE SUYU POSA ÇIKARMA VE AYIKLAMA MAKİNESİNİN MEKATRONİK SİSTEM TASARIMI, PROTOTİP İMALAT VE ANALİZİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında, meyve ve sebze suyu elde etme alanında kullanılacak meyve-sebze suyu, posa çıkarma ve ayıklama makinesinin mekanik tasarımı, yapısal analizleri ve deneysel analizlerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Makinenin tasarım esnasında gerek duyulan performansı sağlaması açısından meyve ve sebzelerden su çıkartma işlemini sağlayacak olan palet sistemi 2 farklı şekilde tasarlanmış ve bu tasarımlar arasında performans değerlendirilmesi yapılmıştır. Performans değerlendirmesi yapılırken matematiksel denklemlerden yararlanıldığı gibi sonlu elemanlar yöntemi analizleri de yapılmış ve bu analizler için ANSYS yazılımı kullanılmıştır. ANSYS yazılımı ile paletler arasında performans değerlendirmesi yapmaya yönelik olarak rijid gövde analizleri, modal analizler, dinamik analizler ve çarpışma analizleri gerçekleştirilmiştir. Yine ANSYS yazılımı ile makinenin hazne kısmında statik analiz işlemi gerçekleştirilmiştir. Daha sonra paletlerde dönme esnasında oluşacak teğetsel ivme değerlerini belirleyip bu değerleri matematiksel denklemler kullanılarak elde edilen değerler ve ANSYS yazılımında rigid body dynamics modülü kullanılarak elde edilen değerler ile karşılaştırılıp doğruluklarını teyit edebilmek için deneysel analiz işlemi uygulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: *Sonlu elemanlar yöntemi, statik analiz, rijit gövde analizi, modal analiz, geçici analiz, şok analizi.*

MECHATRONIC SYSTEM DESIGN, PROTOTYPE MANUFACTURING AND ANALYSIS OF FRUIT - VEGETABLE JUICE AND PULP EXTRACTION MACHINES

ABSTRACT

In this thesis, it is aimed to examine the mechanical design, structural analysis and experimental analysis of the fruit-vegetable juice extraction and sorting machine to be used in the field of fruit and vegetable juice extraction. The pallet system, Which Will provide the process of extracting Water from fruits and vegetables in order to provide the performance required during the design of the machine, Was designed in 2 different Ways and performance evaluation Was made among these designs. While evaluating the performance, not only mathematical equations Were used, but also finite element method analyzes Were made and ansys softWare Was used for these analyzes. Rigid body analysis, modal analysis, dynamic analysis and collision analysis Were carried out With ansys softWare to evaluate performance betWeen pallets. Again, With the ansys softWare, the static analysis process Was carried out in the chamber of the machine. Then, an experimental analysis process Was applied to determine the tangential acceleration values that Will occur during the rotation of the pallets and compare these values With the values obtained using mathematical equations and the values obtained using the rigid body dynamics module in ansys softWare to confirm their accuracy.

Keywords: *Finite element method, static analysis, rigid body analysis, modal analysis, transient analysis, shock analysis.*

1. GİRİŞ

1.1 Çalışma Konusu

Dünya nüfusu hızlı bir şekilde artmaktadır. Artan bu nüfusla doğru orantılı olarak gıda gereksiniminin önemi de artmaktadır. Gıda ve alkolsüz içecekler en önemli gereksinimlerin başında gelmektedir. Türkiye İstatistik Kurumu 2018 Hane halkı tüketim giderlerine göre gıda ve alkolsüz içecek harcamaları %20,3 oran ile % 23,7' lik konut ve kira harcamalarının ardından ikinci sırada yer almaktadır[1]. Yaş meyve ve sebze üretimi ve bu üretimin bir alt dalı olan meyve suyu ve meyve sebze püresi gereksinimi önemli bir yere sahiptir. Meyve ve sebzelerin insanların temel gıda ihtiyaçlarını karşıladıkları gibi bazı meyve ve sebzelerin iyi antioksidan özelliklerinden dolayı hücreleri zararlı moleküllerden korudukları ve bazı hastalık çeşitlerinin oluşumunu engellediği düşünülmektedir [2]. Aynı şekilde artan ülke nüfusu bir diğer ihtiyaç olan enerji ihtiyacı gereksiniminin de önemini artırmaktadır. Bu bilgiler dikkate alındığı zaman gıda sektörünün önemli bir kalemi olan meyve ve sebze suyu ve püresi ile elektrik enerjisinin büyüklüğü anlaşılmaktadır. Enerji tüketimini azaltmak enerji açısından dışa bağımlı olmamızdan dolayı ülke ekonomisine katkı sağlayacak ve cari açığı azaltacaktır.

Meyve, sebze suları ve püreleri de yine aynı şekilde biz insanların temel gıda ihtiyaçlarının başında gelmektedirler. Meyve, sebze suları ve püreleri rende gibi daha ilkel cihazlar kullanılarak elde edilebildikleri gibi endüstriyel tarzda orta veya büyük ölçekli makineler kullanılarak da elde edilebilirler. Rende veya elektrik enerjisine ihtiyaç duymadan çalışan meyve sebze suyu ve püresi çıkartma işlemi yapan makineler oldukça fazlasıyla zaman harcadıkları gibi çok fazla verimli de değildirler. Eyleyiciye sahip sistemler, birim miktardaki üründen hem daha kısa zamanda hem de daha fazla miktarda su ve püre elde edebilme olanaklarından dolayı meyve, sebze suyu ve püresi elde etme sanayisinde oldukça büyük öneme sahiptirler. Bu çalışma, mekatronik sisteme sahip hem meyve hem de sebzeler için verimli,

kullanışlı, zaman tasarruflu meyve ve sebze sıkma, su ve püre çıkartma makinesi tasarımı, analizi ve imalatı işlemlerini incelemektedir.

1.2 Amaç

Meyvelerin su ve püresi sade içim olarak tüketilebildiği gibi, sirke yapımı, pekmez, cevizli sucuk gibi ürünlerin hammaddesi olarak da kullanılmaktadır. Domates ve biber gibi sebzelerin püreleri ise salça, ketçap gibi imalatlarda kullanılmaktadır. Bu yüzden ilgili sektörlerde uygun ham maddeyi sağlayabilmek için meyve veya sebzelerden su veya püre elde etmek gerekmektedir. Yapılacak olan bu işlem yüksek verimli, hızlı, ekonomik ve kullanışlı olmalıdır.

Bu mekatronik sisteme sahip hem meyve hem de sebze suyu ve püresi çıkartma makinesini tasarlayanın amacı birim miktarda üründen daha fazla su ve püre elde etmek, daha kısa sürüde su ve püre çıkartabilmek, endüstride kullanıma uygun olması, kolay bir kullanıma sahip olması ve aynı zamanda enerji tasarrufu sağlamasıdır.

1.3 Yöntem

Makinemiz 3 bölümden oluşmaktadır. 1. bölüm meyve veya sebzelerin sıkma işlemi için besleme yapıldığı bölümdür. Ürünler bu bölümden tambur içerisine ulaştırılır. 2. bölüm ise meyve sebzelerin su, püre ve posalarının çıkartıldığı bölümdür. Bu bölüm bir tambur ve tambur içerisinde dönmekte olan paletlerden oluşur. 3. Bölüm ise sıkma işlemi sonucunda elde edilen meyve veya sebze suyunun makinadan çıktığı bölümdür.

Makinemiz mekatronik bir sistemdir. Eyleyici olarak elektrik motoru kullanılmaktadır. Makinemizde mikro denetleyici vardır ve bu denetleyici sayesinde makine sadece içerisinde ürün varken çalışmaktadır. Hazne içerisine ürün konularak tambur içerisine gönderilir ve hazneye ürün eklendikten sonraki 10 saniye süresince makine otomatik olarak çalışır. Sonraki 10 saniye boyunca hazneye yeni ürün konulmaz ise makine otomatik olarak kendini kapatacaktır. Bu özelliği sayesinde enerji tasarrufu sağlamaktadır.

Makinemizde sıkma işlemini gerçekleştiren ve tambur içerisinde yüksek devirde dönen iki farklı palet tasarımı vardır. Bu tasarımların birbirlerine karşı avantajlı ve

dezavantajlı olduğu kısımları belirleyebilmek için mekanik tasarımların ardından her iki tasarıma da birçok dinamik analiz işlemleri uygulanmış ve birbirlerine karşı olan avantajlı ve dezavantajlı yönleri karşılaştırılmıştır.

2. TÜRKİYEDE YAŞ SEBZE VE MEYVE ÜRETİMİ

Ülkemizde iklim koşullarının tarıma elverişli olması ve tarım yapılabilecek arazilerin çokluğu nedeniyle ülkemizde meyve sebze yetiştiriciliği yaygındır. Dünya nüfusunun artması ve artan bu nüfusla beraber insanların sağlık sorunlarının da aynı şekilde artması, insanları sağlıklı beslenmeye yönlendirmektedir. Durum böyle olunca meyve sebze tüketimi ile beraber meyve suyu tüketimi de insanlar için önemli olmaktadır.

Türkiye meyve üretimi bakımından 2017 yılı verilerine göre dünyada 4. Sıradadır. Türkiye’de 3.348 bin hektarlık alanda meyve üretimi gerçekleştirilmektedir. Yıllık üretim hacmi ortalama 22.1 milyon tondur. Dünyadaki toplam pazarın %2 sine sahiptir. Türkiye’de en çok üretilen meyve 3.032 milyon ton ile elmadır. Türkiye’de en çok üretilen 8 meyve Çizelge 2.1’de gösterilmiştir [3].

Çizelge 2.1: Türkiye’de en çok üretilen 8 meyve

Meyve İsmi	2013 Ton	2014 Ton	2015 Ton	2016 Ton	2017 Ton
Elma	3.128.450	2.480.444	2.569.759	2.925.828	3.032.164
Sofralık üzüm	2.132.602	2.166.749	1.891.910	1.990.604	2.109.000
Portakal	1.781.258	1.779.675	1.816.798	1.850.000	1.950.000
Yağlık zeytinler	1.286.000	1.330.000	1.300.000	1.300.000	1.640.000
Kurutmalık üzüm	1.423.578	1.563.480	1.334.563	1.536.862	1.603.000
Mandalina	942.226	1.046.899	1.156.365	1.337.037	1.550.469
Çay yaprakları	1.180.000	1.266.311	1.327.934	1.350.000	1.300.000
Limon	726.283	725.230	750.550	850.600	1.007.133

Kaynak: (<http://www.uib.org.tr/tr>)

Türkiye sebze üretimi bakımından 2017 verilerine göre dünyada 4. sırada yer almaktadır. Sebze üretimi yapılan alan toplam 840 bin hektardır. Toplam üretilen sebze miktarı ise 30.78 milyon tondur. Türkiye’de en çok üretilen sebze 12.7 milyon ton ile domatestir. Domates toplam sebze üretiminin %45 ini oluşturmaktadır.

Türkiye 2013-2017 yılları arasında en fazla üretimi yapılan 8 sebze Çizelge 2.2’de gösterilmiştir [3].

Çizelge 2.2: Türkiye’de en çok üretilen 8 sebze

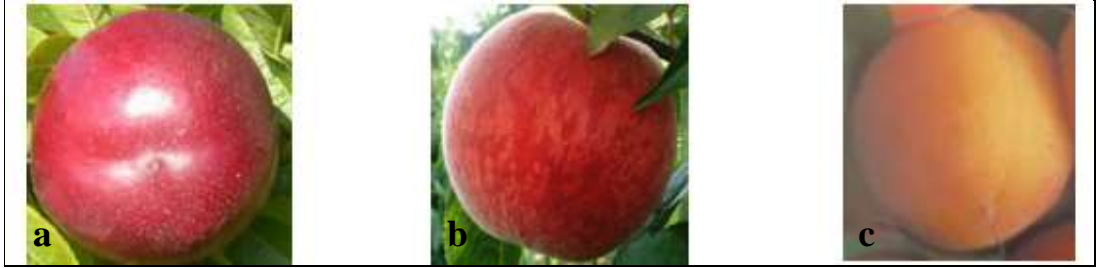
Sebze İsmi	2013 Ton	2014 Ton	2015 Ton	2016 Ton	2017 Ton
Domates	11.820.000	11.850.000	12.615.000	12.600.000	12.750.000
Karpuz	3.887.324	3.885.617	3.918.558	3.928.892	4.011.313
Biber	2.159.348	2.232.308	2.307.456	2.457.822	2.608.172
Soğan	2.058.324	1.938.255	2.020.880	2.255.060	2.270.506
Hıyar	1.754.613	1.780.472	1.822.636	1.811.681	1.827.782
Kavun	1.699.550	1.707.302	1.719.620	1.854.356	1.813.422
Patlıcan	826.941	827.380	805.259	854.049	893.917
Lahana	720.257	733.081	766.675	785.971	778.887

Kaynak: (<http://www.uib.org.tr/tr>)

3. MEYVE VE SEBZELERİN FİZİKSEL VE MEKANİK ÖZELLİKLERİ

Meyve ve sebzelerinin fiziksel ölçülerinin ve mekanik değerlerinin belirlenmesi bize makinemizin bazı parçalarının ve genel olarak sistemin tasarımında eksiklik olmaması veya abartıya kaçılmaması için gereklidir. Aksi halde makineye ait bazı parçaların yetersiz kalması veya gereğinden fazla büyük olarak malzeme israfına yol açması muhtemeldir. Bu bölümde iyi bir mühendislik tasarımı yapabilmek için ülkemiz sınırları içerisinde yetişmekte olan bazı meyve ve sebzelerin fiziksel ve mekanik özelliklerinin belirlenmesine yönelik araştırma yapılmıştır.

Nilda ERSOY ve arkadaşları 2011 yılında mersin ilimizde yetiştirilen nektarin, şeftali ve kayısı meyvelerinin fiziksel ve kimyasal özelliklerine yönelik bir çalışma yapmışlardır. Şekil 3.1’de meyveler gösterilmiştir. Her meyveden 10 adet seçilmiştir. 0,01g hassasiyete sahip bir terazi kullanılmıştır. Uzunluk ölçüleri dijital kumpas kullanılarak yapılmıştır. Bu çalışmanın neticesinde meyvelerin ağırlıkları, çekirdeklerinin ağırlıkları, en ve boy değerleri gibi değerler ölçülmüştür [4].



(a) Nektarin. (b) Şeftali. (c) Kayısı [4]

Şekil 3.1: Mersinde yetiştirilen nektarin, şeftali ve kayısı meyvelerinin görüntüsü
Meyvelere ait fiziksel değerler Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1: Mersinde yetiştirilen nektarin, şeftali ve kayısı meyvelerinin fiziksel ölçüleri

	Nektarin	Şeftali	Kayısı
Meyve ağırlıkları (g)	110.076	116.781	44.866
Çekirdek ağırlıkları (g)	7.463	5.361	6.587
En (mm)	78.285	79.501	60.770
Boy (mm)	75.600	79.869	62.371

Kaynak: (Ersoy&Bagcı, vd., 2011)

Türker Saraçoğlu 2017 yılında yaptığı çalışmada Portakal (Washington navel), mandarin (klemantin), greyluft (star ruby), limon (enterdonat) ve turunç meyvelerinin uzunluk, genişlik, kalınlık, ortalama çap, meyve kütlesi ve meyve hacmi gibi değerler ölçülmüştür. Her bir narenciye çeşidinden 20 adet seçilmiştir. Meyvelerin genişlik, kalınlık, uzunluk gibi değerleri dijital kumpas kullanılarak ölçülmüştür. Meyvelerin ağırlıklarını ölçmek için 0,01 gram hassasiyete sahip elektronik kantar kullanılmıştır. Meyvelerin hacim değerlerini bulabilmek için tolüen içerisinde taşırma işlemi yapılmıştır. Değerler Portakal için Çizelge 3.2’de, mandarin için Çizelge 3.3’te, greyluft için Çizelge 3.4’de, limon için Çizelge 3.5’te ve turunç meyvesi için Çizelge 3.6’da verilmiştir [5].

Çizelge 3.2: Portakal meyvelerinin fiziksel ölçüleri

	En küçük	En Büyük	Ortalama
Uzunluk (mm)	63.53	86.77	71.13
Genişlik (mm)	64.92	75.04	71.15
Kalınlık (mm)	64.92	74.69	69.70
Ortalama Çap (mm)	66.18	75.38	70.61
Meyve kütlesi (g)	139.45	202.26	165.62
Meyve hacmi (cm³)	158.0	231.0	186.9

Kaynak: (Saraçoğlu, 2017)

Çizelge 3.3: Mandarin meyvelerinin fiziksel ölçüleri

	En küçük	En Büyük	Ortalama
Uzunluk (mm)	43.85	52.92	47.36
Genişlik (mm)	49.00	61.98	54.12
Kalınlık (mm)	45.82	59.72	52.69
Ortalama Çap (mm)	46.82	57.50	51.29
Meyve kütlesi (g)	50.00	78.02	67.27
Meyve hacmi (cm³)	57.00	100.00	69.15

Çizelge 3.4: Greyfurt meyvelerinin fiziksel ölçüleri

	En küçük	En Büyük	Ortalama
Uzunluk (mm)	63.04	83.67	72.61
Genişlik (mm)	77.53	90.21	85.19
Kalınlık (mm)	75.92	88.36	82.33
Ortalama Çap (mm)	71.99	86.862	79.83
Meyve kütlesi (g)	187.02	270.35	229.73
Meyve hacmi (cm³)	219.00	346.00	287.25

Çizelge 3.5: Limon meyvelerinin fiziksel ölçüleri

	En küçük	En Büyük	Ortalama
Uzunluk (mm)	82.20	113.18	95.78
Genişlik (mm)	55.54	68.15	60.81
Kalınlık (mm)	54.58	67.77	59.79
Ortalama Çap (mm)	64.10	74.51	70.27
Meyve kütlesi (g)	124.15	199.95	162.46
Meyve hacmi (cm³)	136.00	210.00	172.80

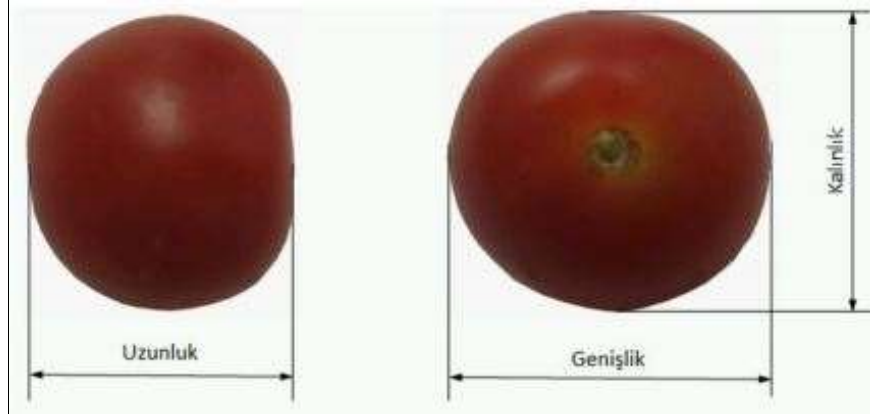
Çizelge 3.6: Turunç meyvelerinin fiziksel ölçüleri

	En küçük	En Büyük	Ortalama
Uzunluk (mm)	57.15	69.63	62.52
Genişlik (mm)	63.64	79.86	70.52
Kalınlık (mm)	63.24	76.04	68.60
Ortalama Çap (mm)	61.76	74.38	67.11
Meyve kütlesi (g)	92.84	167.85	128.54
Meyve hacmi (cm³)	135.00	235.00	173.15

Kaynak: (Saraçoğlu, 2017)

2015 yılında Saraçoğlu ve Özarslan kiraz çeşidi domates sebzesinin kütle ve hacminin matematiksel modellenmesine ait bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada domatesler aydın yöresine ait bir seradan tek tek elle toplanmıştır.

Dijital kamera kullanılarak 10 X 10 mm²' lik kalibrasyon değerinde domateslerin 3 eksen için fotoğrafları çekilmiştir. Daha sonra fotoğraflar image tool 3.0 programı ile analiz edilmişlerdir. Analizler sonucunda uzunluk, genişlik, kalınlık ve ortalama çap değerlerine ulaşılmıştır. 0.01 gram hassasiyete sahip dijital kantar kullanılarak domateslerin kütle özellikleri belirlenmiştir. Şekil 3.2'de domatese ait 3 temel boyut gösterilmiştir. Domateslere ait fiziksel değerler Çizelge 3.7'de verilmiştir [6].



Şekil 3.2: Kiraz çeşidi domates sebzesinin 3 temel boyutu

Kaynak: (Saraçoğlu & Özarslan, 2015)

Çizelge 3.7: Kiraz çeşidi domates sebzesine ait fiziksel değerler

	Birim	Değerler
Uzunluk	mm	26.24±2.67
Genişlik	mm	27.30±2.81
Kalınlık	mm	25.99±2.64
Ortalama Çap	mm	26.50±2.69
Meyve kütlesi	g	10.20±2.83
Meyve hacmi	cm ³	10.08±2.82

Kaynak: (Saraçoğlu & Özarlan, 2015)

2013 yılında Melih Yavuz Çevik farklı olgunluklardaki jodelo f1 tipi domatesler kullanarak domateslerin bazı fiziksel ve mekanik özelliklerinin belirlenmesine yönelik bir çalışma yapmışlardır. Domatesler yeşil, pembe ve kırmızı olacak şekilde 3 gruba ayrılmışlardır ve her grupta 30 adet domates vardır. Şekil 3.3'te domateslere ait genel görüntü gösterilmektedir [7].



Şekil 3. 3: Jodelo f1 tipi domateslerin genel görüntüsü

Domateslerin uzunluk, genişlik, kalınlık, ağırlık fiziksel ölçülerini belirlemek için dijital kumpas ve kantar kullanılmış ve değerler Çizelge 3.8'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.8: Jodelo f1 çeşidi domates sebzesine ait fiziksel değerler

	Kırmızı	Pembe	Yeşil
Uzunluk (mm)	74,293	71,097	65,648
Genişlik (mm)	70,936	67,256	61,568
Kalınlık (mm)	53,897	52,791	51,193
Ağırlık (g)	177,614	154,858	112,792

Domateslerin mekanik özelliklerinin belirlenmesine yönelik olarak domateslere universal test cihazı kullanılarak iki plaka arasında sıkıştırma testi ve batıcı uç test uygulanmıştır. Uygulanan testler sonucunda elde edilen elastisite ve delme ortalama sertlik değerleri Çizelge 3.9’da verilmiştir.

Çizelge 3.9: Jodelo fl çeşidi domates sebzesine mekanik değerler

	Kırmızı	Pembe	Yeşil
Elastisite Modülü (N/mm ²)	0,5580	0,7027	2,0096
Delme Ortalama Sertlik (N/mm)	1,1161	1,4055	4,0195

Kaynak: (Çevik, 2013)

Önder Kabaş ve arkadaşları 2016 yılında nektarin meyvesinin fiziksel ve bazı mekanik özelliklerinin belirlenmesine yönelik çalışma yapmışlardır. Çalışmada Silver king cinsi 30 adet rastgele seçilmiş olan nektarin kullanılmıştır. Meyvelerin uzunluk, genişlik, kalınlık, geometrik çap ve ağırlık ölçüleri belirlenmiştir. Değerler Çizelge 3.10’da verilmiştir [8].

Çizelge 3.10: Silver king çeşidi nektarin meyvesine ait fiziksel değerler

	Minimum	Maksimum	Ortalama
Uzunluk (mm)	48.34	67.57	60.85±1.23
Genişlik (mm)	35.14	58.41	53.98±0.81
Kalınlık (mm)	32.23	54.64	50.61±0.73
Geometrik çap (mm)	36.25	59.39	55.53±0.59
Ağırlık (g)	67.91	120.80	95.89±1.72

Kaynak: (Kabaş& Sözer, vd., 2016)

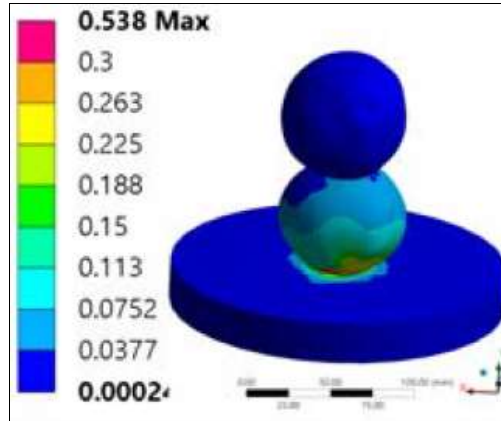
Meyvelerin mekanik değerlerinin belirlenmesinde metarial test düzeneği kullanılmış, meyveler 0.5mm/saniye ve 5mm çap değerine sahip bir uç kullanılarak bası gerilmesine maruz bırakılmışlardır. Meyvelerin mekanik değerleri Çizelge 3.11’de verilmiştir [8].

Çizelge 3.11: Silver king çeşidi nektarin meyvesine ait mekanik değerler

	Minimum	Maksimum	Ortalama
Maksimum kopma kuvveti (N)	75.20	180.20	140.15±3.62
Kopma uzaması (mm)	8.18	17.81	11.02±0.32
Kopma enerjisi (Nmm)	104.33	528.78	162.04±7.80
Maksimum akma kuvveti (N)	35.53	78.66	12.67±0.65
Akma uzaması (mm)	2.77	10.33	5.77±0.36
Akma enerjisi (Nmm)	38.93	295.77	56.01±5.13
Elastikiyet modülü (Nmm²)	0.91	2.56	1.58±0.08
Poisson oranı	0.14	0.24	0.19±0.01

H. Kürşat ÇELİK ve İbrahim AKINCI 2016 yılında ankara çeşidi armut meyvesine Ansys Workbench programında Explicit dynamics modülü kullanılarak düşme testi uygulamışlardır. Bu analizde meyve 4,4287 m/s lik bir hızla çelik plaka üzerine çarpılmış ve meyvede oluşan eş değer gerilme değeri 0,587 Mpa olarak hesaplanmıştır [9].

Aşağıdaki Şekil 3.4'te analize ait armuttaki eş değer gerilmeler gösterilmektedir.



Şekil 3.4: Ankara çeşidi Armut meyvesindeki düşme sonucu oluşan eşdeğer gerilmeler

Kaynak: (Çelik & Akıncı, vd., 2016)

Düşme testi öncesinde meyveye ait Fiziksel ve mekanik özellikleri belirlemek için 10 adet meyve kullanılarak ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada armut meyvesine ait fiziksel özellikler 0,01 mm hassasiyete sahip kumpas ve 0,001 gram hassasiyete sahip kantar kullanılarak belirlenmiştir [9].

Aşağıdaki Çizelge 3.12’de Ankara çeşidi armut meyvesinin fiziksel özellikleri gösterilmektedir.

Çizelge 3.12: Ankara çeşidi armut meyvesine ait fiziksel değerler

	Birimler	Ortalama Ölçüm Değerleri
Uzunluk	mm	71.94
Yükseklik	mm	81.25
Genişlik	mm	76.42
Ağırlık	g	239.83
Yoğunluk	mm ³	232353.97

Kaynak: (Çelik & Akıncı, vd., 2016)

Mekanik özelliklerin belirlenmesinde 2000 N kapasiteye sahip biyolojik ölçüm cihazı kullanılmıştır. Çizelge 3.13’te Ankara çeşidi armut meyvesinin mekanik değerleri gösterilmektedir [9].

Çizelge 3.13: Ankara çeşidi armut meyvesine ait mekanik değerler

	Birimler	Ortalama
Elastik Modül	Mpa	3.248 (R2: 0.9966)
Tanjant Modülü	Mpa	1.358 (R2: 0.9966)
Possion Oranı	(-)	0.427
Akma Sınırı	Mpa	0.300
Çekme Sınırı	Mpa	0.309
Yoğunluk	Kg/m ³	1032

4. MAKİNE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

4.1 Tulsan Smak-100000 Yaş Meyve Sebze ve Salça Makinası

Şekil 4.1’de gösterilen smak-100000 yaş meyve sebze ve salça makinası Tulsan Firmasına ait bir üründür. Prensip olarak motor miline bağlı şaftın ve beraberinde şafta takılı olan paletlerin dönmesiyle sıkma işlemi gerçekleştirilir. Şekil 4.2’de paletlerin şekli gösterilmektedir. Motor miline bağlı şaftın üzerinde 4 adet palet bulunmaktadır. Paletlerin şaft mili etrafında dönmesiyle birlikte oluşan aksel kuvvet neticesinde meyve sebze sıkma işlemi gerçekleştirilir. Sıkma işlemi sonucunda oluşan meyve veya sebze suları delikli yapıdaki süzgeçten süzülerek kullanılır. Paletler şafta kaynak bağlantısıyla bağlanmış olup deformasyon durumunda ayrı ayrı olarak paletlere müdahale edilebilme imkanı yoktur. Paletler tek tiptir [10].



Şekil 4.1: Tulsan Smak-100000 Yaş Meyve Sebze ve Salça Makinası

Kaynak: (<https://www.byhirdavat.com>)

Motor, mili sabit ve tek bir devirde döndürmekte olup devir sayısı 1500 d/d’ dır. 2,2 kw gücünde elektrik motoru kullanılan makinada saatlik 1200 kilogram domates sıkma işlemi yapılabilmektedir. Mikro denetleyicisi bulunmadığından dolayı mekatronik bir sistem değildir [10].



Şekil 4.2: Tulsan Smak-100000 Yaş Meyve Sebze ve Salça Makinası İç Yapısı

4.2 Kireşçiler Elektrikli Üzüm Sıkma Makinesi

Aşağıdaki Şekil 4.3'te gösterilen elektrikli üzüm sıkma makinesi prensip olarak hidrolik presin ucuna takılı olan paletin, üzüm haznesindeki üzümleri tek eksenle sıkıştırmasıyla meyve sıkma işlemi gerçekleştirilir. Bu makinede üzüm meyveleri delikli yapıda bulunan selenin içerisine yüklenir. Daha sonra hidrolik piston tarafından tahrik edilen bir plaka ile hazne içerisinde bulunan ürünlerin üzerine basınç kuvveti oluşturmak suretiyle baskı uygulanır. Basınç altında kalan üzüm meyvelerinin suları delikli yapıdaki haznedeki selenin üzerinden süzülerek gövdeye geçer. Gövdeye geçen suyu tahliye borusunun vanası açılarak alınır [11].



Şekil 4.3: Kireşçiler marka elektrikli üzüm sıkma makinesi

Kaynak: (<http://www.kirescilermakina.com>)

Bu makinede sıkma işlemi sonucundan arda kalan posa, kabuk ve çekirdekler hazne içerisinde kalır. Bu atık malzemeler manuel olarak hazneden uzaklaştırılırlar ve yeni ürünler sıkım için hazne içerisine koyularak sıkma işlemi tekrar yapılır.

4.3 Spremito Salça Makinesi

Şekil 4.4'de gösterilen Spremito marka salça makinesi 0,3 kW gücü olan, 220 – 240 V, 50Hz tek fazlı asenkron motora sahiptir. Saatlik işlem kapasitesi 75 kg' dır. Makine domates sıkma işlemi dışında sebze ve meyve suyu sıkma işlemi de gerçekleştirebilmektedir. Şekil 4.5'te makinenin iç yapısı gösterilmiştir. Çalışma Prensibi Olarak Makine, Konik ve helisel burgulu yapıda olan bir mil, elektrik motoru sayesinde dakikada belli bir devirde dönmesi ve hazne içerisine atılan domates, meyve veya sebzeleri hazne içerisinde sıkıştırarak suyunun çıkması esasına dayanan bir makinedir. Meyve kabukları helisel yol boyunca ilerleyerek makinenin atık bölümünden dışarıya atılmaktadır [12].



Şekil 4.4 : Spremito marka Salça Makinesi

Kaynak: (<https://www.e-makarna.com>)

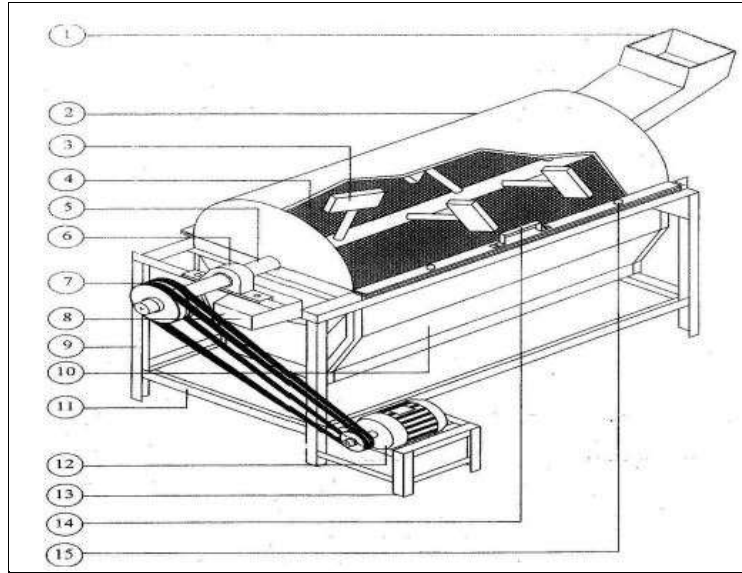


Şekil 4.5: Spremito marka Salça Makinesi İç Yapısı

4.4 Narenciye Suyu Sıkacağı

Şekil 4.6’da Narenciye suyu sıkma makinası görülmektedir. Bu çalışmada Olabisi ve arkadaşları meyve suyu makinası tasarımı, imalatı ve performansı ile ilgili bir çalışma yapmışlardır [13].

Yapılan makine tasarımına ait parçalar Şekil 4.6’da numaralandırılmış olup parça isimleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.6: Narenciye sıkma makinesi

Kaynak: (Olabisi & Adelegan, 2015)

Parça isimleri;

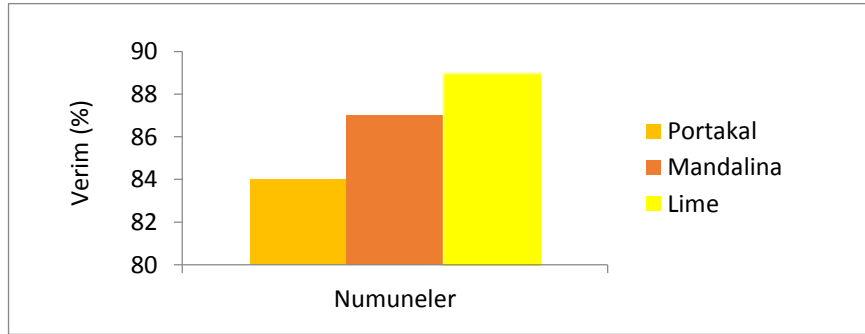
- | | | |
|----------------|-----------------------|----------------------|
| 1) Hazne, | 6) Endüstriyel rulman | 11) Destek profil |
| 2) Ana gövde | 7) Kayış | 12) Elektrik motoru |
| 3) Palet | 8) Shalve exit | 13) Motor tablası |
| 4) Delikli sac | 9) Ayak profil | 14) Kulp |
| 5) Mil | 10) Meyve suyu çıkışı | 15) Kilitleme somunu |

Makine çalışma prensibi bir elektrik motoruna bağlı şaft üzerine kaynatılmış paletlerin tambur içerisinde elektrik motorunun dönüş hareketine bağlı olarak dönmesi ve tambur içerisine atılmış olan meyvelerin suyunu sıkma işlemidir. Motor maksimum 1200 devir/dakika hızda dönmektedir [13].

Makineyle 3 farklı meyvenin sıkma işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu meyveler portakal, mandalina ve limondur. Yaklaşık olarak günlük 6 saat olarak çalıştırılan makina sıkma işleminin püre verimi portakal için %84, mandalina için %87 ve limon için %89 olarak gerçekleşmiş olup Çizelge 4.1’de ve Şekil 4.7’de gösterilmiştir [13].

Çizelge 4.1: Numuneler için narenciye suyu sıkacağıının verimliliği

Numune	Verim (%)
Portakal	84
Mandalina	87
Lime	89



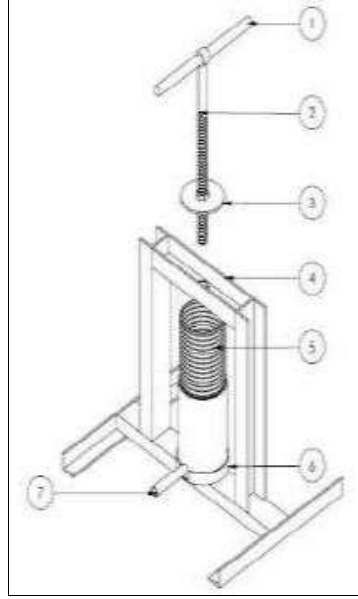
Şekil 4.7: Numuneler için narenciye suyu sıkacağıının verimliliği

Kaynak: (Olabisi & Adelegan, 2015)

4.5 Çok Amaçlı Meyve Suyu Sıkacağı

Şekil 4.8’de elle çalışan çok amaçlı meyve suyu çıkartma makinası görülmektedir. Bu çalışmada Michael M. OdeWole ve arkadaşları manuel olarak çalışan çeşitli meyvelerin sıkımı için bir makine tasarımı ve imalatı gerçekleştirmişlerdir.

Makinanın çalışma prensibi meyveleri basınç altında bırakıp sıkıştırarak sularının çıkartılmasını sağlamaktır [14].



Şekil 4.8: Elle çalışan çok amaçlı meyve suyu makinesi

Kaynak: (Michael & Kehinde, vd., 2018)

Makine paslanmaz çelik malzemeden yapılmış ve 7 kısımdan oluşmaktadır [14].

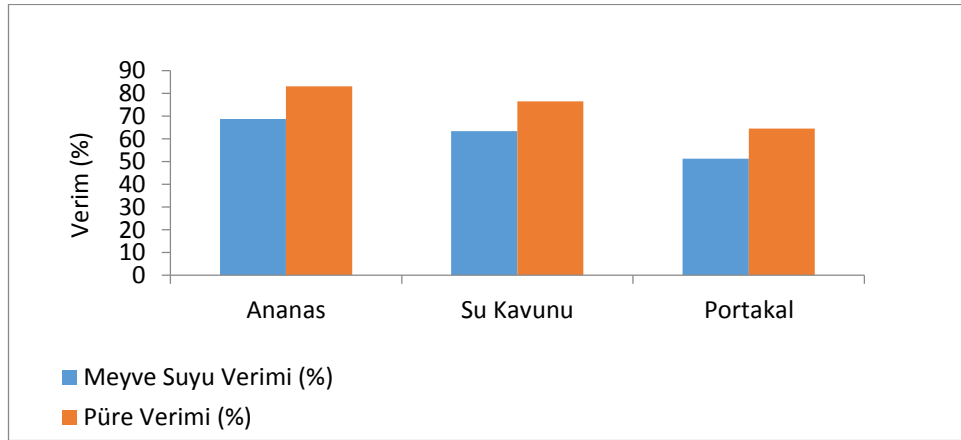
Bu kısımlar;

- 1- Vidalı çubuk çevirme kolu (Q24,5 x 400 mm),
- 2- Vidalı çubuk (Q32 x 620 mm)
- 3- Ezme plakası Q100 mm
- 4- Makine konstrüksiyonu (350 mm x 415 mm x 60 mm)
- 5- Delikli iç silindir Q115 x 180 mm)
- 6- Deliksiz dış silindir (Q120 x 180 mm)
- 7- Su çıkış borusu

Makina konstrüksiyonunun alt zeminine deliksiz silindir hazne sabitlenir. Deliksiz haznenin içerisine delikli hazne konulur ve haznenin içerisi sıkımı gerçekleştirilecek meyve ile doldurulur. Daha sonra vidalı çubuk makine konstrüksiyonunun üzerinde bulunan somunun içerisinden çevirme kolu kullanılarak geçirilir. Vidalı çubuğun uç kısmı somundan çıktıktan sonra ezme plakası vidalı çubuğun altına takılır. Çevirme kolu ile vidalı çubuk çevrilerek ezme plakasının delikli hazne içerisindeki meyveleri sıkıştırması sağlanır. Böylelikle basınç kuvvetine maruz kalması sağlanan meyveler sıkışarak sularının sıkılması sağlanmış olur [14].

Makine Performansı;

Makinede yapılan meyve suyu sıkma işlemleri analiz edilmiş olup %68,74'lük meyve suyu verimliliğiyle ananas birinci sırada çıkan meyve olmuştur. Yine en yüksek püre verimine sahip olan meyve % 82,99'luk değerle ananastır. Su kavunu % 63,35' lik meyve suyu verimine % 76,46' lik püre verimine sahiptir. Portakal ise %51,28' lik meyve suyu verimine, % 64,5' lik püre verimine sahiptir [14]. Değerler Şekil 4.9'da gösterilmiştir.



Şekil 4.9: Elle çalışan Meyve suyu sıkma makinesinin su ve püre verimliliği

Kaynak: (Michael & Kehinde, vd., 2018)

4.6 Çoklu Meyve Suyu Sıkacağı

Ndubisi A. Aviara ve arkadaşları Ananas, portakal ve su kavunu meyvelerinin sularının ve pürelerinin çıkartılmasına dayalı çoklu meyve suyu ve püre çıkartma makinası imalatı ve bu makineyle ilgili performans değerlendirmesi çalışması yapmışlardır. Bu çalışmada meyve suyu sıkma makinasının tasarımı gerçekleştirilmiş ve bu tasarım doğrultusunda makine imalatı yapılmıştır. Çalışmada imal edilen

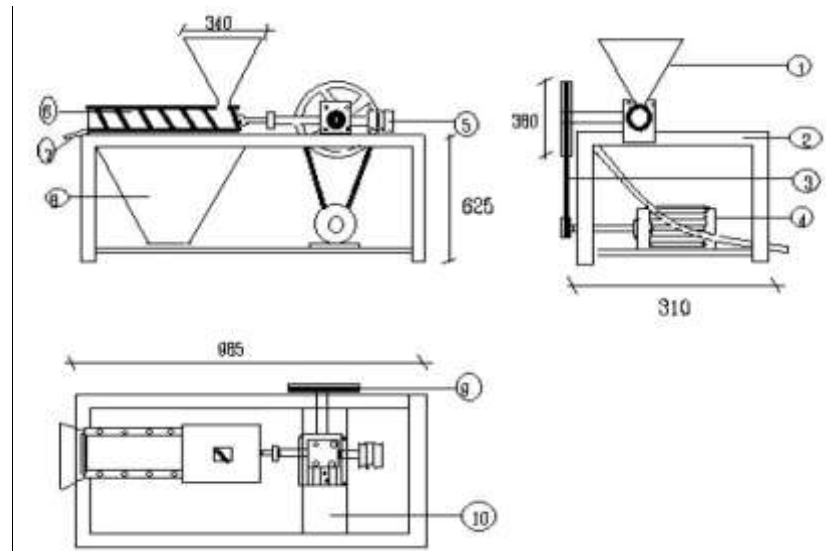
makine 4.10’da görülmektedir. Yapılan imalat neticesinde meyvelerin suları sıkılmış verilerin analizleri gerçekleştirilmiştir [15].



Şekil 4.10: Çoklu meyve suyu ve püre çıkartma makinesi

Kaynak: (Ndubisi & Abubakar, vd., 2013)

Makine 310mm X 985mm X 625 mm’ lik dış ölçülere sahiptir. Aşağıdaki Şekil 4.11’de makineye ait teknik ölçülendirme ve parça numaralandırılması yapılmıştır.



Şekil 4.11: Çoklu meyve suyu ve püre çıkartma makinesine ait ölçü ve 3 yönden görünüş

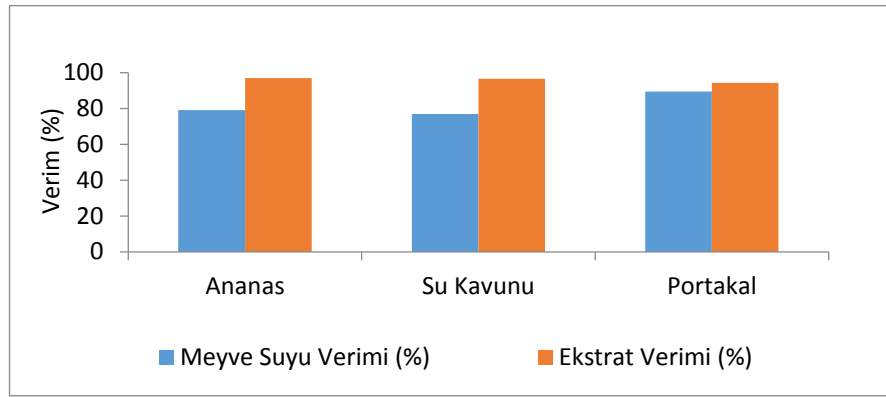
Makine; 1- Meyve besleme haznesi, 2- Makine konstrüksiyonu, 3- V Kayışı, 4- AC Motor, 5- Volan, 6- Sıkma odası, 7- Atık haznesi, 8- Meyve suyu çıkış kısmı, 9- Kasnak, 10- Düz lama Olmak üzere 10 ana kısımdan oluşmaktadır [15].

Makine, içerisine atılan meyveleri sıkıştırarak su ve pürelerini çıkarmaktadır. Makinenin çalışma sistemi 2 Hp gücünde, 1428 d/dak dönüş hızındaki elektrik motorundan çıkan gücü kayış ve kasnak sistemi vasıtasıyla dişli kutusuna iletmekte olup vidalı helisel mili döndürerek mil ile sıkma odası arasındaki meyvelerin sıkıştırılmasını sağlamaktadır. Sıkma işleminin çalışma prensibi sıkma odası ile helisel mil arasındaki mesafenin kademeli olarak azaltılmasına dayanmaktadır. Böylelikle sıkma odasındaki meyveler vidalı milin hareketi ile sıkışarak su ve püre haline gelmektedirler. Meyveler meyve besleme haznesine atılarak makinenin sıkma odası beslenmektedir [15].

Makine Sıkma İşlemi Performans Değerleri;

Ananas, Portakal ve Su kavunu Meyveleri kabukları soyulmuş ve soyulmamış olarak iki farklı şekilde sıkılmışlardır. Kabukları soyulmuş meyvelerin sıkma işlemi sonucunda meyve suyu verimleri ananasın %79.13, portakalın %77.03, su kavununun ise 89.53'tür [15].

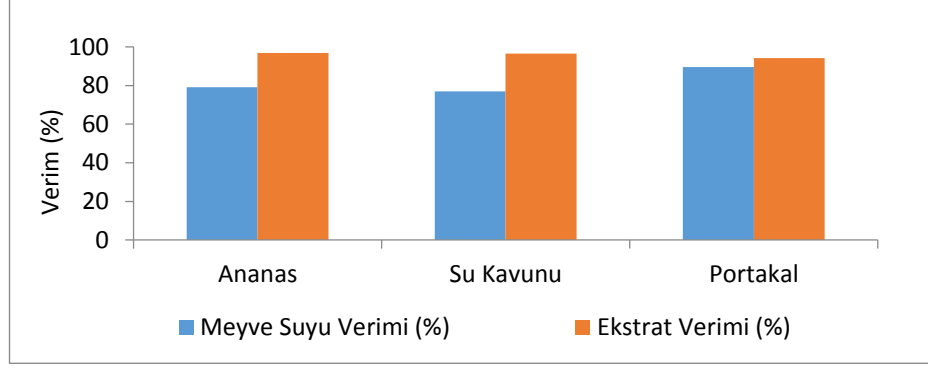
Püre verimleri ise ananas için %96.93, portakal için % 94.23 ve su kavunu için bu oran % 96.6' dır. Değerler Şekil 4.12'de gösterilmiştir [15].



Şekil 4.12: Kabukları soyulmuş meyvelerin meyve suyu ve püre verimleri

Aynı meyveler kabuklu olarak sıkıldığında ise su verimleri ananas için 68.70, portakal için 69.10, su kavunu için 89.72'dir. Püre verimleri ise ananas için %83.57, portakal için %84.23, su kavunu için ise %97.08' dır [15].

Meyve suyu ve püre verimlerine ait değerler Şekil 4.13'te gösterilmiştir.

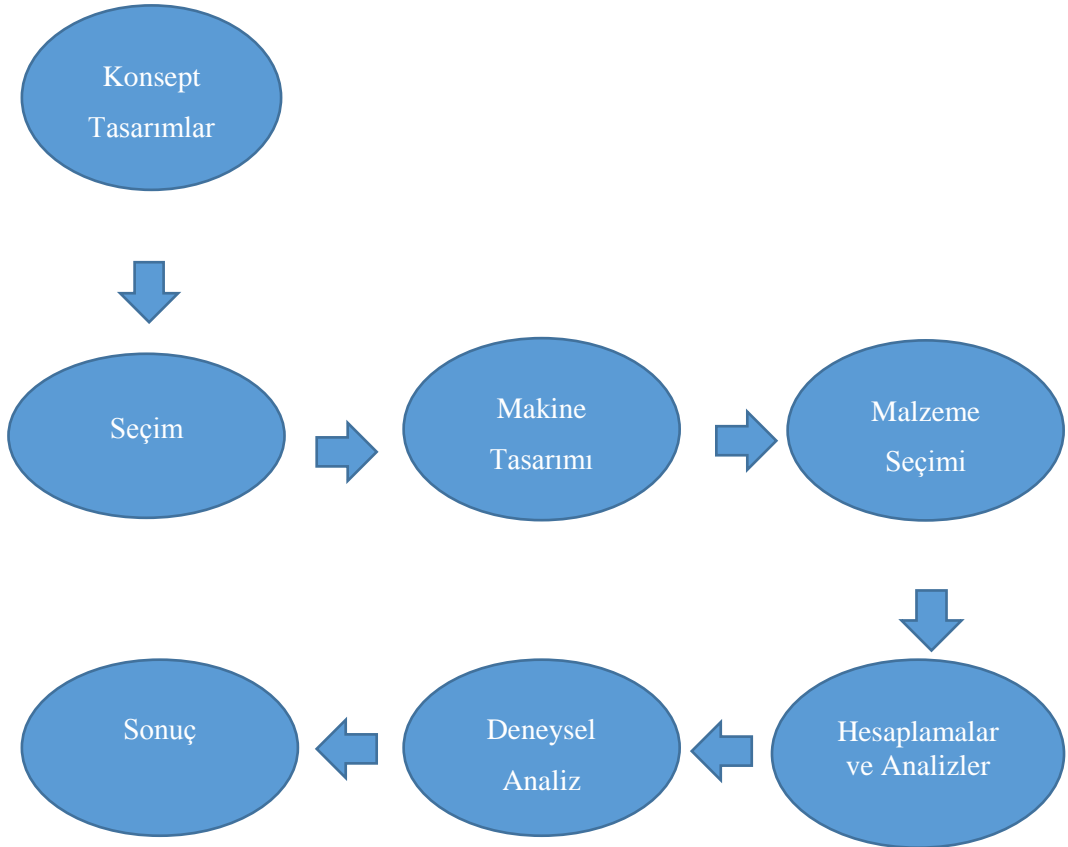


Şekil 4. 13: Kabukları soyulmayan meyvelerin meyve suyu ve püre verimleri

Kaynak: (Ndubisi & Abubakar, vd., 2013)

5. UYGULAMA

Meyve sebze suyu ve posası çıkartma ve ayıklama makinasının imalatına başlamadan önce üç farklı konsept tasarım yapılmıştır. Tasarımlar gerçekleştirildikten sonra üç konsept tasarım içerisinde uygun tasarım seçilmiştir. Daha sonra seçilen tasarım geliştirilerek makine tasarımının son şekli verilmiştir. Makinede kullanılacak malzeme ve materyaller belirlenerek tasarıma ANSYS programı kullanılarak statik ve dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerin ardından makine imalatı gerçekleştirilmiştir. Son olarak imal edilen makine üzerinden gerekli veriler alınarak raporlama işlemleri gerçekleştirilmiştir. Proje ilerleme şeması Şekil 5.1’de gösterilmiştir.

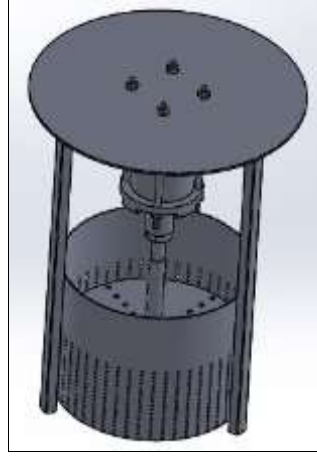


Şekil 5.1: Proje ilerleme şeması

5.1 Kavramsal Konsept Tasarımlar

Yapmış olduğumuz makine literatür araştırması neticesinde meyve ve sebze suyu çıkartma işleminin üç ana prensipte yapıldığı kanaatine vardık. Makine tasarımında karar kılmadan önce üç ana prensibin birbirlerine karşı avantaj ve dezavantajlarını belirleyebilmek için Fusion 360 ticari tasarım programı kullanılarak birer konsept tasarım yapıldı. Daha sonra meyve ve sebze suyu çıkartma verimi başta olmak üzere bu üç sistemi kendi aralarında değerlendirerek aralarından 1 sistem üzerine yoğunlaştık.

5.1.1 Presleme mantığına sahip meyve ve sebze sıkma makinesi



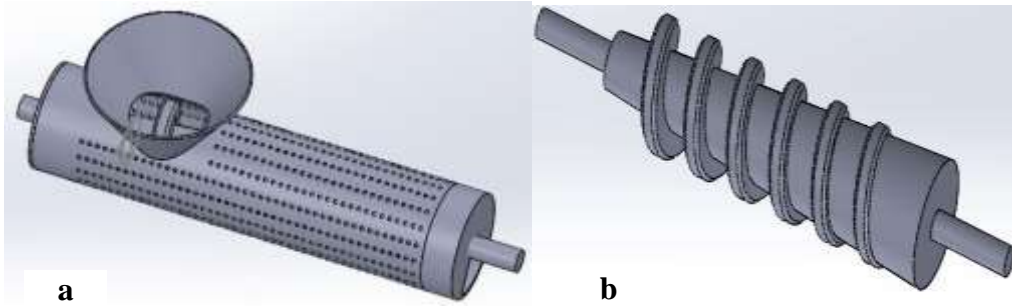
Şekil 5.2: Presleme yöntemiyle çalışan meyve sıkma makinesi tasarımı

Şekil 5.2’de gösterilen makine delikli bir hazne içerisindeki meyve veya sebzelerin üzerine bir plakanın belirli bir periyotla basınç kuvveti uygulaması ve neticesinde meyve ve sebzeleri basınç altında bırakarak sularının çıkartılması işlemine dayanmaktadır. Bu sistemde Şekil 5.2’de aşağıda konumda bulunan piston kolu ve kolun ucunda sabitlenmiş olan basınç oluşturma plakası yukarı konuma getirilir. Daha sonra delikli yapıya sahip olan hazne meyve veya sebze ile doldurulur. Hazne ürün ile doldurulduktan sonra hidrolik prese hareket verilerek ezici plaka aşağı konuma doğru hareketlendirilir ve hazne içerisindeki ürünleri sıkıştırarak sularının çıkartılmasını sağlar. Sistem tasarımı ve imalat işlemi basit olan bu makinenin ilk yatırım maliyeti ucuzdur. Bu sistemde hazne içerisindeki meyve veya sebzeler sıkıldıktan sonra sıkma işlemine ara verilmesi gerekmektedir. Çünkü yeni sıkma işlemi için hazne içerisindeki meyve veya sebze posalarının haznedan çıkartılarak

haznenin temizlenmesi ve yeni sıkma işlemi için boş ve temiz duruma getirilmesi gerekmektedir. Bu işlem iş gücü ve zaman kaybına yol açmaktadır.

Bir seferde daha çok sıkma işlemi gerçekleştirebilmek adına hazne başta olmak üzere sistemin büyütülmesi gerekmektedir lakin bu işlem makinanın ağırlığını ve hacmini artırdığından dolayı çok tercih edilmemektedir. Ağırlık ve hacmin artması doğru yoldan maliyet artışına da sebep olacaktır.

5.1.2 Helisel vidalı mil etrafında sıkıştırma yöntemiyle ile meyve ve sebze sıkma makinası

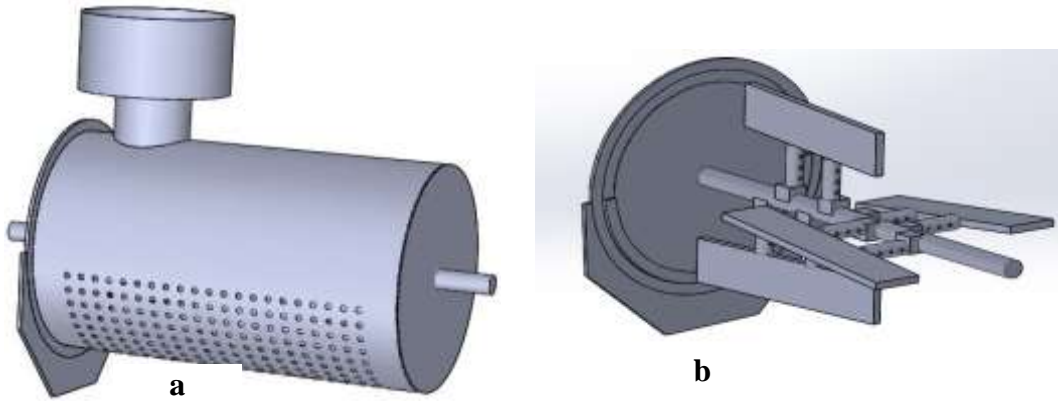


a) Dış görünüş b) Vidalı mil

Şekil 5.3: Helisel vidalı mil etrafında sıkıştırma yöntemiyle çalışan meyve ve sebze sıkma makinası

Şekil 5.3'te gösterilen makine meyve sebze besleme haznesi, delikli hazne ve helisel Sargılı Konik Mil genel olarak 3 ana bölümden oluşmaktadır. Bu makinede meyve veya sebzeler meyve sebze besleme ünitesi aracılığıyla Delikli haznenin içerisine gönderilir. İnsan gücü ile veya motor vasıtasıyla dönmekte olan konik helisel mil hazne içerisindeki ürünleri makine içerisinde atık haznesine doğru helisel yapıdan dolayı sürüklemekte ve aynı zamanda sıkıştırmaktadır. Milin konik yapıda olmasından dolayı ürünler kademeli olarak sıkışarak ilerlemektedir. Sıkıştırılan meyve veya sebzelerin suları delikli yapıdaki haznedeki dışarıya süzülmemektedir. Sistemde ürünlerin atıkları el değmeden makine tarafından dışarıya atılmaktadır. Bu sistemde kullanılan motor çıkış devri direkt olarak makinaya aktarılmadan önce dişli kutusu kullanılarak motor milinden çıkan devir sayısı düşürülmektedir. Dişli kutusu ek maliyet gerektirmektedir.

5.1.3 Paletler vasıtasıyla çevresel kuvvet etkisi oluşturarak meyve ve sebze sıkma makinası



a) Dış görünüş b) Paletler

Şekil 5.4: Paletli meyve ve sebze sıkma makinası

Şekil 5.4’de gösterilen makine temel olarak bir mil üzerine takılan paletlerin delikli tambur içerisinde dönerek yine aynı haznedeki meyve veya sebzeleri aksel kuvvetin etkisi altında parçalayıp su ve pürelerini çıkartma işlemine bağlı olarak çalışır.

Sistem; meyve sebzelerin tambur denilen kısma aktarılmasını sağlayan hazne, delikli bir yapıya sahip silindirik bir tambur, tambur içerisinde dönmekte olan paletler ve paletlere dönme hareketini sağlayan elektrik motorundan oluşmaktadır. Sistemde ürünlerin atıkları el değmeden makine tarafından dışarıya atılmaktadır.

Bu sisteme meyve ve sebzeler meyve sebze besleme haznesinden eklenir. Hazneye konulan meyveler delikli tamburun içerisine düşer. Tamburun içerisinde bir mil etrafında paletlerin sabitlenmiş olarak bulunduğu bir sistem vardır. Bu paletli yapı dönmekte olup dönüş devrini elektrik motorundan almaktadır.

Bu sistemde motor milinin çıkış devir sayısının düşürülmesine gerek yoktur. Motor çıkış devir sayısı redüktör gibi sistemlerin varlığına gerek olmaksızın direkt olarak paletlerin takılı olduğu mile aktarılır.

5.2 Seçim

Yukarıda açıkladığımız meyve sebze suyu sıkma makinelere avantaj ve dezavantajları göz önüne alındığında Paletli meyve sebze sıkma makinesi;

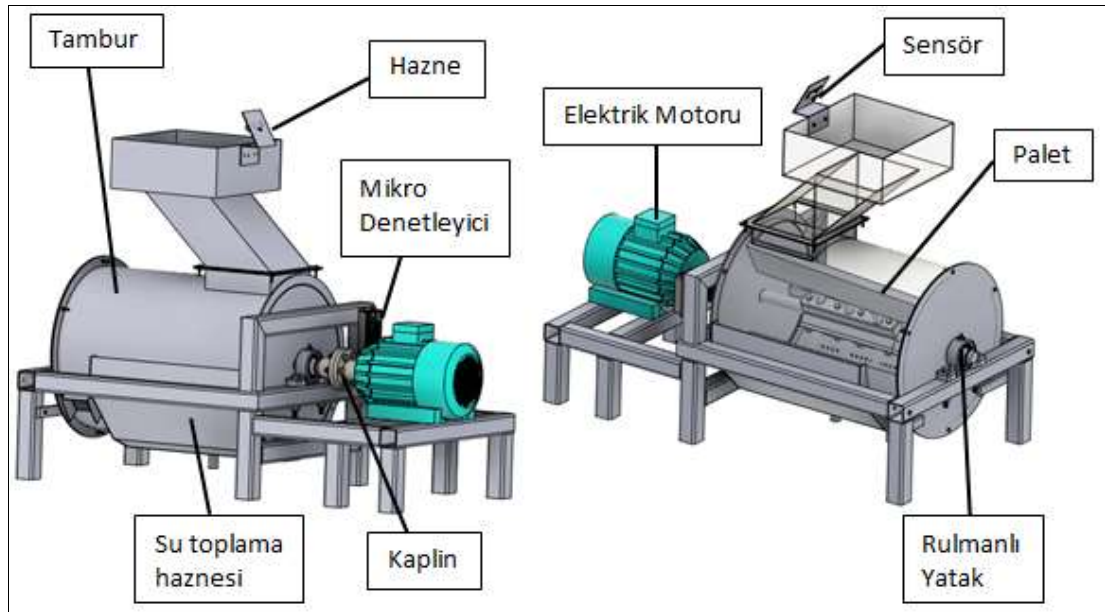
Meyve ve sebzelere uygulanacak olan kuvvetin artırılıp azaltılabilmek için ayarlanabilir olması

- Yüksek devir sayılarında kısa sürede ürün sıkabilmesi,
- Kullanım kolaylığı
- Çok çeşitli meyve ve sebzelerin suyunu sıkabilmesi;
- Kabuğu ve sapı atık kısmından atarak makineden uzaklaştırabilmeye olanak sağlaması
- Kolay bakım ve temizlenme
- Yüksek su elde etme verimi

gibi üstünlüklerinden dolayı üç kavramsal tasarım içerisinde paletli çevresel kuvvet etkisi altında çalışan meyve sebze sıkma makinesi tercih edilmiştir.

5.3 Meyve Sebze Sıkma ve Posa Ayıklama Makinesi

Değerlendirmeler doğrultusunda paletli yapıya sahip olan meyve sebze sıkma makinesi üç tasarım içerisinde en iyi model olarak seçilmiştir. Bu yüzden tasarım geliştirmeye paletli model üzerinden devam edilmiştir. Yapılan tasarım çalışmaları neticesinde makinenin nihai son hali tasarlanmıştır. Geliştirilen makinenin önden ve arkadan izometrik görüşleri ve makinenin ana kısımları Şekil 5.5'te gösterilmektedir.

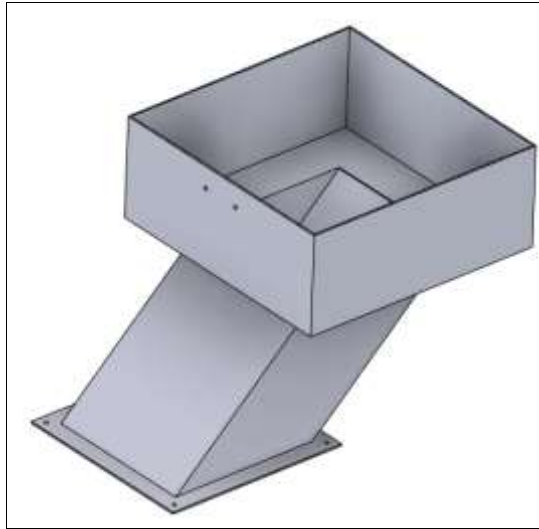


Şekil 5.5: Meyve sebze suyu sıkma ve posa ayıklama makinesinin izometrik görünüşü

Şekil 5.5'te sağ kısımda Meyve Sebze Sıkma ve Posa Ayıklama makinesinin iç kısmında bulunan palet sistemini göstermek amacıyla tambur ve hazne kısımları şeffaflaştırılmıştır. Makine genel olarak meyve ve sebzelerin ön yükleme ve sıkma işlemi için makineye yönlendirilme yapıldığı hazne, meyve sebzelerin içerisinde sıkılma ve posanın dışarı atılma işleminin gerçekleştiği yer olan tambur, meyve ve sebzeleri sıkmaya yarayan paletler, elektrik motoru, mikro denetleyici, hareket sensörü ve makinayı taşımaya yarayan çelik konstrüksiyon yapıdan oluşmaktadır. Makine haznede ürün olduğu zaman çalışmakta ve haznede ürün kalmadığı zaman enerji tasarrufu sağlamak için kendisini kapatmaktadır.

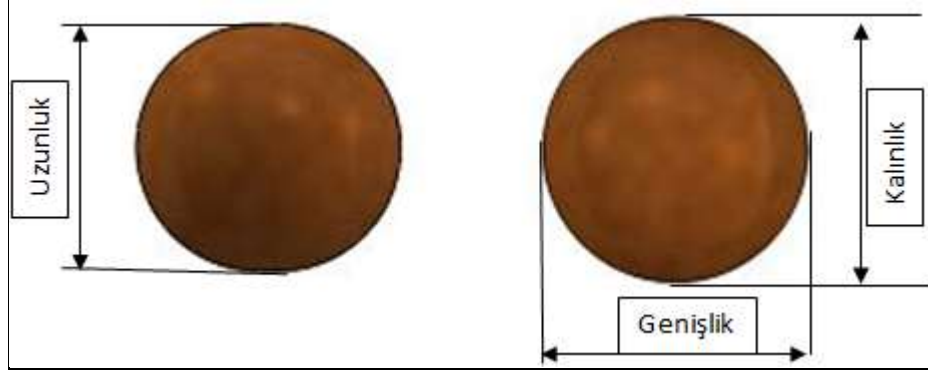
5.4 Meyve Sebze Sıkma ve Posa Ayıklama Makinesi Parçaları ve İşlevleri

Bu makinede meyve sebzeler makineye hazne kısmından yüklenmektedir. Hazneye yüklenen meyve ve sebzeler hazne kanalından makine tamburuna doğru ilerlerler. Hazne şekil 5.6'da gösterilmiştir.



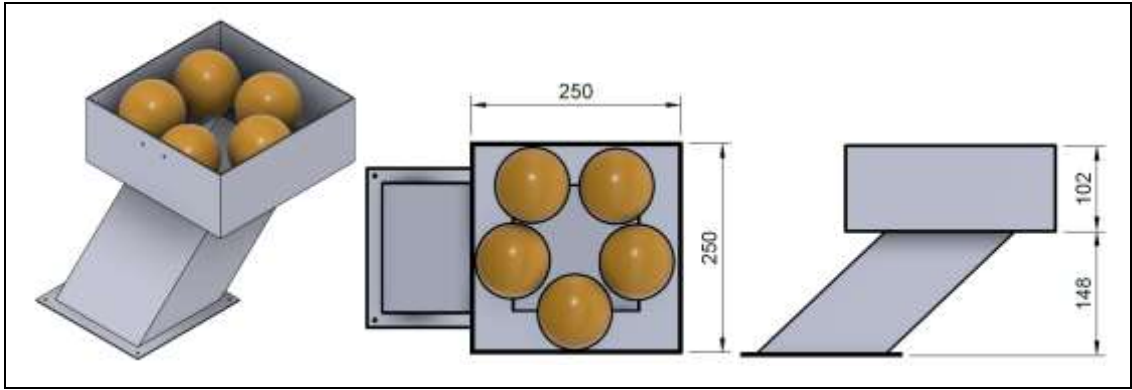
Şekil 5.6: Hazne

Makine meyve sebze yükleme haznesi tasarlanırken Bölüm 3'te meyve ve sebzelerle yapılan literatür araştırması dikkate alınmıştır. Yapılan literatür araştırmasına göre en büyük hacim değerlerine greyfurt meyvesi sahiptir. Çizelge 3.6'daki ölçüler dikkate alınarak en büyük fiziksel ölçülere sahip olan greyfurt belirlenmiş ve greyfurt meyvesinin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan greyfurtun uzunluğu 83,67 mm, genişliği 90,21 mm ve kalınlığı 88,36 mm'dir. Şekil 5.7'de tasarlanan greyfurtun karşı ve üst görünüşleri gösterilmektedir.



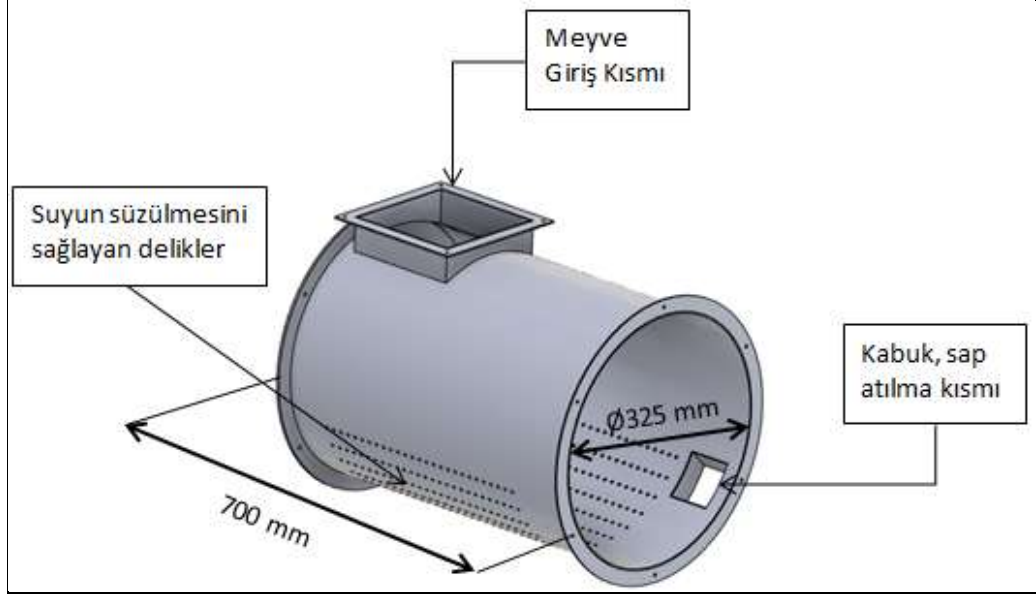
Şekil 5.7: Tasarımı gerçekleştirilen greyfurtun karşıdan (soldaki) ve üstten (sağdaki) görüntüleri

Hazne içerisine en büyük greyfurttan en az 5 adet greyfurt alacak şekilde hazne tasarlanmıştır. Hazne, hijyen şartları göz önüne alınarak AISI 304 paslanmaz çelik malzemeden tasarlanmıştır. Şekil 5.8'de hazne, içerisinde meyve yüklü iken gösterilmiştir.



Şekil 5.8: İçi meyve dolu hazne görüntüsü

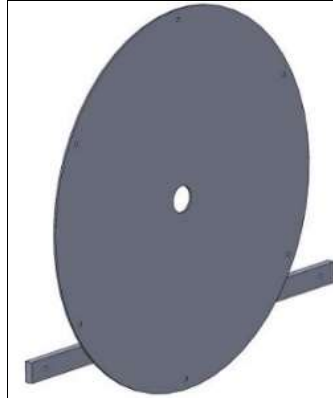
Tambur, hazneden gelen meyvelerin içerisine düştüğü kısımdır ve Şekil 5.9'da gösterilmiştir.



Şekil 5.9: Tambur

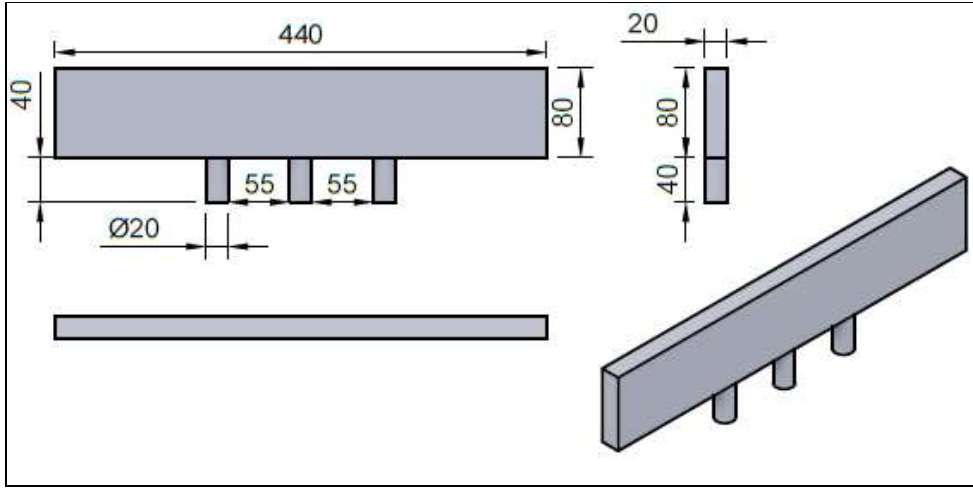
Meyveler meyve giriş kısmından tambur içerisine girer. Tamburun içerisinde palet grubu adını verdiğimiz, bir mil ve üzerine takılı olan 3 adet palet vardır. Paletler mil ekseninde dönmekte olup tambur içerisine giren meyve ve sebzeleri bu dönme hareketi etkisiyle parçalayarak su ve posalarının çıkartılmasını sağlarlar. Bu sayede paletler tambur içerisinde düzgün dairesel hareket yaparak bir F kuvveti ile dönmektedir. Meyve ve sebzeler bu F kuvvetine maruz bırakılmakta ve bu sayede meyve ve sebzelerde su çıkartma işlemi gerçekleştirilmektedir. Çıkan su şekil o'da gösterilen deliklerden süzülür. Kabuk ve sap gibi atık kısımlar kabuk ve sap atılma kısmından dışarıya atılır.

Tambur içerisine palet grubu yerleştirildikten sonra Şekil 5.10'da gösterilen kapak ile tambur kapatılır.



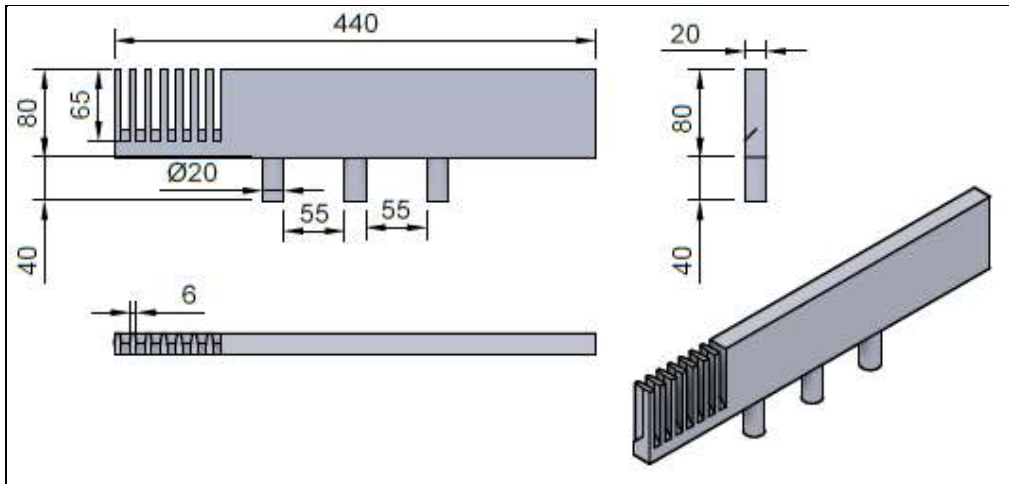
Şekil 5.10: Tambur kapağı

Makinemizde kullanılmak üzere tasarlanan düz palet ve bıçaklı palet olmak üzere 2 farklı palet tasarımı vardır. Düz palet 44 cm uzunluğunda 80 cm yüksekliğinde olup 3 bağlantı ayağı ile mil üzerine takılmaktadır. Şekil 5.11’de düz paletin ön, üst, yan ve izometrik görüşleri gösterilmektedir.



Şekil 5.11: Düz palet

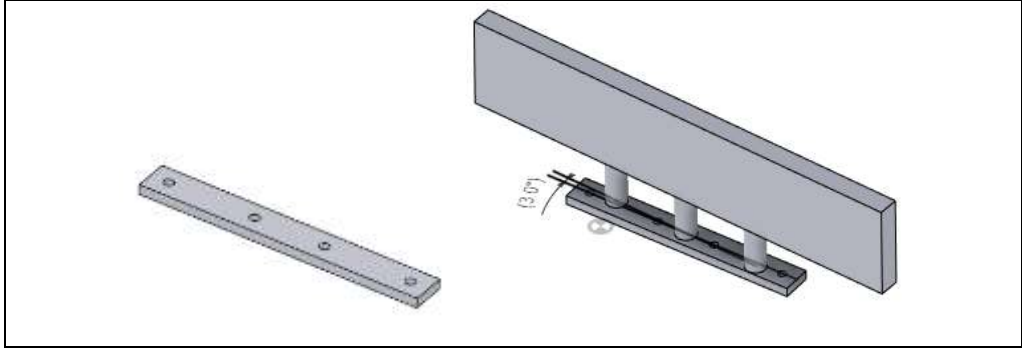
Bıçaklı palet düz palet ile aynı en, boy, yükseklik ölçülerine sahip olmakla beraber düz paletten farklı olarak palet üzerinde 7 adet bıçak bulunmaktadır. Bıçaklar paletin, tamburun meyve giriş kısmına denk gelen kısmındadır. Bu bıçakların çarpma kuvvetinin etkisi ile tambur içerisine giren meyvelerde ilk çarpma esnasında daha fazla gerilim uygulaması düşünülmektedir. Şekil 5.12’de bıçaklı palet gösterilmektedir.



Şekil 5.12: Bıçaklı palet

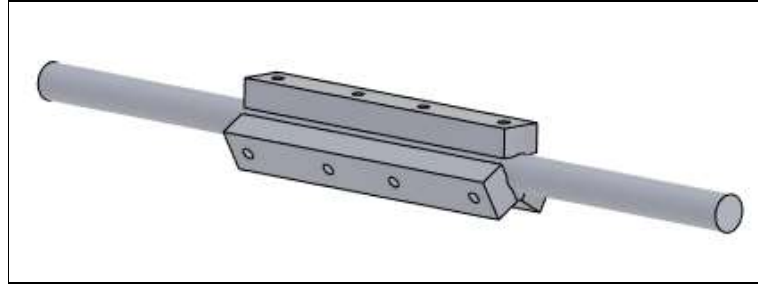
Şekil 5.13’te palet bağlantı aparatı ve bağlantı aparatının palet ile bağlantısı gösterilmektedir. Paletler milin üzerine palet bağlantı aparatı ile takılmaktadır.

Paletler palet bağlantı aparatına 3 derece açı oluşturacak şekilde kaynak bağlantısı ile bağlanmaktadır. Bu açı sayesinde tambur içine giren meyvelerin sap ve kabuk gibi atık kısımlarının, sap ve kabuk atma kısmına doğru ilerlemesi sağlanmaktadır.



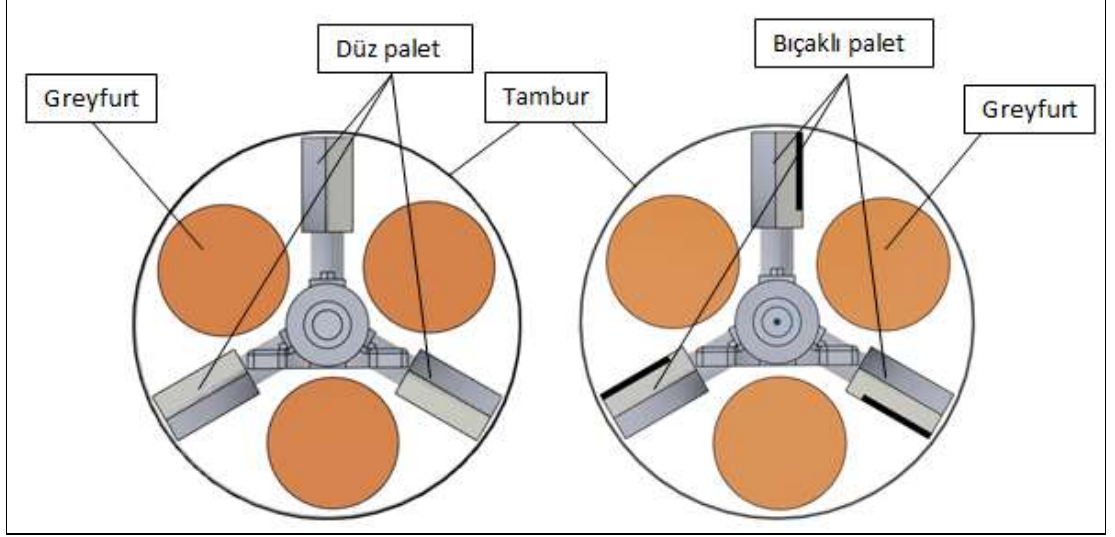
Şekil 5.13: Palet bağlantı aparatı (soldaki) ve palet ile bağlantısı (sağdaki)

Aşağıda Şekil 5.14’de makine miline ait görsel bulunmaktadır. Mil, elektrik motoru tahriki ile tambur içerisinde dönme işlemini gerçekleştirmekte ve üzerine bağlı paletlerin tambur içerisinde aksenal şekilde dönmesini sağlamaktadır.



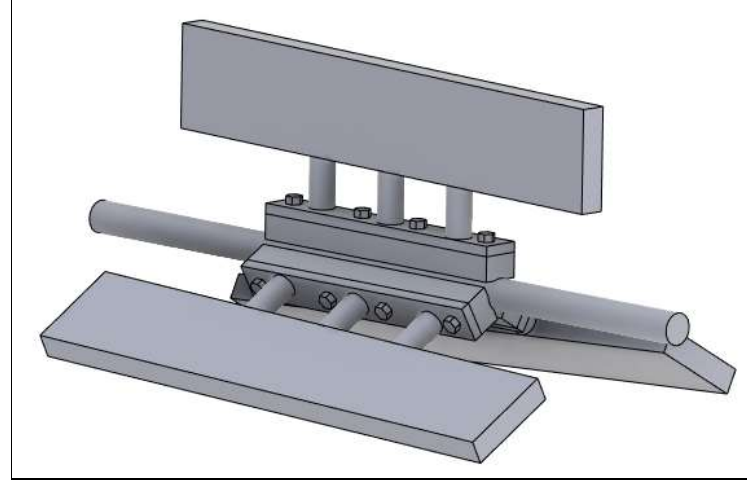
Şekil 5.14: Makine mili

Makinede kullanılmak üzere tamamen düz paletlerden oluşan düz palet grubu ve tamamen bıçaklı paletlerden oluşan bıçaklı palet grubu olmak üzere 2 farklı palet grubu oluşturulmuştur. Palet gruplarını kaç adet paletten oluşacağını belirlemek için Bölüm 2’de meyve ve sebzelerin fiziksel özellikleriyle ilgili yapılan literatür araştırması göz önüne alınmıştır. Meyve ve sebzeler içerisinde en büyük fiziksel büyüklüğe sahip olan greyfurt meyvesinden iki palet arasında aynı anda en az 1 adet greyfurt olması istenmiş ve bu şartı sağlayabilmek için palet gruplarındaki palet adetlerinin 3 palet olması uygun görülmüştür. Aşağıdaki Şekil 5.15’te düz palet grubu ve bıçaklı palet grubunda, paletler arasında rahatça konumlanmış greyfurt meyveleri gösterilmektedir.



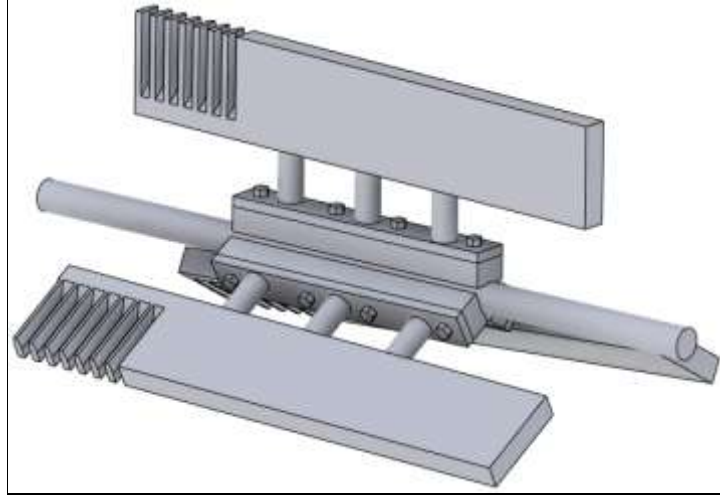
Şekil 5.15: Düz palet grubu (soldaki) ve bıçaklı palet grubunda (sağdaki) greyfurt meyvelerinin paletler arasında konumlandırılması

1. Palet grubu düz paletlerden oluşmaktadır. Şekil 5.16’da düz palet grubu gösterilmektedir. Paletler motor mili üzerine 120’şer derecelik eşit açılarla dizilmiştirlerdir.



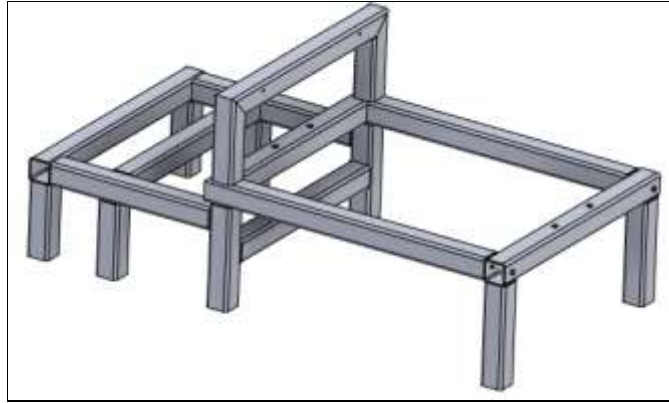
Şekil 5.16: Düz palet grubu

2. palet grubu bıçaklı paletlerden oluşmaktadır. Şekil 5.17’de bıçaklı palet grubu gösterilmektedir. Paletler motor mili üzerine 120’şer derecelik eşit açılarla dizilmiştirlerdir.



Şekil 5.17: Bıçaklı palet grubu

Makinemizde taşıyıcı yapı olarak 40x40 mm kesitli çeklik profil kullanılmıştır. Şekil 5.18’de taşıyıcı yapı gösterilmektedir.



Şekil 5.18: Taşıyıcı yapı

5.5 Malzeme Seçimi

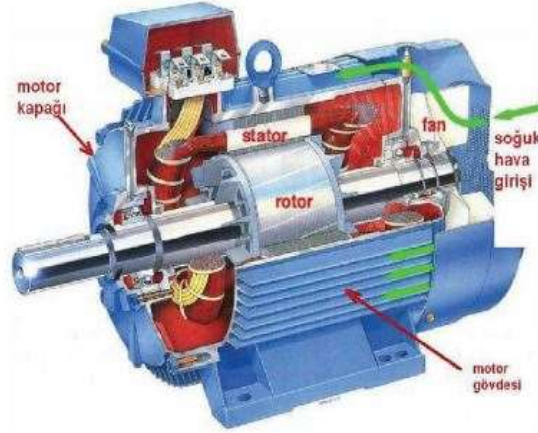
Bu kısımda makinemizde satın alma yoluyla tedarik edilerek kullanılacak olan makine parçalarımızın tanıtımı yapılacaktır.

5.5.1 Asenkron motor

Alternatif elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren motorlara AC motorlar denir. Makinemizde eyleyici olarak üç fazlı asenkron motor kullanılmıştır.

Endüstride en çok kullanılan motor çeşididir. Yüksek moment değerleri ve devir sayıları sağlayabilme özelliklerinden dolayı sistemimizde eyleyici olarak tercih edilmiştir. Asenkron motorlar genel olarak rotor, stator, yataklar, motor kapağı,

motor gövdesi ve fan gibi ana gövdelerden oluşur. Şekil 5.19'da Asenkron motor ve içyapısı gösterilmektedir [16].



Şekil 5.19: Asenkron motorun iç yapısı

Kaynak: (<https://hbogm.meb.gov.tr/MTAO>)

Makinamızda 1500 devir/dakika dönüş devri ve 0,75 kW güç değerlerine sahip asenkron motor kullanılmıştır. Motorun sağladığı maksimum döndürme momenti değeri 5,08 Nm' dir.

5.5.2 Mikro denetleyici

Mikro denetleyiciler dışarıdan gelen verileri derleyip çıktı olarak veren bilgisayarlardır. Arduino kartını işlemci olarak kullandık. Kartların üzerinde atmel avr mikro denetleyici mevcuttur. Arduino kartları üzerinde çeşitli giriş çıkış (G/Ç) pinleri vardır. Bu pinler sayesinde çeşitli genişletme kartlarına veya devre kartlarına ve diğer devrelere arabirim oluşturabilirler. Mikro denetleyiciler C ve C++ programlama dili tabanlıdır. Kartlar açık kaynak kodlu donanıma sahiptir. Aynı programlama dilini kullanırlar. Arduino kartlarında genellikle 5 V lineer regülatör bulunur. Kartlar 16 MHz kristal osilatör bulunur. Bazı kartlarda osilatörler seramiktir. Arduino'da bulunan mikro denetleyicinin yapısında bootloader programı yazılıdır ve bu yüzden kartlara dışarıdan bir programlayıcı olmadan program yazılabilir. C dili ile kolayca kodlanabilmesi ve zengin kod kütüphanesine sahip olmasından dolayı bugün piyasada prototip projelerde genellikle arduino kullanılmaktadır. Bu tezde makine için oluşturulan yazılımın motor ve sensör ile aynı anda ve uyum içerisinde çalışabilmesi için Arduino UNO-R3 kullanıldı. Şekil 5.20'de Arduino UNO-R3 modeli gösterilmiştir [17].



Şekil 5.20: Makinede kullanılan arduino uno - r3

Kaynak: (Erdoğan, 2019)

Bu model ATmega 328 tabanlı mikroişlemci geliştirme kartıdır. Kart üzerinde 6 adet analog giriş , 14 adet ise dijital giriş çıkış soketi mevcuttur. Kart 5 V lineer regülatör ve 16 Mhz kristal osilatöre sahiptir. Kart üzerinde usb port mevcuttur ve usb bağlantısı ile kişisel bilgisayara direkt bağlanılarak çalıştırılıp kullanılabilir. Usb bağlantısının yanı sıra güç bağlantısı, ICPS bağlantısı da vardır. Bu yüzden pil veya adaptör kullanılarak da cihaz çalıştırılıp kullanılabilir. Ayrıca kart üzerinde resetleme tuşu mevcuttur. Bu Kart işlevselliği ve kullanım kolaylığı projeye pratiklik katmıştır [17].

5.5.3 Ultrasonik mesafe sensörü

Mesafe ölçümü mühendislik uygulamalarında önemli bir yere sahiptir. Birçok mesafe ölçüm sistemi vardır. Biz makinamızda Ultrasonik yöntemle mesafe ölçümü yapmaya yarayan sensör kullandık. Bu sensörler temel olarak ultrasona dayanırlar. Ultrasonik dalgalar yüksek frekanslı ses dalgalarıdır. İnsanın ses işitme minimum değeri 20 hz maksimum değeri ise 20 khz dir. İnsan bu değerler arasındaki sesleri işitebilir. Ultrasonik ses dalgalarının frekans değerleri 20 khz'den büyüktür. Bu yüzden insanlar bu sesleri işitemezler. Ultrasonik dalgaların havada iletimleri oldukça rahattır. Yükseklik, seviye ve derinlik uygulamalarının ihtiyaç duyulduğu mühendislik uygulamalarında sıklıkla kullanılmaktadırlar. Bu sensör 20 mm ile 4000 mm arasında 3mm hassasiyet değeri ile ölçüm yapabilmektedir. Bu özelliklerinden dolayı makinede HC-SR04 ultrasonik mesafe sensörü kullanılmıştır [18].

Aşağıdaki Şekil 5.21’de HC-SR04 ultrasonik mesafe sensörü gösterilmektedir.



Şekil 5.21: HC-SR04 Ultrasonik mesafe sensörü

Kaynak: (Manpreet & Jai, 2015)

Bu sensör gömülü sistem projelerinde mesafe ölçmek için tasarlanmıştır. Sistem üzerinde 4 adet pim bulunmaktadır. Bu pimler 5V besleme, giriş, çıkış ve toprak pimleridir. Bu sensörün çalışma voltajı 5V, çalışma akımı 15Ma ve çalışma frekansı 40Hz’ dir [18].

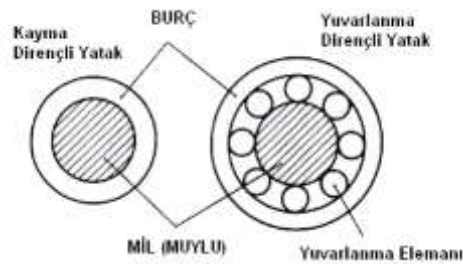
5.5.4 Rulmanlı yatak

Dönel veya doğrusal yönde çalışmakta olan Mil ve aks gibi makine elemanlarının kuvvet ve hareket iletimlerine yardımcı olan, onları destekleyip eksenel ve radyal yöndeki kuvvetlerini taşımaya yarayan makine elemanlarına yatak denir. Yataklar mil veya aksların kullanım türüne göre 2 ana gruba ayrılırlar.

a) Kaymalı yataklar.

b) Yuvarlanmalı yataklar [19].

Aşağıdaki Şekil 5.22’de kaymalı ve yuvarlanmalı yatak örneği gösterilmiştir.

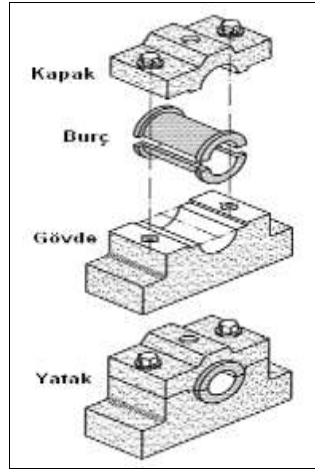


Şekil 5.22: Kaymalı ve yuvarlanmalı yatak görseli

Kaynak: (http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program)

5.5.4.1 Kaymalı yataklar

Kaymalı yataklar Şekil 5.23'te gösterildiği gibi gövde, kapak ve burç olmak üzere 3 ana kısımdan oluşurlar. Bu yataklarda yatağın yüzeyi (burç) ile milin yatak içerisinde kalan kısmı (mıylu) birbirleri ile kayma hareketi yaparak çalışırlar. Bu yatakların imal edilebilirlikleri kolay ve maliyetleri ucuzdur. Burç aşınıp deforme olduğu zaman aşınan burç çıkartılıp yerine yeni burç konulur. Yatağın diğer parçalarını değiştirmeye gerek yoktur. Yüksek güç ve kuvvet iletiminin gerekli olduğu, sarsılma ve titreşim olaylarının fazla olduğu makine ve sistemlerde kullanılırlar [19].

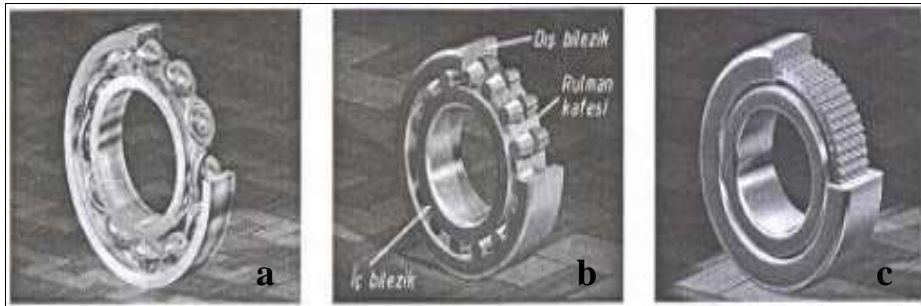


Şekil 5.23: Kaymalı yatak görseli

5.5.4.2 Yuvarlanmalı yataklar

Mil ve aks gibi makine parçalarına destek sağlamak amacıyla kullanılırlar. Yuvarlanma elemanlarının tiplerine göre bilyeli, makaralı ve iğneli olmak 3 gruba ayrılırlar [19].

Aşağıdaki Şekil 5.24'de yuvarlanmalı rulman çeşitleri gösterilmiştir.



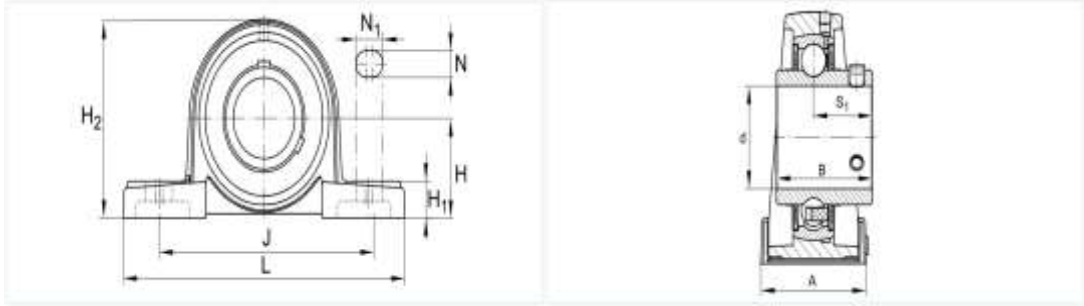
(a) Bilyeli (b) Makaralı (c) İğneli

Şekil 5.24: Yuvarlanmalı rulman türleri

Hareket kaymalı rulmanlarda olduğu gibi kayma olarak değil de yuvarlanma olarak gerçekleşir. Bu durum sürtünme kuvvetini kayma yataklılara göre daha az duruma getirir. Yüksek devirde dönen, devamlı durdurulup çalıştırılmakta olan makinelerin millerinde yataklama elemanı olarak yuvarlanmalı tip rulmanlar tercih edilir [19].

Bu bilgiler ışığında makinemizde yuvarlanmalı tip rulman kullanılmaya karar verilmiştir. Makinede mili yataklamak için 2 adet UCP – 205 serisi rulmanlı yatak kullanılmıştır. Bu rulman montaj ve demontaj aşamasında sağladığı kolaylık, yüksek hız değerlerinde kullanıma uygunluğu ve düşük fiyatından dolayı tercih edilmiştir.

Kullanılan rulmanlı yatağa ait teknik ölçüler aşağıdaki Şekil 5.25 ve Çizelge 5.1’de gösterilmiştir.



Şekil 5.25: Rulmanlı yatağın teknik resmi

Kaynak: (<https://medias.schaeffler.com/medias>)

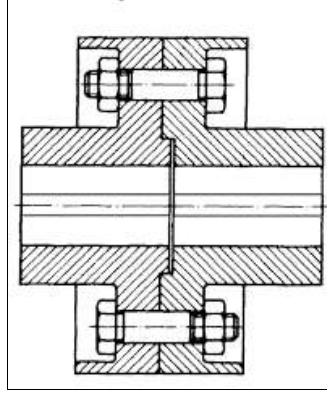
Çizelge 5.1: Rulmanlı yatağın parametreleri

Sembol	Ölçü
D	25 mm
L	140 mm
H ₂	71 mm
A	38 mm
B	34,1 mm
H	36,5 mm
H ₁	15 mm
J	105 mm
N	13 mm
N ₁	19 mm
S ₁	19,8 mm

5.4.5 Diskli rijit kavrama

Dönme ve döndürülme eyleminde bulunan iki mil ucu arasında güç ve hareket iletimini taşıyan makine elemanlarına kavrama denir. Rijit kavramalar, dengeleme kavramaları, çözünebilen kavramalar, ilk hareket kavramaları ve serbest dönüş kavramaları olarak türleri mevcuttur. Makinemizde paletlerin takılı olduğu mil ile motor mili aynı eksendedir. Eksenel olarak moment ve hareket iletimi gerçekleşeceği için kavrama kullanımına karar verdik. Makinemizde diskli rijit kavrama kullanılmıştır. Rijit kavramalar döndürme momenti, eksenel moment ve dönüş devir sayısında herhangi bir sönümlenme olmadan bu özelliklerin döndüren milden dönen mile aktarılmasını sağladığı için makinemizde kullanımına karar verilmiştir.

Şekil 5.26'da flanşlı rijit kavrama kesit resmi örneği gösterilmektedir [21].



Şekil 5.26: Diskli Rijit Kavrama

Kaynak: (<https://web.itu.edu.tr/temizv>)

5.4.6 Paslanmaz çelik malzeme

Makine parçası veya makine şasesi için malzeme seçimi çok önemlidir. Özellikle gıda makinelerinde kullanılacak malzemeler çok önemlidir. Kullanılacak malzemenin hijyen standartlarına uygun olması gerekmektedir. Malzemenin korozyon direnci yüksek olmalıdır. Bu AISI 304 Östenitik paslanmaz çelik kullanılmıştır. Paslanmaz çelikler içerisinde en az %10.5 oranında krom ve en fazla %1.2 karbon içeren demir alaşımlarıdır. Paslanmaz çeliğe nikel ilavesi yapıldığı zaman oda sıcaklığında östenitik yapı sağlanır. Gözeneksiz yüzeylerinden dolayı çabuk temizlenebilmektedirler ve bu yüzden hijyeniktirler. Bu özelliklerinden dolayı östenitik çelikler gıda sanayisinde ve gıda ekipmanlarında sıklıkla kullanılmaktadır. Düşük sıcaklıklarda darbelere karşı dayanımları yüksektir. Kaynak edilebilme

özellikleri yüksektir. Plastik şekil verilebilme özellikleri yüksektir. Aşağıdaki Şekil 5.27’de paslanmaz çelik malzemeye örneği gösterilmektedir [17].



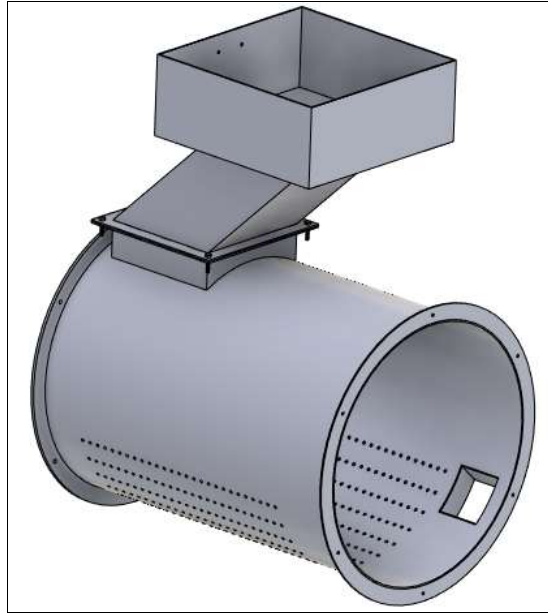
Şekil 5.27: Paslanmaz çelik malzeme örneği

Kaynak: (Erdoğan, 2019)

6. HESAPLAMALAR VE ANALİZLER

6.1 Haznede Meydana Gelecek Eşdeğer Gerilmenin Statik Analizi

Yükleme analizi haznesinin, meyve ve sebzelerin hazne içerisine yüklenmesi durumunda haznenin statik yük altında dayanımını ölçebilmek için ANSYS WORKBENCH 19.2 ticari analiz programı ile haznenin statik analizi gerçekleştirilmiştir. Hazne tasarımı fiziksel özellikleri Çizelge 3.6'da verilen en büyük greyfurttan aynı anda 5 adet hazne içerisine girebilecek şekilde tasarlanmıştır. Hazneye bu değerın 10 katı yani 55 adet greyfurt yüklemiş gibi ön görerek analiz gerçekleştirilmiştir. Daha doğru bir analiz sonucu alabilmek için Şekil 6.1'de görüldüğü gibi hazne tambur ile birlikte değil de gövde ile temas yüzeyleri ve bağlantı koşulları aynı kalacak şekilde hazne tek başına analiz edilmiştir.



Şekil 6.1: Hazne ile tamburun birlikte görüntüsü

Bir adet portakalın ağırlığından dolayı uygulayacağı kuvvet Denklem (1)'deki gibi olacaktır [30].

$$F=mg \quad (1)$$

(F; greyfurtun uyguladığı kuvvet (N), m; greyfurtun kütlesi (kg), g; yer çekimi ivmesi (m/s²)

Buradan m=0,27 kg, g=9,81 m/s² olmak üzere; F= 2,65N bulunmaktadır.

Birden fazla greyfurtun ağırlıklarından dolayı uygulayacakları kuvvet Denklem (2)'deki gibidir [30].

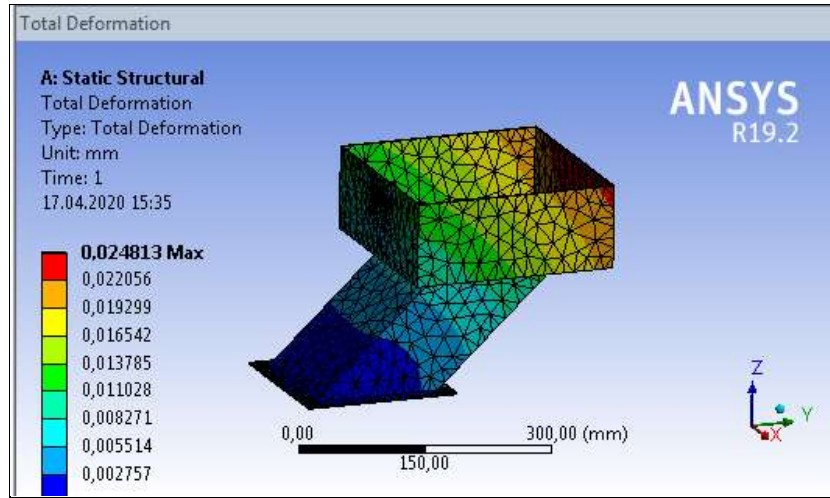
$$F_t = nF \quad (2)$$

(F_t; Greyfurtların uyguladığı kuvvet (N), n; greyfurt adedi, F; greyfurtun uyguladığı kuvvet (N))

Buradan n=55 adet, F= 2,65N olmak üzere; F_t =145,75 N olarak bulunmuştur.

Bulunan 145,75 N'luk yük uygulanarak hazneye statik analiz uygulanmıştır. Statik analiz neticesinde toplam yer değiştirme ve eşdeğer gerilme analizleri uygulanmıştır. Sayısal ağ yapısı 6098 eleman 12589 düğümden oluşmaktadır.

Aşağıdaki Şekil 6.2'de yükleme sonucunda haznede meydana gelen toplam yer değiştirme miktarı gösterilmiştir.

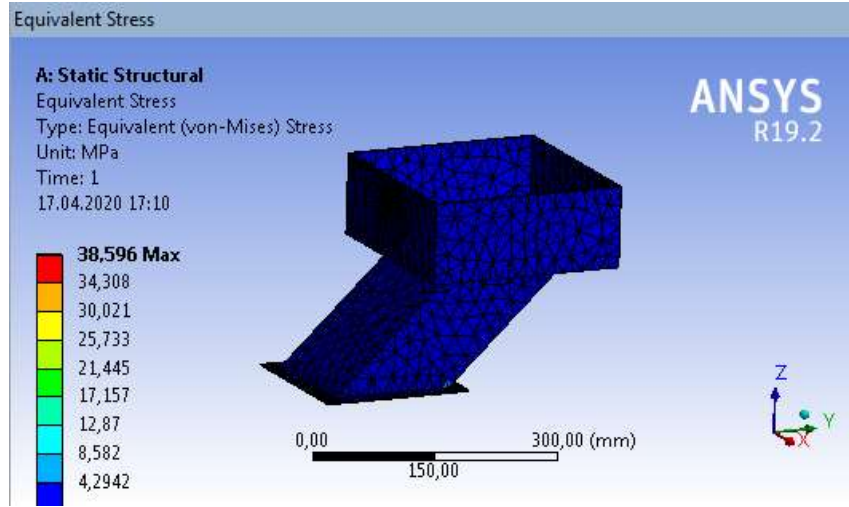


Şekil 6.2: Hazne yer değiştirme analiz sonuçları

Burada toplam şekil değiştirme en fazla 0,024 mm olup haznenin bağlantı noktalarına en uzak bölgede meydana gelmiştir.

Eşdeğer gerilme analiz sonuçları Şekil 6.3'te gösterilmiştir. Yapılan analiz sonucunda haznede meydana gelen maksimum gerilme 38,6 Mpa' dır. Çizelge 6.1'de AISI 304 Paslanmaz çelik malzemeye ait akma mukavemet sınırı 205 Mpa olarak

gösterilmiştir. Buna göre analiz sonucu bulunan değer, mukavemet sınırı değerinden düşük olduğu için bu yük altında emniyetle kullanılabilir.



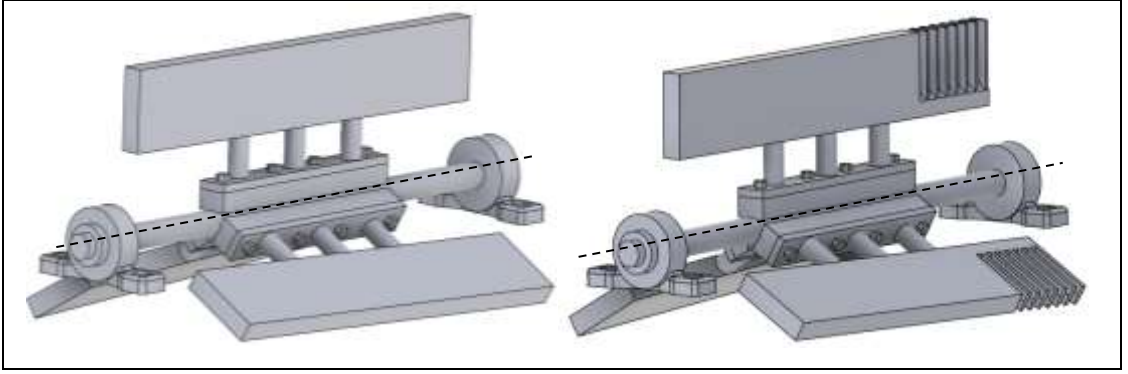
Şekil 6.3: Haznede oluşan eşdeğer gerilme analiz sonuçları

Çizelge 6.1: 1.4401 – AISI 304 malzeme özellikleri

Elastite Modülü	Akma Dayanımı	Posion Oranı
193 Gpa	205 Mpa	0.29

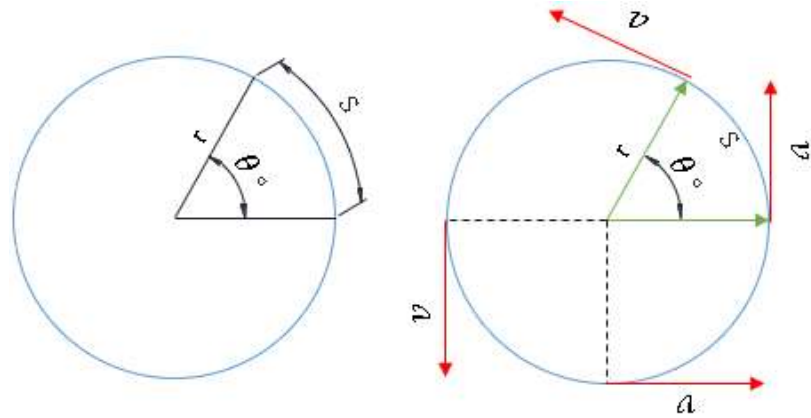
6.2 Matematiksel Denklemler Kullanarak Farklı Açısal Hızlarda, Çizgisel Hız, Teğetsel İvme ve Açısal Momentum Değerlerinin Hesaplanması

Makinemizde düz palet ve bıçaklı palet olmak üzere iki farklı palet ve düz paletlerden oluşmuş düz palet grubu ile bıçaklı paletlerden oluşmuş bıçaklı palet grubu olarak iki farklı palet grubu vardır. Şekil 6.4’de gösterilen düz palet ve bıçaklı palet grubunda, mil ekseninin farklı açısal hız ile dönme hareketi sonucunda oluşturacakları çizgisel hız, teğetsel ivme ve açısal momentum değerlerinin belirlenmesi istenmiştir.



Şekil 6.4: Düz palet grubu (soldaki) ve bıçaklı palet grubuna (sağdaki) ait görsel Dairesel hareket yapmakta olan nesneyle merkez arasındaki yarı çap vektörünün birim zamanda taramış olduğu açı değerine açısal hız denir.

Çizgisel hız ise düzgün dairesel hareket yapan nesnenin birim zamanda daire yayının üzerindeki almış olduğu yoldur. Şekil 6.5.'de çizgisel hareket örneği gösterilmiştir [23].



Şekil 6.5: Çizgisel hız hareket örneği

Kaynak: (<https://pt.slideshare.net/>)

Açı değeri, yay uzunluğunun yarı çapa oranı olup Denklem 3'teki gibidir [23].

$$\theta = \frac{s}{r} \quad (3)$$

Açı değeri Denklem 4'deki gibi de bulunabilir [23].

$$\theta = \frac{2\pi \text{radyan}}{r} = \frac{360^\circ}{r} \quad (4)$$

Hız " ω " sembolüyle gösterilir. Açısal hız değeri Denklem 5'teki gibi bulunur [23].

$$\omega = \frac{d\theta}{dt}; \quad (5)$$

Açısal hız değeri periyot ve frekans değeri girilerek de bulunabilir. Milin bir saniyede yapmış olduğu dönüş miktarına frekans denir. Milin kendi eksenini etrafında bir tam turu bitirdiği süreye Periyot denir [23].

Periyot değeri Denklem 6'daki formül kullanılarak bulunur [23].

$$T = \frac{1}{f} \quad (6)$$

(T; periyot değeri, f; frekans değeri (s^{-1}))

Periyot değerini de belirledikten sonra Denklem 7 ve Denklem 8'deki formüllerden biri kullanılarak açısal hız formülü belirlenir [23].

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (7)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{\frac{1}{f}} = 2\pi f \quad (8)$$

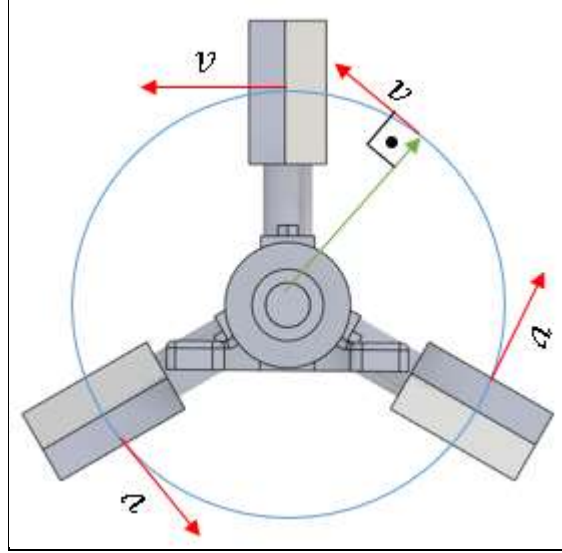
(ω ; açısal hız (rad/sn) , f; frekans değeri (s^{-1}),)

Çizgisel hız değerini bulduğumuz açısal hız değerini kullanarak Denklem 9'daki gibi buluruz [23].

$$v = \omega r \quad (9)$$

(v ; çizgisel hız değeri (m/sn), ω ; açısal hız değeri (rad/s), r; palet merkezi ile dönme merkezi arasındaki yarı çap değeri (m))

Çizgisel hızın ise düzgün dairesel hareket yapan nesnenin birim zamanda daire yayının üzerindeki almış olduğu yol olduğunu belirtmiştik. Şekil 6.6'da gösterildiği gibi hız vektörü yarı çap vektörüne dik, daire yayına ise teğettir [23].



Şekil 6.6 : Düzgün dairesel hareket yapan paletlerin etrafında oluşan hız vektörleri
Bulmuş olduğumuz çevresel hız değerlerini kullanarak teğetsel ivme değerini bulabiliriz. Denklem 10’da teğetsel ivme Denklemi gösterilmiştir [23].

$$\alpha = \frac{v^2}{r} \quad (10)$$

(α ; ivme değeri (m/s^2), v ; çizgisel hız değeri (m/s), r ; palet merkezi ile dönme merkezi arasındaki yarıçap değeri (m))

Buraya kadar düzgün dairesel hareket yapmakta olan bir cisme ait açısal hız, çizgisel hız ve teğetsel ivme değerlerinin hesaplanabilmesi için kullanılacak olan formüllere değindik. Düzgün dairesel hareket yapmakta olan cisim belli bir açısal momentum değerine sahiptir.

Açısal momentum değeri; doğrusal momentumun dönme eksenine olan uzaklık aynı yarı çap değeri ile çarpımına eşittir. Doğrusal momentum değeri Denklem 11’deki formül kullanılarak bulunur [29].

$$P = mv \quad (11)$$

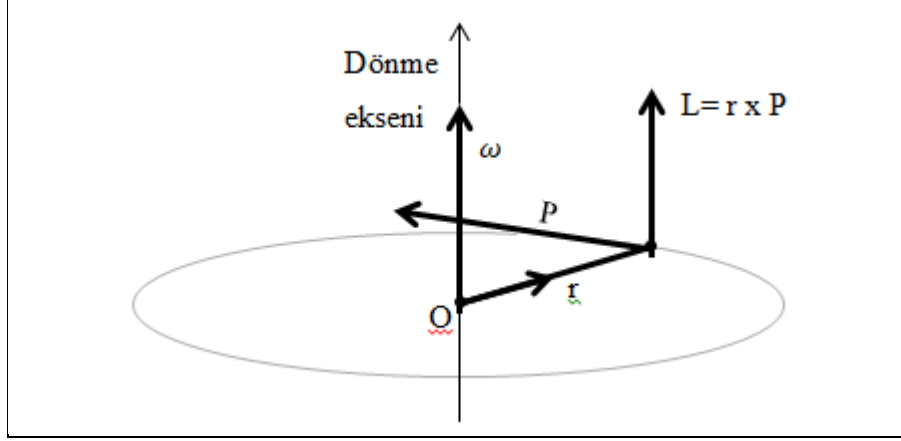
(P ; doğrusal momentum değeri ($kg.m/s$), m ; cismin kütle değeri (kg), v ; cismin hızı (m/s))

Denklem 12’deki formül kullanılarak noktasal kütleler için açısal momentum değeri bulunur [29].

$$L = mvr \quad (12)$$

(L ; açısal momentum değeri ($\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$), m ; cismin kütle değeri (kg), v ; cismin hızı (m/s), r ; dönme eksenine olan uzaklık (m))

Aşağıdaki Şekil 6.7’de açısal momentum örneği gösterilmiştir.



Şekil 6.7 : Noktasal kütle için açısal momentum örneği

Kaynak: (<https://www.pngindir.com>)

Deklem 13’teki formül kullanılarak da noktasal kütleler için açısal momentum değeri bulunabilir [29].

$$L = mr^2 \omega \quad (13)$$

((L ; açısal momentum değeri ($\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$), m ; cismin kütle değeri (kg), w ; cismin açısal hızı (rad/s), r ; dönme eksenine olan uzaklık (m))

Deklem 14’deki formül kullanılarak belli bir hacmi olan cisimlerin açısal momentum değeri bulunur. [29]

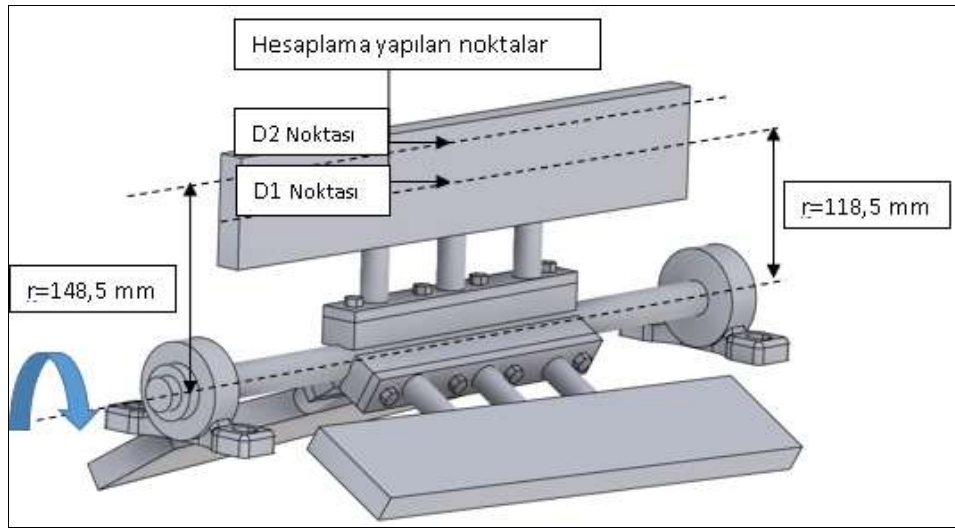
$$L = I \omega \quad (14)$$

(L ; açısal momentum değeri, I ; eylemsizlik momenti, w ; cismin açısal hızı (rad/s))

Denklem 14’deki I değeri eylemsizlik momentini ifade etmektedir ve her cisim için farklı bir değere sahiptir. Tanım olarak eylemsizlik momenti; belli bir eksen çevresinde dönüş hareketi yapması istenen cismin dönmeye karşı göstereceği dirençtir. Birimi $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ‘dir [28].

6.2.1 Düz palet grubunda matematiksel denklemler kullanarak farklı açısız hızlarda, çizgisel hız, teğetsel ivme ve açısız momentum değerlerinin hesaplanması

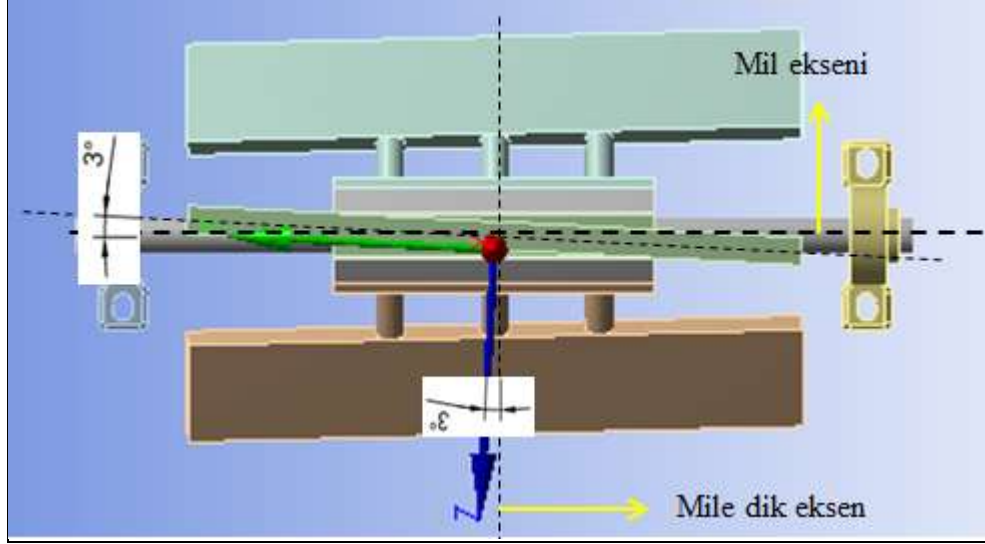
Aşağıdaki Şekil 6.8’de düz palet grubunda hesaplama yapılacak noktalar gösterilmektedir. Çalışmamızda, palet yüzeyinin orta ekseninden yani dönme ekseninin 0,1185 m uzağındaki noktanın (D1 noktası) ve paletin uç kısmının 10 mm altındaki noktadan yani dönme ekseninin 0,1485 m uzağındaki noktanın (D2 noktası) üzerinde, milin farklı açısız hız ile dönme hareketi sonucunda oluşacak çizgisel hız, teğetsel ivme ve açısız momentum değerlerinin belirlenmesi istenmiştir.



Şekil 6.8 : Düz palet grubunda hesaplama yapılacak noktaların mil eksenine göre konumları

Hesaplama yapılacak noktalar D1 ve D2 noktaları olup motor milinin 50 devir/dakika, 100 devir/dakika, 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüşleri için hesaplanmıştır.

Paletler Bölüm 5’te de belirtildiği gibi YZ düzleminde palet miline 3 derecelik açı ile bağlanmış olup Şekil 6.9’da gösterilmiştir. Z eksenini palet yüzeyine dik olan eksen iken Y eksenini palet yüzeyine paralel eksen takımı olarak düzenlenmiştir.



Şekil 6.9 : Düz palet grubunda paletlerin mil eksenine göre bağlantı açıları ve eksenler

6.2.1.1 Açısal hız değerlerinin rad/s cinsinden hesaplanması

Denklem 8'deki formül kullanılarak açısal hız (ω) değerleri farklı dönüş devirleri için rad/s cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

50 devir/dakika dönüş değeri için ($f= 0,833333333/s$);

Denklem 8 kullanılarak açısal hız değeri 50 d/d dönüş devri için aşağıdaki gibi bulunur.

$f= 0,833333333/s$ olmak üzere; açısal hız değeri $\omega=5,235$ rad/s olarak bulunur.

100 devir/dakika dönüş değeri için ($f= 1,666666667/s$);

$f= 1,666666667/s$ olmak üzere; açısal hız değeri $\omega=10,471$ rad/s olarak bulunur.

750 devir/dakika dönüş değeri için ($f= 12.5/s$);

$f= 12.5/s$ olmak üzere; açısal hız değerleri $\omega=78,54$ rad/s olarak bulunur.

1500 devir/dakika dönüş değeri için ($f= 25/s$);

$f= 25/s$ olmak üzere; açısal hız değeri $\omega=157,08$ rad/s olarak bulunur.

6.2.1.2 D1 ve D2 noktalarının çizgisel hız değerleri

Denklem 9 kullanılarak D1 ve D2 noktasına ait çizgisel hız değerleri 4 farklı dönüş devri için aşağıdaki gibi bulunur.

Denklemdaki "r" değeri D1 noktası için 0.1185 m, D2 noktası için 0.1485 m'dir.

Aşağıda 4 farklı devir için D1 ve D2 noktasının çizgisel hızlarının bulunması gösterilmiştir.

50 devir/dakika dönüş değeri için ($f= 0,8333333333/s$);

D1 noktası için; $\omega=5,235$ rad/s, $r=0,1185$ m olmak üzere; $v = 0,620$ m/s bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak çizgisel hız değerleri;

$v_X=v$ olduğundan $v_X=0,620$ m/s olarak bulunur.

$v_Y=v\sin(3)$ olmak üzere $v_Y=0,032$ m/s olarak bulunur.

$v_Z=v\cos(3)$ olmak üzere $v_Z=0,619$ m/s olarak bulunur.

D2 noktası için; $\omega=5,235$ rad/s, $r=0,1485$ m olmak üzere; $v = 0,777$ m/s bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak çizgisel hız değerleri;

$v_X=v$ olduğundan $v_X=0,777$ m/s olarak bulunur.

$v_Y=v\sin(3)$ olmak üzere $v_Y=0,040$ m/s olarak bulunur.

$v_Z=v\cos(3)$ olmak üzere $v_Z=0,776$ m/s olarak bulunur.

100 devir/dakika dönüş değeri için ($f= 1,666666667/s$);

D1 noktası için; $\omega=10,471$ rad/s, $r=0,1185$ m olmak üzere; $v = 1,241$ m/s bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak çizgisel hız değerleri;

$v_X=v$ olduğundan $v_X=1,241$ m/s olarak bulunur.

$v_Y = v \sin(3)$ olmak üzere $v_Y = 0,065$ m/s olarak bulunur.

$v_Z = v \cos(3)$ olmak üzere $v_Z = 1,239$ m/s olarak bulunur.

D2 noktası için; $\omega = 10,471$ rad/s, $r = 0,1485$ m olmak üzere; $v = 1,555$ m/s bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak çizgisel hız değerleri;

$v_X = v$ olduğundan $v_X = 1,555$ m/s olarak bulunur.

$v_Y = v \sin(3)$ olmak üzere $v_Y = 0,081$ m/s olarak bulunur.

$v_Z = v \cos(3)$ olmak üzere $v_Z = 1,553$ m/s olarak bulunur.

750 devir/dakika dönüş değeri için (f= 12.5/s);

D1 noktası için; $\omega = 78,54$ rad/s, $r = 0,1185$ m olmak üzere; $v = 9,306$ m/s bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak çizgisel hız değerleri;

$v_X = v$ olacağından $v_X = 9,306$ m/s olarak bulunur.

$v_Y = v \sin(3)$ olmak üzere $v_Y = 0,487$ m/s olarak bulunur.

$v_Z = v \cos(3)$ olmak üzere $v_Z = 9,29$ m/s olarak bulunur.

D2 noktası için; $\omega = 78,54$ rad/s, $r = 0,1485$ m olmak üzere; $v = 11,663$ m/s bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak çizgisel hız değerleri;

$v_X = v$ olduğundan $v_X = 11,663$ m/s olarak bulunur.

$v_Y = v \sin(3)$ olmak üzere $v_Y = 0,61$ m/s olarak bulunur.

$v_Z = v \cos(3)$ olmak üzere $v_Z = 11,647$ m/s olarak bulunur.

1500 devir/dakika dönüş değeri için (f= 25/s);

D1 noktası için; $\omega = 157,08$ rad/sn, $r = 0,1185$ m olmak üzere; $v = 18,614$ m/s bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak çizgisel hız değerleri;

$v_x=v$ olacağından $v_x=18,614$ m/s olarak bulunur.

$v_y=v\sin(3)$ olmak üzere $v_y=0,974$ m/s olarak bulunur.

$v_z=v\cos(3)$ olmak üzere $v_z=18,588$ m/s olarak bulunur.

D2 noktası için; $\omega=157,08$ rad/sn, $r=0,1485$ m olmak üzere; $v = 23.326$ m/s bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak çizgisel hız değerleri;

$v_x=v$ olduğundan $v_x=23,326$ m/s olarak bulunur.

$v_y=v\sin(3)$ olmak üzere $v_y=1,2208$ m/s olarak bulunur.

$v_z=v\cos(3)$ olmak üzere $v_z=23,294$ m/s olarak bulunur.

Bulmuş olduğumuz çizgisel hız değerlerini Denklem 10'da yerine koyarak merkezci ivme değerlerini buluruz.

6.2.1.3 D1 ve D2 noktalarının ivme değerleri

Denklem 10'daki formül kullanılarak D1 ve D2 noktasına ait ivme değerleri 4 farklı dönüş devri için aşağıdaki gibi bulunur.

50 devir/dakika dönüş değeri için ($f= 0,833333333/s$);

D1 noktası için $v = 0,620$ m/s, $r=0,1185$ m olmak üzere; $\alpha =3,244$ (m/s^2) olarak bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak ivme değerleri;

$\alpha_x=\alpha$ olduğui için $\alpha_x=3,244$ m/s^2 olarak bulunur.

$\alpha_y=\alpha\sin(3)$ olmak üzere $\alpha_y=0,170$ m/s^2 olarak bulunur.

$\alpha_z=\alpha\cos(3)$ olmak üzere $\alpha_z=3,240$ m/s^2 olarak bulunur.

D2 noktası için $v = 0,777$ m/s, $r=0,1485$ m olmak üzere; $\alpha =4,066$ m/s^2 olarak bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak ivme değerleri;

$\alpha_X = \alpha$ olduğu için $\alpha_X = 4,066 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_Y = \alpha \sin(3)$ olmak üzere $\alpha_Y = 0,213 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_Z = \alpha \cos(3)$ olmak üzere $\alpha_Z = 4,06 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

100 devir/dakika dönüş değeri için ($f = 1,666666667/s$);

D1 noktası için $v = 1,241 \text{ m/sn}$, $r = 0,1185 \text{ m}$ olmak üzere; $\alpha = 13 \text{ (m/s}^2)$ olarak bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak ivme değerleri;

$\alpha_X = \alpha$ olduğu için $\alpha_X = 13 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_Y = \alpha \sin(3)$ olmak üzere $\alpha_Y = 0,680 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_Z = \alpha \cos(3)$ olmak üzere $\alpha_Z = 12,98 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

D2 noktası için $v = 1,555 \text{ m/sn}$, $r = 0,1485 \text{ m}$ olmak üzere; $\alpha = 16,283 \text{ m/s}^2$ olarak bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak ivme değerleri;

$\alpha_X = \alpha$ olduğu için $\alpha_X = 16,283 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_Y = \alpha \sin(3)$ olmak üzere $\alpha_Y = 0,852 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_Z = \alpha \cos(3)$ olmak üzere $\alpha_Z = 16,261 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

750 devir/dakika dönüş devrinde ($f = 12.5/s$);

D1 noktası için $v = 9.306 \text{ m/sn}$, $r = 0,1185 \text{ m}$ olmak üzere; $\alpha = 730.815 \text{ (m/s}^2)$ olarak bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak ivme değerleri;

$\alpha_X = \alpha$ olduğu için $\alpha_X = 730,815 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_Y = \alpha \sin(3)$ olmak üzere $\alpha_Y = 38,247 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_z = \alpha \cos(3)$ olmak üzere $\alpha_z = 729,81 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

D2 noktası için $v = 11,66 \text{ m/sn}$, $r = 0,1485 \text{ m}$ olmak üzere; $\alpha = 916 \text{ m/s}^2$ olarak bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak ivme değerleri;

$\alpha_x = \alpha$ olduğu için $\alpha_x = 916 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_y = \alpha \sin(3)$ olmak üzere $\alpha_y = 47,94 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_z = \alpha \cos(3)$ olmak üzere $\alpha_z = 914,74 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

1500 devir/dakika dönüş devrinde (f= 25/s);

D1 noktası için $v = 18,614 \text{ m/s}$, $r = 0,1185 \text{ m}$ olmak üzere; $\alpha = 2923,89 \text{ (m/s}^2)$ olarak bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak ivme değerleri;

$\alpha_x = \alpha$ olduğu için $\alpha_x = 2923,89 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_y = \alpha \sin(3)$ olmak üzere $\alpha_y = 153,02 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_z = \alpha \cos(3)$ olmak üzere $\alpha_z = 2919,9 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

D2 noktası için $v = 23,326 \text{ m/s}$, $r = 0,1485 \text{ m}$ olmak üzere; $\alpha = 3664 \text{ (m/s}^2)$ olarak bulunmaktadır.

Palet yüzeyinin mil eksenine 3 derece açılı bağlanması sonucunda X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşacak ivme değerleri;

$\alpha_x = \alpha$ olduğu için $\alpha_x = 3664 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_y = \alpha \sin(3)$ olmak üzere $\alpha_y = 191,76 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

$\alpha_z = \alpha \cos(3)$ olmak üzere $\alpha_z = 3659 \text{ m/s}^2$ olarak bulunur.

D1 ve D2 noktasında 50 devir/dakika, 100 devir/dakika dönüş devirleri için hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri Çizelge 6.2'de, 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş devirleri için hesaplanan açısız hız, çizgisel hız ve ivme değerleri aşağıdaki Çizelge 6.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 6.2: D1 ve D2 noktası için matematiksel denklemler kullanılarak 50 d/dk ve 100 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri

Eksenler		50 devir/dakika			100 devir/dakika		
		X	Y	Z	X	Y	Z
D1 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	0,62	0,032	0,619	1,241	0,065	1,239
	İvme (m/s ²)	3,244	0,17	3,24	13	0,68	12,98
D2 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	0,777	0,04	0,776	1,555	0,081	1,553
	İvme (m/s ²)	4,066	0,213	4,06	16,283	0,852	16,261

Çizelge 6.3: D1 ve D2 noktası için matematiksel denklemler kullanılarak 750 d/dk ve 1500 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri

Eksenler		750 devir/dakika			1500 devir/dakika		
		X	Y	Z	X	Y	Z
D1 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	9,306	0,487	9,29	18,614	0,974	18,588
	İvme (m/s ²)	730,815	38,247	729,81	2923,89	153,02	2919,9
D2 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	11,663	0,61	11,647	23,326	1,2208	23,294
	İvme (m/s ²)	916	47,94	914,74	3664	191,76	3659

6.2.1.4 Düz palete ait açısız momentum değeri

Denklem 14'deki formül kullanılarak Düz Palete ait açısız momentum değerleri 4 farklı dönüş devri (açısız hız) için aşağıdaki gibi bulunur.

Burada I değeri; bir paletin mil eksenine göre atalet momenti değeri olup, Düz palet için $I = 0,081 \text{ kgm}^2$ 'dir. Burada I değeri Fusion 360 tasarım programı kullanılarak belirlenmiştir. ω ise açısız hız değeri olup Bölüm 6.2.1.1'de hesaplamıştık.

50 devir/dakika dönüş devrinde;

$I = 0,081 \text{ kgm}^2$, $\omega = 5,236 \text{ rad/s}$ olmak üzere;

$L = 0,424 \text{ kgm}^2/s$ olarak bulunmaktadır.

100 devir/dakika dönüş devrinde;

$I = 0,081 \text{ kgm}^2$, $\omega = 10,472 \text{ rad/s}$ olmak üzere;

$L = 0,848 \text{ kgm}^2/s$ olarak bulunmaktadır.

750 devir/dakika dönüş devrinde;

$I = 0,081 \text{ kgm}^2$, $\omega = 78,54 \text{ rad/s}$ olmak üzere;

$L = 6,36 \text{ kgm}^2/s$ olarak bulunmaktadır.

1500 devir/dakika dönüş devrinde;

$I = 0,081 \text{ kgm}^2$, $\omega = 157,08 \text{ rad/s}$ olmak üzere;

$L = 12,72 \text{ kgm}^2/s$ olarak bulunmaktadır.

Düz palet grubu milinin 50 d/d, 100 d/d, 750 d/d ve 1500 d/d dönüşü sonucunda tek bir düz palette oluşacak olan açıl momentum değerleri Çizelge 6.4'de gösterilmektedir.

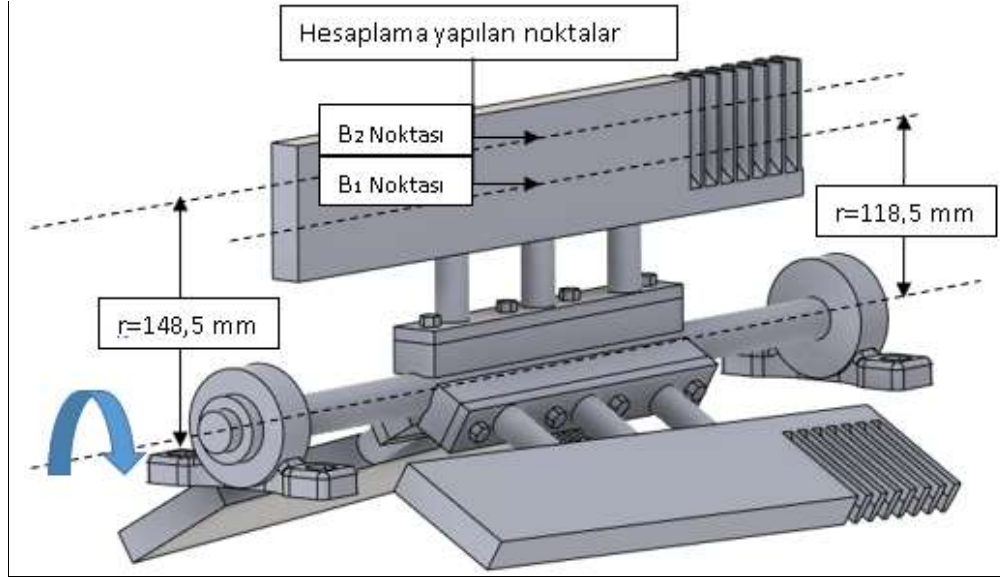
Çizelge 6.4: Düz palette 50 d/d, 100 d/d, 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirlerinde oluşan açıl momentum değerleri

	50 (d/d)	100 (d/d)	750(d/d)	1500 (d/d)
	Y eksen	Z eksen	Y eksen	Z eksen
L (kgm ² /s)	0,424	0,848	6,36	12,72

6.2.2 Bıçaklı palet grubunda matematiksel denklemler kullanarak farklı açıl hızlarda, çizgisel hız, teğetsel ivme ve açıl momentum değerlerinin hesaplanması

Şekil 6.10'da bıçaklı palet grubunda hesaplama yapılacak noktalar gösterilmektedir. Çalışmamızda, palet yüzeyinin orta ekseninden yani dönme ekseninin 0,1185 m uzağındaki noktanın (B1 noktası) ve paletin uç kısmının 10 mm altındaki noktadan yani dönme ekseninin 0,1485 m uzağındaki noktanın (B2 noktası) üzerinde, milin

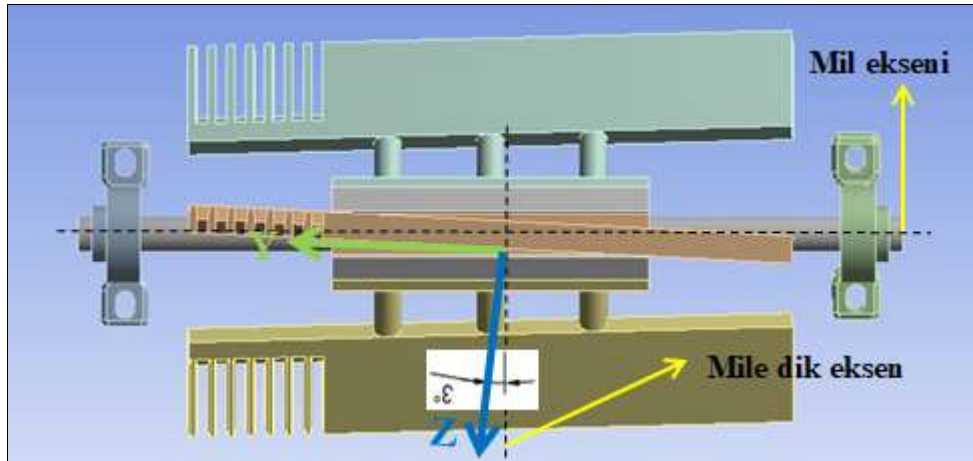
farklı açısal hız ile dönme hareketi sonucunda oluşacak çizgisel hız, teğetsel ivme ve açısal momentum değerlerinin belirlenmesi istenmiştir.



Şekil 6.10: Bıçaklı palet grubunda hesaplama yapılacak noktaların mil eksenine göre konumları

Paletler Bölüm 5’te de belirtildiği üzere YZ düzleminde palet miline 3 derecelik açı ile bağlanmış olup Şekil 6.11’de gösterilmiştir. Z eksenini palet yüzeyine dik olan eksen iken Y eksenini palet yüzeyine paralel eksen takımı olarak düzenlenmiştir.

B1 ve B2 noktalarının dönme eksenine olan mesafesi düz palet grubundaki D1 ve D2 noktalarının dönme eksenine olan mesafeleriyle aynıdır. Bu yüzden dolayı bıçaklı paletin mil eksenini etrafında dönmesi sonucunda bıçaklı palet üzerinde bulunan B1 ve B2 noktalarında hesaplanacak olan açısal hız, çizgisel hız ve ivme değerleri $D1=B1$ ve $D2=B2$ şeklinde olacaktır.



Şekil 6.11: Bıçaklı palet grubunda paletlerin mil eksenine göre bağlantı açıları

B1 ve B2 noktasında 50 devir/dakika ile 100 devir/dakika dönüş devri için hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri aşağıdaki Çizelge 6.5'te, 750 devir/dakika ile 1500 devir/dakika dönüş devri için hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri Çizelge 6.6'da gösterilmiştir. Bıçaklı paletin mil eksenine göre atalet momenti değeri $I = 0,074 \text{ kgm}^2$ 'dir. Denklem 14'deki formül kullanılarak bıçaklı palet için 50 d/d, 100 d/d, 750d/d ve 1500 d/d dönüş devirleri için hesaplanan açısıl momentum değerleri Çizelge 6.7'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.5: B1 ve B2 noktası için matematiksel denklemler kullanılarak 50 d/dk ve 100 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri

		50 devir/dakika			100 devir/dakika		
Eksenler		X	Y	Z	X	Y	Z
B1 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	0,62	0,032	0,619	1,241	0,065	1,239
	İvme (m/s ²)	3,244	0,17	3,24	13	0,68	12,98
B2 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	0,777	0,04	0,776	1,555	0,081	1,553
	İvme (m/s ²)	4,066	0,213	4,06	16,283	0,852	16,261

Çizelge 6.6: B1 ve B2 noktası için matematiksel denklemler kullanılarak 750 d/dk ve 1500 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri

		750 devir/dakika			1500 devir/dakika		
Eksenler		X	Y	Z	X	Y	Z
B1 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	9,306	0,487	9,29	18,614	0,974	18,588
	İvme (m/s ²)	730,815	38,247	729,81	2923,89	153,02	2919,9
B2 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	11,663	0,61	11,647	23,326	1,2208	23,294
	İvme (m/s ²)	916	47,94	914,74	3664	191,76	3659

Çizelge 6.7: Bıçaklı palette 50 d/d, 100 d/d, 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirlerinde oluşan açısıl momentum değerleri

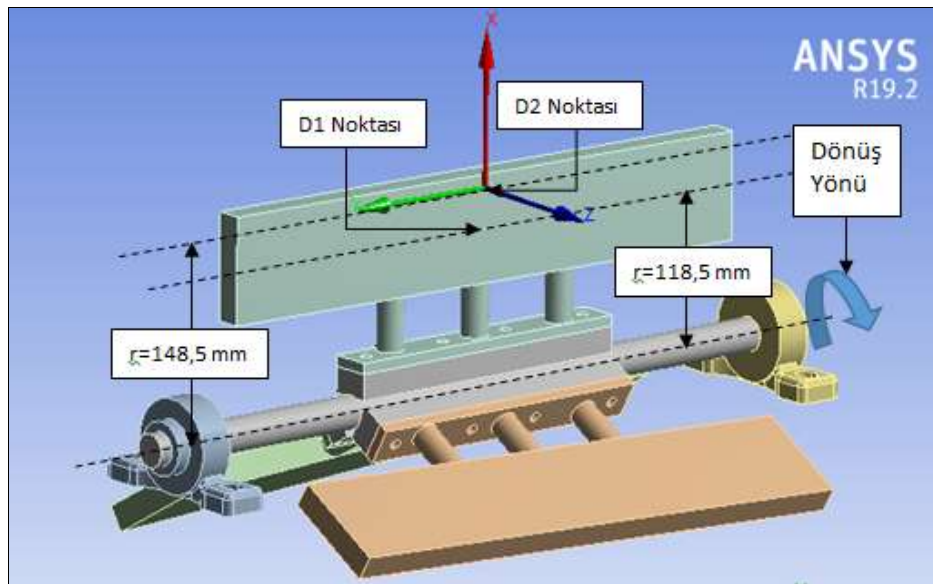
	50 (d/d)	100 (d/d)	750(d/d)	1500 (d/d)
	Y eksenini	Z eksenini	Y eksenini	Z eksenini
L (kgm ²)	0,387	0,774	5,82	11,624

6.3 Ansys Yazılımı ile Palet Gruplarında Farklı Açısıl Hızlarda Çizgisel Hız ve Teğetsel İvme Değerlerinin Hesaplanması

Bölüm 6.2’de düz ve bıçaklı palet gurubu için, palet milinin dakikadaki dönüş devir sayısına göre matematiksel denklemler kullanarak hesaplamış olduğumuz palet üzerindeki iki farklı noktada oluşan çizgisel hız ve teğetsel ivme değerleri bir de ANSYS WORKBENCH ticari yazılım programı kullanılarak hesaplandı. Program içerisindeki Rigid Body Dynamics modülü kullanılarak düz palet gurubu ve bıçaklı palet grubu için 50 devir/dakika, 100 devir/dakika, 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş sayıları için ayrı ayrı analiz işlemi yapılmıştır.

6.3.1 Düz palet grubunda rijit gövde dinamiği analizi

ANSYS WORKBENCH ticari yazılım programında Rigid Body Dynamics modülü kullanılarak düz palet grubu için oluşturulan deney seti Şekil 6.12’de gösterilmiştir.

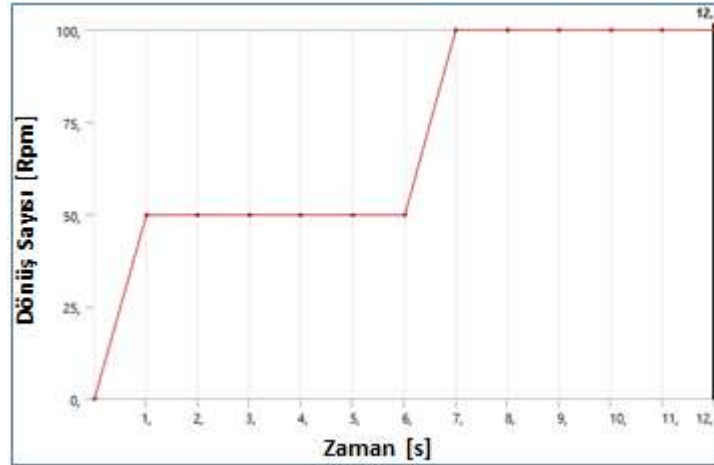


Şekil 6.12: Ansys Workbench Yazılımında çizgisel hız ve ivme analizi için hazırlanan deney seti

Motor milinin dönüş hareketi neticesinde Palet yüzeyinin tam ortasında yani dönme ekseninin 0,1185 m uzağındaki noktanın (D1 noktası) ve paletin uç kısmının 10 mm altındaki noktadan yani dönme ekseninin 0,1485 m uzağındaki noktanın (D2 noktası) çizgisel hız ve ivme değerleri hesaplanmıştır.

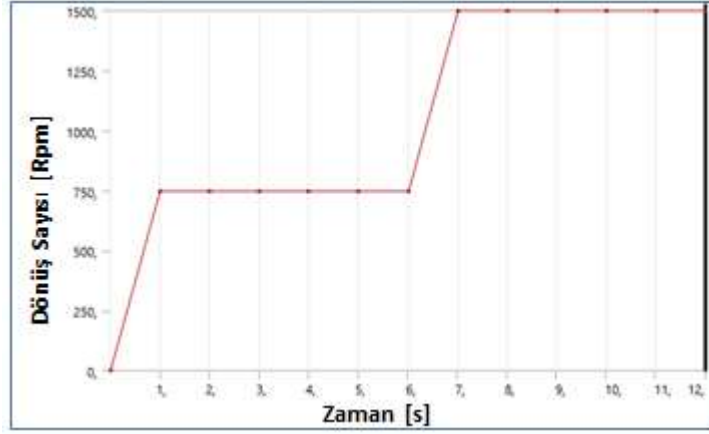
Sistemin Şekil 6.12’de gösterildiği gibi dönüş yönünde 50 devir/dakika ile 100 devir/dakika dönüş değerleri ve 750 devir/dakika ile 1500 devir/dakika dönüş değerleri için 12’şer saniye boyunca çalışması analiz edilmiştir.

Öncelikli olarak Şekil 6.13’te görüldüğü gibi motor mili 0-1 saniye arasında durur pozisyondan 50 devir/dakikada dönüş sayısına çıkartılmıştır. 1-6 saniyeleri arasında 50 devir/dakika devirde döndürülmüştür. 6-7 saniyeleri arasında motor mili 50 devir/dakika rakamından 100 devir/dakika dönüş hızına çıkartılmıştır. 7-12 saniyeleri arasında 100 devir/dakika rakamıyla döndürülmüş ve analiz işlemi sonlandırılmıştır.



Şekil 6.13: Düz palet grubunda motor milinin 50 devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş değerlerinde çalıştığı zaman aralıklarının gösterimi

Sistem daha sonra Şekil 6.14’de görüldüğü gibi motor mili 0-1 saniye arasında durur pozisyondan 750 devir/dakikada dönüş hızına çıkartılmıştır. 1-6 saniyeleri arasında 750 devir/dakika devirde döndürülmüştür. 6-7 saniyeleri arasında motor mili 750 devir/dakika rakamından 1500 devir/dakika dönüş hızına çıkartılmıştır. 7-12 saniyeleri arasında 1500 devir/dakika rakamıyla döndürülmüş ve analiz işlemi sonlandırılmıştır.



Şekil 6.14: Düz palet grubunda motor milinin 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş değerlerinde çalıştığı zaman aralıklarının gösterimi

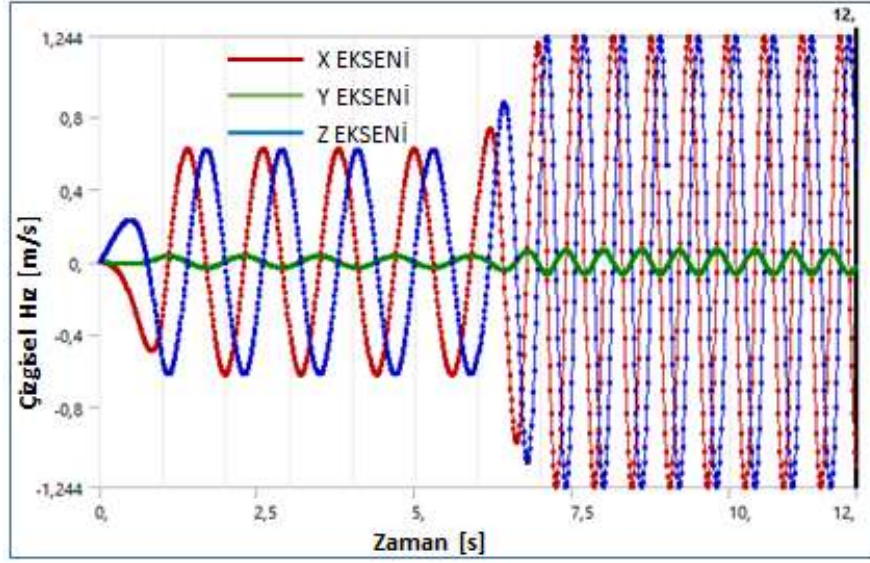
Şekil 6.13 ve Şekil 6.14'deki dönüş değerleri girilerek yapılan analiz işlemi sonucunda motor mili eksenini etrafında yapılan dönme hareketi neticesinde D1 ve D2 noktaları için çizgisel hız ve teğetsel ivme değerleri ayrı ayrı bulunmuştur.

6.3.1.1 Düz palet grubunda rijit gövde dinamiği analizi ile çizgisel hız değerlerinin belirlenmesi

ANSYS WORKBENCH ticari yazılım programında Rigid Body Dynamics modülü kullanılarak sistemin ana başlıkta belirtildiği gibi 50 devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş devirleri için ayrı, 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş devirleri için ayrı olacak şekilde 2 ayrı 12 saniyelik çalıştırılması sonucunda x,y ve z eksenini yönünde oluşan çizgisel hız değerleri D1 ve D2 noktaları için ayrı ayrı bulunmuştur.

D1 noktasına ait çizgisel hız değerleri;

D1 noktasının için 50 devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş devrinde sistemin 12 saniye çalıştırılması sonucu oluşan çizgisel hız değerleri X,Y ve Z eksenini için ayrı ayrı bulunmuş olup Şekil 6.15'de gösterilmiştir.



Şekil 6.15: D1 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan çizgisel hız değerleri

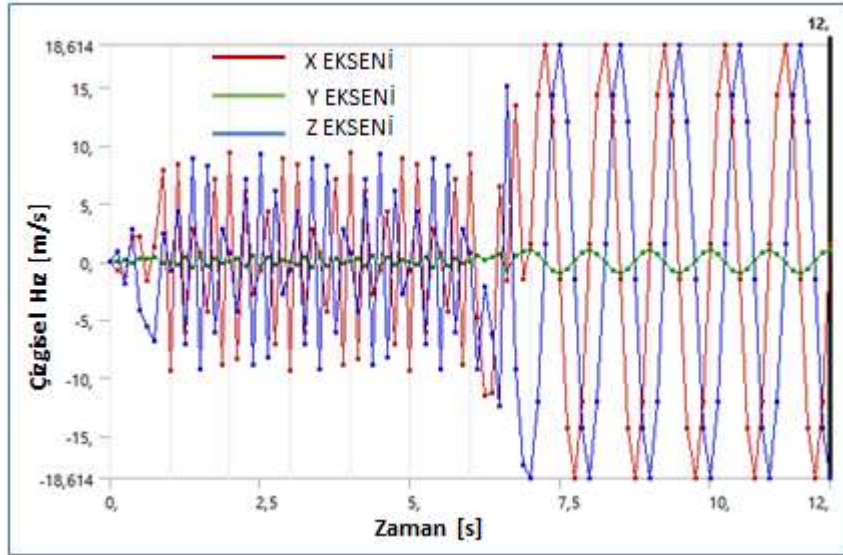
50 devir/dakika değeri için (5,236 rad/s);

Şekil 6.15'te görüldüğü gibi makine 50 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 1. ile 6. saniye aralığında palet üzerindeki D1 noktasının x eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,62 m/s ile - 0,62 m/s değerleri aralığında, Y eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,032 m/s ile - 0,032 m/s değerleri aralığında, Z eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,62 m/s ile - 0,62 m/s değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve - değerler hızın yönünü göstermektedir.

100 devir/dakika değeri için (10,472 rad/s);

Makine 100 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 7 ile 12 saniye aralığında palet üzerindeki D1 noktasının x eksenindeki çizgisel hız değerleri + 1,24 m/s ile -1,24 m/s değerleri aralığında, Y eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,065 m/s ile - 0,065 m/s değerleri aralığında, Z eksenindeki çizgisel hız değerleri ise + 1,24 m/s ile - 1,24 m/s değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve - değerler hızın yönünü göstermektedir.

D1noktasın için 750devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş devrinde sistemin 12 saniye çalıştırılması sonucu oluşan çizgisel hız değerleri X,Y ve Z eksenini için ayrı ayrı bulunmuş olup Şekil 6.16'da gösterilmiştir.



Şekil 6.16: D1 noktasında 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan çizgisel hız değerleri

750 devir/dakika değeri için (78,54 rad/s) ;

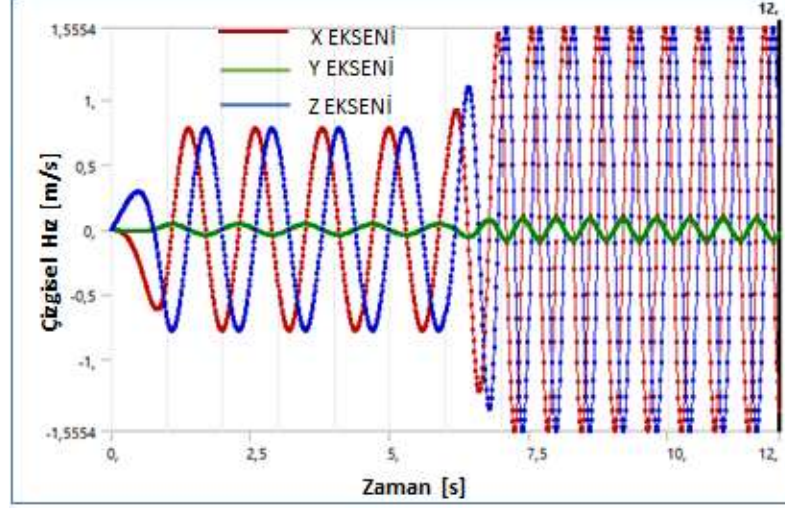
Şekil 6.16’da görüldüğü gibi makine 750 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 1 ile 6 saniye aralığında palet üzerindeki D1 noktasının x eksenindeki çizgisel hız değerleri + 9,307 m/s ile – 9,307 m/s değerleri aralığında, Y eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,487 m/s ile – 0,487 m/s değerleri aralığında, Z eksenindeki çizgisel hız değerleri + 9,29 m/s ile – 9,29 m/s değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler hızın yönünü göstermektedir.

1500 devir/dakika değeri için (157,08 rad/s);

Şekil 6.16’da görüldüğü gibi makine 1500 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 7 ile 12 saniye aralığında palet üzerindeki D1 noktasının x eksenindeki çizgisel hız değerleri + 18,164 m/s ile – 18,164 m/s değerleri aralığında, Y eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,974 m/s ile – 0,974 m/s değerleri aralığında, Z eksenindeki çizgisel hız değerleri + 18,588 m/s ile – 18,588 m/s değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler hızın yönünü göstermektedir.

D2 noktası için çizgisel hız değerleri;

D2 noktasın için 50 devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş devrinde sistemin 12 saniye çalıştırılması sonucu oluşan çizgisel hız değerleri X,Y ve Z eksenini için ayrı ayrı bulunmuş olup Şekil 6.17’de gösterilmiştir.



Şekil 6.17: D2 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan çizgisel hız değerleri

50 devir/dakika değeri için (5,236 rad/s) ;

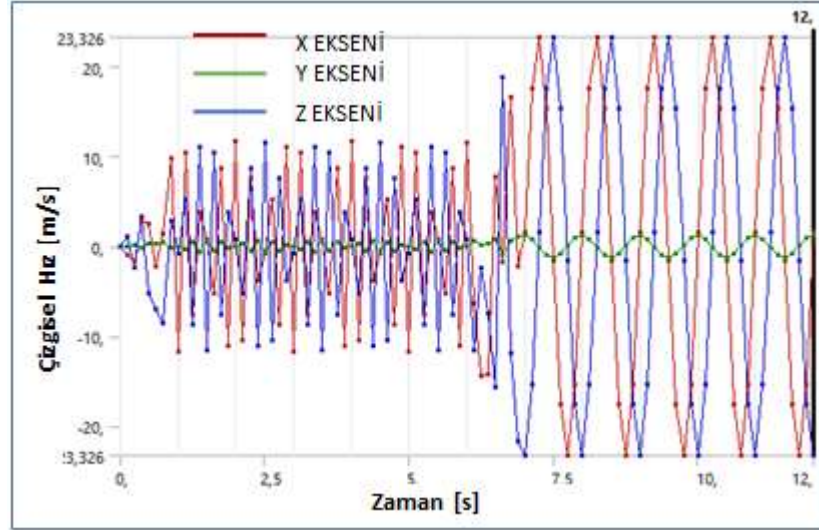
Şekil 6.17’de görüldüğü gibi makine 50 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 1 ile 6 saniye aralığında palet üzerindeki D2 noktasının x eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,78 m/s ile – 0,78 m/s değerleri aralığında, Y eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,04 m/s ile – 0,04 m/s değerleri aralığında, Z eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,77 m/s ile – 0,77 m/s değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler hızın yönünü göstermektedir.

100 devir/dakika değeri için (10,472 rad/s);

Şekil 6.17’de görüldüğü gibi makine 100 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 7 ile 12 saniye aralığında palet üzerindeki D2 noktasının x eksenindeki çizgisel hız değerleri + 1,555 m/s ile – 1,555 m/s değerleri aralığında, Y eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,081 m/s ile – 0,081 m/s değerleri aralığında, Z eksenindeki çizgisel hız değerleri ise + 1,553 m/s ile – 1,553 m/s değerleri arasında ölçüm yapılan 5

saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler hızın yönünü göstermektedir.

D2 noktasın için 750devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş devrinde sistemin 12 saniye çalıştırılması sonucu oluşan çizgisel hız değerleri X,Y ve Z eksenini için ayrı ayrı bulunmuş olup Şekil 6.18’de gösterilmiştir.



Şekil 6.18: D2 noktasında 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan çizgisel hız değerleri

750 devir/dakika değeri için (78,54 rad/s);

Şekil 6.18’de görüldüğü gibi makine 750 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 1 ile6 saniye aralığında palet üzerindeki D2 noktasının x eksenindeki çizgisel hız değerleri + 11,663 m/s ile – 11,663 m/s değerleri aralığında, Y eksenindeki çizgisel hız değerleri + 0,61 m/s ile – 0,61 m/s değerleri aralığında, Z eksenindeki çizgisel hız değerleri + 11,647m/s ile – 11,647m/s değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler hızın yönünü göstermektedir.

1500 devir/dakika değeri için (157,08 rad/s);

Şekil 6.18’de görüldüğü gibi makine 1500 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 7 ile 12 saniye aralığında palet üzerindeki D2 noktasının x eksenindeki çizgisel hız değerleri + 23,326m/s ile – 23,326 m/s değerleri aralığında, Y eksenindeki çizgisel hız değerleri + 1,2208 m/s ile – 1,2208 m/s değerleri aralığında, Z eksenindeki çizgisel hız değerleri + 23,294m/s ile – 23,294m/s değerleri arasında

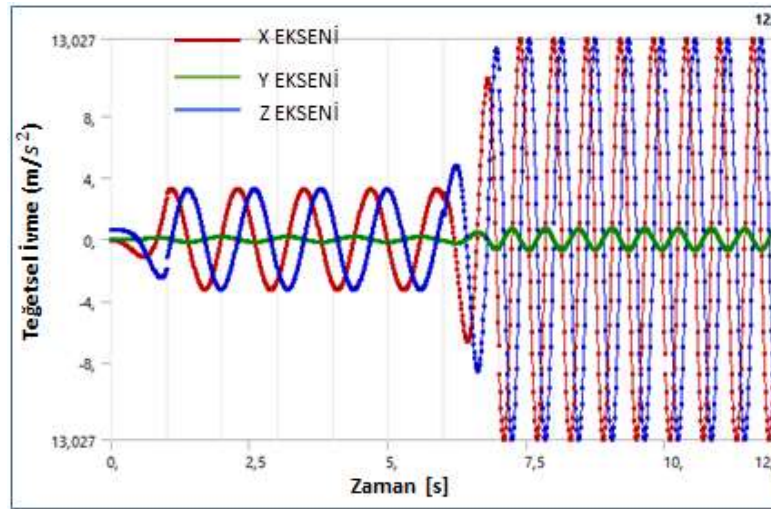
ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler hızın yönünü göstermektedir.

6.3.1.2 Düz palet grubunda rijit gövde dinamiği analizi ile ivme değerlerinin belirlenmesi

ANSYS WORKBENCH ticari yazılım programında Rigid Body Dynamics modülü kullanılarak sistemin ana başlıkta belirtildiği gibi 50 devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş devirleri için ayrı, 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş devirleri için ayrı olacak şekilde 2 ayrı 12 saniyelik çalıştırılması sonucunda x,y ve z eksen yönünde oluşan teğetsel ivme değerleri D1 ve D2 noktaları için ayrı ayrı bulunmuştur.

D1 noktasına ait teğetsel ivme hız değerleri;

D1 noktasında, 50devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş devrinde sistemin 12 saniye çalıştırılması sonucu oluşan ivme değerleri X,Y ve Z eksen için ayrı ayrı bulunmuş olup Şekil 6.19’da gösterilmiştir.



Şekil 6. 19: D1 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri

50 devir/dakika değeri için (5,236 rad/s);

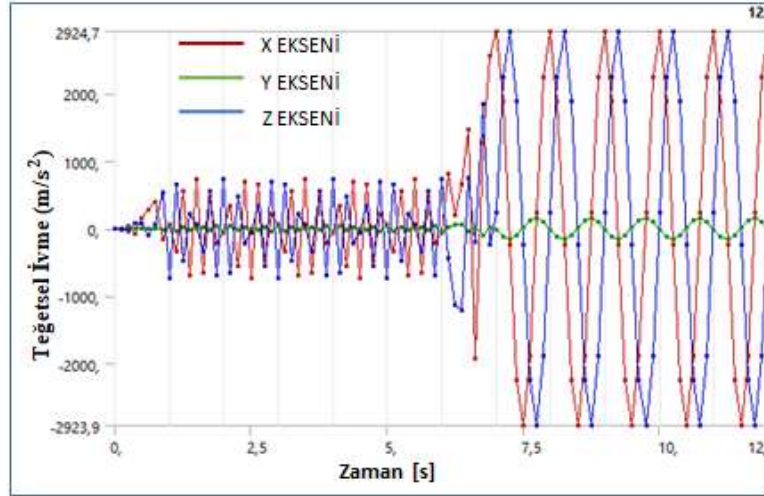
Şekil 6.19’da görüldüğü gibi makine 50 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 1. İle 6. saniye aralığında palet üzerindeki D1 noktasının x eksenindeki ivme değerleri + 3,26 m/s² ile – 3,26 m/s² değerleri aralığında, Y eksenindeki ivme değerleri + 0,17 m/s² ile – 0,17 m/s² değerleri aralığında, Z eksenindeki ivme

değerleri + 3,25 m/s² ile – 3,25 m/s² değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

100 devir/dakika değeri için (10,472 rad/s);

Şekil 6.19'da görüldüğü gibi makine 100 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 7 ile 12 saniye aralığında palet üzerindeki D1 noktasının X eksenindeki ivme değerleri + 13,027 m/s² ile – 13,027 m/s² değerleri aralığında, Y eksenindeki ivme değerleri + 0,68 m/s² ile – 0,68 m/s² değerleri aralığında, Z eksenindeki ivme değerleri + 13 m/s² ile – 13 m/s² değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

D1 noktasında, 750devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş devrinde sistemin 12 saniye çalıştırılması sonucu oluşan ivme değerleri X,Y ve Z eksenini için ayrı ayrı bulunmuş olup Şekil 6.20'de gösterilmiştir.



Şekil 6.20: D1 noktasında 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri

750 devir/dakika değeri için (78,54 rad/s);

Şekil 6.20'de görüldüğü gibi makine 750 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 1 ile 6 saniye aralığında palet üzerindeki D1 noktasının X eksenindeki ivme değerleri + 730,97 m/s² ile – 730,97 m/s² değerleri aralığında, Y eksenindeki ivme değerleri + 38,256 m/s² ile – 38,256 m/s² değerleri aralığında, Z eksenindeki ivme değerleri + 729,97 m/s² ile – 729,97 m/s² değerleri arasında ölçüm yapılan 5

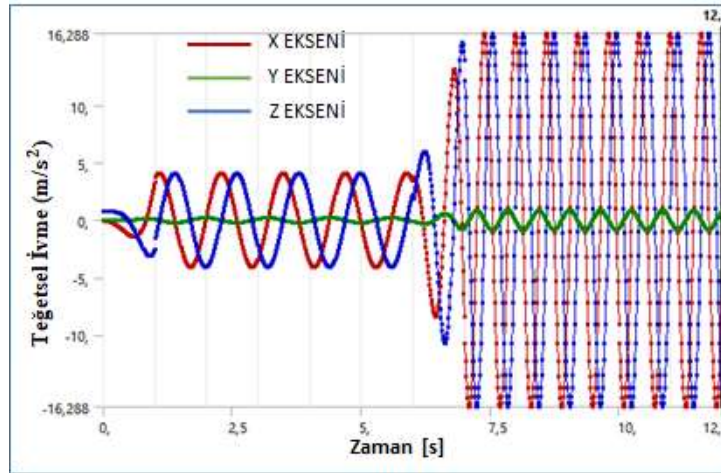
saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

1500 devir/dakika değeri için (157,08 rad/s);

Şekil 6.20’de görüldüğü gibi makine 1500 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 7 ile 12 saniye aralığında palet üzerindeki D1 noktasının X eksenindeki ivme değerleri + 2924,7 m/s² ile – 2923,9 m/s² değerleri aralığında, Y eksenindeki ivme değerleri + 153 m/s² ile – 153 m/s² değerleri aralığında, Z eksenindeki ivme değerleri + 2919,9 m/s² ile – 2919,9 m/s² değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

D2 noktası için teğetsel ivme değerleri;

D2 noktasında, 50devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş devrinde sistemin 12 saniye çalıştırılması sonucu oluşan teğetsel ivme değerleri X,Y ve Z eksenini için ayrı ayrı bulunmuş olup Şekil 6.21’de gösterilmiştir.



Şekil 6.21: D2 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan Teğetsel ivme değerleri

50 devir/dakika değeri için (5,236 rad/s);

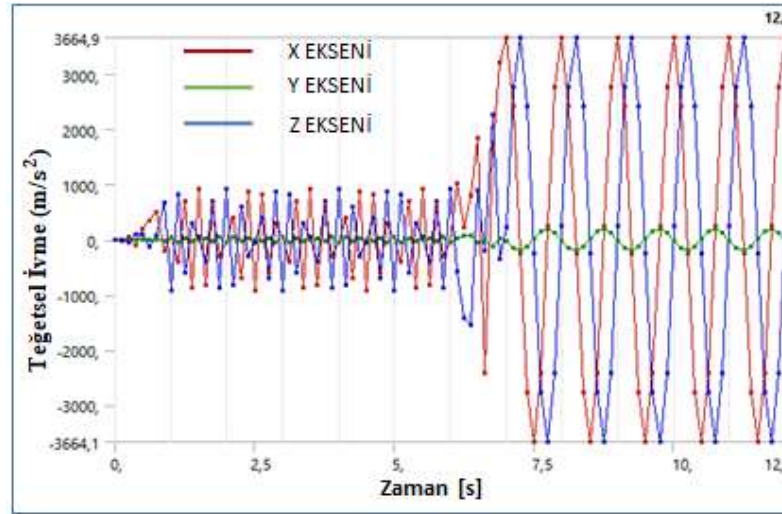
Şekil 6.21’de görüldüğü gibi makine 50 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 1. İle 6. saniye aralığında palet üzerindeki D2 noktasının X eksenindeki ivme değerleri + 4,08 m/s² ile – 4,08 m/s² değerleri aralığında, Y eksenindeki ivme değerleri + 0,21 m/s² ile – 0,21 m/s² değerleri aralığında, Z eksenindeki ivme

değerleri + 4,07 m/s² ile – 4,07 m/s² değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

100 devir/dakika değeri için (10,472 rad/s);

Şekil 6.21’de görüldüğü gibi makine 100 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 7. ile 12. saniye aralığında palet üzerindeki D1 noktasının X eksenindeki ivme değerleri + 16,29 m/s² ile – 16,29 m/s² değerleri aralığında, Y eksenindeki ivme değerleri + 0,85 m/s² ile – 0,85 m/s² değerleri aralığında, Z eksenindeki ivme değerleri ise + 16,26 m/s² ile – 16,26 m/s² değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

D2 noktasında, 750devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş devrinde sistemin 12 saniye çalıştırılması sonucu oluşan teğetsel ivme değerleri X,Y ve Z eksenini için ayrı ayrı bulunmuş olup Şekil 6.22’de gösterilmiştir.



Şekil 6.22: D2 noktasında 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirleri için Ansys Workbench yazılımı ile hesaplanan Teğetsel ivme değerleri

750 devir/dakika değeri için (78,54 rad/s);

Şekil 6.22’de görüldüğü gibi makine 750 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 1 ile 6 saniye aralığında palet üzerindeki D2 noktasının X eksenindeki ivme değerleri + 916 m/s² ile – 916 m/s² değerleri aralığında, Y eksenindeki ivme değerleri + 47,94 m/s² ile – 47,94 m/s² değerleri aralığında, Z eksenindeki ivme

değerleri + 914,77 m/s² ile – 914,77 m/s² değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

1500 devir/dakika değeri için (157,08 rad/s);

Şekil 6.22’de görüldüğü gibi makine 750 devir/dakika dönüş devrinde çalıştığında yani 1 ile 6 saniye aralığında palet üzerindeki D2 noktasının X eksenindeki ivme değerleri + 3664,9 m/s² ile – 3664,1 m/s² değerleri aralığında, Y eksenindeki ivme değerleri + 191,76 m/s² ile – 191,76 m/s² değerleri aralığında, Z eksenindeki ivme değerleri + 3659,1 m/s² ile – 3659,1 m/s² değerleri arasında ölçüm yapılan 5 saniyelik süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

Düz palet grubunda Ansys Workbench yazılımı rigid body Dynamics nodülü kullanılarak yapılan analizler sonucunda D1 ve D2 noktasında, 50 devir/dakika, 100 devir/dakika, 750 devir/dakika, 1500 devir/dakika dönüş devirlerinde x,y ve z düzleminde hesaplanan çizgisel hız ve teğetsel ivme değerleri 50 devir/dakika ve 100 devir / dakika değerleri için Çizelge 6.8’de, 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika değerleri için ise Çizelge 6.9’da verilmiştir.

Çizelge 6.8: D1 ve D2 noktası için Ansys Workbench yazılımı kullanılarak 50 d/d ve 100 d/d dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri

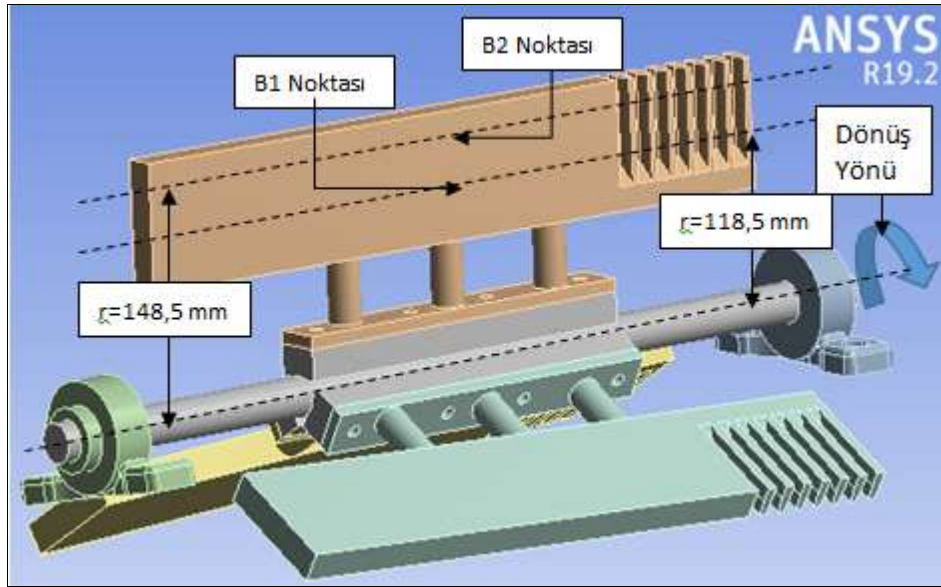
		50 devir/dakika			100 devir/dakika		
		X	Y	Z	X	Y	Z
D1 Noktası	Çizgisel Hız (m/s)	0,62	0,032	0,62	1,24	0,065	1,24
	İvme (m/s²)	3,26	0,17	3,25	13,027	0,68	13
D2 Noktası	Çizgisel Hız (m/s)	0,78	0,04	0,78	1,555	0,081	1,553
	İvme (m/s²)	4,08	0,21	4,07	16,29	0,85	16,26

Çizelge 6.9: D1 ve D2 noktası için Ansys Workbench yazılımı kullanılarak 750 d/d ve 1500 d/d dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri

		750 devir/dakika			1500 devir/dakika		
		X	Y	Z	X	Y	Z
D1 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	9,307	0,487	9,29	18,164	0,974	18,588
	İvme (m/s²)	730,97	38,356	729,97	2924,7	153	2919,9
D2 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	11,663	0,04	11,647	23,326	1,2208	23,294
	İvme (m/s²)	916	47,94	914,77	3664,9	191,76	3659,1

6.3.2 Bıçaklı palet grubunda rijit gövde dinamiği analizi

ANSYS WORKBENCH ticari analiz programında Rigid Body Dynamics modülü kullanılarak düz palet grubu için oluşturulan deney seti Şekil 6.23'te gösterilmiştir.



Şekil 6.23: Ansys Workbench yazılımında çizgisel hız ve teğetsel ivme analizi için hazırlanan deney seti

Motor milinin dönüş hareketi neticesinde Paletin tam ortasında yani dönme ekseninin 0,1185 m uzağındaki noktanın (B1 noktası) ve paletin uç kısmının 10 mm altındaki noktadan yani dönme ekseninin 0,1485 m uzağındaki noktanın (B2 noktası) açısal hız, çizgisel hız ve ivme değerleri hesaplanmıştır.

Sistemin Şekil 6.23'te gösterilen dönüş yönünde 50 devir/dakika ile 100 devir/dakika dönüş değerleri ve 750 devir/dakika ile 1500 devir/dakika dönüş değerleri için 12'şer saniye boyunca çalışması analiz edilmiştir.

Öncelikli olarak Şekil 6.24'te görüldüğü gibi motor mili 0-1 saniye arasında durur pozisyondan 50 devir/dakikada dönüş sayısına çıkartılmıştır. 1-6 saniyeleri arasında 50 devir/dakika devirde döndürülmüştür. 6-7 saniyeleri arasında motor mili 50 devir/dakika rakamından 100 devir/dakika rakamına çıkartılmıştır. 7-12 saniyeleri arasında 100 devir/dakika rakamıyla döndürülmüş ve analiz işlemi sonlandırılmıştır.



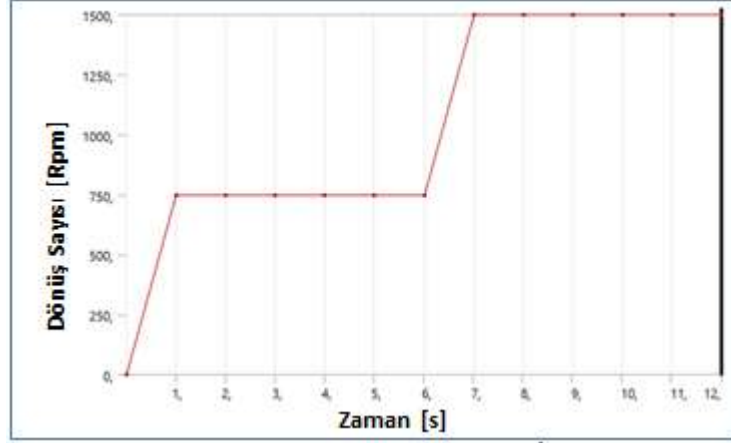
Şekil 6.24: Bıçaklı palet grubunda motor milinin 50 devir/dakika ve 100 devir/dakika dönüş değerlerinde çalıştığı zaman aralıklarının gösterimi

Sistem daha sonra Şekil 6.25'te görüldüğü gibi motor mili 0-1 saniye arasında durur pozisyondan 750 devir/dakikada dönüş sayısına çıkartılmıştır. 1-6 saniyeleri arasında 750 devir/dakika devirde döndürülmüştür. 6-7 saniyeleri arasında motor mili 750 devir/dakika rakamından 1500 devir/dakika dönüş hızına çıkartılmıştır. 7-12 saniyeleri arasında 1500 devir/dakika dönüş hızında döndürülmüş ve analiz işlemi sonlandırılmıştır.

Şekil 6.24 ve Şekil 6.25'teki dönüş değerleri girilerek yapılan analiz işlemi sonucunda motor mili eksenine etrafında yapılan dönme hareketi neticesinde B1 ve B2 noktaları için çizgisel hız ve teğetsel ivme değerleri ayrı ayrı bulunmuştur.

Bıçaklı palet üzerindeki B1 noktasının palet mili eksenine yani dönme eksenine olan uzaklığı düz palet grubundaki D1 noktasının dönme eksenine olan uzaklığıyla aynı mesafede olması ve yine aynı şekilde B2 noktasının dönme eksenine olan uzaklığının düz palet grubundaki D2 noktasının dönme eksenine olan mesafesiyle eşit

olmasından dolayı yapılan çizgisel hız ve teğetsel ivme grafikleri B1 noktasındaki değerler D1 noktasındaki değerlere eşit ve B2 noktasındaki değerler D2 noktasındaki değerlere eşit olarak bulunmuştur.



Şekil 6.25: Bıçaklı palet grubunda motor milinin 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş değerlerinde çalıştığı zaman aralıklarının gösterimi

B1 ve B2 noktasında, Rigid Body Dynamics modülü kullanılarak 50 devir/dakika ile 100 devir/dakika dönüş devri için hesaplanan çizgisel hız ve teğetsel ivme değerleri Çizelge 6.10'da, 750 devir/dakika ile 1500 devir/dakika dönüş devri için hesaplanan açılma hızı, çizgisel hız ve ivme değerleri Çizelge 6.11'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.10: B1 ve B2 noktası için Ansys Workbench yazılımı kullanılarak 50 d/dk ve 100 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri

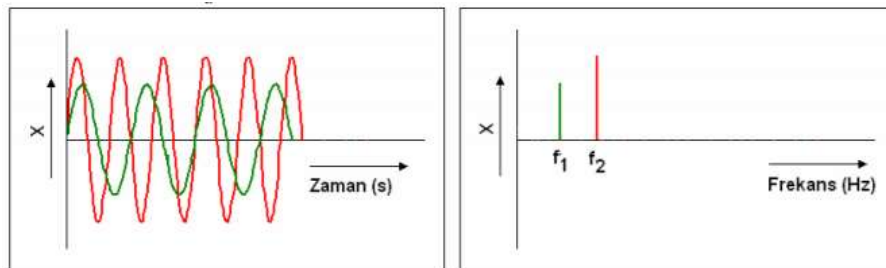
		50 devir/dakika			100 devir/dakika		
		X	Y	Z	X	Y	Z
B1 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	0,62	0,032	0,62	1,24	0,065	1,24
	İvme (m/s²)	3,26	0,17	3,25	13,027	0,68	13
B2 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	0,78	0,04	0,78	1,555	0,081	1,553
	İvme (m/s²)	4,08	0,21	4,07	16,29	0,85	16,26

Çizelge 6.11: B1 ve B2 noktası için Ansys Workbench yazılımı kullanılarak 750 d/dk ve 1500 d/dk dönüş devirlerindeki hesaplanan çizgisel hız ve ivme değerleri

		750 devir/dakika			1500 devir/dakika		
		X	Y	Z	X	Y	Z
B1 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	9,307	0,487	9,29	18,164	0,974	18,588
	İvme (m/s ²)	730,97	38,356	729,97	2924,7	153	2919,9
B2 Noktası için	Çizgisel Hız (m/s)	11,663	0,04	11,647	23,326	1,2208	23,294
	İvme (m/s ²)	916	47,94	914,77	3664,9	191,76	3659,1

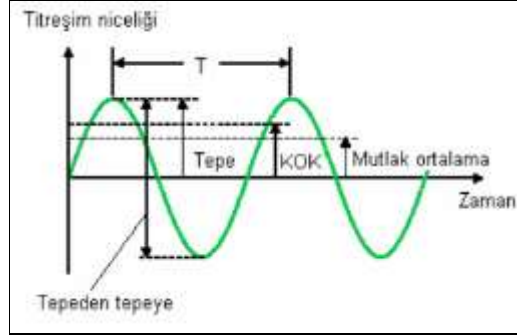
6.4 Doğal Frekans Analizi

Bir kütle için belli bir merkez noktası etrafında yapacağı salınım hareketine titreşim denir. Titreşim hareketi periyodik ve rastgele titreşim hareketi olarak iki gruba ayrılır. Periyodik titreşim hareketi, belirli bir süre içinde kısmen veya tamamen tekrarlayabilen bir harekettir. Rastgele titreşim hareketi ise zaman içinde tekrarlanmaz. Periyodik titreşimlerde, hareketin bir tekrarı için geçen süreye periyot (T) denir. Bir saniye içindeki toplam hareket sayısına ise frekans (f) denir [24]. Uygulama esnasında titreşim hareketi birçok yönde veya ekseninde meydana gelebilir. Böylece, titreşim hareketi üç doğrusal ekseninde (x, y ve z) ve üç açısal yönde (rx, ry ve rz) ölçülür. Titreşim hareketi zaman ve frekans düzleminde gösterilebilmektedir. Şekil 6.26’da titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterimi gösterilmiştir [24].



Şekil 6.26: Titreşim hareketinin zaman (soldaki) ve frekans (sağdaki) düzleminde gösterilmesi

Titreşim hareketi yer değiştirme (x), hız (v) ve ivme (a) niceliklerine sahiptir ve bu niceliklerden herhangi birisiyle titreşim hareketi ölçölüp değerlendirilebilmektedir [24]. Aşağıdaki Şekil 6.27'deki parametreler kullanılarak uygulanan nicelik üzerinde ölçme ve değerlendirme işlemi gerçekleştirilir.



Şekil 6.27: Titreşim hareketine ait parametreler

Kaynak: (Çay, 2006)

Parametreler içerisinde direk olarak titreşim hareketinin içermiş olduğu enerji miktarını vermesinden dolayı Kok değeri en geçerli ölçüm değeri'dir. Bu değerin belirlenmesi titreşimin sisteme vereceği zarar hakkında bilgi sahibi olmamızı sağlar. Kareler ortalamasının kökü (kok) değeri aşağıdaki Denklem 15'te gösterildiği gibi bulunur [24].

$$X_{KOK} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (15)$$

Burada; X_{KOK} : Titreşim niceliğinde kareler ortalaması kare kökü, T : Numune alma süresi (s)' dir.

Karmaşık sistemli yapıların sağlam ve daha hafif olarak imal edilebilmesi fazla enerji ve malzeme tüketiminin önüne geçecektir. Genellikle bu durum ürünü zararlı titreşimlere karşı daha hassas hale getirir.

Ürünleri istenmeyen titreşimler karşısında dayanıklı olacak şekilde imal edebilmek için titreşim anında yapılacak analitik, sayısal veriler, deneysel aletler veya hepsinin kombinasyonu ile yapılacak olan tasarımın dinamik özelliklerini iyi bilmek gerekir. Zararlı titreşimlere dayanıklı ürünler elde etmek için, özellikle titreşim durumunda analiz, sayısal değerler, deneysel araçlar veya bunların kombinasyonları kullanılarak sunulacak olan yapının dinamik özelliklerini daha iyi anlamak gerekir.

Bu aşamada sonlu elemanlar yöntemine dayalı bilgisayar destekli analiz programları, özellikle karmaşık sistemli yapıların tasarımsal özelliklere vereceği tepkileri görebilmek ve tasarımı optimal seviyeye getirebilmek adına vermiş olduğu gerçekçi sonuçlarla son derece büyük önem kazanmıştır. Ürünlerin veya sistemlerin doğal frekans değerleri, sönümleme faktörleri ve mod şekillerini belirleyebilmek için sonlu elemanlar analiz çeşidi olarak modal analiz önemli bir yere sahiptir. Bu sayede sistemin doğal dinamik karakter yapısı belirlenmiş olur. Modal analiz dinamik analizlerin temeli olup bu analiz sayesinde sistemin titreşim davranışları belirlenir. Bir sistemin modal modeli, titreşim tepkisi ile kıyaslandığı zaman sistemin dinamik özellikleri ve olası meydana gelecek sonuçları gerçekçi şekilde belirtmektedir [25].

Modal analiz Denklem 16'daki genel hareket denklemi ile matematiksel olarak tanımlanmaktadır [25].

$$[M]\{\ddot{X}\}+[C]\{\dot{X}\}+[K]\{X\}=\{F(t)\} \quad (16)$$

Burada;

[M]: Kütle matrisi, [C]: Sönümleme matrisi, [K]: Rijitlik matrisi, {F(t): Sisteme etkiyen dış kuvvet vektörü

{ \ddot{X} }: İvme vektörü, { \dot{X} }: Hız vektörü, {X}: Yer değiştirme vektörüdür.

Sistemde sönümleme elemanı yok sayıldığında ve sisteme dışarıdan etki eden kuvvet vektörü olmadığı varsayılan durumda sistemin basite indirgenmiş doğrusal hareket denklemi aşağıdaki Denklem 17'de olduğu gibi yazılır [25].

$$[M]\{\ddot{X}\}+[K]\{X\}=\{0\} \quad (17)$$

Sistemin hareketi harmonik hareket olarak varsayıldığında, Denklem 17'de

{ \ddot{X} } yerine Denklem 18'i ve {X} yerine ise Denklem 19'u koyduğumuzda denklem 21 elde edilir [25].

$$\{\ddot{X}\}=-\omega_i^2\{\varphi_i\}\sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (18)$$

$$\{X\}=\{\varphi_i\}\sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (19)$$

$$([K] - \omega_i^2[M])\{\varphi_i\}=\{0\} \quad (20)$$

$$\text{Det}([K] - \omega_i^2[M])=\{0\} \quad (21)$$

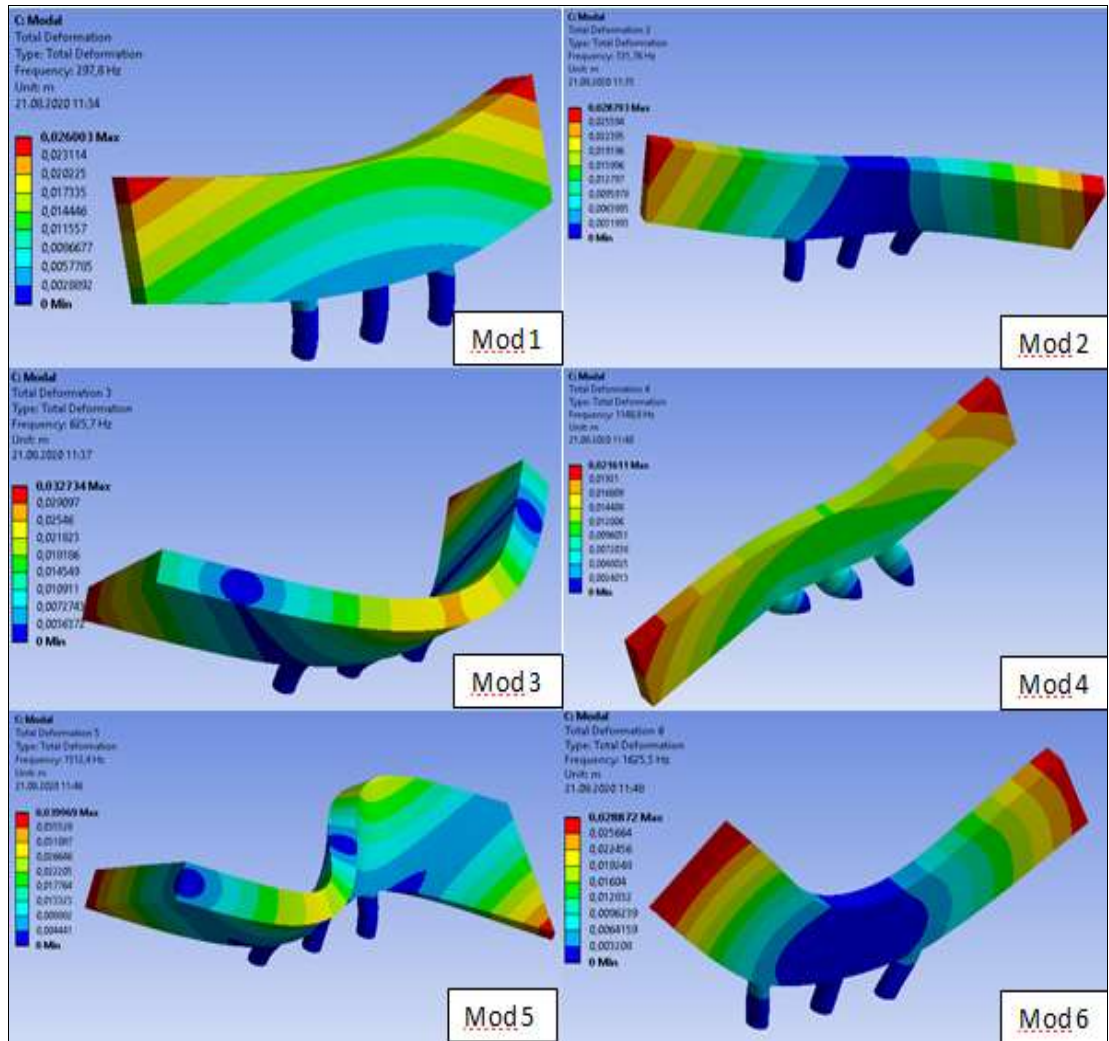
Denklem 21'deki ω_i^2 değerinin kökleri sistemin doğal frekans değerlerini vermektedir. Burada her köke özgün bir doğal vektör değeri vardır ve bu değerler sistemin mod şekillerini vermektedir. Mod ifadesi aslında sistemin periyot deforme şekillerinin gösterimidir [25].

Çalışmamızda doğal frekans değerleri ve bu frekanslardaki mod şekilleri sonlu elemanlar yöntemi prensibiyle çalışmakta olan bilgisayar yazılım programı ANSYS WORKBENCH ile belirlenmiştir.

ANSYS WORKBENCH programında Modal Analiz modülü kullanılarak, dinamik olarak çalışan ve meyve ve sebzeleri parçalama işlevinde olan paletlerimizin doğal frekans değerleri ve bu değerlerdeki mod şekilleri belirlenmiştir.

6.4.1 Düz palet için modal analiz

Bu çalışmada ANSYS WORKBENCH ticari yazılımı ile düz paletle ait modlar ve bu modlara ait doğal frekans değerleri belirlenmiştir. Genel başlıkta belirtildiği şekilde düz paletle sınır şartları dahilinde bağlantı kollarından sabitleme işlemi uygulanmış ve palet analiz edilmiştir. Analiz sonucu elde edilen mod şekilleri ise Şekil 6.28’de gösterilmiştir.

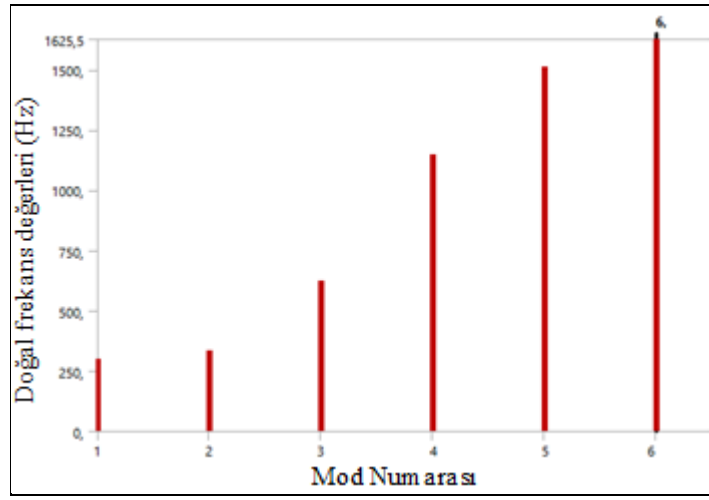


Şekil 6.28: Düz paletle ait mod şekilleri

Mod şekillerine karşılık gelen doğal frekans değerleri aşağıdaki Çizelge 6.12 ve Şekil 6.29'da gösterilmiştir.

Çizelge 6.12: Düz palete ait mod şekillerindeki doğal frekans değerleri

Mod	1	2	3	4	5	6
Doğal Frekans Değeri (Hz)	297,8	331,76	625,7	1148,8	1512,4	1625,5

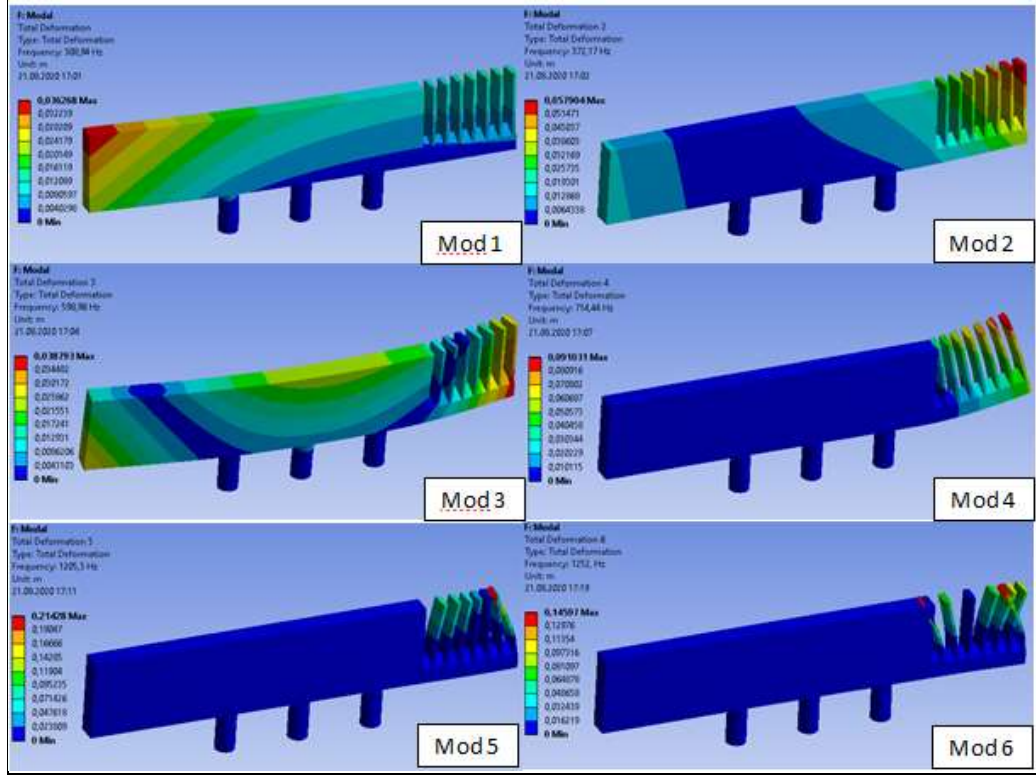


Şekil 6.29: Düz palete ait mod şekillerindeki doğal frekans değerleri

Çizelge 6.12 ve Şekil 6.29 incelendiğinde düz palete ait mod değerlerinden mod 1 değerinin en düşük değer olup 297,8 hz değerine sahip olduğunu, mod 6 değerinin ise 1625,5 hz. değeriyle en büyük değer olduğu görülmüştür.

6.4.2 Bıçaklı palet için modal analiz

Bu çalışmada ANSYS WORKBENCH ticari yazılımı ile bıçaklı palete ait modlar ve bu modlara ait doğal frekans değerleri belirlenmiştir. Genel başlıkta belirtildiği şekilde düz palete sınır şartları dahilinde bağlantı kollarından sabitleme işlemi uygulanmış ve palet analiz edilmiştir. Analiz sonucu elde edilen mod şekilleri ise Şekil 6.30'da gösterilmiştir.

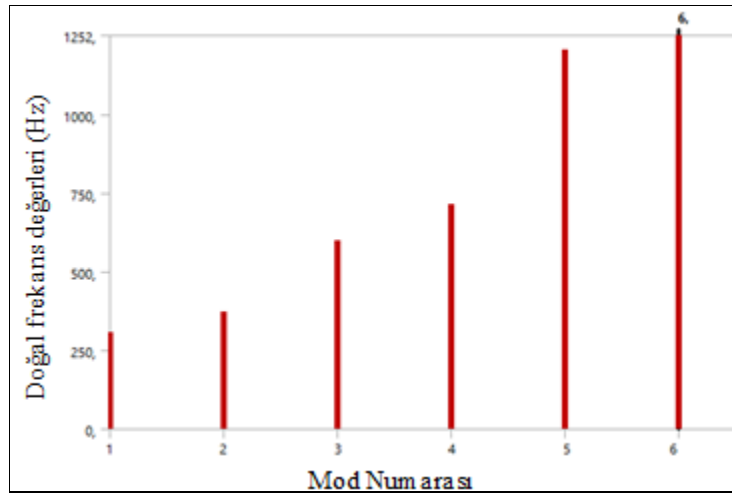


Şekil 6.30: Bıçaklı palete ait mod şekilleri

Mod şekillerine karşılık gelen doğal frekans değerleri aşağıdaki Çizelge 6.13 ve Şekil 6.31’de gösterilmiştir.

Çizelge 6.13: Bıçaklı palete ait mod şekillerindeki doğal frekans değerleri

Mod	1	2	3	4	5	6
Doğal Frekans Değeri (Hz)	308,94	372,17	598,96	714,44	1205,3	1252



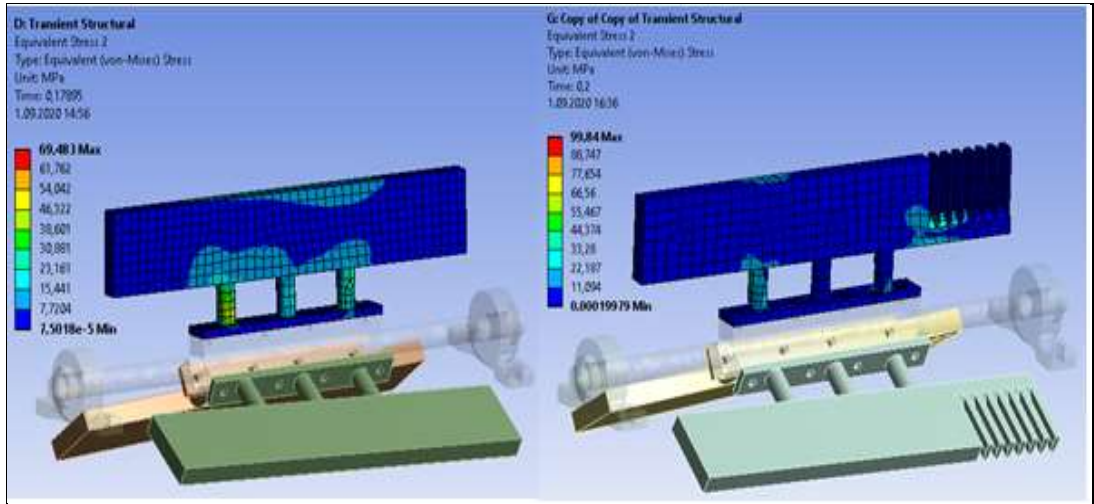
Şekil 6.31: Bıçaklı palete ait mod şekillerindeki doğal frekans değerleri

Çizelge 6.13 ve Şekil 6.31 incelendiğinde bıçaklı palete ait mod değerlerinden mod 1 değerinin en düşük değer olup 308,94 Hz değerine sahip olduğunu, mod 6 değerinin ise 1252 Hz. değeriyle en büyük değer olduğu görülmüştür.

6.5 Palet Gruplarının Çalışma Anındaki Eşdeğer Gerilim Analizleri

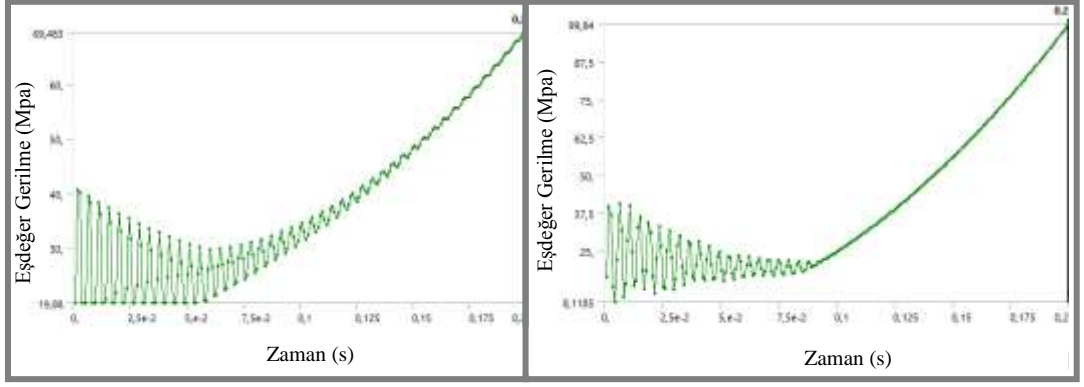
Çalışmamızda sistem Ansys Workbench ticari yazılımı kullanılarak durur pozisyondan maksimum devire yani 1500 d/d dönüş hızına 200 milisaniye çok ani bir ivmelenmeyle çıkartılmıştır. Ayrıca sisteme 5.08 Nm döndürme torku değeri eklenmiştir. Paletlerde meydana gelen eşdeğer gerilim değerleri ölçülmüştür. Analiz işlemi düz ve bıçaklı palet grubu için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir.

Analiz işlemi ANSYS WORKBENCH yazılımında Transient structural modülü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Böyle çok hızlı bir ivmelenme ve tork değerinin etkisi ile palette meydana gelen maksimum eşdeğer gerilim sonuçları hesaplanmıştır. Analiz işlemi düz palet grubu ve bıçaklı palet grubu için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Düz palet grubu ağ yapısı 9614 düğüm ve 21491 elemandan oluşmakta olup bıçaklı palet grubu ağ yapısı 8766 düğüm ve 19811 elemandan oluşmaktadır. Düz palet ve bıçaklı palette meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme değerleri ve palet ağ yapıları Şekil 6.32’de gösterilmiştir.



Şekil 6.32: Düz palet (soldaki) ve bıçaklı palet (sağdaki) üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerleri

Analizler süresince düz palet ve bıçaklı palette meydana gelen maksimum eşdeğer gerilim değerlerindeki zamana bağlı değişim Şekil 6.33’te grafik halinde gösterilmiştir.

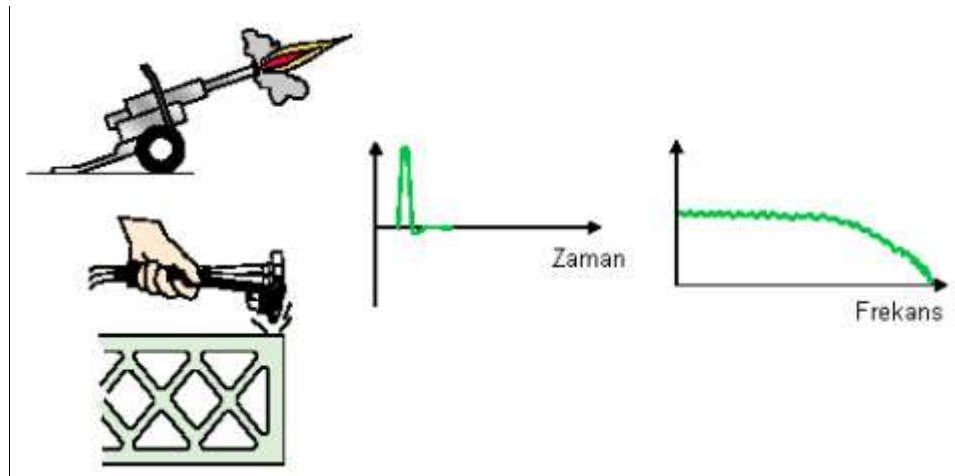


Şekil 6.33: Düz palet (soldaki) ve bıçaklı palet (sağdaki) üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme grafiği

Şekil 6.32 ve Şekil 6.33 dikkatli bir şekilde incelendiğinde düz palette meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme miktarının maksimum 69,483 Mpa, bıçaklı palette meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme miktarının ise 99,84 Mpa olduğu görülmektedir. Düz palet ve bıçaklı paletin AISI 304 paslanmaz çelik malzemeden imal edilecek olması ve bu çeliğin akma mukavemet değeri 205 Mpa olmasından dolayı analiz işlemi sonucunda paletlerin eşdeğer gerilme bakımından emniyetle çalıştığı görülmektedir.

6.6 Mekanik Şok Analizi

Sistemin kendisinden kaynaklanmayan ve çarpma, vurma gibi dış etkiler yüzünden sistemde belirli bir zaman içerisinde meydana gelen ani enerji aktarımına şok denir. Bazı dış etkenlere bağlı oluşabilecek şok örnekleri Şekil 6.36'da gösterilmiştir [24].



Şekil 6.34: Şok sinyali

Kaynak: (Çay, 2006)

Şok anında sistem üzerinde uygulanmakta olan hız, ivme, yer değiştirme veya kuvvet gibi özelliklerden en az bir tanesinin ani bir değişiklik gerçekleşmektedir. Mesela hareket etmekte olan bir araç içerisinde bulunan ürünler hareket süresi boyunca yolun yapısı gibi sebeplerden dolayı araç içerisinde çeşitli mekanik şoka uğrarlar. Bu şoklar genellikle birkaç ms süre zarfında etki etseler de ürünlerde meydana gelen etkiler göz ardı edilemeyecek kadar büyük olabilirler. Bu yüzden sistemde meydana gelebilecek şokların önceden hesaplanarak tasarımın yapılması ilerde sistemde meydana gelebilecek istenmeyen durumların önüne geçmemizi sağlayacaktır. Gelişen teknoloji sayesinde bu tür şoklar gelişmiş test cihazları kullanılarak veya gelişmiş bilgisayar programları sayesinde bir sistemin maruz kalabileceği şokların uygun ortam koşulları altında ölçülüp hesaplanarak çok gerçekçi sonuçlar elde edilebilmektedir [25].

Bu çalışmada ANSYS WORKBENCH bilgisayar yazılımı ve yazılım içerisindeki Explicit Dynamics modülü kullanılarak Ankara türü armut meyvesi ile çarpışma testi uygulanmıştır. Bu çarpışma deneyi sayesinde armut ve palet meydana gelecek maksimum eşdeğer gerilmelerin analizini gerçekleştirmek amaçlanmıştır.

Bölüm 2’de literatür araştırması neticesinde fiziksel ve mekanik özellikleri belirlenen Ankara çeşidi armut meyvesinin Çizelge 3.14’deki fiziksel özellikleri kullanılarak Fusion 360 programında modellenmesi yapılmıştır. Meyve; kabuk, etli kısım, sap ve çekirdek kısmı ile bir bütün olarak tasarlanmıştır. Daha sonra tasarım ANSYS WORKBENCH yazılımında açılarak Çizelge 3.15’teki mekanik özellikleri malzeme özellikleri bölümüne girilmiştir.

Tasarımı yapılan armut meyvesi Şekil 6.35’te görüldüğü gibi düz palet ve bıçaklı palet palet karşısına konumlandırılmışlardır. Meyveler X ve Y eksenlerinde palet merkezlerine eşit mesafe de konumlandırılmışlardır. Y eksenini palet yüzeyine paralel eksen takımı, Z ekseniz ise palet yüzeyine dik eksen takımı olarak ayarlanmıştır.

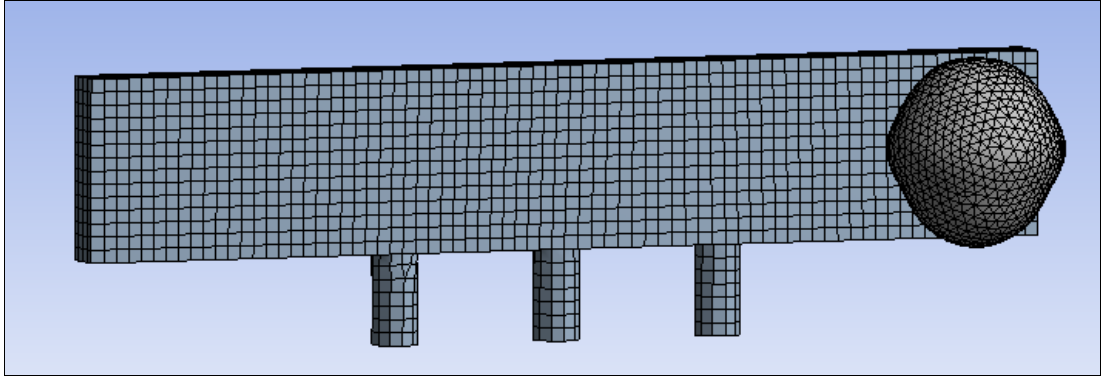


Şekil 6.35: Meyvenin düz palet (soldaki) ve bıçaklı palet (sağdaki) karşısında konumlandırılması

6.6.1 Düz palet için mekanik şok analizi

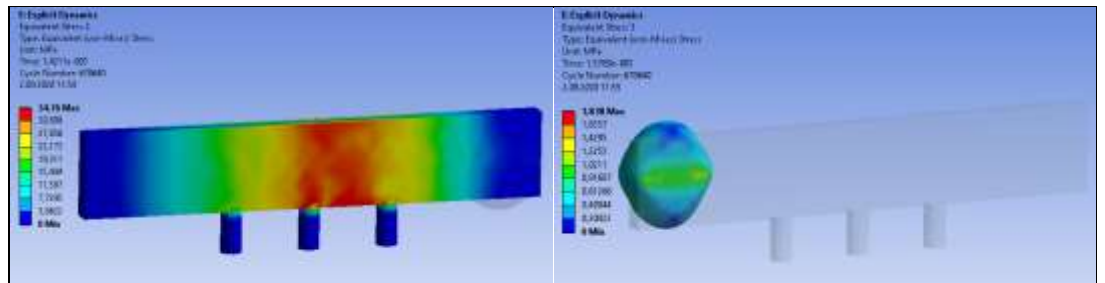
Palet gruplarında, matematiksel hesaplama ve Ansys yazılımı Rigid Body Dynamics modülü kullanılarak yapılan analiz sonuçlarında, palet orta merkezinde mil eksenini etrafında dönme sonucunda hesaplanan en yüksek hız değeri 1500 devir/dakika dönüş devrinde 18,61 m/s olarak bulunmuştu. 18,61 m/s' lik hız değeri referans alınmış ve meyve ile Şekil 6.35'te görüldüğü gibi Z eksenini yönünde bu hız ile çarpışma testi uygulanmıştır. Bu çarpışma testi ile meyve ve palet üzerinde mekanik şok işlemi uygulanmıştır. Meyvenin çarpışma analizi öncesinde ilk hızları 3 eksen için de 0 m/s olarak belirlenmiştir. Çarpışma testi analizi toplam $3 \cdot 10^{-3}$ saniye boyunca analiz edilmiştir. Yapılan analiz ile palet ve meyvede meydana gelen eşdeğer stres gerilmeleri hesaplanmıştır.

Şekil 6.36'da analize ait sayısal ağ yapısı gösterilmektedir. Ağ yapısı toplam 8644 düğüm ve 20824 elemandan oluşmaktadır.



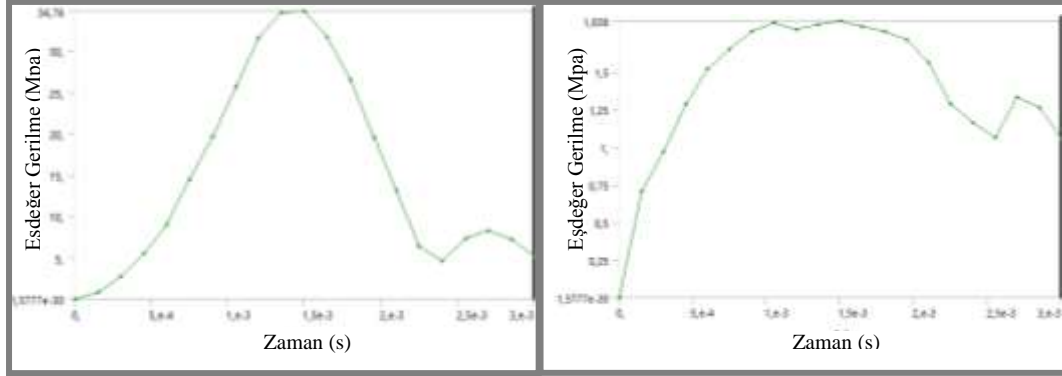
Şekil 6.36: Düz palet ve armut için sayısal ağ görseli

Analiz işlemi sonrasında düz palet ve armutta meydana gelen maksimum stres gerilmeleri Şekil 6.37'de gösterilmektedir.



Şekil 6.37: Düz palet (soldaki) ve armutta (sağdaki) meydana gelen eşdeğer gerilmeler

Aşağıdaki Şekil 6.38’de düz palet ve armut meyvesinde meydana gelen maksimum eşdeğer stres gerilmesinin zamana göre değişimi gösterilmektedir.



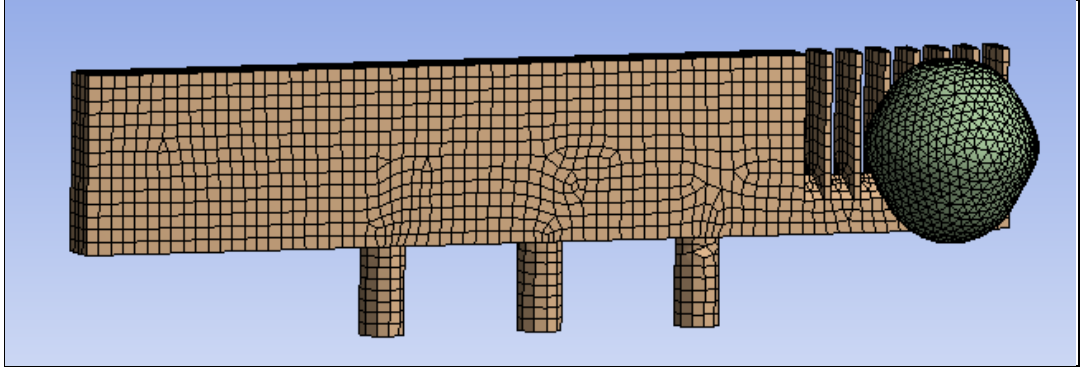
Şekil 6.38: Düz palet (soldaki) ve armutta (sağdaki) meydana gelen eşdeğer gerilme grafiği

Şekil 6.37 ve Şekil 6.38 dikkatli bir şekilde incelendiğinde düz palette meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme miktarının maksimum 34,76 Mpa, Ankara türü armut meyvesinde meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme miktarının ise 1,838 Mpa olduğu görülmektedir. Paletin AISI 304 paslanmaz çelik malzemeden imal edilecek olması ve bu çeliğin akma mukavemet değeri 205 Mpa olmasından dolayı bu mekanik şok testi sonucunda palette oluşan eşdeğer gerilme karşısında palet emniyetle çalışmaktadır.

6.6.2 Bıçaklı palet için mekanik şok analizi

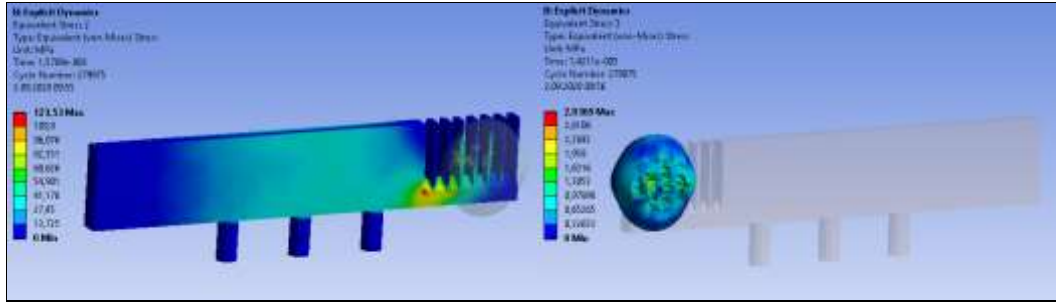
Bıçaklı palette de düz palette olduğu gibi mil etrafındaki 1500 devir/dakika dönüş hızında palet merkezinde 18,61 m/s’ lik hız değeri referans alınmış ve meyve ile Şekil 6.35’te görüldüğü gibi Z eksen yönünde bu hız ile çarpışma testi uygulanmıştır. Bu çarpışma testi ile meyve ve palet üzerinde mekanik şok işlemi uygulanmıştır. Meyvenin çarpışma analizi öncesinde ilk hızları 3 eksen için de 0 m/s olarak belirlenmiştir. Çarpışma testi analizi toplam $3 \cdot 10^{-3}$ saniye boyunca analiz edilmiştir. Yapılan analiz ile palet ve meyvede meydana gelen eşdeğer stres gerilmeleri hesaplanmıştır.

Şekil 6.39’da analize ait sayısal ağ yapısı gösterilmektedir. Ağ yapısı toplam 8972 düğüm ve 21722 elemandan oluşmaktadır.



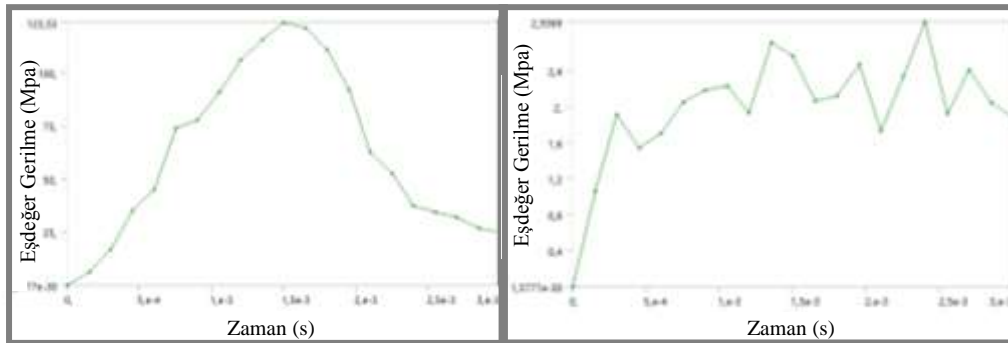
Şekil 6.39: Bıçaklı palet ve armut için sayısal ağ görseli

Analiz işlemi sonrasında bıçaklı palet ve armutta meydana gelen maksimum stres gerilmeleri Şekil 6.40’da gösterilmektedir.



Şekil 6.40: Bıçaklı palet (soldaki) ve armutta (sağdaki) meydana gelen eşdeğer gerilmeler

Şekil 6.41’de bıçaklı palet ve armut meyvesinde meydana gelen maksimum eşdeğer stres gerilmesinin zamana göre değişimi gösterilmektedir.



Şekil 6.41: Bıçaklı palet (soldaki) ve armutta (sağdaki) meydana gelen eşdeğer gerilme grafiği

Şekil 6.40 ve Şekil 6.41 dikkatli bir şekilde incelendiğinde bıçaklı palette meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme miktarının maksimum 123,53 Mpa, Ankara türü armut meyvesinde meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme miktarının ise 2,937 Mpa olduğu görülmektedir. Paletin AISI 304 paslanmaz çelik malzemeden imal

edilecek olması ve bu çeliğin akma mukavemet değeri 205 Mpa olmasından dolayı bu mekanik şok testi sonucunda palette oluşan eşdeğer gerilme karşısında palet emniyetle çalışmaktadır.

7. İMALATI GERÇEKLEŞTİRİLEN PALETİN MEKANİK TESTLERİ

İmalatı gerçekleştirilen düz palete ait mekanik testler IMU sensör kullanılarak gerçekleştirilmiştir. IMU sensörle yapılan testlerde düz palete ait 3 eksen açısal hız ve ivme değerleri tespit edilmiştir.

Inertial Measurement Unit (IMU), hareket halindeki cisimlerde 3 eksen ivme ve 3 eksen açısal hız verilerini bünyesinde barındırdığı jireskop sensörü ve ivme ölçme sensörü ile ölçen cihazlardır. İki sensörden toplanan açısal hız ve ivme verileri tek bir elektronik modülde toplanarak ana işlemciye aktarılır. İvme ölçer üç doğrusal yöne 3 farklı sinyal üretir. Fiziksel kısıtlamalar ve tahrik sistemi nedeniyle ivmeyi ölçer sensörlerde en kritik durum yer çekimi etkisidir. IMU' nun içerisinde bulunan ikinci sensör olan jireskobun iki ana görevi vardır. Bunlardan ilki jiroskoba yatay bir kuvvet uygulanırsa eksen etrafında dönmesi diğeri ise dönme eksenine devamlı sabit kalmasıdır. İvmeölçer ve jiroskop tek başına istikrarlı ve güvenli veri sağlayamaz. Bu sebeple iki sensör referans olarak birbiriyle birleştirilerek tek bir birim olan IMU'dan açısal hız ve ivme verileri alınır [26].

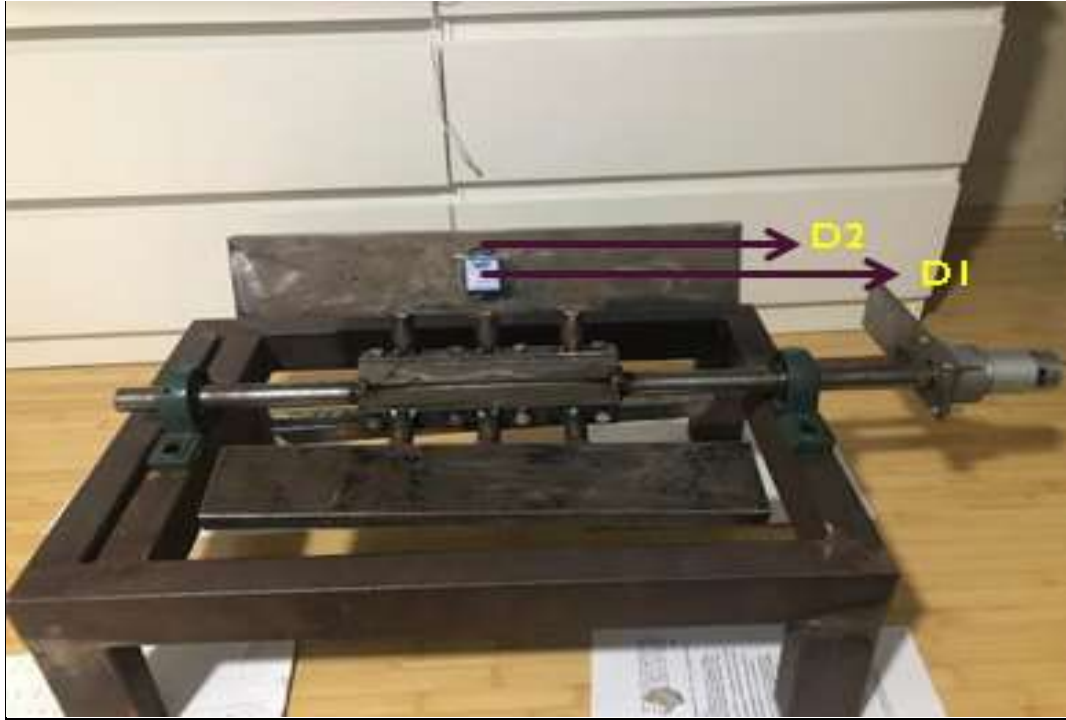
IMU sensörler 3 boyutta hareket eden mekanik cihazlarda kullanılırlar. Mekanik testlerde Şekil 7.1'de gösterilen IMU sensör kullanılmıştır. Bu sensörün içerisinde birbirlerine entegre edilmiş yüksek hassasiyete sahip jireskop, ivme ölçer ve jeomanyetik sensörleri bulunmaktadır. Gelişmiş dinamik çözümleme özelliğine sahip mikro işlemcisi ve içerisinde barındırdığı kalman filtreleme algoritması sayesinde hızlı bir veri aktarımının yanında ortam gürültüsünü çok etkili bir şekilde azaltmaktadır. Ayrıca bluetooth teknolojisine sahip olmasından dolayı kablo bağlantısına gerek kalmadan sensörden bilgisayara anlık veri aktarımı yapılmaktadır [27].

Şekil 7.1'de Deneysel analizde kullanılan IMU sensöre ve bilgisayarla bluetooth bağlantısını sağlayan veri aktarma adaptörü gösterilmektedir.



Şekil 7.1: Deneyisel analizde kullanılan IMU sensör (sağdaki) ve kablosuz bağlantı adaptörü (soldaki)

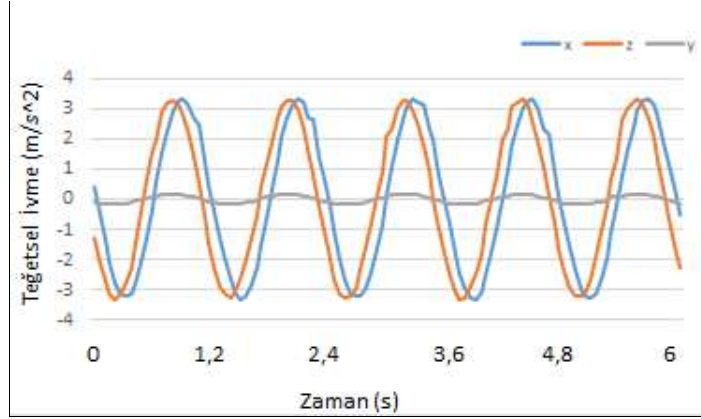
Tasarlanan düz palet grubunun IMU sensör ile üç ekseninde açısal hız ve ivme verilerinin alınmasına yönelik deneyel düzenek Şekil 7.2’de gösterilmiştir.



Şekil 7.2: Deneyel düzenek ve IMU sensörün bağlantısı

Palet üzerinde İki farklı noktadan, mil eksenine paralel ve dik olacak şekilde iki farklı konumda konumlandırılarak, iki ayrı konum için ivme sensörüyle ölçüm gerçekleştirilmiştir. Ölçüm yapılan noktalar D1 ve D2 noktaları olup, D1 noktasının dönme eksenine (palet mili) olan uzaklığı 118.5 mm, D2 noktasının dönme eksenine olan uzaklığı ise 148.5 mm’dir.

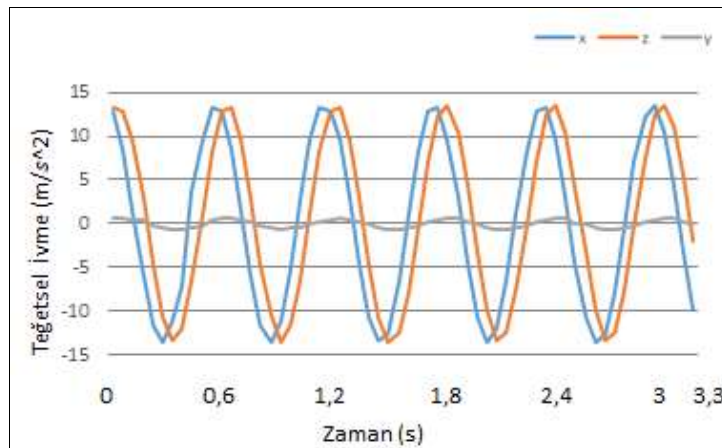
D1 noktasında sistem 50 devir/dakika dönüş devrinde çalışırken IMU sensör ile x,y ve z ekseninde ölçülen deneysel teğetsel ivme verileri Şekil 7.3'te gösterilmiştir.



Şekil 7.3: D1 noktasında 50 d/d dönüş devri için IMU sensör ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri

Şekil 7.3'te görüldüğü gibi makine 50 devir/dakika dönüş devrinde çalışma anında, 4 tam periyot için palet üzerindeki D1 noktasının x eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 3,36 \text{ m/s}^2$ ile $- 3,34 \text{ m/s}^2$ değerleri aralığında, Y eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 0,175 \text{ m/s}^2$ ile $- 0,175 \text{ m/s}^2$ değerleri aralığında, Z eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 3,29 \text{ m/s}^2$ ile $- 3,31 \text{ m/s}^2$ değerleri arasında ölçüm yapılan 4 tam periyotluk süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve - değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

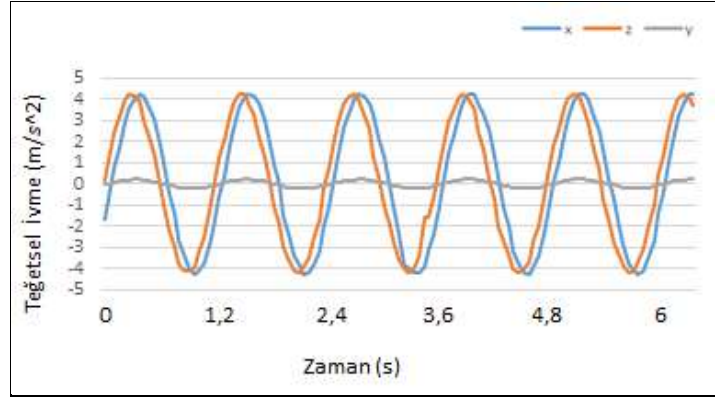
D1 noktasında sistem 100 devir/dakika dönüş devrinde çalışırken IMU sensör ile x,y ve z ekseninde ölçülen deneysel teğetsel ivme verileri Şekil 7.4'te gösterilmiştir.



Şekil 7.4: D1 noktasında 100 d/d dönüş devri için IMU sensör ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri

Şekil 7.4’de görüldüğü gibi makine 100 devir/dakika dönüş devrinde çalışma anında, 4 tam periyot için palet üzerindeki D1 noktasının x eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 13,08 \text{ m/s}^2$ ile $- 13,23 \text{ m/s}^2$ değerleri aralığında, Y eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 0,67 \text{ m/s}^2$ ile $- 0,69 \text{ m/s}^2$ değerleri aralığında, Z eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 13,16 \text{ m/s}^2$ ile $- 13,15 \text{ m/s}^2$ değerleri arasında ölçüm yapılan 4 tam periyotluk süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

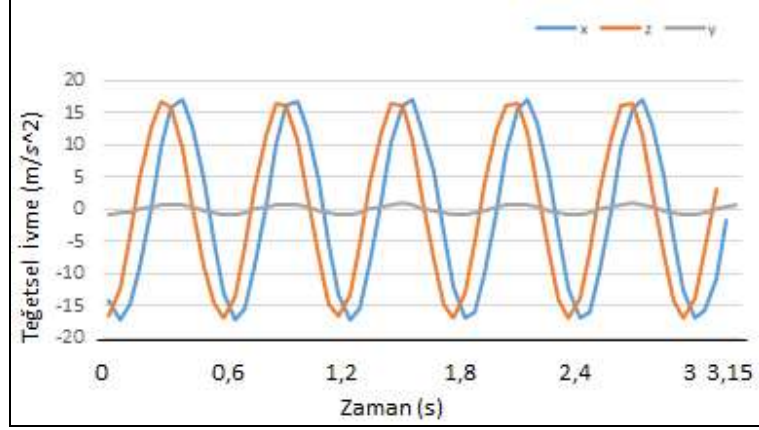
D2 noktasında sistem 50 devir/dakika dönüş devrinde çalışırken IMU sensör ile x,y ve z ekseninde ölçülen deneysel teğetsel ivme verileri Şekil 7.5’te gösterilmiştir.



Şekil 7.5: D2 noktasında 50 d/d dönüş devri için IMU sensör ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri

Şekil 7.5’te görüldüğü gibi makine 50 devir/dakika dönüş devrinde çalışma anında, 4 tam periyot için palet üzerindeki D2 noktasının x eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 4,19 \text{ m/s}^2$ ile $- 4,15 \text{ m/s}^2$ değerleri aralığında, Y eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 0,214 \text{ m/s}^2$ ile $- 0,212 \text{ m/s}^2$ değerleri aralığında, Z eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 4,17 \text{ m/s}^2$ ile $- 4,09 \text{ m/s}^2$ değerleri arasında ölçüm yapılan 4 tam periyotluk süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

D2 noktasında sistem 100 devir/dakika dönüş devrinde çalışırken IMU sensör ile x,y ve z ekseninde ölçülen deneysel teğetsel ivme verileri Şekil 7.6’da gösterilmiştir.



Şekil 7.6: D2 noktasında 100 d/d dönüş devri için IMU sensör ile hesaplanan teğetsel ivme değerleri

Şekil 7.6’da görüldüğü gibi makine 100 devir/dakika dönüş devrinde çalışma anında, 4 tam periyot için palet üzerindeki D2 noktasının x eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 16,78 \text{ m/s}^2$ ile $- 16,84 \text{ m/s}^2$ değerleri aralığında, Y eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 0,86 \text{ m/s}^2$ ile $- 0,84 \text{ m/s}^2$ değerleri aralığında, Z eksenindeki teğetsel ivme değerleri $+ 16,74 \text{ m/s}^2$ ile $- 16,54 \text{ m/s}^2$ değerleri arasında ölçüm yapılan 4 tam periyotluk süre zarfında zamana bağlı olarak sürekli değiştiği görülmektedir. + ve – değerler ivmenin yönünü göstermektedir.

Yapılan deneysel analizler sonucunda D1 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş değerlerinde x,y ve z yönünde elde edilen ivme verileri Çizelge 7.1’de, D2 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş değerlerinde elde edilen teğetsel ivme verileri Çizelge 7.2’de verilmiştir.

Çizelge 7.1 : D1 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devri için IMU sensör ile 3 yönde hesaplanan teğetsel ivme değerleri

Eksen	50 devir/dakika	100 devir/dakika
X Ekseni	$3,36 \text{ m/s}^2$	$13,23 \text{ m/s}^2$
Y ekseni	$0,175 \text{ m/s}^2$	$0,69 \text{ m/s}^2$
Z ekseni	$3,29 \text{ m/s}^2$	$13,16 \text{ m/s}^2$

Çizelge 7.2: D2 noktasında 50 d/d ve 100 d/d dönüş devri için IMU sensör ile 3 yönde hesaplanan teğetsel ivme değerleri

Eksen	50 devir/dakika	100 devir/dakika
X Ekseni	4,19 m/s ²	16,84 m/s ²
Y ekseni	0,214 m/s ²	0,86 m/s ²
Z ekseni	4,17 m/s ²	16,74 m/s ²

Yapılan deneysel analizler sonucunda 50 d/d dönüş değerlerinde D1 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması Çizelge 7.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 7.3: IMU sensör ile 50 d/d dönüş değerlerinde D1 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması

Eksen	Matematiksel Hesaplama Sonuçları	ANSYS - Rijit Gövde Dinamiği Sonuçları	Deneysel Analiz Sonuçları	Hata Payı (%) (Matematiksel Denklemlere Göre)	Hata Payı (%) (ANSYS - Rijit Gövde Dinamiğine Göre)
X	3,244 m/s ²	3,26 m/s ²	3,36 m/s ²	3,58	3,07
Y	0,17 m/s ²	0,17 m/s ²	0,175 m/s ²	2,94	2,94
Z	3,24 m/s ²	3,25 m/s ²	3,29 m/s ²	1,54	1,23

Yapılan deneysel analizler sonucunda 50 d/d dönüş değerlerinde D2 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması Çizelge 7.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.4: IMU Sensör ile 50 d/d dönüş değerlerinde D2 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması

Eksen	Matematiksel Hesaplama Sonuçları	ANSYS - Rijit Gövde Dinamiği Sonuçları	Deneysel Analiz Sonuçları	Hata Payı (%)	
				(Matematiksel Denklemlere Göre)	(ANSYS - Rijit Gövde Dinamiğine Göre)
X	4,066 m/s ²	4,08 m/s ²	4,19 m/s ²	3,05	2,70
Y	0,213 m/s ²	0,21 m/s ²	0,214 m/s ²	0,47	1,90
Z	4,06 m/s ²	4,07 m/s ²	4,17 m/s ²	2,71	2,46

Yapılan deneysel analizler sonucunda 100 d/d dönüş değerlerinde D1 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması Çizelge 7.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 7.5 : IMU Sensör ile 100 d/d dönüş değerlerinde D1 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması

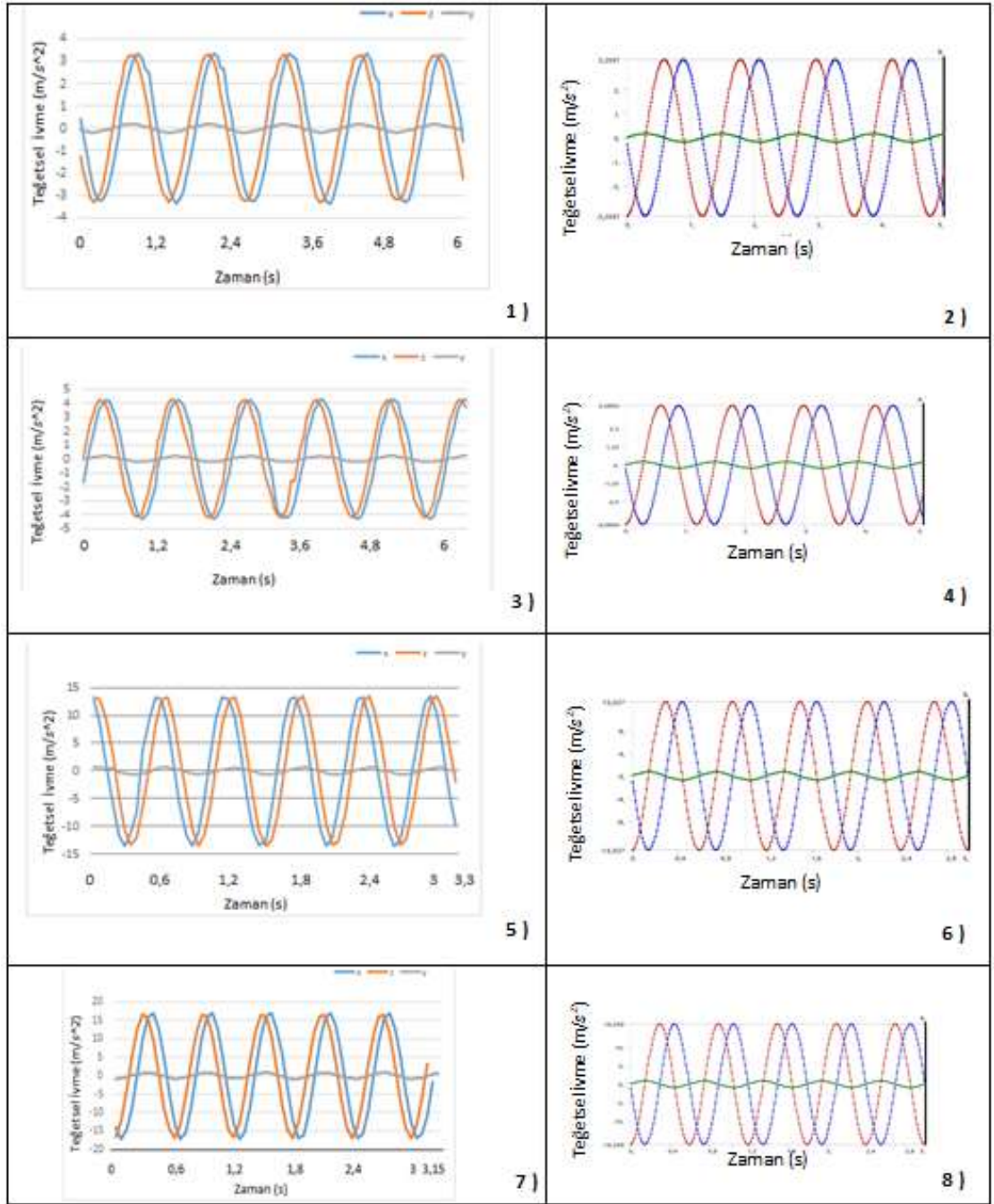
Eksen	Matematiksel Hesaplama Sonuçları	ANSYS - Rijit Gövde Dinamiği Sonuçları	Deneysel Analiz Sonuçları	Hata Payı (%)	
				(Matematiksel Denklemlere Göre)	(ANSYS - Rijit Gövde Dinamiğine Göre)
X	13 m/s ²	13,02 m/s ²	13,23 m/s ²	1,77	1,61
Y	0,68 m/s ²	0,68 m/s ²	0,69 m/s ²	1,47	1,47
Z	12,98 m/s ²	13 m/s ²	13,16 m/s ²	1,39	1,23

Yapılan deneysel analizler sonucunda 100 d/d dönüş değerlerinde D2 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması Çizelge 7.6’da gösterilmiştir.

Çizelge 7.6 : IMU Sensör ile 100 d/d dönüş değerlerinde D2 noktasında x,y ve z yönünde elde edilen ivme verilerinin matematiksel denklem sonuçları ve ANSYS yazılımında rijit gövde dinamiği analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması

Eksen	Matematiksel Hesaplama Sonuçları	ANSYS - Rijit Gövde Dinamiği Sonuçları	Deneysel Analiz Sonuçları	Hata Payı (%) Matematiksel Denklemlere Göre	Hata Payı (%) ANSYS - Rijit Gövde Dinamiğine Göre
X	16,283 m/s ²	16,29 m/s ²	16,84 m/s ²	3,42	3,38
Y	0,852 m/s ²	0,85 m/s ²	0,86 m/s ²	0,94	1,18
Z	16,261 m/s ²	16,26 m/s ²	16,74 m/s ²	2,95	2,95

Deneysel analizler sonucu elde edilen grafikler ile ANSYS yazılımı Rigid Body Dynamics modülü kullanılarak elde edilen grafiklerin periyot boyları Şekil 7.7’de karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.7: Deneysel analiz veri grafikleri ile ANSYS yazılımı veri grafiklerinin periyot boylarının karşılaştırılması

Şekil 7.7’de;

- 1) D1 Noktası, 50 d/d deneysel analiz ivme grafiği
- 2) D1 Noktası, 50 d/d ANSYS yazılımı ivme grafiği
- 3) D2 Noktası, 50 d/d deneysel analiz ivme grafiği
- 4) D1 Noktası, 50 d/d ANSYS yazılımı ivme grafiği

- 5) D1 Noktası, 100 d/d deneysel analiz ivme grafiği
 - 6) D1 Noktası, 50 d/d ANSYS yazılımı ivme grafiği
 - 7) D2 Noktası, 100 d/d deneysel analiz ivme grafiği
 - 8) D1 Noktası, 50 d/d ANSYS yazılımı ivme grafiği
- İle ilgili verileri göstermektedir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında öncelikle meyve sebze suyu çıkartma makinesi tasarlanmıştır. Tasarlanan bu makineye ait olacak şekilde iki farklı palet tasarlanmıştır. Paletlerin oluşturacağı kuvvetler matematiksel denklemler kullanılarak hesaplanmış, hesaplanan bu değerlerin doğruluğunu teyit edebilmek için ANSYS yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar analizi yapılmış ve ek olarak deneysel çalışma yaparak bu üç işlemin kendi arasında doğrulukları teyit edilmiştir. Makine ve paletlere ait sonlu elemanlar yöntemi ile diğer ihtiyaç duyulan analizler yapılmıştır.

Yapısal analizler için modelleme, dayanıklılık ve gıdaya uygunluk açısından hijyen koşulları göz önüne alınarak AISI 304 paslanmaz çelik malzeme seçilerek tasarlanmıştır.

Makine haznesi, meyve veya sebze ile doldurulacağı ve bu yüklemekten dolayı oluşabilecek problemlerin önüne geçebilmek adına hazneye ANSYS yazılımı içerisinde Static structural modülü kullanılarak statik analiz işlemi gerçekleştirilmiştir. Hazneye, içerisine alacağı meyve miktarının 11 katı yüklemeye yapıldığı öngörülerek yapılan statik analiz işlemi sonucunda haznenin bu ağırlık altında emniyetle çalıştığı görülmüştür.

Tasarımı gerçekleştirilen iki farklı palet tipinin, 50 devir/dakika, 100 devir/dakika, 750 devir/dakika ve 1500 devir/dakika dönüş devirlerinde matematiksel denklemler kullanılarak açısal hız, hız ve teğetsel ivme ve açısal momentum değerleri hesaplanmıştır. Paletler de birbirlerine karşı kıyaslama yapıldığında açısal hız, çizgisel hız ve teğetsel ivme değerlerinde herhangi bir farklılık olmamıştır. Ama kütle farkının oluşturduğu atalet momenti değerlerindeki farklılıklardan dolayı paletlerde açısal momentum değerleri farklılık göstermiştir. Elde edilen veriler neticesinde düz palette oluşacak açısal momentum değerinin bıçaklı palette oluşacak açısal momentum değerinden % 9,46 daha fazla olduğu görülmüştür. Matematiksel denklemler kullanılarak hesaplanan açısal hız, çizgisel hız ve teğetsel ivme değerlerin doğruluğunu teyit edebilmek için ANSYS yazılımı ile rijit gövde dinamiği analizi yapılmış ve açısal hız, çizgisel hız ve ivme değerleri sırasıyla bulunmuştur.

Matematiksel denklemler kullanılarak hesaplanan açısız hız, hız ve teğetsel ivme değerleri ile ANSY yazılımı rijit gövde dinamiği modülü kullanılarak bulunan açısız hız, hız ve ivme değerleri karşılaştırılmış ve elde edilen değerlerin 2 farklı hesaplama türünde de aynı olduğu görülmüştür. Daha sonra 50 devir/dakika ve 100 devir/dakika değerlerinde ivme verilerini bulmak için deneysel ortamda IMU sensör kullanılarak hesaplanmış ve diğer iki farklı hesaplama türlerine çok yakın değerler elde edilmiştir. IMU sensör ile hesaplanan ivme değerleri, matematiksel yöntemlerle hesaplanan ve ANSYS programıyla hesaplanan değerlerle mukayese edilmiş ve birbirlerine çok yakın değerler elde edildiği görülmüştür.

İki palet için de ANSYS yazılımı kullanılarak Modal analiz işlemi yapılmış ve sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. İlk üç mod değerlerine ait doğal frekans değerleri iki palet için birbirlerine yakın değerler olduğu görülmüştür. Daha rijit bir yapıya sahip olan düz palet için doğal frekans değerlerinin bıçaklı palet için doğal frekans değerlerinden 4. Mod'da % 60, 5. Mod'da % 25, 6. Mod'da ise % 30 daha fazla olduğu görülmüştür.

Her iki palet grubu için ANSYS WORKBENCH yazılımı Transient Structural modülü kullanılarak paletler analiz edilmiştir. Her iki palet grubu da durur pozisyondan 1500 d/d dönüş hızına 200 ms gibi bir sürede çok büyük bir ivmelenmeyle çıkartılmış ve bu büyük ivmelenme karşısında düz palet ve bıçaklı palet de meydana gelen eş değer gerilme değerleri incelenmiştir. Paletlerde oluşan eş değer gerilme değerleri Düz Palet için 69,84 Mpa, Bıçaklı Palet için 99,84 Mpa olarak bulunmuştur. AISI paslanmaz çeliğin akma mukavemet sınır değeri 205 Mpa olduğundan, bu çok büyük ivmelenme karşısında bile paletlerin eş değer gerilme bakımından emniyet sınırları içerisinde olduğu görülmektedir. İki palet arasında Transient Structural analizi sonuçları karşılaştırıldığında ise Bıçaklı Palet'de oluşan eş değer gerilmenin Düz Palet'de oluşan eş değer gerilmeden % 43,6 daha fazla olduğu görülmüştür.

ANSYS yazılımı Explicit Dynamics modülü kullanılarak her iki palet için şok analizi uygulanmıştır. Şok analizi için Ankara türü armut meyvesinin modellenmesi yapılmış ve armuta ait mekanik değerler sisteme eklenmiştir. Ankara türü armut meyvesi ile her iki palet, 1500 d/d dönüş hızında palet yüzeylerinin tam orta noktasında ulaşılan maksimum çizgisel hız değeri olan 18,143 m/s hız değeri ile karşılaştırılmıştır.

Yapılan çarpışma yani şok analizi sonucunda Düz Palet’de oluşan eşdeğer gerilme değerinin 34,76 Mpa, Bıçaklı Palet’de oluşan eş değer gerilme değerinin ise 123,53 Mpa olduğu görülmüştür. Bu değerler neticesinde, Bıçaklı Palet’de oluşan eş değer gerilme değerinin Düz Palet’de oluşan eş değer gerilme değerinden % 355 daha fazla olduğu ve her iki paletin de eş değer gerilme bakımından emniyet sınırları içerisinde kaldıkları görülmüştür. Diğer bir yandan düz paletin Ankara türü armut meyvesi üzerinde oluşturmuş olduğu eş değer gerilme değeri 1,838 Mpa iken bıçaklı paletin Ankara türü armut meyvesi üzerinde oluşturduğu eş değer gerilme miktarı 2,937 Mpa olup Bıçaklı Palet Ankara türü armut meyvesi üzerinde Düz paletle oranla yaklaşık olarak % 60 daha fazla eş değer gerilmeye sebep olmuştur.

Yapılan çalışmayı ve analizleri genel olarak değerlendirirsek, tasarımlar mekanik analizler karşısında gerekli olan kriterleri sağlamakta olup iki farklı Palet tasarımının bir birlerine karşı avantajlı ve dez avantajlı olduğu yönleri karşılaştırılmış ve her iki Paletin de yapılan analizler neticesinde emniyetle kullanılabilceği görülmüştür.

Her iki palet de 4 farklı dönüş devrinde (50d/d, 10 d/d, 750 d/d ve 1500 d/d) sahip oldukları açısız momentumlar dikkate alındığında, kullanıcı gerekli olan açısız momentum değerine göre, makinede istediği palet grubunu kullanarak istediği dönüş devrinde makineyi çalıştırabilir.

Makinede en yüksek dönüş hızı olarak 1500d/d dönüş hızı kullanılmaktadır. Bu hızda makine motoru 25 hz frekans değeri oluşturmakta ve her iki palet grubu için geçiş modu olan 1. Modlarda elde edilen doğal frekans değerleri yaklaşık olarak 300 hz olduğu için her iki palet de rezonansa girmeden emniyetle çalışabilmektedir.

Her iki palet için yapılan Transient Strucutral analizi dikkate alındığında Bıçaklı Palet için 99,84 Mpa olarak hesaplanan eş değer gerilme değeri, Düz Palet için hesaplanan 69,84 Mpa değerinden % 43,6 olmasından dolayı düz paletin kullanım ömrü olarak daha uzun süreli kullanılabilceği düşünülmektedir.

Her iki palet için yapılan Mekanik Şok analizi dikkate alındığında ise Bıçaklı Paletin Armut meyvesinde oluşturduğu 2,937 Mpa değeri, düz paletin meyve üzerinde oluşturduğu eş değer gerilmeden yaklaşık %60 fazla olmasına rağmen, Bıçaklı palette oluşan eşdeğer gerilmenin 123,53 Mpa değeri ile düz palette oluşan eş değer gerilmeden % 355 daha fazla olması uzun kullanım ömrü düşünüldüğünde düz paleti avantajlı kıldığı görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [2] **Stanner, S.A., Hughes, J., Kelly, C.N., Buttriss, J.,** (2004). A review of the epidemiological evidence for the antioxidant hypothesis. *Public Health Nutr.*, 7(3): 407–22.
- [4] **Ersoy, N, Bağcı Y, Atilla Askın A ve Kazaz S** (2011). Erkenci Nektarın, Şeftali Ve Kayısı Çeşitlerinin Bazı Fiziko-Kimyasal Özellikleri Ve Antioksidan Kapasiteleri. *Selçuk Tarım ve Gıda Bilimleri Dergisi*, 25 (2):64-69
- [5] **Saraçoğlu, T** (2017). Bazı narenciye türlerinin seçilmiş fiziksel ve hidrodinamik özellikleri. *Anadolu Tarım Bilimleri Dergisi*, 32 (2): 206-215
- [6] **Saraçoğlu, T, Özarslan C** (2015) Kiraz Domatesi Meyvesinin Kütle Ve Hacminin Matematiksel Modellemesi, *Adnan Menderes Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi* 2015; 12(1) :103 – 108
- [7] **Çevik, M,** (2013). Domateste Olgunluğun Fiziko-Mekanik Özellikler Üzerine Etkisi. *Çukurova Üniversitesi, Yüksek lisans tezi, Adana.*
- [8] **Kabaş, Ö, Sözer S, Ünal İ** (2016). Nektarin [P. Perica (L.) Batsch, Var. Nectarina] Meyvesinin Bazı Mühendislik Parametrelerinin Belirlenmesi. *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, 12 (1): 65-68
- [9] **Çelik, H, Akıncı İ** (2016). Çarpma Etkisi Altında Kalan Armut Meyvelerinin (Ankara çeşidi) Zedelenme Hacminin Doğrusal Olmayan Dinamik Sonlu Elemanlar Analizi ile Belirlenmesi. *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, 12 (1): 1-10
- [13] **Olabisi, O. I, Adelegan** (2015). Design, Construction and Performance Evaluation of Citrus Fruits' Juice Extractor, *International Journal of Engineering Research & Technology*, 4 (05): 2278-0181
- [14] **Michael, M. OdeWole, Kehinde J. Falua, Semiu O. Adebisi, Kabir O. Abdullahi** (2018). Development and Performance Evaluation of a Manually-Operated Multipurpose Fruit Juice Extractor. *Journal of Engineering and Technology*, 3 (1): 2579-0625
- [15] **Ndubisi, A. Aviara, Abubakar A. LaWal, Davou S. Nyam, Jesutofunmi Bamisaye** (2013). Development and performance evaluation of a multi-fruit juice extractor. *Global journal of engineering, desing & technology*, 2 (2): 16-21
- [17] **Erdoğan, M. Ö,** (2019). İki eksenli gıda sıvısı dökme makinesinin tasarımı, analiz, talaşlı ve talaşsız imalat ile üretimi. *İstanbul Gelişim Üniversitesi, Yüksek lisans tezi, İstanbul.*

- [18] **Manpreet, Kaur, Jai Pal** (2015). Distance Measurement of Object by Ultrasonic Sensor HC-SR04. International Journal for Scientific Research & Development, 2 (05): 2321-0613
- [22] **Tanriver K,** (2018). Polimerik Malzemelerin Geri Dönüşüm Sistemi İle Ayrıştırılması. İstanbul Gedik Üniversitesi, Yüksek lisans tezi, İstanbul
- [24] **Çay, İ. C,** (2006). Tarım Traktörleri Sürücü Koltukları Titreşim Sönümlenme Elemanları Üzerine Bir Araştırma. Ankara Üniversitesi, Doktora tezi, Ankara
- [25] **Altunay, Y,** (2018). Uçak Elektronik Sistemi Soğutma Pompasının Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Mekanik Tasarımı. Hacettepe Üniversitesi, Yüksek lisans tezi, Ankara
- [26] **Sorarlı, Güvenç.,** (2019). Su Altı Demirli Mayınların Etkisiz Hale Getirilmesine Yönelik Pnömatik Robotik Kesici Prototipinin Geliştirilmesi. Gedik Üniversitesi, Yüksek lisans tezi, İstanbul.
- [27] **Fangzheng, Wang, Lei Yan, Jiang Xiao** (2019). Recognition of the Gait Phase Based on NeW Deep Learning Algorithm Using Multisensor Information Fusion. Sensors and Materials, 31 (10): 3041–3054
- [28] **Silleli, H.,** (2007). Traktörlerin Uzunlamasına Eksende Kütlesel Atalet Momenti ve Ağırlık Merkezinin Salınım Yöntemiyle Belirlenmesi. Tarım Makinaları Bilim Dergisi 2007; 3 (4): 217-224
- [29] **Çalınıcı, H.,** (2016). Trafik Kaza Araştırmalarında Bilgisayar Yazılımlarının Kullanımı. Isparta Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, Isparta.
- [30] **Uyanık, T.** (2017). Yerçekimi Arama Algoritması İle Gemi Dümen Sisteminin Denetimi. Isparta Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, Isparta.

İnternet

- [1] <https://www.sozcu.com.tr/2019/ekonomi/tuik-acikladi-hanehalklari-butcelerinden-en-fazla-payi-konut-ve-kira-harcamasina-ayirdi-5250690/>, Alındığı tarihi: 02.10.2019
- [3] <http://www.uib.org.tr/tr/kbfile/yas-meyve-sebze-sektor-raporu>, Alındığı tarih: 07.10.2019
- [10] <https://www.byhirdavat.com/tulsan-smak-100000-yas-meyve-sebze-ve-salca-makinası,pr-11184.html>, Alındığı tarihi: 05.11.2019
- [11] <http://www.kirescilermakina.com/71/Urunlerimiz/Tarim-Makinalari/Elektrikli-Uzum-Sikma-Makinası.aspx>, Alındığı tarih:11.11.2019.
- [12] <https://www.e-makarna.com/SpremiTO-Salca-Makinesi,PR-224.html>, Alındığı tarihi:11.11.2019.
- [16] <https://hbogm.meb.gov.tr/MTAO/1ElektrikMakLab/unite5.pdf>, Alındığı tarih: 04.04.2020.

- [19] http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Yataklar.pdf, Alındığı tarih: 04.02.2020.
- [20] https://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/UCP*UCP205, Alındığı tarih: 05.04.2020.
- [21] https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Kavramalar_1.pdf, Alındığı tarihi: 23.04.2020
- [23] <https://pt.slideshare.net/nebahatsicimoglu/kuvvet-ve-hareket>, Alındığı tarihi: 27.10.2019
- [31] <https://www.pngindir.com/png-u48u50/>, Alındığı tarihi: 27.10.2020

EKLER

EK A : Projeye Ait İmalat Resimleri





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Cemil AKDENİZ
Doğum Tarihi/Yeri : 09.08.1991/Kadıköy
E-Posta : cemilakdeniz1@gmail.com



ÖĞRENİM DURUMU

- **Lise** : 2008, Erkut Soyak Lisesi
- **Lisans** : 2014, Fırat Üniversitesi, Makine Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2020, İstanbul Gedik Üniversitesi, Mekatronik Mühendisliği Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER

Dizayntek Makine Metal Sanayi Ticaret Ltd. Şti. 06/2015- 04/2016
Hareket Proje Taşımacılığı ve Yük Mühendisliği A.Ş. 06/2016-02/2018
Prizma Mühendislik Endüstri ve Servis San.Tic.A.Ş. 05/2018-(Halen çalışıyor)