

**MEYVE HASAT MAKİNALARINDA HİDROLİK
SİSTEMLERİN İNCELENMESİ VE BİR PROTİP
SARSICININ TİTREŞİM
KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ**

**2015
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Adem Fatih ÖZALP

**MEYVE HASAT MAKİNALARINDA HİDROLİK SİSTEMLERİN
İNCELENMESİ VE BİR PROTOTİP SARSICININ TİTREŞİM
KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ**

Adem Fatih ÖZALP

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

**KARABÜK
Aralık 2015**

Adem Fatih ÖZALP tarafından hazırlanan “MEYVE HASAT MAKİNALARINDA HİDROLİK SİSTEMLERİN İNCELENMESİ VE BİR PROTOTİP SARSICININ TİTREŞİM KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Refik POLAT

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 25/ 12/ 2015

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Refik POLAT (KBÜ)

Üye : Prof. Dr. Hasan GÖKKAYA (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Arif ANKARALI (YBÜ)

...../...../201..

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

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

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

Adem Fatih ÖZALP

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MEYVE HASAT MAKİNALARINDA HİDROLİK SİSTEMLERİN İNCELENMESİ VE BİR PROTOTİP SARSICININ TİTREŞİM KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Adem Fatih ÖZALP

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Refik POLAT

Aralık 2015, 61 sayfa

Dünyanın küreselleşmesi ile rekabetin uluslararası alanda gerçekleşmesi, birçok ürünün fiyatını etkilediği gibi tarımsal ürünlerin fiyatlarını da etkilemektedir. Tarımda artan makineleşme verimi yükseltmekte fakat teçhizatlar da verim kazancının düşük olması hasat verimliliğini düşürmektedir. Bu çalışmada; meyve hasadında kullanılan sarsıcılar hidrolik sistemleri bakımından ele alınmıştır ve ideal hidrolik ekipmanlar seçilerek bir prototipe uygulanmıştır. Prototip ile iki kütleli ve tek kütleli sarsıcıya uygun olarak deneyler yapılmıştır. Sarsıcı kütleler yan yana çift ve tek sarsıcı kütle olarak çalıştırılmıştır. Tek sarsıcı kütle, prototipin orta noktasında olacak şekilde ve çift sarsıcı kütleler aralarında ki mesafeler değiştirilerek titreşim karakteristikleri ölçülmüştür. Yapılan deneylerde tek sarsıcı kütle için çift sarsıcı kütlelere göre daha yüksek ivmelere çıktığı belirlenmiştir. Çift sarsıcı kütlelerin ise tek sarsıcı kütleye göre daha düşük ivme ile daha yüksek genliklerde çalıştıkları

belirlenmiştir. Oluşturulan model meyve hasat makinelerinin geliştirilmesi için bir kaynak oluşturmaktadır.

Anahtar Sözcükler : Gövde sarsıcı, hasat, titreşim, hidrolik.

Bilim Kodu : 914.1.003

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

INVESTIGATING HYDRAULIC SYSTEMS USED IN THE FRUIT HARVESTING MACHINE AND DETERMINATION OF VIBRATION CHARACTERISTICS OF A PROTOTYPE SHAKING MECHANISM

Adem Fatih ÖZALP

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Refik POLAT

December 2015, 61 pages

The realization of international competition with the globalization of the world also affects the prices of agricultural products such as to affect the price of many products. Increased mechanization in agriculture to increase productivity but the low efficiency in harvesting equipment lowers harvesting efficiency. In this study, shakers used in the fruit harvesting is discussed in terms of hydraulic systems and a prototype was applied by selecting optimal hydraulic equipments. Single and double shaking mass experiments were applied on prototype. Shaking masses side by side and worked as one. Single shaking mass which is in the midpoint of prototype and double shaking masses by changing the distance between them, vibration characteristics of the system were measured. Experiments showed that single shaking mass has higher acceleration than double shaking masses. Double shaking masses have lower acceleration and higher amplitude than single shaking mass, was

determined. A new model is created as a reference for the development of fruit harvesting machines.

Key Word : Trunk shaker, harvesting, vibration, hydraulic.

Science Code : 914.1.003

TEŞEKKÜR

Tez alışmamda, engin tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle alışmamı bilimsel temeller ışığında Őekillendiren sayın hocam Prof. Dr. Refik POLAT'a, düzeneğin kurulmasında desteğini esirgemeyen, mesai saatleri dışında ki zamanlarını da çalışmama harcayan Doç. Dr. Arif ANKARALI'ya ve Celalettin ÇETİNKAYA'ya, tezime verdikleri destekten dolayı Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ndeki araştırma görevlisi arkadaşlarıma teőekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her aşamasında maddi manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için sevgili aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	3
BÖLÜM 3	7
HASAT MAKİNELERİ, HİDROLİK ÜNİTE VE AKSAMI.....	7
3.1. HİDROLİK POMPALAR.....	8
3.1.1. Dişli Pompalar	8
3.1.2. Paletli Pompalar.....	11
3.1.2.1. Sabit Debili Paletli Pompalar.....	12
3.1.2.2. Değişken Debili Paletli Pompalar.....	13
3.1.3. Pistonlu Pompalar.....	14
3.1.3.1. Radyal Pistonlu Pompalar.....	14
3.1.3.2. Eksenel Pistonlu Pompalar	15
3.2. HİDROLİK MOTORLAR	16
3.2.1. Dişli Motorlar	16
3.2.2. Orbit (LSHT) Motorlar	17

3.2.3. Eksenel Pistonlu ve Radyal Pistonlu Motorlar	18
3.3. HİDROLİK SİLİNDİRLER	18
3.4. VALFLER	19
3.4.1. Yön Denetim Valfleri	19
3.4.1.1. Dört Yollu Üç Konumlu Yön Valfi	21
3.4.1.2. Üç Yollu İki Konumlu Yön Valfi	21
3.4.2. Basınç Kontrol Valfleri.....	21
3.4.2.1. Emniyet Valfleri.....	22
3.4.2.2. Basınç Sıralama Valfleri	22
3.4.2.3. Basınç Düşürücü Valfler	23
3.4.3. Akış Kontrol Valfleri.....	23
3.4.3.1. Kısmi Valfleri.....	24
3.4.3.2. Akış Ayar Valfleri.....	25
3.5. HİDROLİK KUMANDA BLOĞU	25
3.6. HİDROLİK SOĞUTUCULAR	26
3.7. HİDROLİK DEPO	27
BÖLÜM 4	28
MATERYAL VE METOT	28
4.1. SİSTEM GEREKSİNİMLERİ VE AMAÇ	28
4.2. SARSICI KÜTLELERİN SİMULASYON VE HESAPLAMALARI	29
4.3. HİDROMOTOR, POMPA VE ELEKTRİK MOTORUNUN SEÇİMİ.....	30
4.4. HİDROLİK BORU VE HORTUM ÇAPLARININ HESAPLANMASI.....	34
4.5. SİSTEMİN HİDROLİK DEVRE ŞEMASI	35
4.6. HİDROMOTORLARIN SEÇİMİ	40
4.7. TİTREŞİM ÖLÇÜM CİHAZI VE HIZ ÖLÇÜM CİHAZI.....	40
BÖLÜM 5	42
BULGULAR VE ARAŞTIRMA SONUÇLARI	42
5.1. SARSICILARIN BİLGİSAYAR ORTAMINDA SİMULASYONLARI	42
5.1.1. Tek Eksantrik Kütleli Sarsıcının Simülasyonu.....	42
5.1.2. Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcıların Simülasyonu	43

Sayfa

5.1.2.1. 140 mm Eksen Aralığına Sahip Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcıların Simülasyonu	43
5.1.2.2. 225 mm Eksen Aralığına Sahip Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcıların Simülasyonu	44
5.2. SARSICI KÜTLELERİN DENEYSEL ÇALIŞMALARI.....	45
5.2.1. Tek Eksantrik Kütleli Sarsıcı Deneyleri.....	46
5.2.2. Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcı Deneyleri	48
5.2.2.1. 140 mm Eksen Aralığına Sahip Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcı Deneyleri.....	48
5.2.2.2. 225 mm Eksen Aralığına Sahip Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcı Deneyleri.....	50
BÖLÜM 6	53
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	53
KAYNAKLAR	56
ÖZGEÇMİŞ	59

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Hidrolik gövde sarsıcıya ait görüntü	8
Şekil 3.2. Dıştan dişli pompanın yapısına ait şematik gösterimi.....	9
Şekil 3.3. İçten dişli pompanın yapısına ait şematik gösterimi	11
Şekil 3.4. Paletli pompanın yapısına ait şematik gösterimi.....	12
Şekil 3.5. Değişken debili paletli pompanın yapısına ait şematik gösterimi.....	14
Şekil 3.6. Radyal pistonlu pompanın kesit görüntüsü	15
Şekil 3.7. Eksenel pistonlu pompa yapısına ait şematik gösterimi.....	16
Şekil 3.8. Dişli hidromotor ve üstte sızıntı akış portuna ait görüntü.....	17
Şekil 3.9. LSHT motora ait görüntü	17
Şekil 3.10. LHST motor çalışma şeklinin şematik gösterimi.....	18
Şekil 3.11. Çift etkili bir hidrolik silindire ait kesit görüntüsü.....	19
Şekil 3.12. NG 16 ve üstte yön kontrol valfi NG 6 ya ait kesit görüntüsü.....	20
Şekil 3.13. Emniyet valfi şematik gösterimi	22
Şekil 3.14. Basınç sıralama valfinin şematik gösterimi	23
Şekil 3.15. Basınç düşürücü valfin şematik gösterimi	23
Şekil 3.16. Kısmı valfi şematik gösterimi.....	24
Şekil 3.17. Valflerle birlikte hidrolik blok görüntüsü	25
Şekil 3.18. Hidrolik valfleri boru bağlantılı sisteme ait görüntü.....	26
Şekil 3.19. Sulu ve havalı soğutucular	27
Şekil 3.20. Alüminyum döküm hidrolik depoya ait görüntü.....	27
Şekil 4.1. Sarsıcı kütlelerin paket program ile dinamik analizinin yapılmasına ait görüntüler	30
Şekil 4.2. Hidrolik motor ve bloğa bağlı hortumlara ait görüntü	35
Şekil 4.3. Çift sarsıcı kütle çalışma sisteminin hidrolik devre şema görüntüsü	37
Şekil 4.4. NG 6 Yön valflerine ait görüntü	38
Şekil 4.5. Modüler ikiz kısma valflerine ait görüntü.....	39
Şekil 4.6. Emniyet valfine ait görüntü.....	39
Şekil 4.7. Vb Series Commtest Instruments titreşim ölçüm ve analiz cihazı görüntüsü.....	41

Sayfa

Şekil 4.8.	Dijital takometre devir ölçüm cihazı görüntüsü.....	41
Şekil 5.1.	Tek eksantrik kütleli sarsıcının bilgisayar ortamında modal analizine ait görüntü.	43
Şekil 5.2.	140 mm mesafeli çift eksantrik kütleli sarsıcıların bilgisayar ortamında modal analizine ait görüntü.....	44
Şekil 5.3.	225 mm mesafeli çift eksantrik kütleli sarsıcıların bilgisayar ortamında modal analizine ait görüntü.....	45
Şekil 5.4.	Tek eksantrik kütleli sarsıcı deneyinde eksantrik sarsıcı modülünün gövde sarsıcı üzerindeki konumuna ait görüntüsü.....	46
Şekil 5.5.	Tek eksantrik kütleli sarsıcının (1950 dev/dak) sabit hızda döndürülmesi sonucunda elde edilen ivme-frekans grafik görüntüsü.....	47
Şekil 5.6.	Tek eksantrik kütleli sarsıcının (1950 dev/dak) sabit hızda döndürülmesi sonucunda elde edilen genlik-frekans grafik görüntüsü.....	47
Şekil 5.7.	Çift eksantrik kütleli sarsıcıların paralel konumuna ait görüntü.....	48
Şekil 5.8.	Çift eksantrik kütleli sarsıcıların (1950 dev/dak) sabit hızda ve (140 mm) eksen aralığı ile döndürülmesi sonucunda elde edilen ivme-frekans grafik görüntüsü.....	49
Şekil 5.9.	Çift eksantrik kütleli sarsıcıların (1950 dev/dak) sabit hızda ve (140 mm) eksen aralığı ile döndürülmesi sonucunda elde edilen genlik-frekans grafik görüntüsü.....	49
Şekil 5.10.	Çift eksantrik kütleli sarsıcıların (1950 dev/dak) sabit hızda ve (225 mm) eksen aralığı ile döndürülmesi sonucunda elde edilen ivme-frekans grafik görüntüsü.....	50
Şekil 5.11.	Çift eksantrik kütleli sarsıcıların (1950 dev/dak) sabit hızda ve (225 mm) eksen aralığı ile döndürülmesi sonucunda elde edilen genlik-frekans grafik görüntüsü.....	51

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1. Hidrolik motor seçim kistasları.....	40
Çizelge 5.1. Tek eksantrik kütleli sarsıcı deneyi maksimum ivme ve genlik değerleri	52
Çizelge 5.2. 500 gramlık çift eksantrik kütleli sarsıcıların farklı konumlarında yapılan deneylere ait maksimum ivme ve genlik değerleri	52

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

A	: Efektif piston alanı
h	: Piston stroğu
n	: Devir/dakika (dev/dak)
λ_R	: Sürtünme katsayısı
ΔP	: Basınç düşümü
ν	: Kinematik viskozite
V	: Deplasman
Q	: Debi
Re	: Reynolds sayısı
ρ	: Yoğunluk
v	: Akış hızı (m/s)
M	: Tork
P_{hyd}	: Hidrolik güç
P_{mech}	: Mekanik güç
f	: Frekans
η_T	: Toplam verim

KISALTMALAR

RMS : Root Mean Square (Karesinin Ortalama Değerinin Kkku)

LSHT : Low Speed High Torque (Düşük Hız Yüksek Tork)

vd : ve diğerleri

DM : Dişli Motor

RPM : Radyal Pistonlu Motor

EEEPM : Eğik Eksen Eksenel Pistonlu Motor

EDEPM : Eğik Disk Eksenel Pistonlu Motor

NG : Nenngröße (Anma Ölçüsü)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Makineleşme, makine endüstrisinde olduğu gibi tarım alanında da etkisini göstermektedir. Meyve hasadında mekanizasyon olanakları her geçen gün iyileşmektedir. Ağaç meyvesi hasadında farklı tiplerde sarsıcı makineler kullanılmaktadır.

Sofralık meyvelerin toplama sırasında zarar görmesini önlemek için elle toplama yapılmaktadır. Sert kabuklu meyveler ve düştüğünde zarar görmesinden endişe edilmeyen meyveler ise sarsıcı makineler ile hasat edilebilmektedir [1].

Çin cevizi, dağlık yapıda ve dağlık yetiştiğinden dolayı hasadı sarsıcılarla yapılmaktadır [2].

Meyve hasadı için kullanılan sarsıcılar iki tiptir. Birincisi ağacın dalını sarsarak çalıştırılan sarsıcılar, diğeri ise ağacı gövdeden sarsan (kendi yürür ya da traktörle taşınabilen) sarsıcılardır. Mevcut gövde sarsıcılarda titreşim; hidrolik sistemler vasıtasıyla hareket ettirilen eksantrik yapılı sarsıcı kütlelerin dönmesiyle elde edilmektedir. Gövde sarsıcılarda tek sarsıcı kütleli titreşim düzenekleri kullanıldığı gibi çift sarsıcı kütleli titreşim düzenekleri de kullanılmaktadır. Sarsıcı kütlelerin oluşturduğu titreşimin büyük olması ağaca zarar verebilmektedir. Titreşimin küçük olduğu durumlarda ise meyveler verimli bir şekilde hasat edilememektedir [3].

Hasattan alınan mahsül miktarı; arazi koşullarına, hasat edilen ağacın türüne, hasat yöntemine bağlı olarak değişmektedir. Arazinin dağlık, düz olması ve eğimli olması, ağacın yapısı ve yüksekliği ile dal uzunluğu meyvenin düşmesi için sarsıcılarla hasat da etkili faktörlerdir. Meyve hasadında meyvenin toplanması; el ile toplama yapılması, dal veya gövde sarsıcılarla yapılması hasat verimini etkilemektedir.

El ile toplamada verim daha çok insan faktörüne bağlıdır. Gövde ve dal sarsıcı yöntemi ile hasat da ise hasat verimi; frekans, genlik ve süreye bağlı olarak değişmektedir [4,5]

Titreşim karakteristikleri meyve hasat makinelerinin tasarımları için belirleyici bir faktördür. Bu yüzden titreşimin analizi mühendislik çalışmalarında büyük önem arz etmektedir. Son yıllarda bilim adamları tarafından sarsma düzenek ve kontrollerinin optimizasyonu araştırılmaktadır.

Titreşim, cisimlerin sabit bir referansa göre düzenli veya düzensiz şekilde ki tekrarlı yer değiştirmesine denir [6].

Titreşim hesaplamalarında titreşim frekans ile ölçülür, birimi Hertz (Hz) dir. Periyot ise titreşim hareket süresidir, aynı zamanda bir salınım süresince geçen zaman olarak ifade edilir.

Titreşimler; sönümsüz ve sönümlü titreşimler, serbest ve zorlanmış titreşimler, doğrusal ve doğrusal olmayan (nonlinear) titreşimler olarak incelenmektedir.

Genlik titreşim hareketi sırasında oluşan dalga eğrisinin tepesinden çukuruna kadar olan mesafenin yarısı kadardır ve uzunluk birimleri ile ifade edilmektedir.

RMS, belirli bir zaman aralığında ölçülen titreşim değerlerinin karelerinin ortalamasının kareköküdür. Frekans grafiklerinde değerler RMS olarak hesaplanır.

İvme ise birim zamanda hızdaki değişim miktarıdır. Birimi m/s^2 , $inç/s^2$ ile gösterilmektedir.

Bu çalışmada, meyve hasat makinelerinde hidrolik sistemler ile beraber hasat makinelerinde sarsıcı kütle konumlarının titreşime etkisi incelenecektir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Meyve hasat makineleri üzerine yapılan araştırmalar hidrolik ve titreşim konularını kapsamaktadır. Hasat makinesindeki sarsıcıların tahrikini sağlamak için hidrolik güç ve meyvelerin ağaçtan düşürülmesi için titreşim gerekmektedir.

Yavaş yavaş güçlü itme ve çekme kuvvetinin gerektiği makinelerde, yüksek tork gerektiren makinelerde hidrolik sistemler kullanılmaya başlanmıştır. Makine imalatında elektrik motoru ve eyleyicinin gerektiği yerlerde, hidrolik silindir veya hidromotor kullanılarak daha iyi bir tasarım elde edilmektedir. Maliyet açısından büyük avantajlar sağladığı için hidrolik sistemler büyük oranda tercih edilmektedir [7].

Schmitt, akışkanlar mekaniğinin fiziksel ilkelerini ve hidrolik ekipmanların çalışma prensiplerini açıklamıştır. Hidrolik valflerin ve ekipmanların kullanım alanlarından örnekler vermiştir. Farklı sanayi makinelerinde hidrolik devre uygulamalarına örnekler vererek açıklamıştır [8].

Merritt, hidrolik devre elemanlarını incelemiş ve uygulama parametrelerini açıklamıştır. Pompa, motor ve valf için debi basınç diyagramlarını göstermiş çalışma aralıklarını belirlemiştir [9].

Karacan, hidrolik elemanları tanımlamıştır, hidrolik elemanların seçimleri için örneklerle açıklamalar yapmıştır. Hidrolik devre tasarımı için bilgiler vermiştir [10].

Özalp vd. hidrolik motor, oransal valf ve fren mekanizmasını bilgisayar ortamında modellemişlerdir. Çalışmada hidromotor milinin, yüksek tork ve yüksek hızda ani

duruşu irdelenerek simülasyonları yapılmıştır. Bu çalışma meyve hasat makinelerinde kullanılan hidromotorlar için bir model oluşturmaktadır [11].

Sinthipsomboon vd. hidromotorlar ile deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneplerinde, hidromotorlar bilgisayar ile kontrol edilmiştir. Bilgisayar da oluşturulan mantık devreleri ile kontrol edilen valfler DAQ kart ve sürücü yardımı ile sürülmüştür. Denepler sonuçlarında farklı mantık devreleri ile ve mantık devrelerinin birbirine entegrasyonu ile daha verimli bir sistem elde etmişlerdir [12].

Shen vd. çalışmalarında gerçek zamanlı çalışan hidrolik tahrikli bir sistem ile titreşim ve kuvvet üreten prototip geliştirmişlerdir. İmalatı yapılan tabla mantık devreleri ile kontrol edilmektedir. Geliştirilen hidrolik tahrikli tabla, benzetim yapılarak; inşaat, otomobil, hasat makineleri ve diğer konstrüksiyonların titreşim ve kuvvet analiz problemlerinin incelenmesinde bir referans teşkil etmektedir [13].

Işık, ülkemizde üretilen bir hasat mekanizmasının bilgisayar ortamında kinematik analizini yapmıştır ve yerli üretim zeytinin hasadında performans ve sınır eğrilerini elde etmiştir. Buna göre hasat makinelerinde krank biyel mekanizmasında biyel uzunluğu sabit kalmak üzere, krank uzunluklarının değişiminin ivme değişimine neden olduğunu saptamıştır. Çalışmasında, ideal krank uzunluklarını 2, 3, 4 cm olarak belirlemiştir. Krankın uzunluğunun 10, 12, 14 cm olduğunda; hasat işlemi sırasında dal kırılmalarına neden olacağını bildirmiştir [14].

Yürürer, çalışmasında omuzdan asılı sarsıcılarla ilgili çalışmalar yaparak titreşim karakteristiklerini belirlemeye çalışmıştır. Çalışmasında, omuzdan asılı sarsıcıların tutucu çenesinin pasif olması sebebi ile titreşim karakteristiğinin ölçülmesini engellediğinden bahsetmiştir. Aktif çene yapıları sarsıcıların (ağacı kavrayarak tutan) omuzdan asılı sarsıcılar için de hasat verimliliği için bir gereklilik olduğunu belirtmiştir [15].

Polat vd. antep fıstığının mekanik hasadı üzerine atalet kütleli bir sarsıcı ile farklı sarsma genliği ve frekanslarda hasat deneyleri yapmışlardır. Yapılan çalışmalarda kullanılan sarsıcı dal sarsma yöntemine göre çalışmaktadır. Dallar 40, 50, 60 mm

genliklerde ve 10, 15, 20 Hz frekanslarında sarsılmıştır. Maksimum hasat yüzdesine, 50 mm genlik ve 20 Hz titreşim ile ulaşılmıştır. Sarsma süresi 10 saniyedir [16].

Zhou vd. dal sarsıcı ile kiraz ağacının dallarını belirli noktalardan dal sarsıcı ile sarsarak bu noktaların verime olan etkilerini incelemiştir. İncelemede kiraz ağacı dört farklı noktadan hasat makinesi ile hasat edilmiştir. Ağacın dalının en alt noktasından tahrik edilerek alınan hasat verimi % 84, yukarı noktalara doğru diğer yüzdeler sırası ile % 77, % 51, % 72 olduğu görülmüştür. En düşük noktadan yüksek noktaya doğru meyve hasadında zarar oranları sırası ile ; % 20, % 28, % 20, % 23 olarak belirlenmiştir. Dal sarsıcı kullanarak yapılan hasat da en yüksek verimin, dalın en alt ve en üst noktasından tahrik edilerek yapılan hasat olduğunu ve nereden tahrike edilirse edilsin hasat zarar yüzdesinde büyük bir değişim olmadığını belirlemiştir [17].

Du vd. titreşimin ağacın üzerindeki dağılımını ve sona ermesini incelemiş ve bunun kiraz ağacındaki hasat verimliliğine etkilerini incelemiştir. Çalışmalarında, 2 Hz den 40 Hz e kadar sinüs dalgaları göndermişlerdir. Birbirine olan konumları dar açılı olan dallarda, ileriye doğru titreşim yükselmekte, dal üzerinde ki yan dallarda da aynı frekans yükselmesi görülmektedir. Bu da dala titreşim uygulama noktasındaki frekansın, dalın herhangi bir yerinde farklı bir noktada aynı olmadığını göstermektedir [18].

Wu vd. farklı tipteki ceviz ağaçlarına uyumlu bir sarsıcı makine geliştirmek için ceviz ağacını yapraksız şekilde dallarını iki değişik açıdan ölçerek modellemiştir. Modelin dinamik analizi, sonlu elemanlar metodu ile program yardımı ile çözümlenmiştir. Optimal bir gövde sarsıcı tasarlanacak şekilde model tamamlanmıştır [2].

Zhang vd. titreşim üreten iki eksantrik kütleyle sahip bir yapının titreşim karakteristiklerini teorik olarak incelemiştir. Eksantrik kütleler iki adet hidrolik motor tarafından birbirinden bağımsız tahrik edilmektedir. Çalışmada, sistemin matematiksel modelini çıkartarak eksantrik kütlelerin faz farklarının hiromotora giden yağ miktarı ile orantılı olduğu sonucuna varmışlardır [19].

Wen vd. çalışmalarında iki ve üç eksantrik kütleli farklı modlarda çalıştırarak eksantrik kütlelerin faz farkı ve hız farklarını belirlemişlerdir. Sistemin matematiksel modelini çıkartarak, sekiz farklı modda eksantrik kütleleri farklı yönlerde ve farklı konumlarda çalıştırmışlardır Buldukları sonuçlar itibari ile farklı konum ve devir yönlerinin eksantrik kütle fazlarını etkilediğini göstermişlerdir [20].

Pagar ve Gawande, bir şaftın deneysel olarak doğal frekansını bulduktan sonra ANSYS programı ile modal analiz yapmışlar ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Buldukları sonuçlarda, yaklaşık 1000 dev/dak ile dönen şaftın rezonans değerine yaklaşmadığını belirlemişlerdir. ANSYS programı ile bulunan sonuçların deneysel çalışma sonuçları ile örtüştüğünü ve sonuçlarda % 0,569'luk bir sapmanın olduğunu gözlemlemişlerdir. Üretim öncesi titreşim ölçümleri için sonlu elemanlar metodunun malzeme tasarımı için iyi bir analiz aracı olacağını vurgulamışlardır [21].

Meyve hasadı üzerine yapılan çalışmalar, dal ve gövde sarsıcıların hasat verimi için önemli bir ihtiyaç olduğunu göstermektedir. Her meyvenin farklı titreşimler ile verimli olarak hasat edildiği gözlemlenmiştir. Gövde sarsıcıların tahrik edilmesinde ise hidrolik sistemler kullanılmaktadır Hidrolik sistemler ve sarsıcı makinelerin ürettiği titreşim; meyve hasadı için önem arz etmektedir.

BÖLÜM 3

HASAT MAKİNELERİ, HİDROLİK ÜNİTE VE AKSAMI

Meyve hasadının sağlanması için gerekli titreşim, hidromotorlar ile sağlanır [22]. Hidromotorların tahrik ettiği eksantrik mil hızına göre titreşim frekansı değişmektedir. Hidromotorlar, hidrolik pompanın sağladığı basınçlı yağın yön valfleri ile iletiminin sağlanması ile çalıştırılır. Hasat makinesinin ağacı tutması için de hidrolik silindirler kullanılır. Şekil 3.1’de meyve hasadında kullanılan gövde sarsıcıya ait görüntü sunulmuştur. Hidrolik silindirler konstrüksiyonun içinde olduğundan gözükmemektedir. Hidrolik silindirler küçük yapılarına rağmen yüksek kuvvetlerde olduğu için ağacı tuttuğunda zarar vermeyecek büyüklükte seçilmektedir.

Basınçlı yağın pompadan hidromotora sonra da tekrar depoya dönmesi sırasında kapalı bir çevrim oluşmaktadır. Basınçlı yağın güvenli şekilde işletilmesi için sisteme mutlaka basınç emniyet valfi eklenmesi gerekmektedir.

Yağlar akışa karşı direnç gösterirler ve dirençleri viskozite olarak tanımlanır. Yağ ısındığında viskozite gibi özelliklerini yitirmektedir veya bu özellikleri azalmaktadır, bunun önlenmesi için sisteme; çalışılan çevre şartlarına göre soğutucu veya ısıtıcı ilave edilmektedir.

Sistemde diğer bir gerekli devre elemanı, sistem valf ve ekipmanlarını korumak için filtrelerdir. Filtreler yağ içindeki partikülleri tutarak yataklarda ki aşınmayı önlemekte, yağın basınca çıkması için çok hassas yüzeyde işlenmiş valf ve ekipmanların ömrünü artırmaktadır.



Şekil 3.1. Hidrolik gövde sarsıcıya ait görüntü [22].

Genel olarak sistem; yağ tankı ve aksesuarları, pompa, hidrolik blok, valfler, hidromotor, borular ve hortumlardan oluşmaktadır.

3.1. HİDROLİK POMPALAR

Pompalar tanktan emdikleri hidrolik akışkanı basınçlı bir şekilde devreye göndermektedir. Pompalar elektrik motoru, benzinli ve dizel motor, ya da direkt elle tahrik edilmektedir. Tahrik enerjisini akışkanı emmek ve basınçlı bir şekilde belirli bir debi ile yağı göndermek için kullanılmaktadırlar. Pompaların; dişli pompa, pistonlu pompa, paletli pompa, vidalı pompa gibi çeşitleri daha çok kullanılmaktadır. Traktörlerde daha çok paletli pompa ve pistonlu pompa kullanılmaktadır fakat dişli pompa da kullanılmaktadır [8].

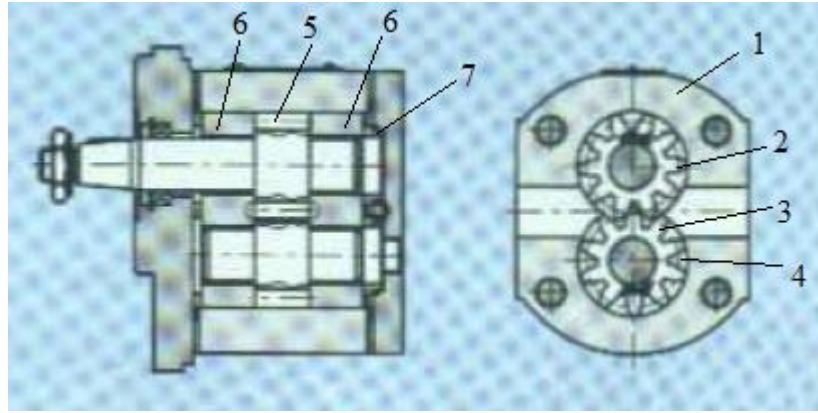
3.1.1. Dişli Pompalar

Dişli pompalar gövde, yataklamalar, sızdırmazlık elemanı, biri tahrik miline bağlı çeviren biride çevrilen dişliden oluşmaktadır. Dişli pompalar alüminyum gövde veya çelik gövdeli olarak tasarlanır. Alüminyum gövdeli pompalar çelik gövdeli pompalara göre daha düşük basınçta çalışmaktadır fakat daha ucuzdurlar. Dişli pompa, tahrik milinin döndürdüğü çevrilen dişli ile yağı giriş portundan çıkış portuna basınçlı bir şekilde pompalar. Dişlilerin birbirini kavraması ile giriş portu ile çıkış

portu arasında hacim farkı oluşur. Giriş portunda vakum oluşur ve depodan yağ emilir. Dişliler ile gövde arasındaki yağ, dişlilerin dönmesi ile çıkış portuna iletilir.

Dişli pompalarda dişler arasında ve gövdede sadece çeviren dişli milinde sızdırmazlık elemanı vardır. Dişliler arasında sızdırmazlık, dişler ve gövdenin çok küçük toleranslarda işlenerek çalışması ile sağlanır. Bu yüzden pompa ters döndüğünde veya yağsız çalıştığında kullanılmaz hale gelir. Çünkü dişli ve gövde arasında hidrostatik yataklama emiş yapılan yağ ile olur. Eğer yağ emilmezse veya pompa ters yönde uzun süre çalıştırılırsa gövde ısınır yataklama elemanları yanar, toleranslarını kaybedip şekil değiştirir ve pompa basınca çıkamaz.

Dıştan dişli pompa dişler her iki dişlinin dış çevresine açıldığı için bu tip bir dişli pompa dıştan dişli pompa olarak adlandırılır. Genellikle düz, helisel ve çavuş dişli tipleri kullanılır. Ekonomikliği açısından en çok kullanılan tipi, düz dişli tipidir (Şekil 3.2).



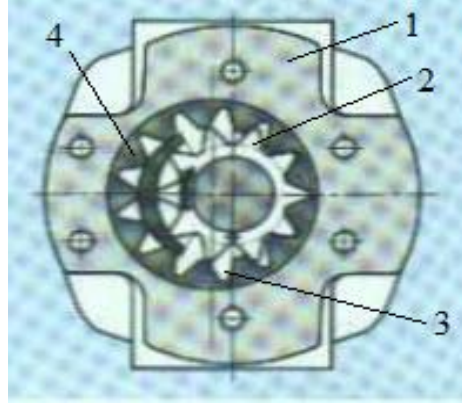
Şekil 3.2. Dıştan dişli pompanın yapısına ait şematik gösterimi [23].

Burada dişliler birbirini dış yüzeylerden taramaktadır (Şekil 3.2). Dişli (2) bir yönde çevrilmekte ve dişli (3)'ü zıt yönde çevirmektedir. Akışkan, dişli aralıkları (4) ile gövde (1) arasında taşınarak basınç tarafından sıkıştırılır. Kesit resimde de görüldüğü gibi dişliler, araları tamamen boşalmadan önce birbirlerini kavramaktadırlar. Boşaltmanın olmaması durumunda pompa oluşmuş yüksek basınç sert ve darbeleri bir çalışmaya sebep olmaktadır [8].

Açıklamaya değer bir önemli husus da Şekil 3.2’de gösterilen dişliler (5) ile yatak blokları (6) arasındaki yan boşluktur. Bu boşluğun büyük olması durumunda sürtünmeler az akışkan kaybı daha fazla, tersi durumunda sürtünmeler fazla akışkan kaybı daha azdır. Eğer bu boşluk sabit olarak tasarlandıysa aşınma ile birlikte akışkan kayıplarında bir artış olmaktadır. Çalışma basıncının artmasıyla da hacimsel kayıplar azalmaktadır.

Dişli pompalarda pompanın emme ağzında atmosfer basıncının altında bir basınç, basma ağzında ise sistem basıncı vardır. Bu basınç farkı dişlilere büyük bir kuvvet uygulayarak yatakların kısa sürede bozulmalarına neden olmaktadır. Bunu önlemek amacıyla hidrostatik yataklama (7) uygulanır. Dişli milinin ve yatakların yağlanması emme bölgesinden alınan yağ ile sağlanmaktadır. Yağlama kanalları emme bölgesine bağlı olduğu için pompanın tersine çalışması durumunda bu kanallardan gelen basınçlı yağ mil keçesini patlatacaktır. Dişli pompanın debisi dişli büyüklüğü ile belirlenir [8].

İçten dişli pompa da ise bir halkanın içine açılmış dişleri (3) kavrayan bir dıştan dişliden (2) oluşur. İki dişlinin merkezleri çakışmamaktadır yani, eksenleri kaçık durumundadır. Şekil 3.3’deki pompanın giriş ve çıkışı arasına yerleştirilmiş hilal (4) şeklindeki metal ayırma parçası sızdırmazlık elemanı olarak görev yapar. Birbirine geçmiş çark dişlileri birbirinden ayrılırken bir emme alanı meydana getirmektedir. Bu alan birçok dişliyi kapsadığından akış hızı ve gürültü düzeyi dıştan dişli pompalara nazaran daha düşüktür. Çark dişlileri birbirine geçerken oluşan baskı alanı da birçok dişliyi kapsamaktadır. İçten dişli pompaların emme ve basma alanlarının uzunluğu dıştan dişli pompalarınkine göre üç kat daha büyüktür [8].



Şekil 3.3. İçten dişli pompanın yapısına ait şematik gösterimi [23].

Hilal şeklinde sızdırmazlık elamanına sahip içten dişli pompalar 100 bar ve 200 lt/dak debiye sahip içten dişli pompalar ile seri bağlanarak daha büyük basınca ulaşılabilir. Birden fazla kademeli içten dişli pompalar diğer dişli pompalara göre daha sessiz çalışmaktadır.

İçten dişli başka bir pompa tipi gerotor pompa tipidir. Bu pompaların da pompalama odası birbirine geçmiş dişlilerden oluşur. İç ve dış dişlinin iç dişliye göre bir diş eksiktir. Dişlilerin merkezi yaklaşık olarak diş derinliğinin yarısı kadar kaçık durumdadır. Bu pompalarda da emme ve basma alanları birçok dişliyi içine aldığından dıştan dişli pompalardan çok daha sessizdir. Ayrıca gerotor pompalarının kirlilik toleransı da çok fazladır. Diğer türetilmiş şekilli pompalarda olduğu gibi farklı genişlikte çalışma elemanları kullanılarak her bir boyut aralığı için muhtelif kapasiteler elde edilir. Bunlar eksantrik bir ring üzerine oturtulmaktadır. Bu şekilde, pompa gövdesinin işlenmesi kolaylaşmaktadır. Eksantrik ring, dönme hareketini engellemek için, gövdeye tutturulmuştur. Tasarım üzerindeki değişiklik, yüzüğün eksantrikliğinin yönünü değiştirerek 180° dönmesine imkân verir. Sonuç olarak hem saat dönüş yönü hem de aksi istikamet için akış yönü hep aynıdır [8].

3.1.2. Paletli Pompalar

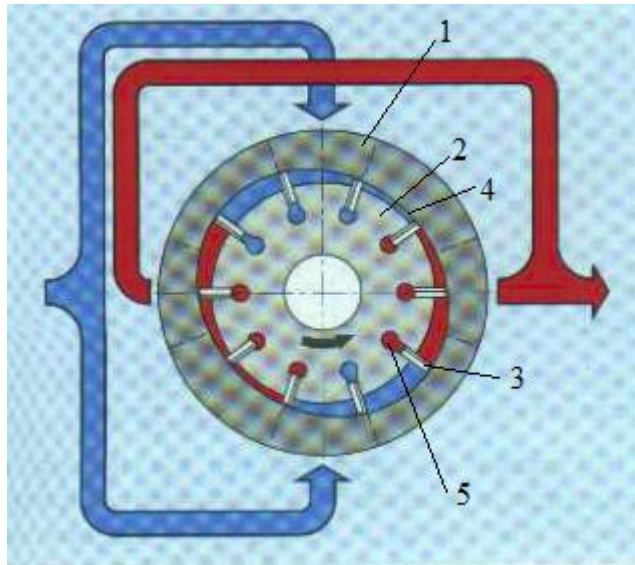
Paletli pompalar rotor etrafına yerleştirilmiş ve döndüğünde merkezkaç kuvvet etkisi ile emme ve basma işi yapan tırnakların olduğu pompa tipleridir. Tırnaklar rotorun

dönmesi ve kovandaki eksantrite ile ileri, geri hareketi yaparlar. Bu hareket sırasında akışkan bir lobda emilir diğer lobda sisteme basınçlı olarak gönderilir.

Pompa gövdesi emme ve basma loblarının bulunduğu iki plaka ile ortada ki kovandan oluşur. Paletli pompalar sabit debili ve değişken debili olmak üzere iki gruba ayrılırlar.

3.1.2.1. Sabit Debili Paletli Pompalar

Sabit debili paletli pompalar Şekil 3.4’de görüldüğü genel olarak gövde (1), stator ve paletlerin (3) yerleştiği rotor (2) den oluşur. Stator çift eksantrik yapıli iç dolaşım hattına sabittir. Mil üzerinden tahrik edilen rotorun çevresinde radyal olarak yerleştirilmiş kanalların her birinde ikili, birbirlerine ters yönde bulunan paletler vardır. Rotorun dönmesiyle radyal yönde hareket eden paletler merkezkaç kuvvetler ve paletler arasındaki sistem basıncı etkisiyle dışa doğru itilirler [8].



Şekil 3.4. Paletli pompanın yapısına ait şematik gösterimi [23].

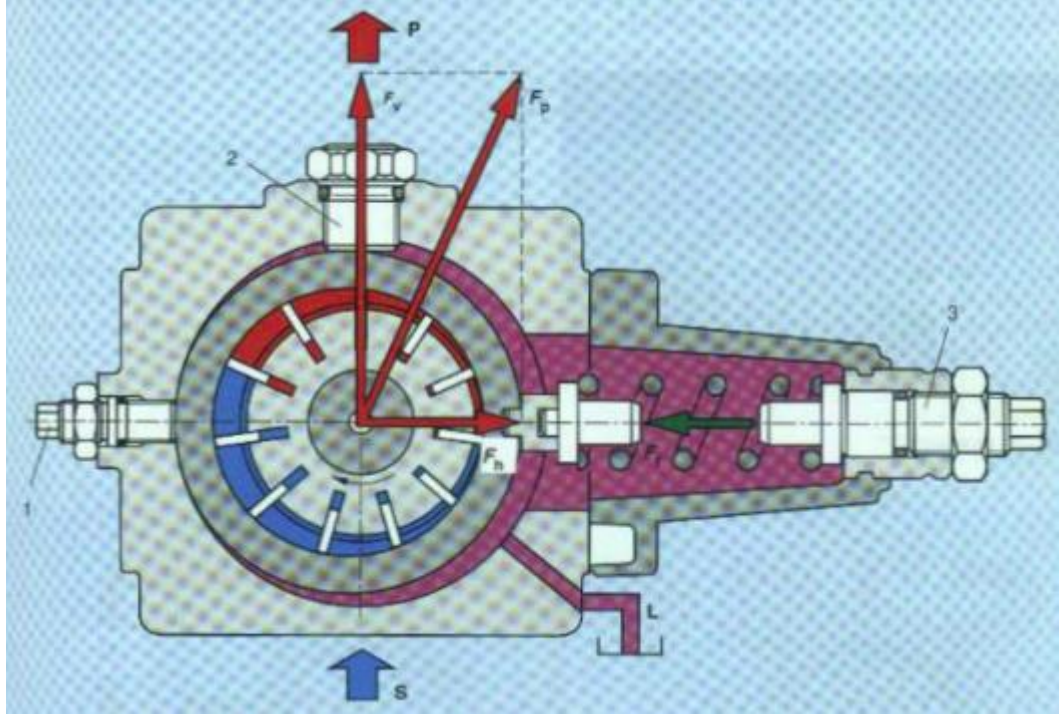
Paletlerin dış kenarları statorun iç dolaşım hattı üzerinde bulunur. Her paletli pompada paletler, rotor, stator ve denetim plakaları ile çevrelenen taşıma hücreleri oluşturulmuştur. Akışkanın girişi ve çıkışı yukarıda sözü geçen denetim plakaları üzerinden yapılır. Akışın sağlanabilmesi için rotor döndürülür. Bu anda emiş hattına

yaklaşmakta olan hücreler henüz çok küçüktür. Dönme hareketi ile birlikte hücreler giderek büyür ve akışkan ile dolar. Hücreler en büyük hacme ulaştığında denetim plakaları emiş bölgesinden ayrılmaktadırlar [8].

Stator eğrisi üzerinde ilerleyen paletler kanala doğru itilirler. Hücre hacmi küçüldüğünden akışkan sıkıştırılarak basınç hattından dışarıya atılır. Stator eğrisi çift eksantrik bir yapıya sahip olduğundan her hücre bir çevrim sırasında iki kez emme ve basma işlemi yapar. Pompa üzerindeki emme ve basma kanalları birbirlerine 90° ve karşılıklı olarak yerleştirilerek tahrik milinin radyal yüklerden arındırılması sağlanmıştır. Basınç bölümünde paletler (5) arka taraftan o andaki sistem basıncı ile etkilenir. Böylece paletlerin sırt sırta yerleştirilmesiyle sağlanan sızdırmazlık daha da iyileştirilmiş olur. Diğer taraftan sürtünmelerin çok büyük olmaması gerektiğinden, bir rotor kanalı içindeki her iki palet birbirlerine göre belirli bir fazda bulunmaktadır.

3.1.2.2. Değişken Debili Paletli Pompalar

Bu pompa tipinde debi, önceden ayarlanan tek kademe çalışma basıncına göre değiştirilebilir. Çalışma prensibi daha önce açıklanan sabit debili pompada olduğu gibidir. Burada stator dairesel yapıdadır. Şekil 3.5'de strok ayarı (1) debiyi ayarlamamızı sağlar. Yükseklik ayar vidası (2) ile stator bileziği dikliği değiştirilir böylece pompadan daha iyi cevap süresi elde ederiz ve pompa sesi azalır. Maksimum basınç ayarı (3) ile pompa basıncı ayarlanmaktadır [8].



Şekil 3.5. Değişken debili paletli pompanın yapısına ait şematik gösterimi [23].

3.1.3. Pistonlu Pompalar

Pompanın, akışkanı gövdedeki pistonların ileri ve geri hareketi aracılığı ile emmesi ve basması sebebi ile pistonlu pompa olarak adlandırılmıştır. Pistonlu pompalar pistonların dizilişine göre iki ana gruba ayrılır.

3.1.3.1. Radyal Pistonlu Pompalar

Radyal pistonlu pompalarda, pistonlar pompa miline çevresel olarak dik şekilde yerleştirilmiştir. Çok yüksek basınçların gerektiği sistemlerde radyal pistonlu pompalar kullanılmaktadır. Basınçlarının yüksek olmasına karşın debileri düşüktür. Bu sebeple yüksek debili düşük basınçlı pompalar ile beraber kullanılarak hızın gerektiği yerde yüksek debili basınç, gerektiği yerde radyal pistonlu pompanın sağladığı yüksek basınçlı düşük debi ile büyük hacimli ve yüksek basınçlı pompa maliyetleri en aza indirilmektedir. Radyal pistonlu pompa yapısı ve pompa içinde eşit açılarla yerleştirilmiş pistonlar Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



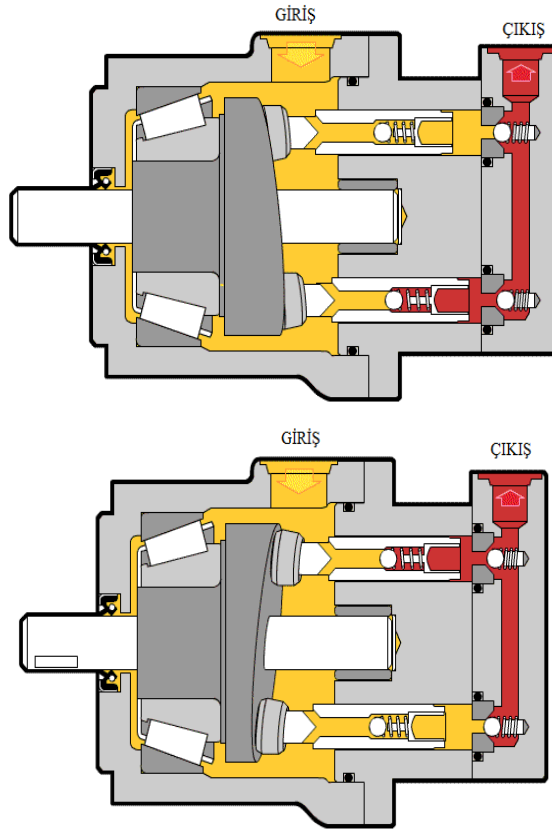
Şekil 3.6. Radyal pistonlu pompanın kesit görüntüsü.

Pistonlar pompa elemanları içinde hareketli olup yaylar aracılığı ile eksantrik mile temas ederler. Her piston eksantrik milin iki çevriminde iki strok hareketi yapar. Eksantrik tahrik milinin çevrimi ile akışkan, mil üzerindeki aksenel bir hattan emilerek radyal kanallardan geçirilip basınç valfine sevk edilir.

Pistonlu pompanın strok hacmi piston çapı ve piston sayısı ile belirlenir. Güç, çalışma basıncı ve debiye bağlı olduğundan kullanılan piston çapına göre çalışma basıncı da değişir. Emişteki akış dengesizliğinin mümkün olduğu kadar az olması için piston sayısı tek sayı seçilir [8].

3.1.3.2. Aksenel Pistonlu Pompalar

Aksenel pistonlu pompada, pistonlar pompanın aksine paralel olarak yerleştirilmiştir (Şekil 3.7). Pompanın çalışma şekline göre eğik plakalı, bloğu dönen, sabit eğik bloklu olarak farklı çeşitleri vardır.



Şekil 3.7. Aksel pistonlu pompa yapısına ait şematik gösterimi.

3.2. HİDROLİK MOTORLAR

Hidrolik enerjinin mekanik enerjiye çevrilmesi için hidrolik motorlar kullanılmaktadırlar. Bütün ihtiyaçları tek başına karşılayabilen bir hidromotor yoktur. Daha çok uygulama alanına göre hidromotor seçimi yapılabilir. Hidromotorlar da hız ve tork seçimi belirleyici unsurlardır. Basınç ve debi miktarı hızı ve torku belirler.

3.2.1. Dişli Motorlar

Dişli pompalara benzerdirler fakat sızıntı yağı için üstte bir portları daha vardır (Şekil 3.8). Ayrıca dişli pompalardan farklı olarak sağ veya sola da dönecek şekilde tasarlanmaktadır. 1 cm³ den 200 cm³ e kadar deplasman ve 300 bar'a basınca kadar çeşitleri bulunmaktadır.



Şekil 3.8. Dişli hidromotor ve üstte sızıntı akış portuna ait görüntü.

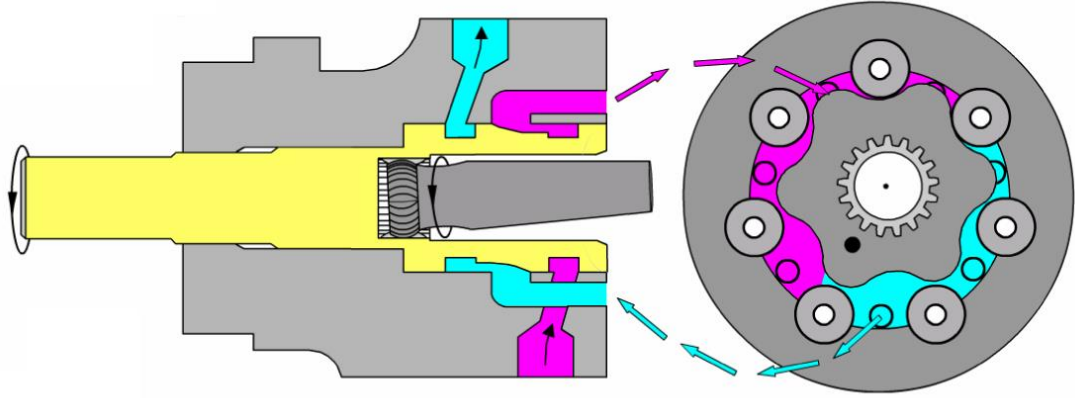
3.2.2. Orbit (LSHT) Motorlar

Düşük hızlı yüksek torklu (LSHT) motorlardır. 10 cm^3 den 1000 cm^3 e kadar deplasman ve 250 bar basınca kadar çeşitleri bulunmaktadır. Küçük yapılarına rağmen yüksek deplasman sunarlar (Şekil 3.9). Uydu dişli sistemi ile çalışırlar (Şekil 3.10).



Şekil 3.9. LSHT motora ait görüntü.

Şekil 3.10'da mor renk ile gösterilen basınçlı yağ basınçsız ortama doğru geçer. Bu esnada uydu dişli iç gövdenin kenarlarını tarayarak oynak başlı mili döndürmektedir. Bu da sarı renkteki hidromotorun ana milini döndürerek işlemi tamamlar. Açık mavi renkteki basıncı azalmış olan yağ ise motoru terk eder.



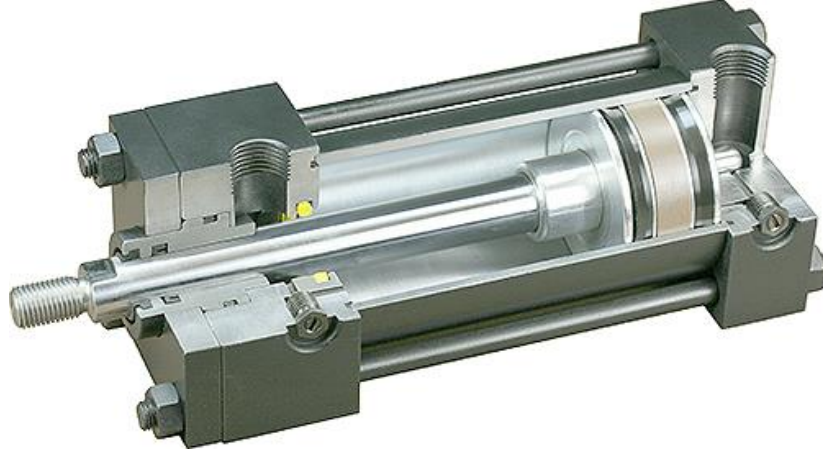
Şekil 3.10. LHST motor çalışma şeklinin şematik gösterimi [24].

3.2.3. Eksenel Pistonlu ve Radyal Pistonlu Motorlar

Bu tip motorlar küçük yapılarına rağmen dişli kutuları ve vinç uygulamalarında kullanılmaya elverişlidir. Kam ve pistondan oluşan mekanizmaya sahiptirler. Eksenel pistonlu pompa ve radyal pistonlu pompalara benzer yapıdadırlar. Eksenel pistonlu motorlarda 200 cm^3 den 1500 cm^3 deplasman ve 250 bar'a kadar, radyal pistonlu pompalarda 1000 bar'a kadar çeşitler bulunmaktadır.

3.3. HİDROLİK SİLİNDİRLER

Silindirler, akışkan basıncını ve debisini mekanik kuvvet ve hıza çeviren elemanlardır. Silindir tek eksen de hareket eden doğrusal eyleyici olarak görev yapar (Şekil 3.11). Bir ekleme monte edildiğinde ise ekleme dönüş hareketi yaptırabilir. Çift etkili, tek etkili, yay geri dönüşlü gibi çeşitleri vardır. Tek etkili silindirlerde silindir geri dönüşü yük veya yay ile sağlanmaktadır [25].



Şekil 3.11. Çift etkili bir hidrolik silindire ait kesit görüntüsü.

3.4. VALFLER

Valfler hidrolik akışkanın yönünün, debisini, basıncını ayarlamak için kullanılan kontrol elemanlarıdır. Elektrik sinyalleri, pnömatik veya el kumandalı olarak kontrol edilirler.

Genelde valfler aşağıda fonksiyonlardan sadece bir tanesini etkiler;

- Emniyet valfleri hidrolik devrede basıncı belirler. Bütün sistemin basıncını yada bir kısmının basıncını ayarlamak için kullanılmaktadır.
- Dört yollu üç konumlu yön valfleri hidromotor veya silindirin yönünü belirlemek için kullanılmaktadır.
- Akış kontrol valfleri hidromotor veya silindirin hızını belirlemek için kullanılmaktadır.

3.4.1. Yön Denetim Valfleri

Hidrolik akışkanın yönünü kontrol etmek, hidrolik motor ve silindirlerin istenilen oranda yön ve hareketlerinin sağlanması için yön kontrol valfleri kullanılır. Ortam şartlarına göre deniz suyuna karşı korumalı, patlamaya karşı korumalı gibi çeşitleri vardır. NG 10 modeline kadar elle veya elektronik olarak kumanda edilebilir. NG 16 modeli ve daha yüksek deplasmanlı modellerde valfin üstüne NG 6 veya NG 10 valfi eklenerek kumanda edilir. Üstteki kontrol valfi sürgünün elle veya elektronik olarak

tahriki zor olduğu için basınçlı yağ ile alttaki yön valfini kontrol eder (Şekil 3.12). Yön valfleri ayrıca modüler ve oturma yüzeyli olarak ikiye ayrılır. Oturma yüzeyli valflerde valf bir blok üzerine civata ile bağlanır. Valf ile blok arasında akış sağlanır. Akışın dışarıya sızdırmazlığı oringlerle sağlanır. Modüler valflerde ise valf akışı boru veya hortum ile sağlanır. Ayrıca valf bloğu üzerinde emniyet valfi de olabilir.

Yön denetim valfleri birçok farklı şekilde sınıflandırılabilir:

- Hat sayısı (üç yollu, dört yollu)
- Konum sayısı (iki konumlu, üç konumlu)
- Valfin merkez konumu (açık veya kapalı merkez)
- Valfin kontrol tipi (pilot uyarılı, doğrudan etkili, elle, mekanik)
- Valfin yapısı (gömme, oturmalı yüzeyli)

Endüstriyel hidrolikte en çok kullanılan valf türü sürgülü valftir. Bunların çeşitleri şöyledir:



Şekil 3.12. NG 16 ve üstte yön kontrol valfi NG 6 ya ait kesit görüntüsü.

3.4.1.1. Dört Yollu Üç Konumlu Yön Valfi

Valfin dört adet giriş çıkış hattı vardır. Hatlar basınç hattı tank hattı ve iki adet yön hattı olarak belirlenmiştir.

Valf normal konumda açık, kapalı, ABT merkez olacak şekilde yağı yönlendirmektedir. Normal konumu valfin tipini belirlemektedir. Örneğin kapalı konumda bütün hatlar kapalıdır. ABT merkez konumda ki bir valfte basınç hattı kapalı, diğer üç hat birbirine bağlıdır.

3.4.1.2. Üç Yollu İki Konumlu Yön Valfi

Valfte üç hat bulunmaktadır. Valf, üç hattı iki farklı şekilde yönlendirdiği için bu isimle tanımlanmaktadır. Hatlar; basınç hattı, tank hattı ve bir adet yön hattı olarak belirlenmiştir. Valf yön hattını basınç hattı ile bağladığında tank hattı kapalı, tank hattını yön hattı ile bağladığında basınç hattı kapalıdır.

3.4.2. Basınç Kontrol Valfleri

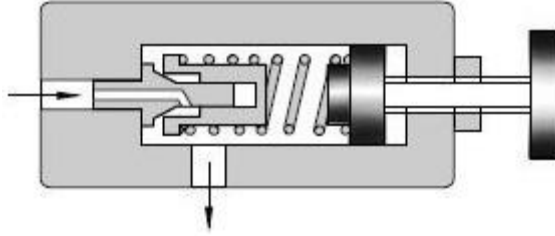
Basınç kontrol valfleri; sistemin basıncını belirleyerek sistemi tahribattan ve istenmeyen etkilerden korumaktadır. Valf ile ayarlanan basınç değeri basınç hattında ki basıncı belirler fakat debiyi etkilemez. Basınç valflerinde basınç değerini ayarlamak için yay bulunmaktadır. Yay basınç hattını tıkayan hassas toleransda işlenmiş bir sürgüyü iter. Yayın bir vida ile gevşetilir sıkıştırılması ve sürgünün basınç yolunu tıkaması ile basıncın ayarlanmasını sağlamaktadır. Yüksek debili hatlar için ön uyarı basıncına sahip lojik basınç valfleri kullanılmaktadır. Böylece daha büyük yay kullanılmadan valf görevini yapmaktadır ve valfin yapısı büyümektedir. Basınç valfleri sistemin basıncını ayarlamak için, sistemin bir kısmının basıncı için veya belirlenen basınca göre sistemin çalışması için kullanılmaktadır.

Basınç valfleri üç kısma ayrılır:

- Basınç emniyet valfleri
- Basınç sıralama valfleri
- Basınç düşürücü valfler

3.4.2.1. Emniyet Valfleri

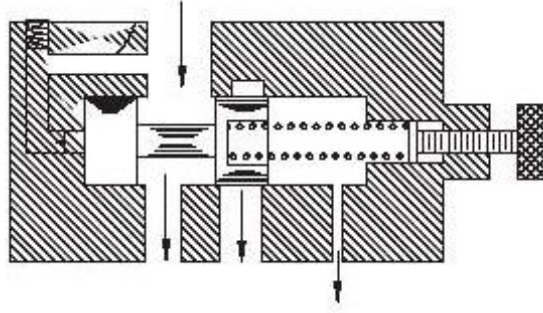
Pompadan çıkan yağın tekrar tanka dönmesi sorun teşkil etmemektedir. Fakat yağın basınçlı bir şekilde bir silindire veya hidromotora gönderimi sırasında basınçlı yağ geri dönüşü emniyet valfinden sağlanmaktadır. Emniyet valfi basınçlı yağ istenilen basınca çıktıktan sonra depoya gönderir (Şekil 3.13). Emniyet valfinin olmadığı durumda sürekli sisteme basınçlı yağ gönderen pompa, gönderdiği akışkanı basamazsa sıkışarak pompa gövdesini veya akışkan hatlarından birini patlatır. Bu istenilmeyen bir durumdur. Emniyet valfleri ayrıca sistem basıncını da ayarlamamızı sağlar. Bazı sistemlerde iki adet emniyet valfi eklenerek biri sistem basıncını, biri de sistem emniyetini sağlar.



Şekil 3.13. Emniyet valfi şematik gösterimi.

3.4.2.2. Basınç Sıralama Valfleri

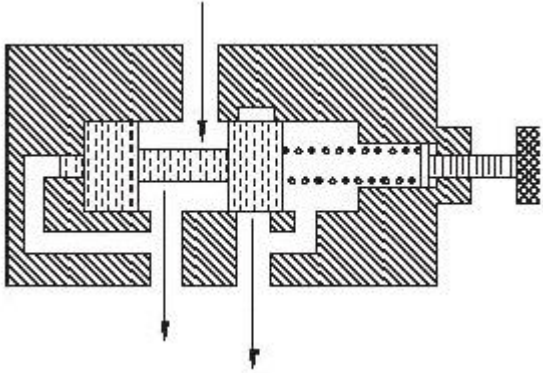
Basınç sıralama valfleri aynı yön valfinden akış sağlanan iki silindirin veya hidromotordan birinin veya ikisinin istenilen basınca çıktıktan sonra çalışmasını sağlayan valflerdir (Şekil 3.14). Emniyet valflerinde olduğu gibi valf çıkışında basınç düşümü olmaz sadece valf belli bir basınçtan sonra akışı sağlar.



Şekil 3.14. Basınç sıralama valfinin şematik gösterimi.

3.4.2.3. Basınç Düşürücü Valfler

Basınç düşürücüler pompadan gelen basıncı düşürerek istenilen seviyede basınçlı akışkan sağlar (Şekil 3.15). Emniyet valfinden farklı olarak valf çıkışı depoya değil sisteme verilir.



Şekil 3.15. Basınç düşürücü valfin şematik gösterimi.

3.4.3 Akış Kontrol Valfleri

Hidromotorların veya silindirlerin hızlarının ayarlanması akış kontrol valfleri vasıtası ile olur. Sabit debili pompalarda akışkan pompadan sabit bir debi ile çıkar fakat silindir veya hidromotorun hızı ayarlanamaz. Değişken debili pompalarda ise akışkan hızı ayarlanabilir fakat pompadan çıkan akışkan tek bir silindire gidiyorsa hız ayarlanabilir durumdadır. Birden çok silindire gidiyorsa hız ayarlanamaz. Yüksüz silindirler önce daha sonrada yüklü silindirler çalışır.

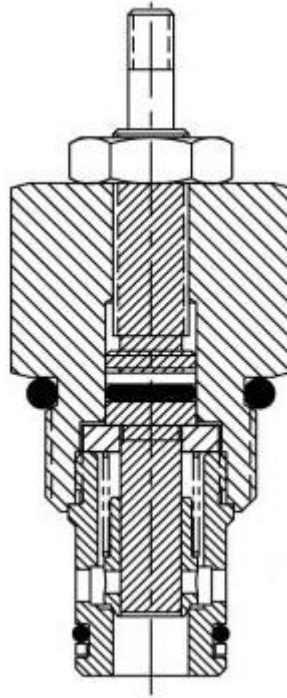
Akışkan hızının ayarlanması basınca da bağlıdır. Örneğin iğne çekirdekli bir kısma valfinin kullanıldığı bir sistemde valf ayarını değiştirmeksizin bir silindiri çalıştırdığımızda silindir yükte iken daha hızlı, yüksüz iken daha yavaş hareket eder. Burada basınç akışkanın hızını artırmaktadır.

Akış kontrol valfleri kullanılacağı yere göre uygun şekilde seçilir. Akış denetim valflerini iki genel gruba ayırabiliriz:

- Kısma valfleri
- Akış ayar valfleri

3.4.3.1. Kısma Valfleri

Kısma valfleri, basınç ve sıcaklık değişimlerinden bağımsız değildir artan veya azalan basınçta ve sıcaklıkta akışkan hızı sabit tutulamaz. Bir vida yardımı ile iğneli sürgünün akış hattını kısması veya açması ile çalışırlar (Şekil 3.16). Ucuz oldukları ve hız değişiminin çok önemli olmadığı sistemlerde en çok tercih edilen valftir.



Şekil 3.16. Kısma valfi şematik gösterimi [26].

3.4.3.2. Akış Ayar Valfleri

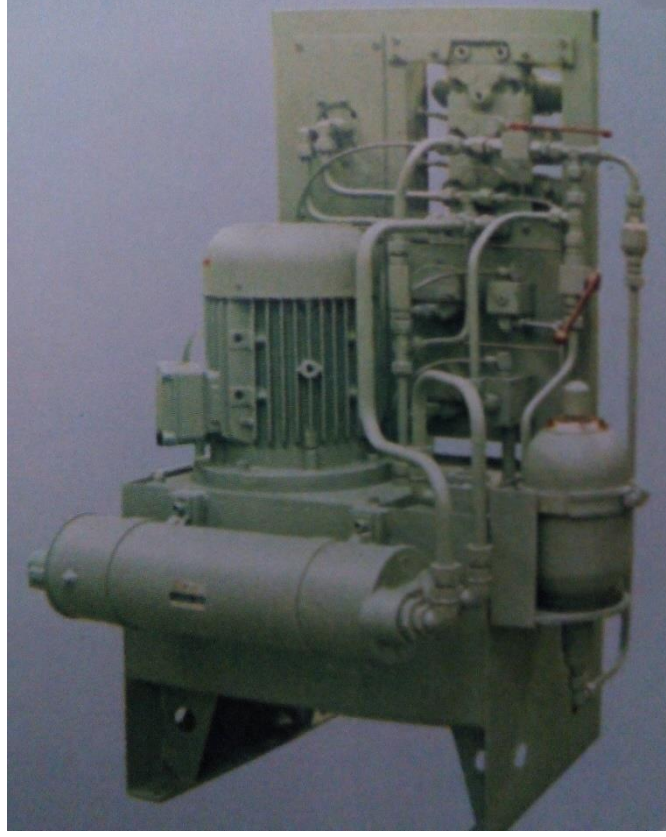
Hızın sabit kalmasının önemli olduğu sistemlerde çokça kullanılır. Valf akış hızını basınç sıcaklık gibi değişkenler etkilemez.

3.5. HİDROLİK KUMANDA BLOĞU

Kumanda bloğu yön, akış, basınç valflerinin birbirine bağlantısını sağlamak için tasarlanır. Böylece bütün kontrol valfleri birbirine karmaşık bir şekilde boru yerine bir blok ile bağlanarak daha düzenli bir yapı elde edilir (Şekil 3.17). Eski sistemler de ise valfler birbirlerine boru bağlantılı olarak tasarlanmıştır, bu yüzden daha büyük hacimler kaplamaktadır (Şekil 3.18).



Şekil 3.17. Valflerle birlikte hidrolik blok görüntüsü [27].



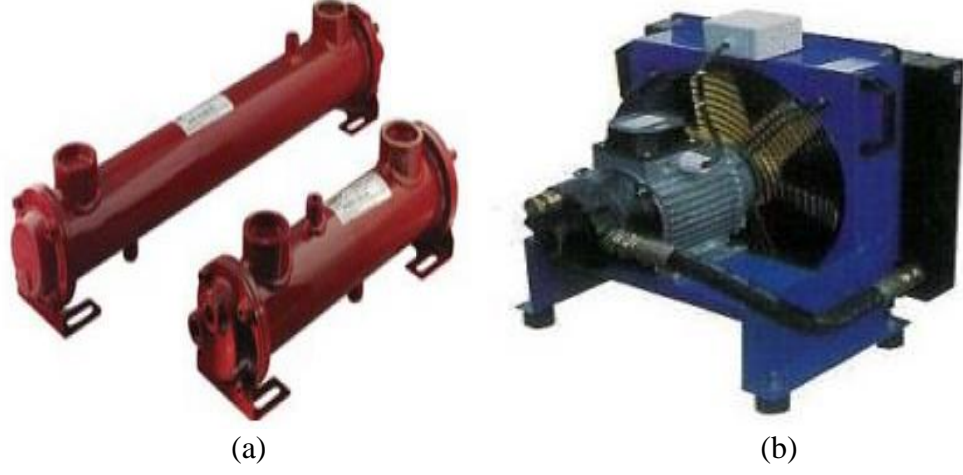
Şekil 3.18. Hidrolik valfleri boru bağlantılı sisteme ait görüntü [8].

3.6. HİDROLİK SOĞUTUCULAR

Akışkan yağ, valfler ve boru hatlarından geçerken enerjisinin bir kısmını ısıya çevirir. Yağın son olarak döndüğü depo çevre ile yeterince ısı alış verişi yapamazsa depodaki akışkan giderek ısınmaktadır. Isınan yağ normal çalışma şartlarına göre seçilmiş birçok eleman üzerinde yan etkilere sebep olabilir. Valfler de sızdırmazlık kauçuk elemanlar ile sağlanmaktadır. Çalışma sıcaklığı arttıkça kauçuk elemanlar özelliklerini kaybeder ve basınçlı yağ kauçuk sızdırmazlık elemanları üzerinden sızmaya başlar, sistem basıncı düşer ve sistemden dışarıya yağ kaçaqları olur.

Soğutucular havalı ve sulu soğutucular olarak ikiye ayrılır (Şekil 3.19). Sulu soğutucular suyun hidrolik sistemde ki boru demetlerinden su deposuna devir daim yaparak sistemi soğutur. Su deposundaki su ısındığında ise sistem soğutulamaz hale gelir. Havalı soğutucular ise fan yardımı ile sulu soğutucular da olduğu gibi hidrolik

boru demetlerini soğutarak sistemi soğutur. Havalı soğutucular daha büyük bir hava kaynağı olduğu için sulu soğutuculara göre daha etkindir.



Şekil 3.19. Sulu ve havalı soğutucular; a) Sulu soğutucu, b) Havalı soğutucu.

3.7. HİDROLİK DEPO

Hidrolik depo sistem için gerekli yağı depo eder. Depo, sistemin tüm yağını alabilecek kapasitede ve soğutmayı sağlayacak büyüklüktedir. Hidrolik depolar büyüdükçe hidrolik depoyu oluşturan malzemeden dolayı ağırlıkları artar. Boş deponun taşınması, hafif bir depoya göre daha zor olabilir. Hidrolik depolar bu sebeple alüminyum dökümden ya da daha hafif malzemelerden imal edilebilir (Şekil 3.20).



Şekil 3.20. Alüminyum döküm hidrolik depoya ait görüntü.

BÖLÜM 4

MATERYAL VE METOT

4.1. SİSTEM GEREKSİNİMLERİ VE AMAÇ

Hidrolik sistemlerde, sistemin yapması gereken işin belirlenmesi sistemi daha verimli kılar. Hidromotor için tork, silindir için kuvvet ve her ikisi için hız ilk önce belirlenmesi gereken değerlerdir. Bu değerler belirlendikten sonra önce pompa, buna bağlı olarak da diğer hidrolik elemanlar ve aksesuarlar belirlenir. Böylece sistemin gerekenden daha büyük veya küçük olması önlenmektedir.

Hidrolik sistemin belirlenmesinde diğer bir etken çevre şartlarıdır. Örneğin aynı valfin bir gemide kullanımı ile nemsiz bir ortamda kullanılması farklı valf ömür değerleri ortaya çıkarmaktadır. Valfler yüksek hassasiyetli sürgülere sahiptirler. Valfler genellikle korozyona karşı dayanıklıdır fakat nemli ortamlarda fazla dayanamazlar. Korozyonla beraber sürgüdeki hassasiyet bozulmaktadır. Bu gibi durumlarda korozyona karşı muhafazalı valfler ve ekipmanlar seçilmektedir.

Sıcaklık; hidrolik sistemler için önemli bir etkidir. Akışkanlar istenilen özellikleri belirli sıcaklıklarda gösterir. Akışkanlar, akışa karşı direnç gösterirler ve akışkanların viskozite olarak tanımlanan dirençleri, akışkanın özelliklerini belirler. Sıcaklık arttıkça viskozite ters orantılı olarak değişir [28]. Sıcak ortamlarda viskozitesi yüksek, soğuk ortamlarda ise viskozitesi düşük yağlar kullanılmaktadır. Viskozitesi düşük yağlar sıcak ortamlarda valf sürgülerinden kolayca geçer ve basınç kayıplarına yol açarlar.

4.2. SARSICI KÜTLELERİN SİMULASYON VE HESAPLAMALARI

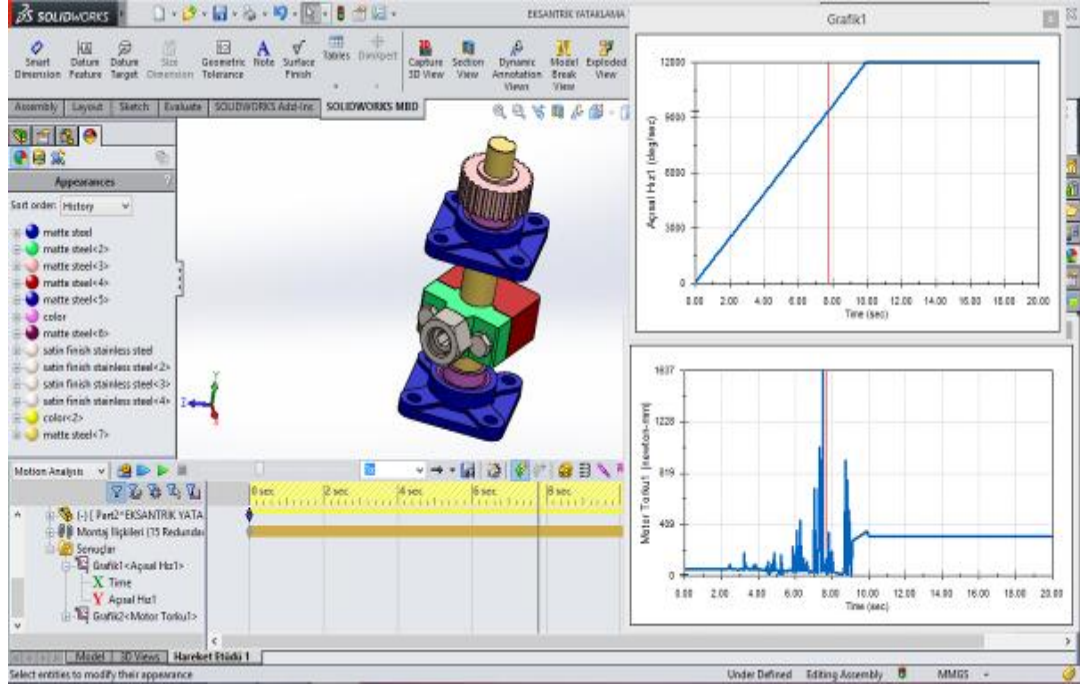
Sistem ihtiyaçlarını belirlemek için gereken tork ve hızın bulunması gerekmektedir. Hidromotorun meyve hasat platformunda döndüreceği kütleler için harcanan güç gerekli olan hidromotor torkunu vermektedir.

Prototipi gövde sarsıcının eksantrik kütlesi önce bilgisayar ortamında tasarlanmıştır. Hidromotor için gerekli olan tork yine bilgisayar ortamında dinamik simülasyonlar yapılarak elde edilmiştir.

Bilgisayar ortamında tasarlanan sarsıcı kütle bir mil üzerinde simetrik olmayan, eksantrik yapıda oluşturularak ataletinin artması sağlanmıştır.

Tasarlanan prototipin çalışmalarda kullanılmak üzere Şekil 4.1'de gösterilen 1000 gramlık sarsıcı kütlenin dinamik analizi Solidworks paket programında yapılmıştır. Sarsıcı kütlenin 12000 rad/s (2000 dev/dak) hızla paket programda benzetimi yapılarak torkun, 2000 dev/dak ya çıkma anlarında maksimum seviyeye çıktığı görülmüştür.

Maksimum tork değeri ile elde edilen verilere göre hidrolik motor seçimi yapılmıştır. Hidrolik motor seçimi yapıldıktan sonra pompa, valfler, akış hatları için seçimler yapılmıştır.



Şekil 4.1. Sarsıcı kütle için paket program ile dinamik analizinin yapılmasına ait görüntüler.

4.3. HİDROMOTOR, POMPA VE ELEKTRİK MOTORUNUN SEÇİMİ

Simülasyon sonucu bulunan değerler ile önce hidromotor daha sonra hidromotoru çalıştırmak için gerekli pompa ve elektrik motoru seçilmiştir.

Hidrolik motorun seçimi için aşağıdaki hidrolik eşitliklerle hesaplamalar yapılmıştır. Daha sonra pompa ve elektrik motoru için de gerekli hesaplamalar yapılarak seçimler yapılmıştır.

Hidromotor için gereken basınç çıkış hattı ve giriş hattı arasında ki fark olarak açıklanır. Eşitlik 4.1’de basınç farkı eşitliği gösterilmiştir.

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (4.1)$$

ΔP : Basınç farkı (bar),

P_1 : Giriş basıncı (bar),

P_2 : Çıkış basıncı (bar).

Pompalarda ve hidromotorlar da milin bir dönüşü ile iletilen yağ miktarına deplasman denir. Pompa da iki lob bulunur. Hava basıncının etkisinde olan depoda ki yağ emilim lobuna çekilir. Pompanın emiş hattından alınan akışkan, pompa milinin döndürülmesiyle pompayı oluşturan dişli, palet veya pistonlar tarafından basınç hattına iletilir. Bu kısım basınç lobudur [29]. Eşitlik 4.2’de pompa ve hidromotor için deplasman hesabı eşitliği gösterilmiştir.

$$V = A h \pi \quad (4.2)$$

V : Deplasman (cm³),
A : Pompa piston alanı(mm²),
h : Strok uzunluğu (mm).

Deplasman bulunduktan sonra pompa veya hidromotorun milinin dönüş hızına göre gerekli debi hesabı yapılır. Debi hesabı Eşitlik 4.3’de gösterilmiştir.

$$\text{Akış } Q=V n \quad (4.3)$$

Q : Debi (lt/dak),
n : Dakikada ki devir sayısı (dev/dak).

Debi ve basıncın büyüklüğüne göre tork hesabı yapılmaktadır. Ortalama tork hesabı Eşitlik 4.4’de gösterilmiştir.

$$M = \frac{V \Delta P}{2\pi} \quad (4.4)$$

M : Tork (Nm),
V : Deplasman (cm³),
 ΔP : Basınç farkı (bar).

Debi ve basınç bulunduktan sonra pompa için gerekli güç bulunur. Hidrolik pompa güç hesabı Eşitlik 4.4’de gösterilmiştir.

$$P_{hyd} = \Delta P Q \quad (4.5)$$

P_{hyd} : Hidrolik pompa gücü (kW).

Pompada olduğu gibi hidromotor güç hesabı da yapılabilir. Eşitlik 4.6'da hidromotorun güç hesabı gösterilmiştir.

$$P_{mech} = \Delta P Q \eta_T \quad (4.6)$$

P_{mech} : Mekanik güç (kW),

η_T : Verim.

Buraya kadar olan eşitlikler basitleştirilerek hesaplamalar kısaltılmıştır. Deplasman hesabı Eşitlik 4.7'de gösterilmiştir.

$$V = \frac{A h}{318} \quad (4.7)$$

Debi hesabı Eşitlik 4.8'de gösterilmiştir.

$$Q = \frac{V n}{1000} \quad (4.8)$$

Tork hesabı Eşitlik 4.9'de gösterilmiştir.

$$M = \frac{V \Delta P}{62} \quad (4.9)$$

Pompa için gerekli güç hesabı Eşitlik 4.10'da gösterilmiştir.

$$P_{hyd} = \frac{\Delta P Q}{612} \quad (4.10)$$

Hidromotorun oluşturduğu güç hesabı Eşitlik 4.11'de gösterilmiştir.

$$P_{\text{mech}} = \frac{\Delta P Q}{500} \quad (4.11)$$

Simülasyondan elde edilen maksimum tork değeri hidromotora ait eşitliklerde kullanılarak deplasman değeri bulunur;

$M=1,6$ Nm ve basınç tek hidromotor için 50 bar olarak kabul edilir ve değerler Eşitlik 4.9 a göre hesaplanarak deplasman bulunur.

$$1,6 = (V \times 50) / 62$$

$V = 1,984 \text{ cm}^3$ olarak bulunur. Emniyet katsayısı $n = 3$ olarak kabul edilir.

$$V = 1,984 \times 3$$

$V = 5,952 \text{ cm}^3$ olarak deplasman bulunur.

Bir hidromotor için gerekli debi Eşitlik 4.8 kullanılarak bulunur;

$$Q = (5,9 \times 2000) / 1000 = 11,8 \text{ lt/dak}$$
 olarak elde edilir.

İki hidromotor için $Q = 11,8 \times 2 = 23,6 \text{ lt/dak}$ olarak elde edilir.

Hidromotor kataloğundan en yakın değer olarak $V = 15,7 \text{ cm}^3$ olarak seçilmiştir [30].

Pompa debisi buna göre;

$$Q_{\text{pompa}} = (15,7 \times 1430) / 1000 = 22,5 \text{ lt/dak}$$
 olarak elde edilir (Eşitlik 4.8).

Pompa için gerekli motor gücü;

$$P_{\text{hyd}} = 100 \times 22,5 / 612$$

$P_{\text{hyd}} = 3,7 \text{ KW}$ olarak elde edilir (Eşitlik 4.10).

Mevcut $V=22,5 \text{ cc/dev}$ deplasmanlı pompa kullanılırsa işlemler şu şekildedir:

$$Q = (22,5 \times 1430) / 1000$$

$Q = 32,175 \text{ lt/dak}$ 'lık debi yeterlidir.

Bunun için gerekli motor gücü Eşitlik 4.10 kullanılarak bulunur;

$$P_{hyd} = 100 \times 32,175 / 612$$

$P_{hyd} = 5,26$ kW olarak bulunur. Bu değere en yakın değer $5,5$ kW elektrik motoru sistem için yeterlidir.

4.4. HİDROLİK BORU VE HORTUM ÇAPLARININ HESAPLANMASI

Borular ve hortumlar; basınca, ortam şartlarına, akışkan türüne, akışkan hızına göre seçilmektedir. Buna göre tarım arazileri için kötü hava şartlarına dayanıklı hortumlar ve paslanmaya karşı önlem alınmış borular seçilir. Akışkan türü hidrolik yağ olduğu için boru veya hortum içinde paslanma olmayacak derecede azdır. Akışkan hızı aşağıdaki eşitliklere göre hesaplanır:

$$Re = \frac{v d}{\nu} \quad (4.12)$$

Re : Reynolds sayısı (< 2300)

v : Akış hızı (m/s)

d : Çap(mm)

ν : Kinematik viskozite (mm^2/s)

$$\lambda_R = \frac{64}{Re} \quad (4.13)$$

λ_R : Sürtünme katsayısı

$$\Delta P = \lambda_R \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (4.14)$$

ΔP : Basınç düşümü (bar)

ρ : Yoğunluk ($0,9$ gr/cm³)

l : Uzunluk (m)

Eşitlikler basitleştirildiğinde;

$$Q \leq 0,108 d v$$

Q : Debi (lt/dak)

Akışkan hızı için:

v(emiş) : 0,6–1,2 (m/s)

v(basınç) : 2–5,5 (m/s)

v(dönüş) : 1,5–4 (m/s) alınır.

Buradan tek hidromotor için 12 l/dak ve Tellus 32 yağ için kinematik viskozite 32 mm²/s olarak alınır ve d=3,47 mm olarak bulunur. Sistem için 6mm delik çapına sahip NG 6 valf seçilmiştir. Boru iç çapları 6 mm ve hortumlarda 5/16 inç yani 8 mm iç çapa sahip hortumlar kullanılmıştır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2. Hidrolik motor ve bloğa bağlı hortumlara ait görüntü.

4.5. SİSTEMİN HİDROLİK DEVRE ŞEMASI

Hidrolik sistemlerde yönlendirme kapalı merkez, açık merkez gibi çeşitli valflerle yapılmaktadır. Kapalı merkez valflerle sistem hiçbir iş yapmamasına karşın tam güçte çalışmakta ve sürekli çalışan pompa yorulmakta, bunlara bağlı olarak da

pompanın kullanım ömrü azalmaktadır. Pompadan gelen basınçlı yağ emniyet valfi üzerinden tanka iletilmekte bu da ısı enerjisi ortaya çıkarmaktadır. Sürekli tam güçte çalışan sistem maksimum ısı enerjisini emniyet valfinden sonra ortaya çıkarmakta bu da fazla dolaşım yapmayan yağın tankta ısınmasına neden olmaktadır. Bunu önlemek için sisteme dört yollu iki konumlu NG 6 tek bobin valf eklenerek pompadan gelen basınçlı yağ emniyet valfine uğramadan direk depoya iletilmektedir. Basınca çıkmayan yağ sadece dolaşımdan dolayı çok az miktarda ısınmaktadır.

Hidromotora yağı yönlendirmek için ABT merkez valf en uygun valftir. Böylece hidromotoru durdurduğumuzda hidromotor üzerindeki momentumu sönmölemektedir. Sistemde ki yağlar tanka kolayca boşalır ve momentumdan dolayı ani basınç artışları ile karşılaşılmaz. Kapalı merkez valfte ise hidromotor sert bir şekilde fren yapar. Hidromotorun dönüş esnasında kazandığı momentum, hidromotorun durdurulması ile hidromotorun çıkış portunda basıncı artırarak valfe iletmektedir. Yüksek devir ve torkda ki motorda bu basınç fazla olacağı için valfi zorlar ve durur. Aşırı yük valf sürgüsünde zorlamaya ve valfin bozulmasına neden olur. Bu yüzden hidromotordan sonra karşı denge valfi eklenerek basınçlı yağın basıncı sönmölenmektedir. Bunun yerine ABT merkez valf eklenerek basınçlı yağ tanka gönderilir. Hidromotor valften enerji kesildiğinde hızı azalarak durur. Eğer hidromotorun boşta dönmesi önemli olmasaydı bu şekilde bir karşı denge valfi ve kapalı merkez valf eklenerek sistem emniyetli hale getirilecektir.

Sistemde ayrıca ısınmayı önlemek için soğutucu eklenmiştir. Hidromotordan gelen sıcak yağ soğutucu üzerinden depoya iletilir. Soğutucu çalıştığında içinden geçen yağı fan ile soğutarak sistem sıcaklığını düşürmekte, sistemin ısınmasını önlemektedir. Bazı sistemlerde ayrıca ısıtıcı da eklenmektedir. Fakat hasat makineleri sıcak mevsimlerde çalıştırıldığı için buna gerek duyulmamaktadır. Şekil 4.3'de çift sarsıcı kütle çalışma sisteminin devre şeması sunulmuştur. Sistem prototip olduğu için hidrolik silindire gerek görölmemiştir.

7. Kontrol Bloğu

7.1. Kısmı Valfi

7.2. ABT Merkez Yön Valfi

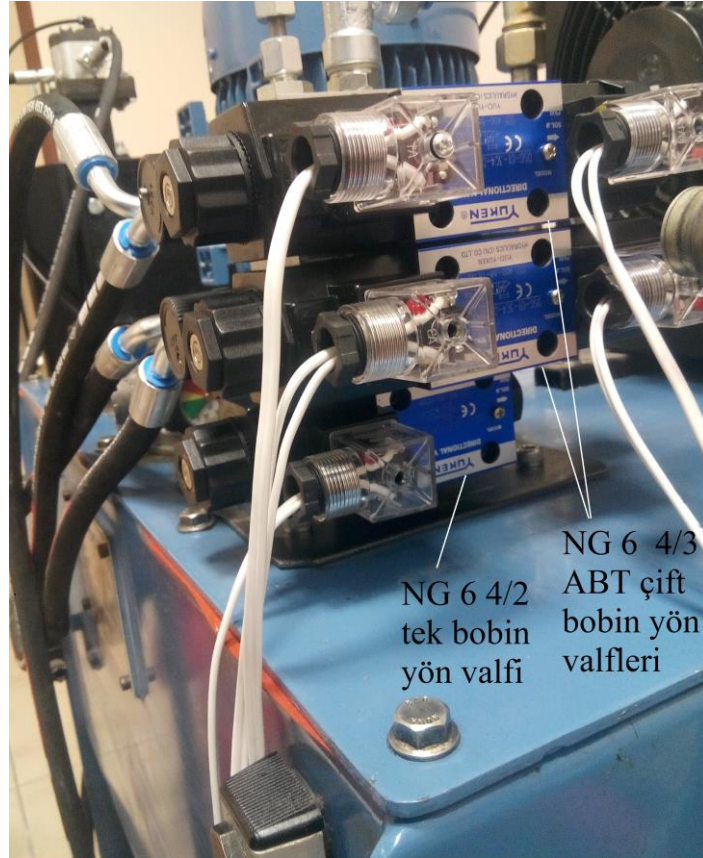
7.3. Tek Bobin Yön Valfi

7.4. Basınç Emniyet Valfi

7.5. Manometre

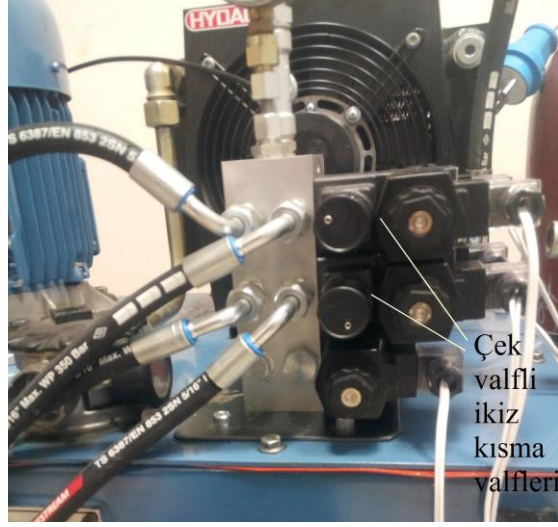
8. Hidromotor

Devre şemasında görölen valf bloğu manifold (dağıtıcı) olarak yaptırılmıştır. Sistem deki NG 6 ABT merkez yön valfleri Şekil 4.4 de gösterilmiştir.



Şekil 4.4. NG 6 Yön valflerine ait görüntü.

Kısmı valfleri, sistemde basınca bağlı değişken bir yük olmadığı için modöler kısmı valfi olarak seçilmiştir. Böylece hat tipi valf yerine NG6 valfin altına takılarak çalışma esnasında daha güvenli ayar yapılması sağlanmıştır (Şekil 4.5).



Şekil 4.5. Modüler ikiz kısma valflerine ait görüntü.

Sistemde emniyet valfi gömme tipi emniyet valfi olarak seçilmiştir (Şekil 4.6). Emniyet valfi sistem ilk çalıştırıldığında sonuna kadar açılır ve istenilen basınca çıkıncaya kadar kısılarak sabitlenir.



Şekil 4.6. Emniyet valfine ait görüntü.

4.6. HİDROMOTORLARIN SEÇİMİ

Hidrolik motorlar, hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çevirirler. Titreşim kafalarının titreşim sürekliliğini sağlanabilecek şekilde çalıştırmak için en uygun hidromotorun seçilmesi gereklidir.

Hidromotor tipleri hız, basınç, viskozite, gürültü seviyesi, kullanım ömrü ve fiyat bakımından değerlendirilerek Çizelge 4.1’de sunulmuştur [23]. Dişli motor, gürültü seviyesi yüksek olmasına karşın hasat makineleri açık arazide kullanıldığı için çok önem arz etmemektedir. Diğer seçeneklerden eğik eksen ve eğik diskli hidromotorlar ikinci bir seçenektir. Çizelge 4.1’de DM; Dişli motoru, RPM; Radyal pistonlu motoru, EEEPM; Eğik eksenli pistonlu motoru, EDEPM; Eğik diskli pistonlu motoru ve 1 Çok iyi, 2 İyi, 3 Tatmin edici, 4 Kötüyü simgelemektedir.

Çizelge 4.1. Hidrolik motor seçim kriterleri [23].

Kriter	Tip			
	DM	RPM	EEEEPM	EDEPM
Hız aralığı	1	2	2	2
Basınç aralığı	2	1	1	1
Viskozite aralığı	1	1	1	1
Gürültü seviyesi	4	3	3	3
Kullanım ömrü	3	2	2	2
Fiyat	1	3	3	3

4.7. TİTREŞİM ÖLÇÜM CİHAZI VE HIZ ÖLÇÜM CİHAZI

Gövde sarsıcı ile yapılan deneyler, tek eksantrik kütleli sarsıcı ve çift eksantrik kütleli sarsıcı olmak üzere iki başlık altında yapılmıştır. Çift eksantrik sarsıcı kütleler dönme eksenlerinin paralel olmasına göre üzere iki farklı durumda konumlandırılmıştır. Paralel konumda 500 gramlık iki farklı eksenel kütleli sarsıcı ile bu eksenel sarsıcıların dönme yönüne göre aynı yönlü döndürülerek toplamda iki farklı durumda deneyler yapılmıştır.

Deneyleerde titreşim ölçümünde Vb Series Commtest Instruments titreşim ölçüm ve analiz cihazı kullanılmıştır (Şekil 4.7).



Şekil 4.7. Vb Series Commtest Instruments titreşim ölçüm ve analiz cihazı görüntüsü [31].

Titreşim ölçüm ve analiz cihazı, ivmeyi (m/s^2), yapılan ölçümün ortalamasını (RMS) otomatik olarak bulunacak şekilde ayarlanmıştır. Ascent 7.41 yazılımıyla, cihazla elde edilen veriler kullanılarak ivme ve genlik grafikleri çıkarılmıştır.

Ölçümler, prototip modelin üst kısmında zeminden 1700 mm yukarıda yatay düzlemde sarsıcının bağlandığı taraftaki eksen yönünde yapılmıştır.

Sistemde sarsıcı kütlelerin hızı Şekil 4.8’de ki dijital takometre ile ölçülmüştür. Hidromotor hızları kısma valfleri ile dijital takometre ile ölçülerek ayarlanmıştır.



Şekil 4.8. Dijital takometre devir ölçüm cihazı görüntüsü.

BÖLÜM 5

BULGULAR VE ARAŞTIRMA SONUÇLARI

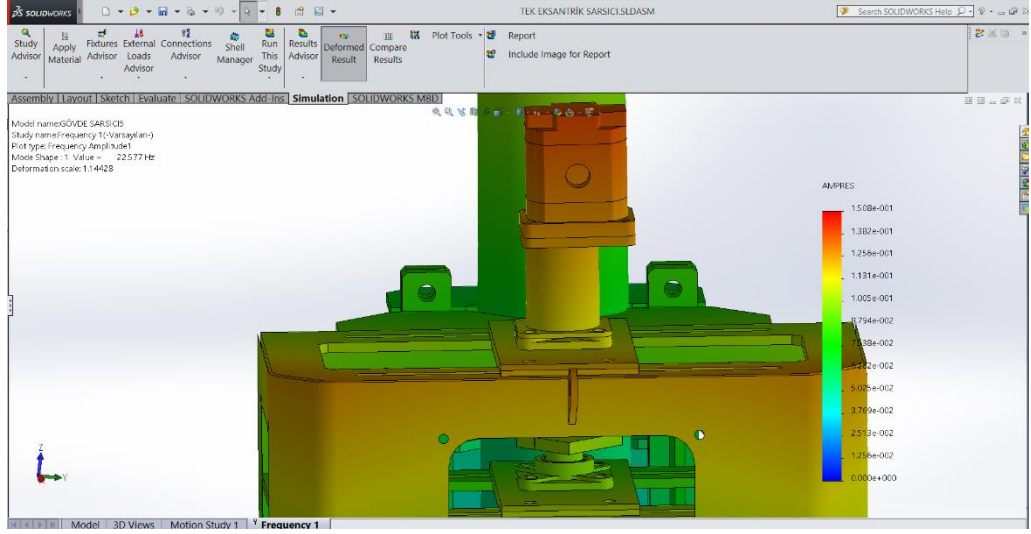
Sarsıcı kütleler, gövdeye ortalanmış şekilde tek eksantrik kütleli sarsıcı ve çift eksantrik kütleli sarsıcı (birbirine paralel) olarak deneyleri yapılmıştır. Deneysel çalışmada tek ve çift sarsıcı kütleler (1950 dev/dak) sabit hızda döndürülerek titreşim ölçümleri yapılmıştır ve grafik olarak sunulmuştur. Titreşim ölçümleri için önce bilgisayar ortamında Solidworks programı ile simülasyonlar yapılmış daha sonra simülasyondan çıkan sonuçlar ile deneysel çalışma sonuçları karşılaştırılmıştır.

5.1. SARSICILARIN BİLGİSAYAR ORTAMINDA SİMULASYONLARI

Sarsıcıların bilgisayar ortamında Solidworks programı ile modal analiz simülasyonları yapılmıştır. Tek sarsıcı kütle ve çift sarsıcı kütleler yere sabitlenerek frekansları ölçülmüştür. Bütün deneylerde birim noktada yer değiştirme yerden yükseldikçe artmıştır.

5.1.1. Tek Eksantrik Kütleli Sarsıcının Simülasyonu

Tek eksantrik kütleli sarsıcı bilgisayar ortamında modal analiz yapılarak prototipin doğal frekansı belirlenmiştir. Yapılan simülasyonda tek sarsıcı kütle için doğal frekans birinci modda (22,577 Hz) olduğu Şekil 5.1'de görülmüştür. Prototip yere x, y, z eksenlerinde sabitlenmiştir.



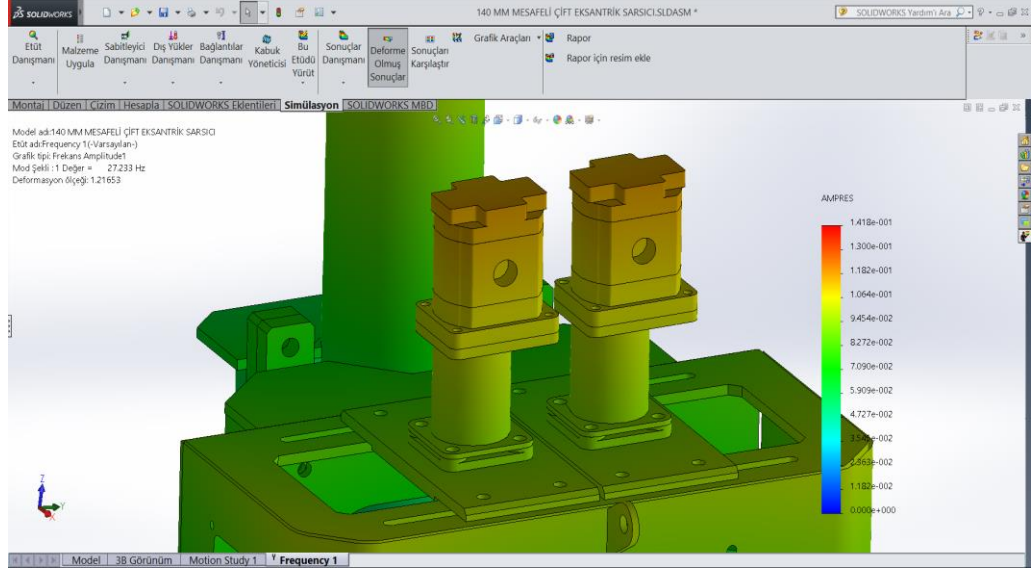
Şekil 5.1. Tek eksantrik kütleli sarsıcının bilgisayar ortamında modal analizine ait görüntü.

5.1.2. Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcıların Simülasyonu

Çift sarsıcı kütleler 140 mm ve 225 mm eksen aralıklı olarak simülasyonları yapılmıştır. Prototip yere, x, y, z eksenlerinde sabitlenmiştir. Sarsıcıların birbirlerine olan mesafeleri sabitlenmiş ve orta noktaları prototipin orta noktasına gelecek şekilde sabitlenmiştir.

5.1.2.1. 140 mm Eksen Aralığına Sahip Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcıların Simülasyonu

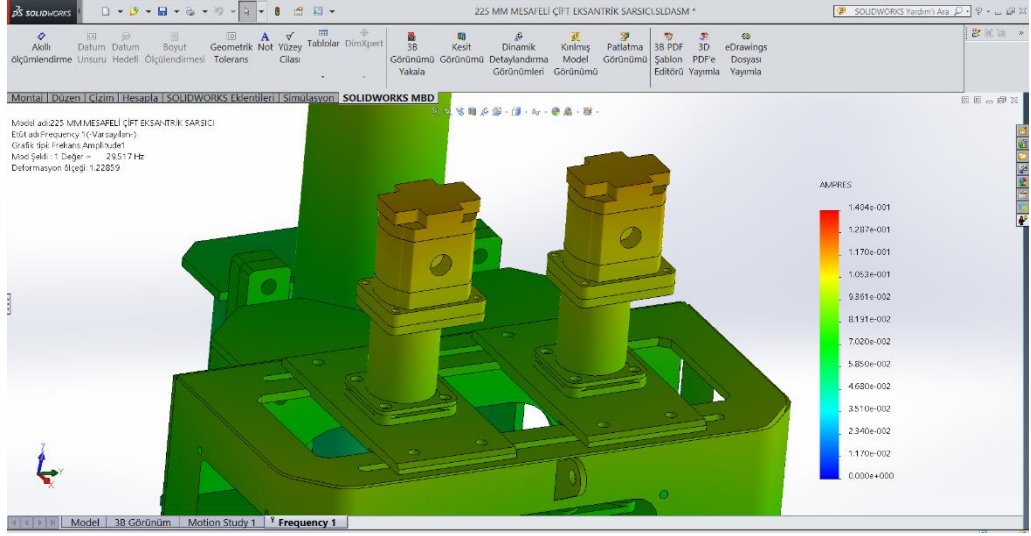
Çift eksantrik sarsıcı kütlelerin eksen aralığının (140 mm) orta noktası, prototipin orta noktasına gelecek biçimde deney düzeneğine benzer şekilde Solidworks programı ile simülasyon yapılmıştır. Birinci modda frekans değeri (27,233 Hz) olarak belirlenmiştir (Şekil 5.2).



Şekil 5.2. 140 mm mesafeli çift eksantrik kütleli sarsıcıların bilgisayar ortamında modal analizine ait görüntü.

5.1.2.2. 225 mm Eksen Aralığına Sahip Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcıların Simülasyonu

Çift eksantrik sarsıcı kütlelerin eksen aralığının (225 mm) orta noktası, prototipin orta noktasına gelecek biçimde deney düzeneğine benzer şekilde Solidworks programı ile simülasyon yapılmıştır. Birinci modda doğal frekans değeri (29,517 Hz) olarak belirlenmiştir (Şekil 5.3).



Şekil 5.3. 225 mm mesafeli çift eksantrik kütleli sarsıcıların bilgisayar ortamında modal analizine ait görüntü.

Solidworks programı ile yapılan simülasyonlar sonucunda tek eksantrik ve çift eksantrik kütleler ile farklı frekans değerlerine ulaşılmıştır. Ayrıca çift eksantrik sarsıcı kütlelerin konumuna bağlı olarak doğal frekansın değiştiği belirlenmiştir.

Tek eksantrik sarsıcısı kütleli sistemin doğal frekansının (22,577 Hz) olduğu belirlenmiştir. Çift eksantrik sarsıcı kütleler için eksen aralığının 140 mm olduğu durumda doğal frekansın (27,233 Hz), eksen aralığının 225 mm olduğu durumda ise doğal frekansın (29,517 Hz) olduğu belirlenmiştir.

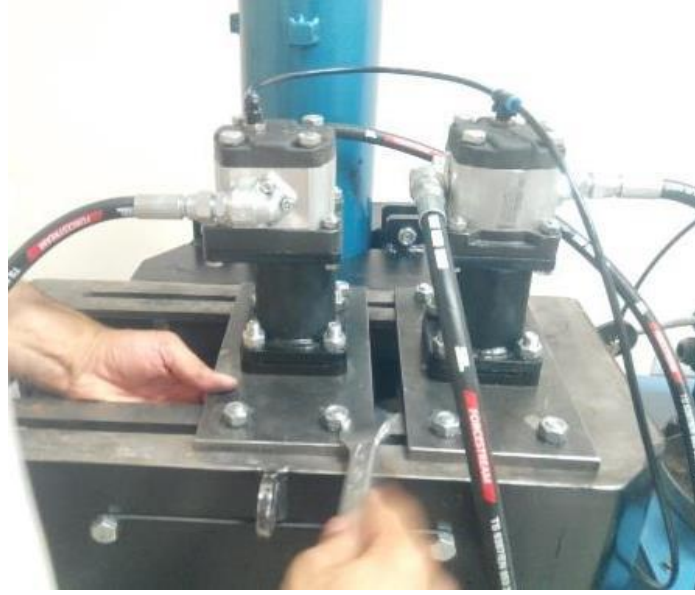
Tek veya çift sarsıcı kütle ve sarsıcı kütleler arası eksen aralığına bağlı olarak frekans değerlerinin değiştiği belirlenmiştir.

5.2. SARSICI KÜTLELERİN DENEYSEL ÇALIŞMALARI

Sarsıcı kütlelerin olduğu prototip bilgisayar ortamında yapılan simülasyonlarda olduğu gibi yere sabitlenmiş ve (1950 dev/dak) hızla döndürülmüştür. Tek ve çift sarsıcılı prototiplerin, titreşim frekansları ölçülmüştür. Elde edilen veriler grafiklerle sunulmuştur.

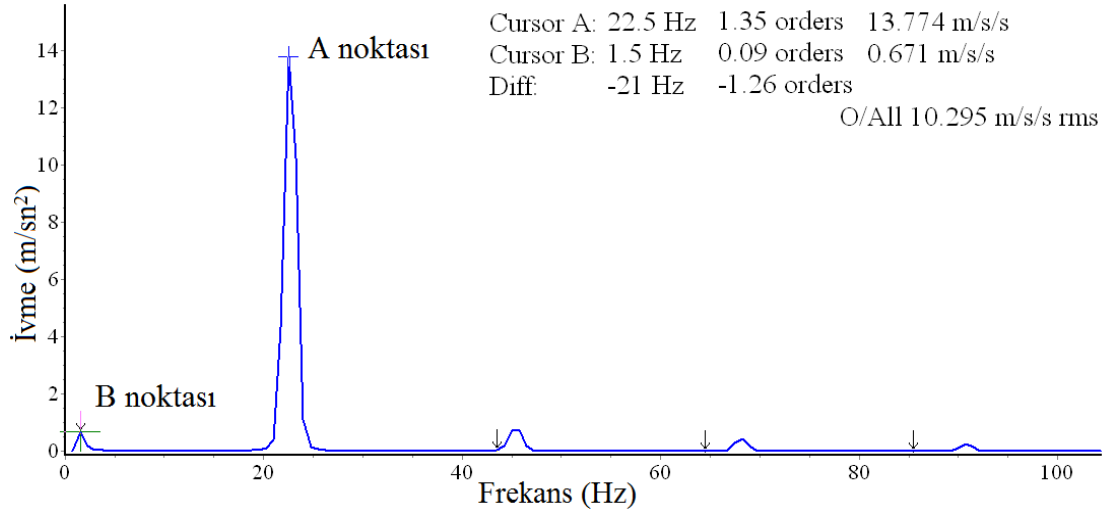
5.2.1. Tek Eksantrik Kütleli Sarsıcı Deneyleri

Tek eksantrik kütleli sarsıcı deneyinde, 500 gramlık eksantrik kütle saat ibresi yönünde (1950 dev/dak) sabit hızla döndürülmüştür. Gövde sarsıcının toplam kütlelerinin değişmemesi için diğer eksantrik kütle sistemden sökülmemiştir ve çalıştırılmamıştır. Tek eksantrik sarsıcı kütle deneyinde eksantrik sarsıcı ve modülünün gövde sarsıcı üzerindeki konumu Şekil 5.4’de gösterilmiştir.



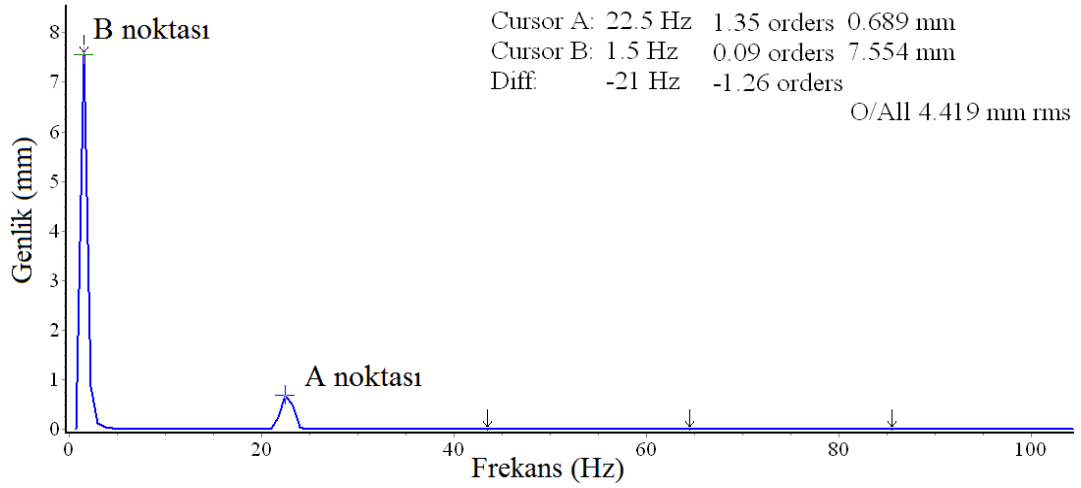
Şekil 5.4. Tek eksantrik kütleli sarsıcı deneyinde eksantrik sarsıcı modülünün gövde sarsıcı üzerindeki konumuna ait görüntüsü.

Prototip 500 gramlık sarsıcı kütle (1950 dev/dak) sabit hızla döndürülmüştür. Tek sarsıcı kütleinin frekans, ivme ve genlik değerleri elde edilmiştir ve grafik olarak verilmiştir (Şekil 5.5, Şekil 5.6).



Şekil 5.5. Tek eksantrik kütleli sarsıcının (1950 dev/dak) sabit hızda döndürülmesi sonucunda elde edilen ivme-frekans grafik görüntüsü.

İvmenin en yüksek değere ulaştığı A noktasında frekans (22,5 Hz) ve ivme (13,774 m/s^2) olarak ölçülmüştür. B noktasında genlik en yüksek değere ulaşmıştır; frekans (1,5 Hz) ve ivme (0,671 m/s^2) olarak ölçülmüştür (Şekil 5.5).

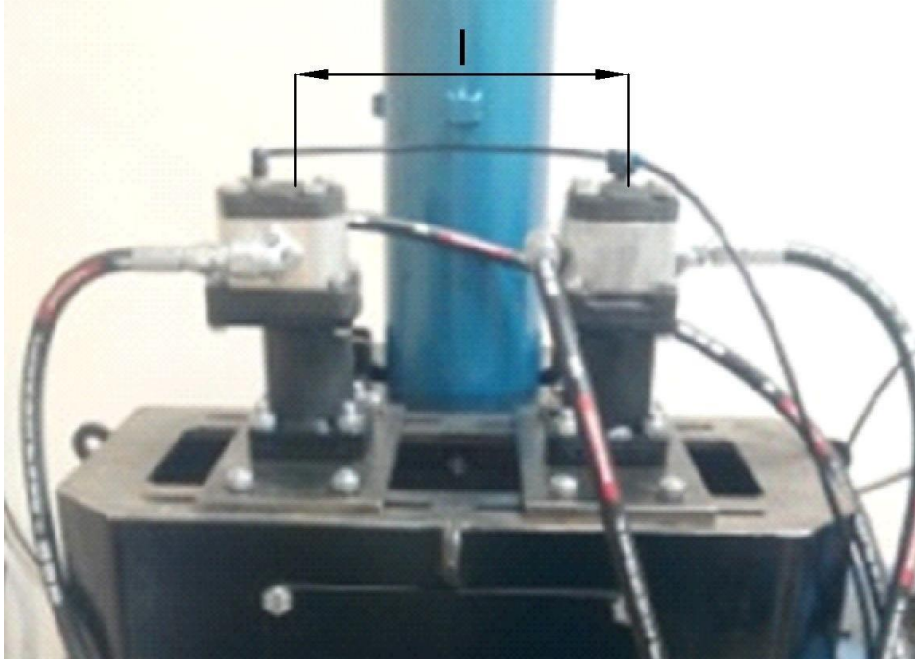


Şekil 5.6. Tek eksantrik kütleli sarsıcının (1950 dev/dak) sabit hızda döndürülmesi sonucunda elde edilen genlik-frekans grafik görüntüsü.

A noktasında frekans (22,5 Hz) ve genlik (0,689 mm) olarak ölçülmüştür. B noktasında genlik en yüksek değere ulaşmıştır; frekans (1,5 Hz) ve genlik (7,554 mm) olarak ölçülmüştür (Şekil 5.6).

5.2.2. Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcı Deneyleri

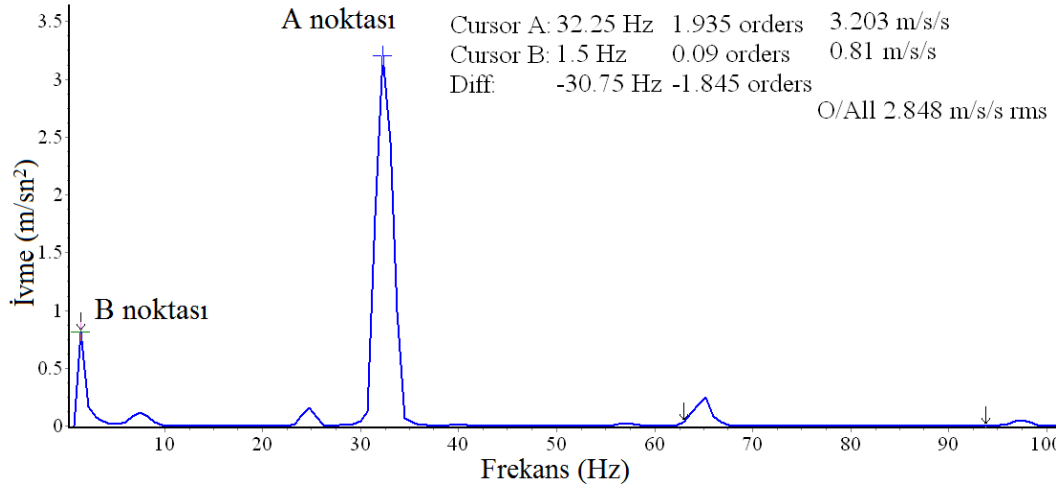
500 gramlık sarsıcı kütleler paralel konumlarda, iki farklı aralıkta ölçümleri yapılmıştır. Eksantrik kütlelerin paralel konumu Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7. Çift eksantrik kütleli sarsıcıların paralel konumuna ait görüntü.

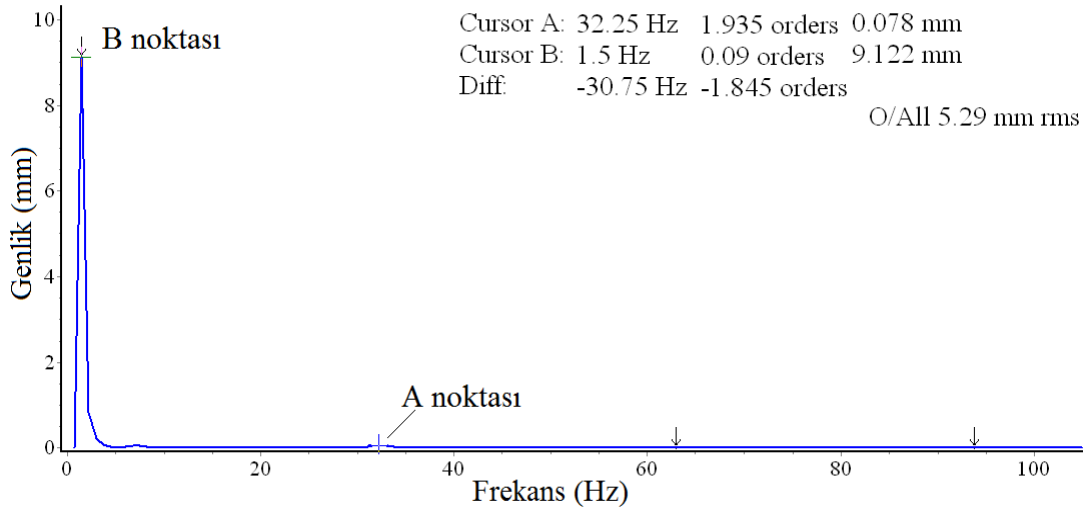
5.2.2.1. 140 mm Eksen Aralığına Sahip Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütleli Sarsıcı Deneyleri

İki eksantrik 500 gramlık kütlelerin kullanıldığı deneyde, kütlelerin her ikisi de (1950 dev/dak) saat ibresi yönünde sabit hızda ve 140 mm eksen aralığı ile döndürülmüştür. Ölçüm cihazı ile ivme-frekans ve genlik-frekans değerleri ölçülerek grafik olarak sunulmuştur (Şekil 5.8, Şekil 5.9).



Şekil 5.8. Çift eksantrik kütleli sarsıcıların (1950 dev/dak) sabit hızda ve (140 mm) eksen aralığı ile döndürülmesi sonucunda elde edilen ivme-frekans grafik görüntüsü.

İvmenin en yüksek değere ulaştığı A noktasında frekans (32,25 Hz) ve ivme ($3,203 m/s^2$) olarak ölçülmüştür. B noktasında; frekans (1,5 Hz) ve ivme ($0,81 m/s^2$) dir (Şekil 5.8).

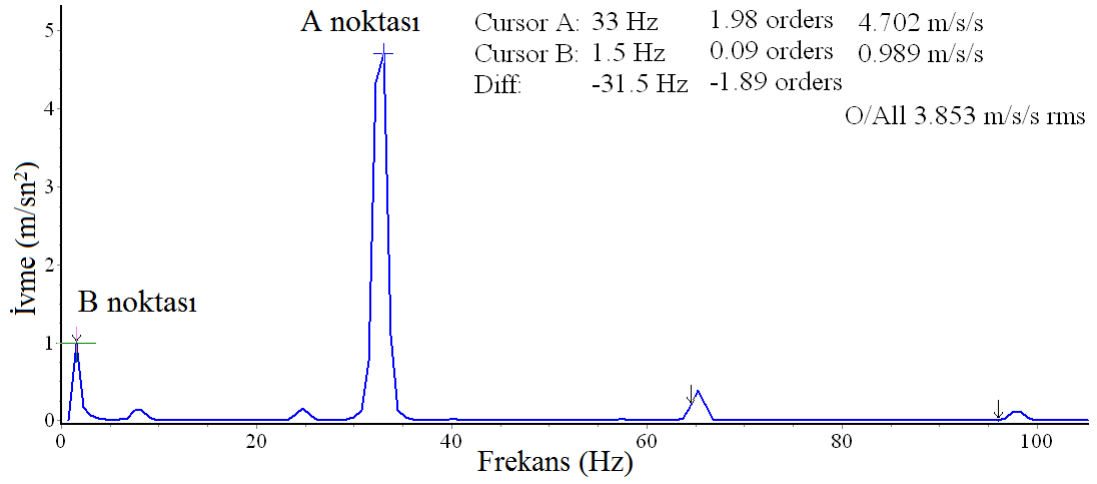


Şekil 5.9. Çift eksantrik kütleli sarsıcıların (1950 dev/dak) sabit hızda ve (140 mm) eksen aralığı ile döndürülmesi sonucunda elde edilen genlik-frekans grafik görüntüsü.

A noktasında frekans (32,25 Hz) ve genlik (0,078 mm) olarak ölçülmüştür. Grafikte en yüksek genliğin görüldüğü B noktasında; frekans (1,5 Hz) ve genlik (9,122 mm) dir (Şekil 5.9).

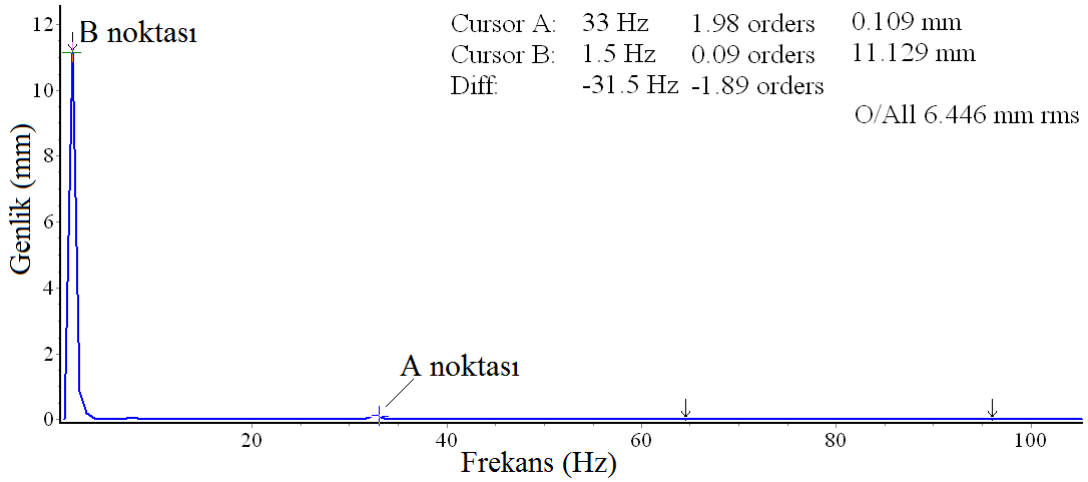
5.2.2.2. 225 mm Eksen Aralığına Sahip Birbirine Paralel Çift Eksantrik Kütelli Sarsıcı Deneyleri

İki eksantrik 500 gramlık kütlelerin kullanıldığı deneyde, kütlelerin her ikisi de (1950 dev/dak) saat ibresi yönünde sabit hızda ve 225 mm eksen aralığı ile birbirlerine paralel konumda döndürülmüştür. Ölçüm cihazı ile ivme-frekans ve genlik-frekans değerleri ölçülerek grafik olarak aktarılmıştır (Şekil 5.10, Şekil 5.11).



Şekil 5.10. Çift eksantrik kütelli sarsıcıların (1950 dev/dak) sabit hızda ve (225 mm) eksen aralığı ile döndürülmesi sonucunda elde edilen ivme-frekans grafik görüntüsü.

İvmenin en yüksek olduğu A noktasında frekans (33 Hz) ve ivme (4,702 m/s²) olarak ölçülmüştür. B noktasında frekans (1,5 Hz) ve ivme (0,989 m/s²) olarak ölçülmüştür (Şekil 5.10).



Şekil 5.11. Çift eksantrik kütleli sarsıcıların (1950 dev/dak) sabit hızda ve (225 mm) eksen aralığı ile döndürülmesi sonucunda elde edilen genlik-frekans grafik görüntüsü.

A noktasında frekans (33 Hz) ve genlik (0,109 mm) olarak ölçülmüştür. Genlik değerinin en yüksek olduğu B noktasında frekans (1,5 Hz) ve genlik (11,129 mm) olarak ölçülmüştür (Şekil 5.11).

İmalatı yapılan ve laboratuvar ortamında çalıştırılan hidrolik sistem ile deneylerden elde edilen titreşimlere ait ivme-frekans ve genlik-frekans grafikleri çıkarılmıştır. İvme-frekans ve genlik-frekans grafikleri incelendiğinde, eksantrik kütlelerin titreşimin frekansının, tek eksantrik kütleli deneyde (1950 dev/dak) da (22,5 Hz), çift eksantrik kütleli deneyde ise (1950 dev/dak) da kütlelerin konumuna bağlı olarak (32,25 Hz) ve (33 Hz) olarak değiştiği belirlenmiştir.

Yapılan deneyler sonunda elde edilen titreşime ait ivme ve genliklerin, eksantrik kütlelerin konumuna ve faz farklılıklarına göre farklılık gösterdiği görülmüştür. Faz farkından dolayı çift eksantrik kütlelerin ivmeleri tek eksantrik kütleye göre düşük çıkmaktadır. Faz farkı ile çift eksantrik kütleler birbirlerine ters kuvvetle etkileyip birbirini sönmülemektedir. Elde edilen bulgular literatür ile bağdaşmaktadır [19,20].

Tek eksantrik sarsıcı kütle ile yapılan deneylere ait ivme ve genlik değerleri Çizelge 5.1'de sunulmuştur.

Çizelge 5.1. Tek eksantrik kütleli sarsıcı deneyi maksimum ivme ve genlik değerleri.

Tek Eksantrik Kütle				İvme (m/s ²)	Genlik (mm)
Kütle Gr	Devir Cinsi	Devir Sayısı (dev/dak)	Dönme Yönü		
500	Eşit Devir	1950	Saat Yönü	13,774	7,554

500 gramlık çift eksantrik sarsıcı kütlelerin paralel konumlarında yapılan deneylere ait ivme ve genlik değerleri Çizelge 5.2’de sunulmuştur.

Çizelge 5.2. 500 gramlık çift eksantrik kütleli sarsıcıların farklı konumlarında yapılan deneylere ait maksimum ivme ve genlik değerleri.

Çift Eksantrik Kütleler (500 Gr)								İvme (m/s ²)	Genlik (mm)
Kütle Konumu	Açıklık (mm)	Devir Cinsi	Dönme Cinsi	Sol Eks.		Sağ Eks.			
				Devir Sayısı (dev/dak)	Dönme Yönü	Devir Sayısı (dev/dak)	Dönme Yönü		
				140	Eşit Devir	Aynı Yön	1950	Saat Yönü	1950
225	Eşit Devir	Aynı Yön	1950	Saat Yönü	1950	Saat Yön.	4,702	11,129	

Şekil 5.5’de tek sarsıcı kütle (1950 dev/dak) sabit hızda döndürülmesi sonucunda elde edilen ivme-frekans grafiğinden titreşimlerin frekansının ortalama (22.5 Hz) civarında olduğu Şekil 5.6’da ise (1,5 Hz) civarındaki titreşimlerin genliklerinin (7.554 mm) ile maksimum olduğu belirlenmiştir Devir sabit tutulup sarsıcı kütlelerin sayısı ikiye çıkarılıp ve aradaki mesafe (140 mm) olarak ayarlandığı zaman titreşimlerin frekansının Şekil 5.8’den ortalama (32,25 Hz) civarında olduğu, Şekil 5.9’da ise (1,5 Hz) civarındaki titreşimlerin (9.122 mm) ile maksimum genliğe ulaştığı görülmektedir. Yine devir sabit tutulup sarsıcı kütleler arasındaki mesafe (225 mm) ye çıkartıldığı zaman ise Şekil 5.10’dan titreşimlerin frekanslarının ortalama (33 Hz) civarında olduğu ve Şekil 5. 11’den (1,5 Hz) civarındaki frekansların (11,129 mm) ile maksimum genliğe ulaştığı belirlenmiştir.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tasarlanıp imalatı yapılan hidrolik sistem, laboratuvar ortamında meyve hasat makinesi prototipini çalıştırarak deneyler yapılmasına olanak sağlamıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir;

Sistem de hidromotorlar, NG 6 valfler ve modüler çekli ikiz kısımlarla kontrol edilmiştir. NG 6 valfler ve diğer hidrolik elemanların yağ geçirgenlikleri, sistem için yeterli olmasına rağmen sistem aşırı ısınmıştır.

Hidromotorların ve pompanın, dişli tip seçilmesinden dolayı hidromotorlar ve pompa aşırı gürültülü çalışmıştır.

Hidromotor hızlarının manuel olarak ayarlanması, iki sarsıcı kütle kullanılıp sarsıcı kütlelerin hızlarının birbirine eşit olmasını zorlaştırmaktadır. Hidromotora giden basınçlı yağ akış bölücü valfle ikiye ayrılmamıştır. İki valften geçen basınçlı yağ hangi hidromotorun yükü azsa ona daha çok yönelmekte bu da hızın ayarlanma zamanını artırmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda gövde sarsıcı sarsma düzeneğinde tek eksantrik kütle ve çift eksantrik kütle ile elde edilen titreşimlerin frekans, ivme ve genlik değerlerinde konum değişimlerine bağlı olarak farklılıklar tespit edilmiştir (Çizelge 4.1, Çizelge 4.2).

Aynı devirde sarsıcı kütle sayısının ikiye çıkarıldığında titreşim frekanslarının yaklaşık aynı değerlerde olduğu ama düşük frekanslarda titreşim genliklerinin arttığı belirlenmiştir. Buna ek olarak sarsıcı kütlelerin aralarındaki mesafeler artırıldığında

yine titreşim frekanslarının yaklaşık aynı değerlerde olduğu ama düşük frekanslarda titreşim genliklerinin daha da arttığı belirlenmiştir.

Tek sarsıcı kütle için deneysel çalışmada en yüksek ivmeli frekansın (22,5 Hz) olduğu görülmüştür. Bilgisayar ortamında yapılan deneyde frekansın (22,577 Hz) olduğu ve (22,5 Hz) frekansına % 0,34 hata ile yaklaştığı tespit edilmiştir.

140 mm mesafeli çift sarsıcı kütleler için deneysel çalışmada ise en yüksek ivmeli frekansın (32,25 Hz) olduğu görülmüştür. Bilgisayar ortamında (27,233 Hz) ile deneysel değere % 15 hata ile yaklaştığı tespit edilmiştir.

225 mm mesafeli sarsıcı kütleler için en yüksek ivmeli frekansın 33 Hz olduğu görülmüştür. Bilgisayar ortamında (29,517 Hz) ile deneysel değere % 10,6 hata ile yaklaştığı tespit edilmiştir.

Yapılan deneylerde tek eksantrik sarsıcı kütle için maksimum ivme (13,774 m/s²) ve maksimum genlik (7,554 mm) olarak tespit edilmiştir. 140 mm eksen aralıklı çift eksantrik sarsıcı kütle için maksimum ivme (3,203 m/s²) ve maksimum genlik (9,122 mm), 225 mm eksen aralıklı çift eksantrik sarsıcı kütle için maksimum ivme (4,702 m/s²) ve maksimum genlik (11,129 mm) olarak tespit edilmiştir.

Simülasyonlar ile deneysel çalışmada hata paylarının çıkmasının sebebi; gerçek ortamda sarsıcının yere civata ile sabitlenmesi ve zeminin bir miktar oynamasına bağlanmıştır. Bilgisayar ortamındaki simülasyonda ise yere sabitlenen prototip hiçbir şekilde bağlantı noktalarında yer değiştirmemiştir.

Deneyde kullanılan hidrolik sistem; uygulandığı sarsıcıdan aldığı sonuçlar itibarı ile meyve hasadı için kullanılmaya uygun olduğu, meyve hasadı için yeterli frekans, titreşim ve genlikleri oluşturabilecek bir hidrolik sistem olduğu gözlemlenmiştir.

Meyve ve ağacın cinsine göre, ağaçlara zarar vermeden en kısa sürede hasadı gerçekleştirebilecek frekans, ivme ve genliklere sahip titreşimler sarsıcı kütlelerin farklı konumlardaki titreşimleri ile oluşturulabilir.

Dünyada kullanımı gün geçtikçe artmakta olan gövde sarsıcılarda, üreticiler bu çalışmadan elde edilen sonuçlardan yararlanabilir.

KAYNAKLAR

1. Özoğul, G. ve Evrenoso, M., “Elma hasat platformlarındaki gelişmeler”, *Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı Yayınları* (2013).
2. Wu, C., He, L., Du, X., Chen, S. and Ni, K., “3D reconstruction of chinese hickory tree for dynamics analysis”, *Biosystems Engineering*, 119: 69-79 (2014).
3. Yalçın, M., “Gemlik çeşidi zeytinde farklı tipteki sarsıcıların titreşim karakteristiklerinin hasat performansına etkisi”, Doktora Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 47-58 (2014).
4. Tsatsarelis, C.A., “Vibratory olive harvesting: The response of fruit-stem system to fruit removing actions”, *Journal of Agricultural Engineering Research*, 38: 77-90 (1987).
5. Aristizabal, I. D., Oliveros, C. and Alvarez, F., “Physical and mechanical properties of the coffee tree related to harvest mechanization”, *Transactions of the ASAE*, 46 (2): 197-204 (2003).
6. Kırıl, Z., “Mekanik Titreşimler Ders Notları”, *Eser Sahibinin Kendi Yayını* (2012).
7. Anonim, “Hidrolik ve Pnömatik sektörü”, *Moment Expo Dergisi*, 25: 36-41 (2010).
8. Schmitt, A., “Endüstriyel Hidrolik Eğitimi”, Çeviri Editörü, Aykun, H., *Schleunungsdruck GMBH*, Germany, 6-34 (1984).
9. Merritt H., “Hydraulic Control Systems”, *John Wiley and Sons Inc*, USA, 54-118 (1967).
10. Karacan, İ., “Hidrolik ve Pnömatik”, *Eser Sahibinin Kendi Yayını*, Karabük, 68-159 (2003).
11. Özalp, A. F., Ankaralı, A. ve Polat, R., "Fren sistemi içeren bir hidromotorun modellenmesi ve pid kontrolü", *TrC-IFTToMM Symposium on Theory of Machines and Mechanisms*, İzmir, 462-467 (2015).
12. Sinthipsomboon, K., Hunsacharoonroj, I., Khedari, J., Pongaen, W. and Pratumswan, P. “A hybrid of fuzzy and fuzzy self-tuning pid controller for servo electro-hydraulic system”, *Conference on Industrial Electronics and Applications, IEEE*, China, 220-225 (2011).

13. Shen, G., Zhu, Z. C., Li, X., Tang, Y., Hou, D. D. and Teng, W.X., “Real-time electro-hydraulic hybrid system for structural testing subjected to vibration and force loading”, *Mechatronics*, 000: 1–22 (2015).
14. Işık, E., “Titreşimli zeytin hasat makinalarında kullanılan mekanizmanın kinematik analizi”, *Uludağ Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, 16 (2): 93-100 (2002).
15. Yürürer, G., “Zeytinin mekanik hasadında titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 47-58 (2006).
16. Polat, R., Gezer, İ., Güner, M., Dursun, E., Erdoğan D. ve Bilim, H.C., “Mechanical harvesting of pistachio nuts”, *Journal of Food Engineering*, 79: 1131–1135 (2007).
17. Zhou, J., He, L., Zhang, Q. and Karkee, M., “Effect of excitation position of a handheld shaker on fruit removal efficiency and damage in mechanical harvesting of sweet cherry”, *Biosystems Engineering*, 125: 36-44 (2014).
18. Du. X., Chen. D., Zhang, Q., Scharf, P.A. and Whiting, M.D., “Dynamic responses of sweet cherry trees under vibratory excitations”, *Biosystems Engineering*, 111: 305-314 (2012).
19. Zhang, J., Wen, B. and Fan, J., “Study on synchronization of two eccentric rotors driven by hydraulic motors in one vibrating system”, *Shock and Vibration*, 4 (5): 305-310 (1997).
20. Wen, B. C., Zhang, X. L., Zhao, C. Y., Liu, S.Y. and Lin, X. Y. “Vibratory synchronization modes and their applications based on a vibrating bedstand with coupled exciters”, *The 14th IFToMM World Congress*, Taiwan (2015).
21. Pagar, N. D. and Gawande, S. H., “Investigations of dynamic characteristics of eccentric rotary shaft of wankelengine”, *Journal of Mechanical Design and Vibration*, 2 (2): 53-59 (2014).
22. İnternet: Hitchcox, A., “Harvester Shakes Up Pistachio Orchards”, <http://hydraulicspneumatics.com/agricultural/harvester-shakes-pistachio-orchards?page=1> (2015).
23. Exner H., Freitag R., Geis H., Lang R., Oppolzer J., Schwab P., Sumpf E. and Ostendorff U., “Basic Principles and Components of Fluid Technology”, *Schleunungsdruck GMBH*, Germany, 77-90 (1991).
24. İnternet: R. Hydraulicweb, “LSHT Hidromotor”, http://home.kpn.nl/RBrink1955/frm_e.htm (2015).
25. Durfee W. and Sun, Z., “Fluid Power System Dynamics”, *A National Science Foundation Engineering Research Center*, USA, 28-31 (2009).

26. Delta Power, “Hydraulic Valve Catalog”, *Delta Power Company*, 448 (2015).
27. İnternet: Bosch-Rexroth Hydraulic, “Manifolds”, <http://www.boschrexroth.com/en/us/products/product-groups/industrial-hydraulics/manifolds-and-plates/manifolds-and-plates-overview/index> (2015).
28. Paredes, X., Comuanas, M. J. P., Pensado, A. S., Bazile, J. P., Boned, C. and Fernandez, J. “High pressure viscosity characterization of four vegetable and mineral hydraulic oils”, *Industrial Crops and Products*, 54: 281–290 (2014).
29. Plawiak, P., “An estimation of the state of consumption of a positive displacement pump based on dynamic pressure or vibrations using neural networks”, *Neurocomputing*, 144: 471–483 (2014).
30. Casappa, “Hydraulic Gear Pumps and Motors”, *Casappa S.p.A.*, 5-6 (2015).
31. İnternet: Commtest Ölçüm Cihazları, “Portable Solutions”, <http://www.commtest.com> (2015).

ÖZGEÇMİŞ

Adem Fatih ÖZALP 1988 yılında İstanbul'da doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. 2006 yılında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'nde öğrenime başlayıp 2011 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2011 yılında UZUN Hidrolik' te Makine Mühendisi olarak göreve başladı. 2013 yılında kısa dönem er olarak askerlik vazifesini yerine getirdi. 2013 yılında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği'nde Araştırma görevlisi olarak göreve başladı. Halen aynı yerde çalışmaya devam etmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Karabük Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Balıklarkayası Mevkii / KARABÜK

E-posta : ademfatihozalp@karabuk.edu.tr
ademfatihozalp@gmail.com