T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KAM MEKANİZMALARININ DİNAMİK ANALİZİ

OĞUZHAN YILDIZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. CİHAN DEMİR

İSTANBUL, 2016

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KAM MEKANİZMALARININ DİNAMİK ANALİZİ

Oğuzhan YILDIZ tarafından hazırlanan tez çalışması 28.12.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Cihan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Cihan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Mehmet BOZCA

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Yrd. Doç. Dr. Yener TAŞKIN

İstanbul Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Tez çalışmalarım süresi boyunca hiçbir sorumu yanıtsız bırakmayan, daima hoşgörülü tavırlarıyla yardımlarını esirgemeyen, yol haritamı belirleyen tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Cihan DEMİR'e teşekkürlerimi sunarım.

Çekiç-titreşim testinde ve motor verilerinin sağlanması aşamasında örnek motor olarak kullanılan motorun sağlanması vesilesiyle ERİN MOTOR'a teşekkür ederim.

Ayrıca bu meşakkatli ve zorlu süreç boyunca benim yanımda yer alan, her daim destekte bulunan başta anne ve babam olmak üzere tüm aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Ekim, 2016

Oğuzhan YILDIZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vi
KISALTMA LİSTESİ x
ŞEKİL LİSTESİ xi
ÖZET xvi
ABSTRACT xviii
BÖLÜM 1
GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 2
1.3 Hipotez 2
BÖLÜM 2
KAM MEKANİZMALARININ TASARIMI VE OPTİMİZASYON PARAMETRELERİ 3
2.1 Dolgu Değişimi Çalışma Prensibi 3
2.2 Temel Supap-Kumanda Mekanizması Dizayn & Seçim Kriterleri 4
2.2.1 Tapet Dizaynı ve Seçim Kriterleri 4
2.2.2 Supap Dizaynı ve Seçim Kriterleri 7
2.2.3 Külbütör Dizaynı ve Seçim Kriterleri 13
2.2.3 Kam Mili & Kam Profili Dizaynı 18
BÖLÜM 3
KAM MEKANİZMASININ DURUM UZAY MODELİ VE DİNAMİK ANALİZİ 70
3.1 Dinamik Modele Ait olan Sabit ve Değişken Parametrelerin Tespiti 87
3.2 Kam Mekanizması Dinamik Model Verileri 97
3.3 Kam Mekanizması Dinamik Modelinin Kurulumu 100
3.4 Kam Mekanizması Dinamik Model Zaman Cevabı 107
3.5 Kam Mekanizması Dinamik Model Frekans Cevabı 148

BÖLÜM 4

SUPAP KUMANDA MEKANİZMASI ÜZERİNDE YAPILAN ÇEKİÇ-TİTREŞİM TESTİ VE ELDE EDİLEN SONUÇLAR 163

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER 182

KAYNAKLAR 184

EK-A
MATLAB KODLARI 185

EK-B
MATLAB KODLARI 189

EK-C
MATLAB KODLARI 191

EK-D
MATLAB KODLARI 193

EK-E
MATLAB KODLARI 195

EK-F
MATLAB KODLARI 197

EK-G
MATLAB KODLARI 206

ÖZGEÇMİŞ 217

SİMGE LİSTESİ

r1	Temel Daire Yarıçapı
r2	Burun Yarıçapı
R	Açılma-Kapanma Rampası Yarıçapı
2α	Kam Hareketinin Toplam Açısı
α	Kam Hareketinin Yarım Açısı
φ	Açılma-Kapanma Rampası Üzerinde Kam Hareket Açısı
Θ	E'den C'ye Kam İlerleme Açısı
B	Motor Piston Silindir Çapı
H	Motor Piston Strok Boyu
s	Külbütör ile supap arası boşluk
s_k	Kam ile itecek arasındaki boşluk
h	Supap kalkma miktarı
h_k	Kam tarafındaki kalkma miktarı
l_1, l_2	Külbütör kol uzunlukları
M_v	Supaplara İndirgenen Kütle
m_v	Supap Kütlesi (Supap, yay tablası, tırnak ile birlikte)
m_s	Yay Kütlesi
m_b	Supap Köprü Kütlesi
m_f	Tapet Kütlesi
m_{pr}	İtici Çubuk (Tij) Kütlesi
m_r'	Külbütör İndirgenmiş Kütlesi
m_r	Külbütör Kütlesi
l_v	Külbütörün Supap Tarafında Kalan Kolu
l_f	Külbütörün Tapet Tarafında Kalan Kolu
F_s	Yay tarafından karşılanması gereken kuvvet [N]

a_c	Kritik sıçrama noktası ivmesi [m/s2]
s	Güvenlik Katsayısı
k_s	Supap yay katsayısı [N/mm]
x_s	Supap yayı toplam yer değiştirmesi [mm]
τ	Yay Sarımlarında oluşan Burulma Gerilmesi $[\frac{N}{mm^2}]$
F_s	Yay tarafından karşılanması gereken kuvvet [N]
D_s	Yay Ortalama Çapı [mm]
d_w	Yay Tel Çapı [mm]
k	Gerilme Düzeltme Faktörü
i	Yay sarım sayısı
f_{maks}	Yay üzerinde yaşanabilecek maksimum çökme [mm]
G	Yay kayma modülü
H	Supap yayı serbest boyu
Δ	Sıkışmış durumda yer alan yaylar arasındaki boşluk
i^n	Sıkışmaya aktif olarak katılmayan sarım sayısı
$\widetilde{\sigma_e}$	Dinamik eğilme gerilmesi
$\overline{\sigma_e}$	Statik eğilme gerilmesi
$\widetilde{\sigma_v}$	Dinamik eşdeğer gerilme
$\overline{\sigma_v}$	Statik eşdeğer gerilme
$\overline{\tau_b}$	Statik burulma gerilmesi
$\widetilde{\tau_b}$	Dinamik burulma gerilmesi
M_e	Maksimum Statik eğilme momenti
M_b	Maksimum Statik burulma momenti
W_e	Eğilme için mukavemet momenti
W_b	Burulma için mukavemet momenti
$\widetilde{\sigma_{ç,b}}$	Dinamik çeki & bası gerilmesi
$\overline{\sigma_{ç,b}}$	Statik çeki & bası gerilmesi
M_c	Kam Mili Kütlesi
M_{fc}	Tapet Kütlesi
M_s	Külbütör Kolu Kütlesi
M_f	İtici Çubuk Kütlesi
M_r	Tapet Makarası Kütlesi
M_z	Supap Köprüsü Kütlesi

M_1&M_2 Supap Kütlesi

k_1&k_2 Supap Yayı Yay Katsayısı

c_1&c_2 Supap Yayı Sönüm Katsayısı

kh_1 İtici Çubuk, Külbütör Kolu Arasında Oluşan Temasın Yay Katsayısı

ch_1 İtici Çubuk, Külbütör Kolu Arasında Oluşan Temasın Sönüm Katsayısı

kh_2 Supap Köprüsü, Külbütör Kolu Arasında Oluşan Temasın Yay Katsayısı

ch_2 Supap Köprüsü, Külbütör Kolu Arasında Oluşan Temasın Sönüm Katsayısı

kh_3&kh_4 Supap Lineer Yay Modeli Yay Katsayısı

ch_3&ch_4 Supap Lineer Yay Modeli Sönüm Katsayısı

c_f İtici Çubuk Yataklaması nedeniyle Oluşan Sönüm Katsayısı

kv_c İtici Çubuk Lineer Yay Modeli Yay Katsayısı

kr_b Tapet Makarası için Temas Sürtünmelerinden Kaynaklanan Yay Katsayısı

kh_c Tapet Temas Noktalarında ki Bozucu Etki Nedeniyle Oluşan Yay Katsayısı

k_h Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Noktası için Yay Katsayısı

kv_s Düşey Kam Yataklaması Nedeniyle Oluşan Yay Katsayısı

cv_s Düşey Kam Yataklaması Nedeniyle Oluşan Sönüm Katsayısı

kh_s Yatay Kam Yataklaması Nedeniyle Oluşan Yay Katsayısı

ch_s Yatay Kam Yataklaması Nedeniyle Oluşan Sönüm Katsayısı

L_1 Külbütör Kolu İtici Çubuk Tarafı

L_2 Külbütör Kolu Supap Tarafı

L Supap Köprüsü ile Supap Merkezleri Arası Mesafe

I_z Supap Köprüsü Açısal Polar Atalet Momenti

I_s Külbütör Açısal Polar Atalet Momenti

$\mathrm{F_C}$ Kam ile Tapet Temas Noktasında Oluşan Kuvvet

$\mathrm{F_p}$ Supap Yaylarında Oluşan Ön yükleme Kuvveti

$Y(\theta)$ Kam Profili Üzerinde Yer Değiştirme Miktarı

$\mathrm{x_0}$&$\mathrm{y_1}$ Kam Profili Yatay ve Düşey Hareket Koordinatları

$\mathrm{x_1}$&$\mathrm{y_2}$ Tapet Makarası Yatay ve Düşey Hareket Koordinatları

$\mathrm{x_2}$&$\mathrm{y_3}$ Tapet Yatay ve Düşey Hareket Koordinatları

$\mathrm{y_4}$ İtici Çubuk Düşey Hareket Koordinatları

$\mathrm{\theta_s}$ Külbütör Açısal Hareket Koordinatları

$\mathrm{\theta_z}$ Supap Köprüsü Açısal Hareket Koordinatları

$\mathrm{y_5}$ Supap Köprüsü Düşey Hareket Koordinatları

$\mathrm{y_6}$&$\mathrm{y_7}$ Supap Düşey Hareket Koordinatları

$\mathrm{E_k}$	Toplam Kinetik Enerji
$\mathrm{E_p}$	Toplam Potansiyel Enerji
$\mathrm{E_s}$	Toplam Sönüm Enerjisi
Q_j	Genelleştirilmiş Kuvvetler
$\mathrm{x_j}$	Genelleştirilmiş Hareket Koordinatları
$\dot{Q}_c$	Kam Mili Açısal Hızı [rad/s]
R_b	Kam Profili Temel Daire Yarıçapı [mm]
R_1	Tapet Makarası Yarıçapı [mm]
$\dot{y}_2$	Tapet Makarası Hızı [mm/s]
$\mathrm{T_0}$	Kam Tork Değeri

KISALTMA LİSTESİ

CAD	Bilgisayar destekli tasarım (Computer Aided Design)
dB	Ses şiddeti için kullanılan logaritmik ve boyutsuz büyüklük
Hz	Saniye başına düşen devir sayısının ifadesi
KMA	Krank mili açısı
MATLAB	Matris Laboratuarı (Matrix Laboratory)
netdB	Frekans analizörü (Network Database)
RPM	Dakikada atılan devir sayısı (Revolutions Per Minute)
VVT	Değişken supap zamanlaması (Variable Valve Timing)

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Temel Supap-Kumanda Mekanizması 4
Şekil 2.2 Temel Tapet Sınıfları 5
Şekil 2.3 Supap Mekanizması Alt Parçaları 8
Şekil 2.4 Supap Detayı 10
Şekil 2.5 Supap döndürme düzeneği (rotator) 12
Şekil 2.6 Külbütör Düzeneği 14
Şekil 2.7 Pres Kalıpla Üretilen Çelik Külbütör 15
Şekil 2.8 Silindirik Uçlu Külbütör 15
Şekil 2.9 Tam Silindirik Külbütör 16
Şekil 2.10 Rijit Milli Külbütör 16
Şekil 2.11 Supap Ayar Vidası 18
Şekil 2.12 Farklı Supap-Kam Yerleşimleri 20
Şekil 2.13 Kam Profili 21
Şekil 2.14 Ökçe Bölgesinde Supap Tapeti-Kam Profili Teması 22
Şekil 2.15 Burun Bölgesinde Supap Tapeti-Kam Profili Teması 24
Şekil 2.16 Teorik Supap Yol, Hız, İvme Grafiği 27
Şekil 2.17 Külbütöre göre Kam-Supap Hareketi 29
Şekil 2.18 Egzoz Kam Profili Ana Parametreleri 29
Şekil 2.19 Egzoz Kam Profili Hesaplanan Parametreler 30
Şekil 2.20 Kam Profili Formülasyonu 30
Şekil 2.21 Egzoz Kam Profili Formülasyonu 31
Şekil 2.22 Egzoz Kam Profili Performans Hesaplanan Tablosu 32
Şekil 2.23 Egzoz Kam Profili Performans Yardımcı Hesap Değerleri 33
Şekil 2.24 Egzoz supabı Kalkma miktarı – KMA 34
Şekil 2.25 Egzoz supabı Hızı – KMA 34
Şekil 2.26 Egzoz supabı İvmesi – KMA 35
Şekil 2.27 Emme Kam Profili Ana Parametreleri 36
Şekil 2.28 Emme Kam Profili Hesaplanan Parametreler 36
Şekil 2.29 Emme Kam Profili Formülasyonu 36
Şekil 2.30 Emme Kam Profili Performans Hesaplanan Tablosu 37
Şekil 2.31 Egzoz Kam Profili Performans Yardımcı Hesap Değerleri 38
Şekil 2.32 Emme supabı Kalkma miktarı – KMA 39
Şekil 2.33 Emme supabı Hızı – KMA 39
Şekil 2.34 Emme supabı İvmesi – KMA 40

Şekil 2.35 Egzoz supabı Kalkma miktarı – KMA / Matlab 42
Şekil 2.36 Egzoz supabı Hızı – KMA / Matlab 42
Şekil 2.37 Egzoz supabı İvmesi – KMA / Matlab.....42
Şekil 2.38 Temel daire yarıçapı-Sıçrama üzerindeki etkisi.....43
Şekil 2.39 Burun yarıçapı-Sıçrama üzerindeki etkisi.....44
Şekil 2.40 Kalkış Açısı- Sıçrama Üzerindeki Etkisi 45
Şekil 2.41 Kalkma Miktarı-Sıçrama Üzerindeki Etkisi.....46
Şekil 2.42 Supap Yay Tipleri 48
Şekil 2.43 Emme Supabı Kalkma Miktarı – İvme İlişkisi.....51
Şekil 2.44 Egzoz Supabı Kalkma Miktarı – İvme İlişkisi.....54
Şekil 2.45 Supap Yay Üzerine Etkiyen Kuvvetler 57
Şekil 2.46 Kam Miline Etkiyen Kuvvetler ve Temel Daire Üzerine Etkisi 61
Şekil 2.47 Emme Kam Profili Temel Daire Üzerinde Maksimum Performans Değerleri .62
Şekil 2.48 Emme Kam Profili Burun Üzerinde Maksimum Performans Değerleri 62
Şekil 2.49 Egzoz Kam Profili Temel Daire Üzerinde Maksimum Performans Değerleri ..62
Şekil 2.50 Egzoz Kam Profili Temel Daire Üzerinde Maksimum Performans Değerleri ..62

Şekil 3. 1 ERİN MOTOR'a ait Motorun Gerçek Kam Mekanizması.....71
Şekil 3. 2 ERİN MOTOR'a ait Motorun 3D Kam Mekanizması.....72
Şekil 3. 3 12 Serbestlik Dereceli Kam Mekanizması Dinamik Modeli.....73
Şekil 3. 4 Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Kuvvetinin KMA'ya göre Değişimi 91
Şekil 3. 5 @1125RPM'de Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Kuvvetinin Temas Açısına göre Değerleri.....92
Şekil 3. 6 @750RPM'de Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Kuvvetinin Temas Açısına göre Değerleri 93
Şekil 3. 7 @1125RPM'de Temas Açısının KMA'ya göre Değişimi 94
Şekil 3. 8 @1125RPM ve @750RPM'de Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Kuvvetinin Temas Açısına göre Değerleri 95
Şekil 3. 9 Hertzian Temas Yay Katsayısı 96
Şekil 3. 10 Dinamik Model Kütle Verilerinin SolidWorks Programı Yardımıyla Eldesi 98
Şekil 3. 11 Dinamik Model Verileri 99
Şekil 3.12 Supap-Kumanda Mekanizması Dinamik Model Verilerinin Matlab-Simulink Formatında İfadesi 102
Şekil 3.13 Signal Builder Ms Excel Örnek Tablosu.....104
Şekil 3. 14 Signal Builder Ms Excel Verileri 105
Şekil 3. 15 Signal Builder y (θ) Giriş Sinyali 106
Şekil 3. 16 Qs – t Grafiği.....108
Şekil 3. 17 Qs İvme-t Grafiği.....108
Şekil 3. 18 Qs İvme-t Grafiği Detay Gösterimi.....109
Şekil 3. 19 y1 – t Grafiği 109
Şekil 3. 20 y1ivme – t Grafiği.....110
Şekil 3. 21 y1ivme – t Grafiği Detay Gösterimi 110
Şekil 3. 22 y2 – t Grafiği 111
Şekil 3. 23 y2 İvme – t Grafiği.....111
Şekil 3. 24 y2 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 112
Şekil 3. 25 y3 – t Grafiği 112
Şekil 3. 26 y3 İvme – t Grafiği.....113

Şekil 3. 27 y3 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 113
Şekil 3. 28 y4 – t Grafiği 114
Şekil 3. 29 y4 İvme – t Grafiği.....114
Şekil 3. 30 y4 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 115
Şekil 3. 31 y5 – t Grafiği 115
Şekil 3. 32 y5 İvme – t Grafiği.....116
Şekil 3. 33 y5 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 116
Şekil 3. 34 y6 – t Grafiği 117
Şekil 3. 35 y6 İvme – t Grafiği.....117
Şekil 3. 36 y6 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 118
Şekil 3. 37 y7 – t Grafiği 118
Şekil 3. 38 y7 İvme – t Grafiği.....119
Şekil 3. 39 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 119
Şekil 3. 40 x1– t Grafiği 120
Şekil 3. 41 x1 İvme – t Grafiği.....120
Şekil 3. 42 x1 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi.....121
Şekil 3. 43 x2– t Grafiği 121
Şekil 3. 44 x2 İvme – t Grafiği.....122
Şekil 3. 45 x2 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi.....122
Şekil 3. 46 x0– t Grafiği 123
Şekil 3. 47 x0 İvme – t Grafiği.....123
Şekil 3. 48 x0 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi.....124
Şekil 3. 49 Qz İvme– t Grafiği 124
Şekil 3. 50 Qs – t Grafiği.....125
Şekil 3. 51 Qs – t Grafiği Detay Gösterimi.....126
Şekil 3. 52 Qs İvme-t Grafiği.....126
Şekil 3. 53 Qs İvme-t Grafiği Detay Gösterimi.....127
Şekil 3. 54 y1 – t Grafiği 127
Şekil 3. 55 y1 – t Grafiği Detay Gösterimi 128
Şekil 3. 56 y1ivme – t Grafiği.....128
Şekil 3. 57 y1ivme – t Grafiği Detay Gösterimi 129
Şekil 3. 58 y2 – t Grafiği 129
Şekil 3. 59 y2 İvme – t Grafiği.....130
Şekil 3. 60 y2 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 130
Şekil 3. 61 y3 – t Grafiği 131
Şekil 3. 62 y3 – t Grafiği Detay Gösterimi 131
Şekil 3. 63 y3 İvme – t Grafiği.....132
Şekil 3. 64 y3 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi.....132
Şekil 3. 65 y4 – t Grafiği 133
Şekil 3. 66 y4 – t Grafiği Detay Gösterimi 133
Şekil 3. 67 y4 İvme – t Grafiği.....134
Şekil 3. 68 y4 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 134
Şekil 3. 69 y5 – t Grafiği 135
Şekil 3. 70 y5 – t Grafiği Detay Gösterimi 135
Şekil 3. 71 y5 İvme – t Grafiği.....136
Şekil 3. 72 y5 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 136
Şekil 3. 73 y6 – t Grafiği 137

Şekil 3. 74 y6 – t Grafiği Detay Gösterimi 137
Şekil 3. 75 y6 İvme – t Grafiği.....138
Şekil 3. 76 y6 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 138
Şekil 3. 77 y7 – t Grafiği 139
Şekil 3. 78 y7 – t Grafiği Detay Gösterimi 139
Şekil 3. 79 y7 İvme – t Grafiği.....140
Şekil 3. 80 y7 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi 140
Şekil 3. 81 x1– t Grafiği 141
Şekil 3. 82 x1– t Grafiği Detay Gösterimi 141
Şekil 3. 83 x1 İvme – t Grafiği.....142
Şekil 3. 84 x1 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi.....142
Şekil 3. 85 x2– t Grafiği 143
Şekil 3. 86 x2– t Grafiği Detay Gösterimi 143
Şekil 3. 87 x2 İvme – t Grafiği.....144
Şekil 3. 88 x2 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi.....144
Şekil 3. 89 x0– t Grafiği 145
Şekil 3. 90 x0– t Grafiği Detay Gösterimi 145
Şekil 3. 91 x0 İvme – t Grafiği.....146
Şekil 3. 92 x0 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi.....146
Şekil 3. 93 Qz İvme– t Grafiği 147
Şekil 3. 94 y(θ) – t Grafiği.....147
Şekil 3. 95 Qs Konum Simulink Frekans Model Örneği 149
Şekil 3. 96 Qs ivme (a1) Simulink Frekans Model Örneği.....150
Şekil 3. 97 Qs(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 151
Şekil 3. 98 a1(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği 151
Şekil 3. 99 y1(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 152
Şekil 3. 100 a2(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 152
Şekil 3. 101 a2(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği 153
Şekil 3. 102 y2(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 153
Şekil 3. 103 a3(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 154
Şekil 3. 104 a3(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği 154
Şekil 3. 105 y3(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 155
Şekil 3. 106 a4(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 155
Şekil 3. 107 a4(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği 156
Şekil 3. 108 y4(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 156
Şekil 3. 109 a5(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 157
Şekil 3. 110 a5(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği 157
Şekil 3. 111 y5(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 158
Şekil 3. 112 a6(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 158
Şekil 3. 113 a6(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği 159
Şekil 3. 114 y6(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 159
Şekil 3. 115 a7(dB) - Frekans(Hz) Grafiği 160
Şekil 3. 116 a7(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği 160
Şekil 3. 117 Kam Mekanizması Frekans Cevapları 161
Şekil 4. 1 Çekiç-Titreşim Testi Gerçekleştirilen Motor 164
Şekil 4. 2 Çekiç-Titreşim Testi İvmeölçer Yerleşimi 165
Şekil 4. 3 Çekiç-Titreşim Testi netdB Frekans Analizör Kurulumu 166

Şekil 4. 4 Çekiç-Titreşim Testi Giriş Titreşim Sinyalinin Çekiç Vasıtasıyla Eldesi 168
Şekil 4. 5 Çekiç-Titreşim Testi netdB Frekans Analizör Çıktıları 169
Şekil 4. 6 Çekiç-Titreşim Testi 1.Boşta Giriş Sinyali 170
Şekil 4. 7 Çekiç-Titreşim Testi 1.Boşta Frekans Cevabı [ID71] 171
Şekil 4. 8 Çekiç-Titreşim Testi 1.Boşta Frekans Cevabı [ID21] 171
Şekil 4. 9 Çekiç-Titreşim Testi 1.Yüklü Giriş Sinyali 172
Şekil 4. 10 Çekiç-Titreşim Testi 1.Yüklü Frekans Cevabı [ID61] 173
Şekil 4. 11 Çekiç-Titreşim Testi 1.Yüklü Frekans Cevabı [ID82] 174
Şekil 4. 12 Çekiç-Titreşim Testi 2.Boşta Giriş Sinyali 175
Şekil 4. 13 Çekiç-Titreşim Testi 2.Boşta Frekans Cevabı [ID47] 176
Şekil 4. 14 Çekiç-Titreşim Testi 2.Yüklü Giriş Sinyali 177
Şekil 4. 15 Çekiç-Titreşim Testi 2.Yüklü Frekans Cevabı [ID24] 178
Şekil 4. 16 Çekiç-Titreşim Testi Sonuçlar Tablosu 179
Şekil 4. 17 Çekiç-Titreşim Testi 1.Yüklü Coherence Frekans Cevabı [ID51] 179
Şekil 4. 18 Çekiç-Titreşim Testi 1.Yüklü Coherence Frekans Cevabı [ID50] 180

ÖZET

KAM MEKANİZMALARININ DİNAMİK ANALİZİ

Oğuzhan YILDIZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Cihan DEMİR

Günümüzde taşıt motorları başta olmak üzere birçok sistemde karşımıza çıkan kam mekanizmaları, çalışma prensibi itibariyle mühendisliğin en yalın hallerinden sayılabileceği gibi işlevselliği ve sistem davranışı üzerindeki doğrudan, güçlü etkisi sebebiyle sistem için en ehemmiyetli ve kritik elemanlardan birini ifade etmektedir.

Kam mekanizmaları farklı sonuç isteklerine göre kısmi özelleşmeler sunmakta ve çeşitli değişimlere gitmektedir. Bununla birlikte ana işlev ve yapısı tüm kam mekanizmaları için ortak payda olarak ifade edilebilir. Bu çalışma kapsamında ilk adım olarak kam mekanizmalarının performans kıstasları ve bu kıstasların en uygun duruma getirilmesi üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bu aşamada performans eğrileri olan ivme, hız, konum eğrileri belirlenmiştir. Bu eğrilere göre sistem için arzu edilmeyen durumların başında gelen sıçrama (jerk) üzerinde özel olarak durulmuş ve kam mekanizması parametrelerinin iyileştirilmesi minimum sıçrama değerini sağlayacak biçimde gerçekleştirilmiştir. Supap kalkma miktarı, temel daire yarıçapı, burun yarıçapı, kalkma açısı gibi performansı etkileyen ana parametreler sıçrama değerini kıstas alarak Matlab programı yardımıyla incelenmiştir. Kam mekanizmasının davranış biçimi üzerinde kuvvetli etkiye sahip supap yaylarının rijitlik katsayısı, ivmedeki sıçramanın etkisi göz önüne alınarak hesaplanmıştır. İlk aşamanın ardından ERİN MOTOR firmasına ait gerçek bir motorun kam mekanizma verileri dikkate alınarak sistemin dinamik modeli oluşturulmuştur. Bu kurgulanan dinamik model 12 serbestlik dereceli olarak oluşturulmuştur. Dinamik modeli oluşturan kütle değerleri, ERİN MOTOR firmasının

ölçüm sonuçlarından ve CAD verilerinden alınmıştır. Sönüm değerleri ve temas yay katsayıları uluslararası makalelerde kullanılan, deneylerle doğrulanmış değer aralıklarından seçilmiştir. Verilerin eldesinin ardından, kurgulanan dinamik modele göre zaman ve frekans cevapları elde edilmiştir. Bu cevaplar ışığında sistemin çalışma performansı üzerinde yorum yapılıp detaylı çalışabilecek veriler elde edilmiştir. Tüm bu aşamaların ardından söz konusu motorun kam mekanizması üzerinde çekiç-titreşim testi (Modal Analiz) gerçekleştirilerek netdB frekans analizörü yardımıyla frekans davranışları toplanmıştır. Böylece sistemin kritik mod değerleri kurgulanan dinamik model ile gerçek test sonuçları karşılaştırılacak biçimde elde edilmiştir. Her bir alt parça için elde edilen mod değerleriyle sistemin kritik frekans değerlerinin tespit edilme imkânı bulunmuştur. Tüm bu adımların haricinde Adams veya tercihen LMS Virtual. Lab gibi bir paket program yardımıyla sistemin kinematik analizi yapılması düşünülmekteydi ancak çalışmanın kapsamının genişlemesi ve zaman yetersizliğinden dolayı eksik kalmıştır. Tüm bu analizlerin kapsamlı bir kinematik analizle desteklenmesi önerilmektedir.

Yukarıda ifade edilen adımlar sırasıyla ve detaylı biçimde takip edilerek sistemin analiz adımları tamamlanmıştır. Elde edilen bu veriler, kam mekanizmalarının davranış analizini ortaya koymakta ve doğru tespit – doğru tedavi niteliğinde olup, sistem iyileştirmesinin teminatını oluşturmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Kam mekanizmaları, kam performans eğrileri, kam parametreleri, sıçrama (jerk) davranışı, dinamik analiz, çekiç-titreşim testi

ABSTRACT

DYNAMIC ANALYSIS OF CAM MECHANISM

Oğuzhan YILDIZ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc.Prof.Dr. Cihan DEMİR

Cam mechanism which have been come across in numerous fields in particular to engine at the present time state one of the most considerable and critical parts due to strong effect on behavior of the system and working principle which can be considered as simplicity of engineering.

Cam mechanism may reveal partial specialization and carry out various modification acc. to different result demand. At the same time, it can be said that main function and structure of cam mechanism are same. In scope of this study, firstly it has been studied on performance criteria of cam mechanism and for doing best state of these criteria. It has been determined and plotted acceleration, velocity, displacement graph. It has been considered especially jerk which is one of the major undesired results acc. to obtained performance graphs and improvement of parameter of the cam mechanism with minimum jerk have been carried out. Main parameter of valve total displacement, base circle radius, nose Radius, valve lift angle which effect performance have been studied by using Matlab with respect of jerk value. Stiffness of valve spring which has strong effect on behavior of the cam mechanism has been calculated with respect of effect of the acceleration jerk. After mentioned first step, with considered cam mechanism value of real engine which belongs to ERIN MOTOR it has been created dynamic model of the system. This dynamic model has been created with 12 degree of freedom that ensure healthy results. Mass values which create dynamic model have been received from measurement of ERIN MOTOR and CAD's value. Damping and contact-stiffness rating have been selected from experimentally verified results at

internationally published articles. After collecting all data, it has been obtained response of the frequency and time acc. to creating the dynamic model. It has been acquired detailed parameters that provided healthy comment thanks to these responses on the system performance. After all mentioned stage, while on cam mechanism of real engineer has been applying vibration analysis based on hammer impact test (Modal Analysis), frequency behavior has been collected by using netdB frequency analyzer. By this way, critical mod values of the system have been obtained by comparing to the dynamic model and real test results. For all sub-parts, critical frequency has been detected thanks to received mod values. Except all these step, it had been considered to make a kinematic analysis by using packet program like Adams or preferably LMS Virtual Lab. But this considered kinematic analysis side is lack due to scope of the studying is extending, lack of time. It has strongly suggested to include kinematic analysis to all analysis.

Analysis steps have been completed, by following respectively and in details. These results ensured detailed analysis of behavior of the cam mechanism and they are both of them, right diagnostic- right treatment also guaranty of the system improvement.

Keywords: Cam mechanism, cam performance curves, cam parameter, jerk behavior, cam dynamic analysis, vibration analysis based on hammer impact test

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

İçten yanmalı motorlarda, iş elde etmek amacıyla; emme zamanında, dolgu silindir içine alınarak, iş elde edildikten sonra yanan gazların tahliyesi yapılmalıdır. Bu şekilde motorun çalışması sağlanmaktadır. Silindirdeki bu doldurma ve boşaltma işlemi dolgu değişimi olarak adlandırılır. İyi bir dolgu değişimi motorun hacimsel (volümetrik) verimini büyük ölçüde etkilediğinden dolayı motorlar için önem arz eder.

Sonuç olarak; içten yanmalı motorlarda emme zamanında açılan bir delikten taze dolgu silindire dolar. Aynı şekilde egzoz zamanında ikinci bir delikten yanmış gazlar dışarı atılır. Bu deliklere supap portları denir. Silindire açılan bu delikleri açıp kapayan ve belli bir süre açık tutan motor elemanlarına supap denir ve supapların açılıp kapanmasını ayarlayan sistemlere kam mekanizması denir.

Örneğin; dizel motorlarda emme zamanında taze dolgu olarak silindir içine emilen havanın, mümkün olduğunca fazla olup enjektörden püskürtülen yakıt ile hızlı karışması yanmanın kalitesini etkileyen ana parametredir. Bu sebeple de dolgu değişiminin önemi artmaktadır. Emme supabında volümetrik verimi arttıracak şekilde mümkün olduğunca taze dolgu silindire alınmalı ve egzoz supabından ise egzoz gazları silindiri hızlı ve iyi bir şekilde boşaltılmasını sağlaması beklenir.

Değişen yol, devir sayısı ve çalışma koşullarında supapların açılıp kapanma zamanının ayarlanması amacıyla kam miline mekanik veya elektronik olarak kumanda edilen VVT denilen mekanizmalar kullanılabilir. Dört zamanlı motorlarda dolgu değişimi 1. ve 4.

zamanlarda yapılmaktadır. Piston emme supabı yoluyla taze dolguyu emip yanan gazlar iş zamanı sonunda egzoz supabı vasıtasıyla silindirden dışarı atılır. Farklı zamanlamaya ihtiyaç duyulduğundan, volümetrik verimi arttırmak ve silindirin daha iyi temizlenmesi için supaplarda; önce açılıp geç kapatılacak şekilde avans ve gecikme değerleri göz önünde bulundurulmalıdır. Tüm bu işlevlerin doğru bir şekilde yerine getirilebilmesi için kam mekanizması tasarımının tüm parametreler belirlenerek ve etkileri göz önüne alınarak yapılması gerekmektedir.

1.2 Tezin Amacı

Kam mekanizması performans kriterlerinin belirlenerek, kam profili optimizasyonunun sağlanması, dinamik model kurulumu ve çekiç-titreşim testi uygulayarak kritik frekans değerleri başta olmak üzere önemli verilerin toplanması amaçlanmıştır. Bu aşamaların sırasıyla takibi sayesinde bir tasarım ve optimizasyon kılavuzu işlevi gören bir doküman oluşturulması istenmektedir. Ayrıca kam mekanizması tasarımına yönelik, kullandığımız motorun hesap adımları da bu çalışma kapsamında oluşturulmaktadır.

1.3 Hipotez

Kam mekanizması durum uzay modeli kurgulandığında ve sistemin dinamik modeli çıkarıldığında elde edilecek frekans, zaman cevaplarının; gerçek çekiç-titreşim modeli sonucunda elde edilecek frekans, zaman cevaplarına yakınsaması ve ya tam olarak örtüşmesi beklenmektedir. Ayrıca kam profili parameterelerinin performans kriterleri gözönüne alınarak yapılan iyileştirmeleri neticesinde, teste tabi tutulacak motorun verilerine yakınsaması, motorun iyi bir tasarım sonucu oluştuğunu doğrulayacaktır.

BÖLÜM 2

KAM MEKANİZMALARININ TASARIMI VE OPTİMİZASYON PARAMETRELERİ

2.1 Dolgu Değişimi Çalışma Prensibi

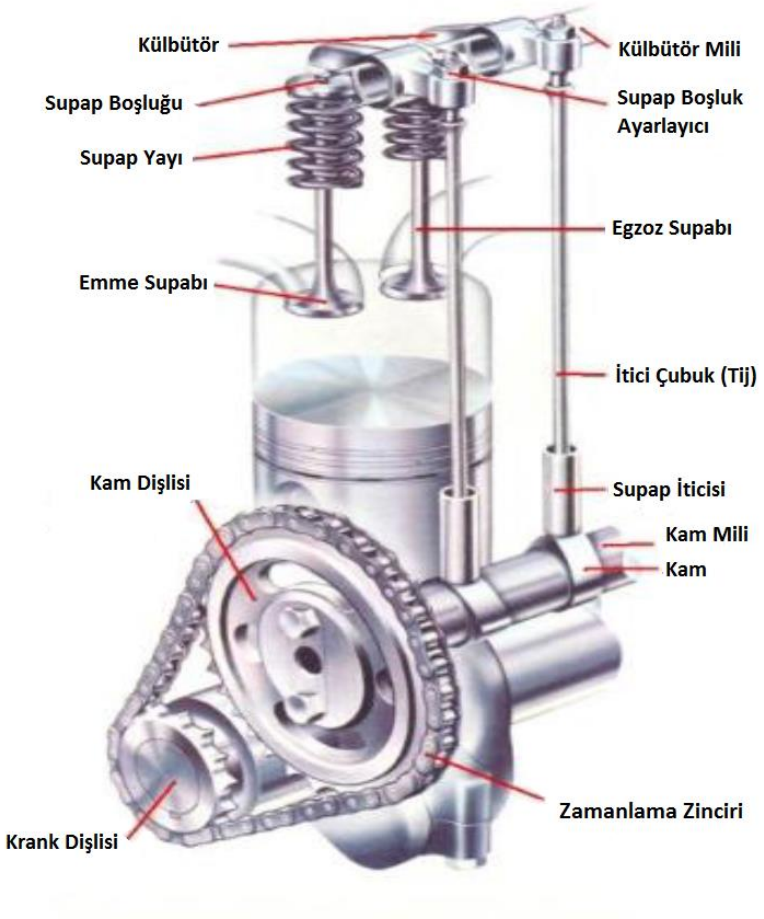
Dolgu değişimi supapların açılıp-kapanması vasıtasıyla, genel hatlarıyla kam mili, kam profili, itecek (tij), külbütör ve yay aracılığıyla gerçekleşir.

Kam mili hareketini krank milinden alır. Dört zamanlı motorlarda iki devirde bir emme veya egzoz işlemi yapılacağından her bir supabın da iki devirde bir kez açılıp kapatılması gerekmektedir. Bu durumda kam mili, krank milinin yarı hızı ve yarı devrinde dönmelidir.

Bu durum kam mili dişlisindeki diş sayısının, krank mili dişlisindekinin iki katı olmasıyla sağlanır. Günümüzde I tip motorlarda kam mili ile krank mili arasındaki hareket iletimi zaman ayar kayışı adı verilen dişli kayış mekanizmasıyla sağlanmaktadır.

Şekil 2.1'de mekanizmanın detaylı biçimde gösterildiği gibi başlangıç konumunda durdurma halkası sıkıştırılarak supap sapının konik bölümüne tırnaklar yerleştirilir. Serbest bırakıldığında yay kuvvetinin etkisiyle tırnaklar sıkışır ve supaplar çalışmadığında normalde bu konumda bulunur. Krank miline bağlı olarak dönen kam milinin çıkıntısı (kam profili) iteceğin altına geldiğinde tapeti ve iteceği yukarıya doğru iter ve bir kaldıraç gibi çalışan külbütörün diğer ucu supap sapını aşağıya doğru bastırır. Yay kuvveti yenilerek supap açılmış olur. Kam profili iteceğin altından geçtikten sonra yay kuvvetinin etkisiyle supap tekrar kapanır. Bu şekilde supapların çalışması gerçekleşmiş olur [1].

Normalde her silindirde 1 emme 1 egzoz supabı bulunur. Emme ve egzoz kesitleri arttırılarak emme ve egzoz işlemlerinde kısılma kayıplarını azaltmak böylece daha iyi emme ve egzoz işlemi yapmak maksadıyla ve buna bağlı olarak motorun volümetrik verimini arttırmak için her silindirde 2 emme 2 egzoz hatta 3 emme 2 egzoz supabı kullanılabilir.



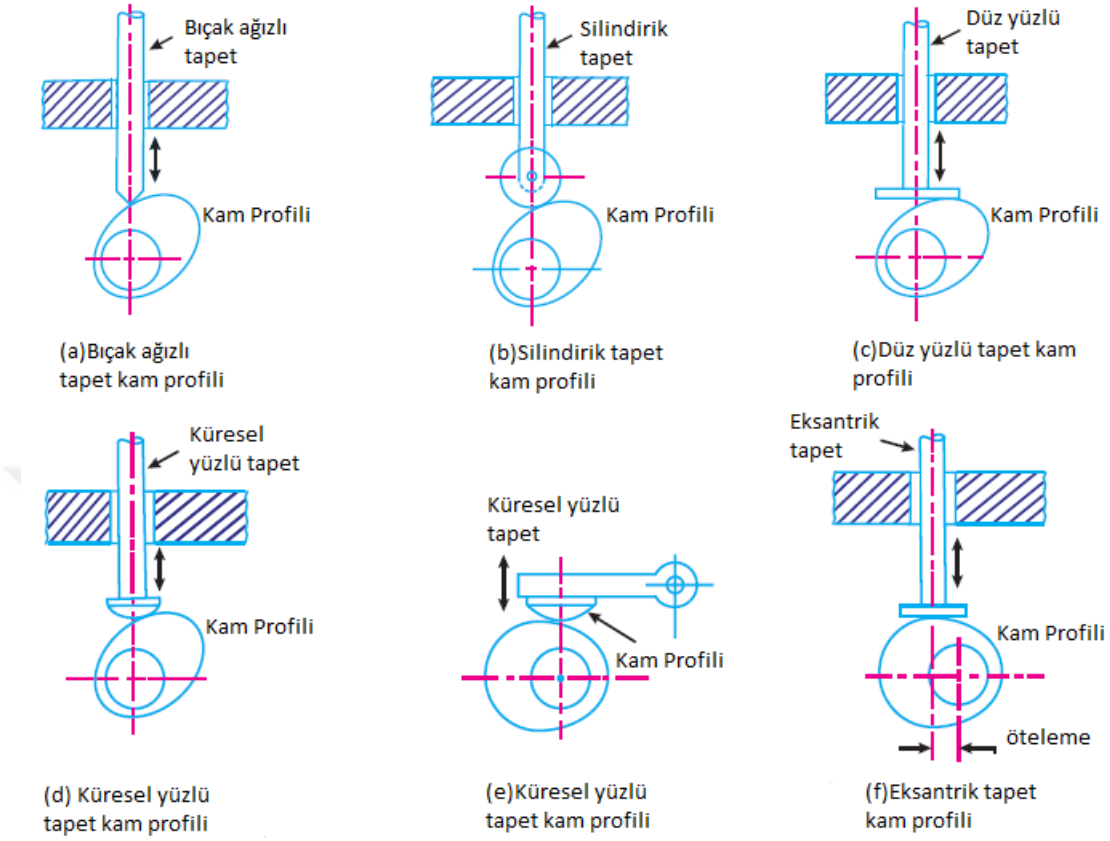
Şekil 2.1 Temel Supap-Kumanda Mekanizması

2.2 Temel Supap-Kumanda Mekanizması Dizayn & Seçim Kriterleri

2.2.1 Tapet Dizaynı ve Seçim Kriterleri

Motorlarda performans ihtiyacını belirleyen ve temel olarak etkileyen parametrelerin başında supap-kumanda mekanizması gelmekte olup, supap-kumanda mekanizması da kendi içerisinde birçok farklı eleman tiplerine sahiptir. Tüm bu eleman tipleri farklı önceliklere ve ihtiyaçlara cevap verebilmek adına oluşturulmuştur. Örneğin binek bir taşıtta önceliği yakıt tüketimi performans oranı belirlerken, lüks bir spor taşıtında yakıt tüketiminden ziyade yüksek performans önem kazanmıştır. Bu nedenle supap

mekanizma elemanlarında da özelleşmeye ihtiyaç duyulmaktadır. Bu elemanların en temellerinden olan; tapet tipleri aşağıda değinildiği gibi sınıflandırılabilir [1].



Şekil 2.2 Temel Tapet Sınıfları

Tapet yüzeyine göre;

(a) Bıçak Ağızlı Tapet:

Tapetin teması sağlayan uç kısmının bıçağın ağzı gibi keskin uçlu bir yapıya sahip olması nedeniyle bıçak ağızlı tapet adını almıştır. Temel kayma hareketi, bıçak ağzı yapısıyla kam profil yüzeyi arasında yaşanmaktadır. Şekil 2. 2 (a)'da gösterildiği gibi oldukça keskin ve ufak temas yüzeyi nedeniyle aşırı derecede aşınmaya sebebiyet vermesi nedeniyle pratikte oldukça seyrek kullanılmaktadır. Ayrıca önemli ölçüde kılavuz ile bıçak ağızlı tapet arasında yan itme kuvveti oluşmakta ve tapeti zorlar nitelikte etki yapmaktadır [1].

(b) Silindirik Tapet:

Tapetin teması sağlayan kısmının silindirik bir formda olması nedeniyle silindirik tapet adını almıştır. Şekil 2.2 (b)'de gösterildiği gibi temas yüzeyi silindirik tapet ve kam profili arasında olup daha geniş bir temas yüzeyine sahip olduğundan dolayı aşınma miktarı kayda değer ölçüde düşmüştür. Kılavuz ile silindirik tapet arasında yan itme kuvveti oluşmakta ve tapeti zorlayıcı etki yapmaktadır. Silindirik tapet yaygın bir biçimde geniş boyutlara sahip sabit motor tiplerinde (Türbin, İki zamanlı motor, sanayide kullanılan motor vb...) ve uçak motorlarında kullanılmaktadır [1].

(c) Düz Yüzlü Tapet & Mantar Tapet:

Tapetin teması sağlayan kısmının düz bir yüzeye sahip olması nedeniyle düz yüzlü tapet adını almıştır. Şekil 2. 2 (c)'de gösterildiği gibi kılavuz ile düz yüzlü tapet arasında yan itme kuvveti tapetin düz yüzeyi sayesinde önemli ölçüde azalmıştır. Yalnızca kam profili ve tapetin yüzeyi arasındaki temas nedeniyle oluşan sürtünme nedeniyle yan itme kuvveti meydana gelmektedir. Temas yüzeyleri arasında büyük ölçüde doğal kayma hareketi oluşmaktadır. Tapetin ve kam profilinin temel dairesinin eksenleri ötelenerek aşınma değeri düşürülebilmektedir. Şekil 2.2 (f)'deki gibi. Düz yüzlü tapet genellikle otomobil motorları gibi kısıtlı boyutlara sahip yerlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Düz yüzlü tapetlerde düz yüzey yerini içbükey ya da dışbükey biçiminde eğri yüzeylere bırakabilir. Bu durumda ki tapetlere mantar tapet adı verilmektedir [1].

(d) Küresel Yüzlü Tapet:

Tapetin teması sağlayan kısmının küresel bir yapıya sahip olması nedeniyle, küresel yüzlü tapet adını almıştır. Otomobil endüstrisinde sıklıkla kullanılan düz yüzlü tapetlerde yüksek yüzey gerilimleri meydana gelmektedir. Şekil 2.2 (d)'de gösterildiği gibi oluşan bu yüksek yüzey gerilimlerini düşürmek amacıyla düz yüzeyler küresel yüzeylere dönüştürülmelidir [1].

Tapet Hareketine göre;

(a) Karşılıklı Hareket Tapetleri:

Kamın düzgün bir biçimde dönüşüne, kılavuz içerisinde yer alan supap tapetinin ileri geri biçimde yanıt verdiği tapetlerdir. Şekil 2.2 (a)'dan (d)'ye kadar ki gibi [1].

(b) Sarkaç Tip Tapetler:

Kamın düzgün bir şekilde dönme hareketinin, tapetin önceden belirlenmiş salınımlı hareketine dönüştürülmesiyle elde edilen tapet hareketidir. Şekil 2.2 (e)'deki gibi [1].

Tapetin İzlediği Yola göre;

(a) Radyal Tapet:

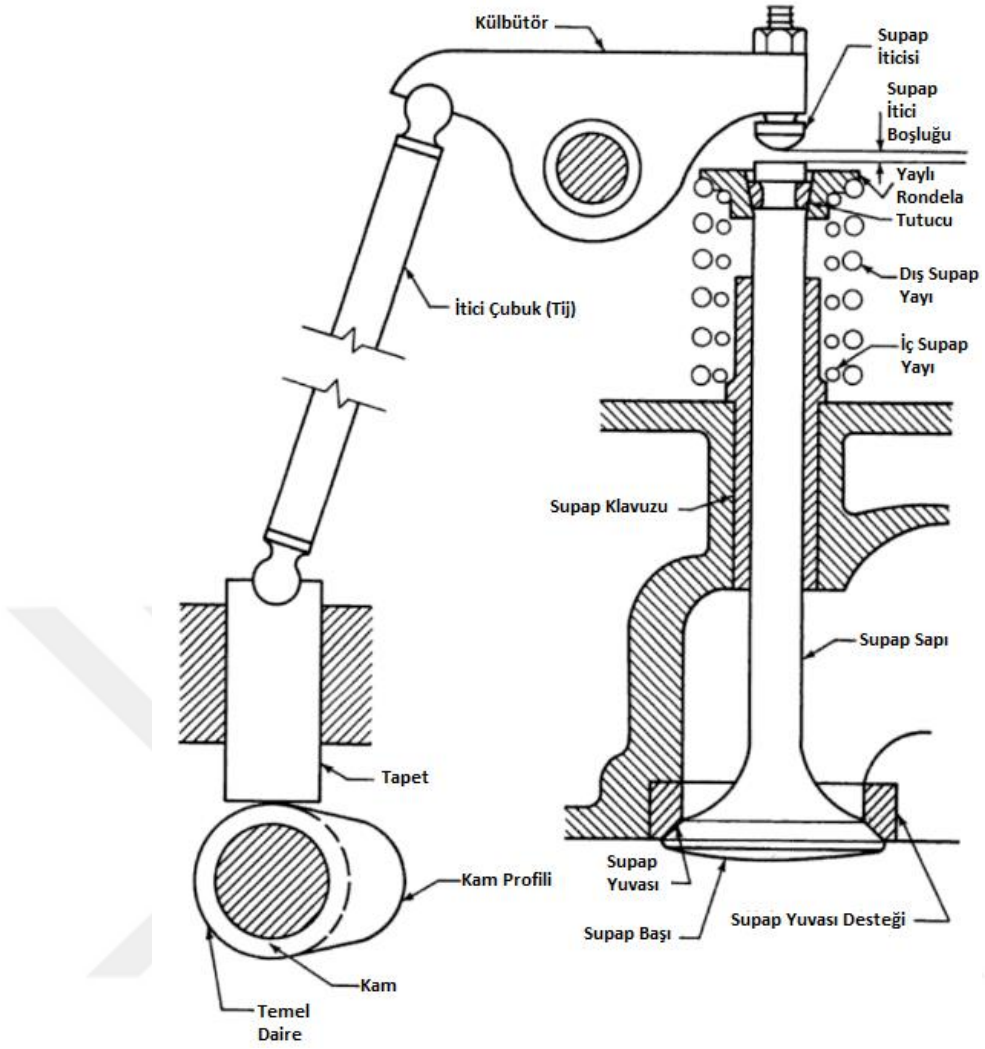
Tapetin hareketinin, kamın merkezinden geçen eksen boyunca olması durumunda kullanılan tapet tipleridir. Şekil 2.2 (a)'dan (e)'ye kadar ki gibi [1].

(b) Eksantrik Tapet:

Tapetin hareketinin, kamın merkezinden geçen eksenden ötelenmiş bir eksen boyunca olması durumunda kullanılan tapet tipleridir. Şekil 2.2 (f)'deki gibi [1].

2.2.2 Supap Dizaynı ve Seçim Kriterleri

Günümüzde supap türü olarak tablalı supaplar kullanılmaktadır. Bu tür supaplar bir tabla ve supap sapından meydana gelir. Tablada bulunan açılandırılmış supap oturma yüzeyi aynı açıyla taşlanan supap yuvasına oturarak silindirde sızdırmazlık sağlar. Şekil 2.3'de ana elemanları gösterilen supabın sapı ve tablası bazı supaplarda beraberce dövülerek şekillendirildiği gibi bazı motor supaplarında baş ve sap ayrı ayrı üretilip elektrik kaynağı ile birleştirilmiştir. Böylece supap tabla kısmının daha güç şartlarda çalışmasını sağlayan kaliteli malzemeden yapılması amaçlanır [2].



Şekil 2.3 Supap Mekanizması Alt Parçaları

Supap Tablası Seçimi;

Supap tablası genellikle düz, bazen ise dış bükey, iç bükey olarak yapılır. İç bükey olan supaplar supap kapandığı zaman bir miktar yaylanarak daha sızdırmaz biçimde yuvalarına oturur. Ancak iç bükeyliği sebebiyle yüksek sıcaklıklarda çalıştığında supap tablası çabuk yıpranıp aşınır. Bu nedenle yüksek kompresyonlu motorlarda standart düz tablalı supaplar kullanılır. Ayrıca düz tablalı supabın imalatı nispeten daha kolay ve yalıtım üstünlüğü vardır.

Supap Tablası Oturma Yüzeyi Açısının Seçimi;

Supap tablası oturma yüzeyi açısı genellikle 45 derece ya da 30 derece olarak seçilmektedir. Supap oturma açısı 45 dereceden 30 dereceye düşmesi durumunda kesit

alanı büyüyeceğinden ortalama akış hızında bir düşüşe neden olur. Emme supabı açısından volümetrik verimde bir değişiklik gözlenmez. Fakat egzoz supabı açısından özellikle yüksek supap strokunda silindirin daha çabuk egzoz gazlarından temizlenmesini sağlar.

Çok yüksek hızlı motorlarda özellikle benzin motorlarında 30 derece supap tablası oturma açısı, yüksek supap strokunda seçilmektedir.

Supap Tablası Et Kalınlığı;

Supap tablası et kalınlığı denilen silindirik bir kısımla beraber 30 derece veya 45 derece açılandırılmış supap oturma yüzeyi ve tablanın sapla birleştiği boyun kısmından ibarettir. Supap tablası devamlı yüksek ısı ve basınca karşı şekil değiştirmeden görevine devam etmesi için tabla et kalınlığı yeterli olmalıdır. Tabla et kalınlığı taşlamalar sırasında da hiçbir zaman 0.8 mm den fazla inceltilmemelidir. Supap tablasını; supap sapına birleştiren boyun kısmının kırılmaya karşı direncini arttırmak için hafif dolgulu ve kavisli yapılmalıdır.

Supap Sapı Seçim Kriterleri;

Supap sapı silindirik biçimde olup çap ve uzunluğu supap tablası çapı ile belli orantıda üretilmelidir. Supap sapının alt tarafında supap yayı ve supap yayı tablasını gerekli biçimde tutan supap tırnaklarının geçtiği supap tırnağı yuvaları vardır.

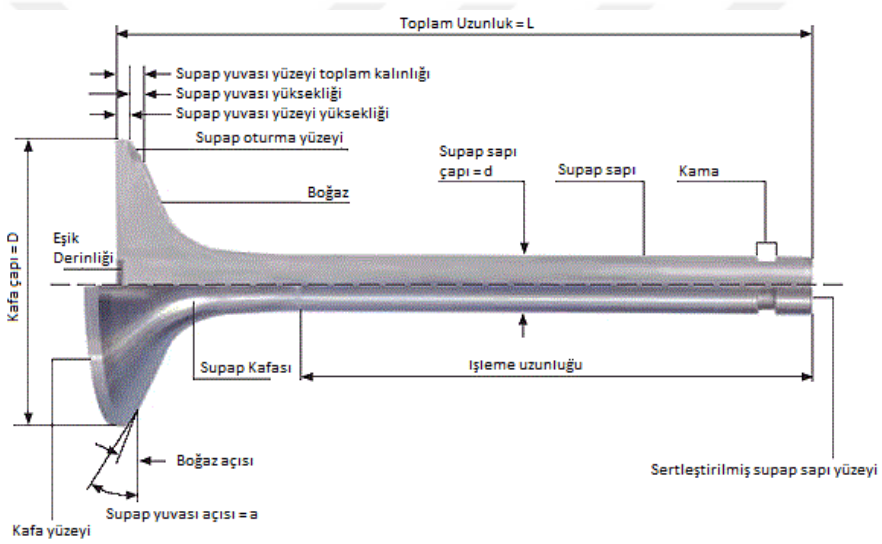
Supap sapı yüzeyi aşınmaya karşı direnci arttırmak için sertleştirilmiş ve supap kılavuzuna uygun şekilde takılması için taşlanmış olmalıdır.

- Genellikle emme supap saplarıyla kılavuzu arasında 0.04 mm – 0.08 mm aralığında boşluk bulunur.
- Egzoz supap saplarıyla kılavuzu arasında 0.06 mm – 0.10 mm aralığında boşluk bulunur.

Supap kılavuzları supapları gerekli biçimde tutar ve silindir bloğundaki veya silindir kapağındaki yuvalarına düzgün şekilde oturtulmasını sağlar.

Supap Malzemesinin Seçimi;

Supaplar motorda çok güç şartlar altında çalışan parçalardır. Özellikle egzoz supapları yüksek basınç ve yüksek sıcaklık altında devamlı çalışırlar. Bütün bu güç şartlara rağmen supapların eğilmeden, bozulmadan, yanmadan görevlerine devam etmeleri gerekir. Bu nedenle egzoz supapları kırılmaya, korozyona, eğilmeye, hızlı aşınmaya dayanıklı içinde yüksek oranda Cr, Ni ve diğer bazı katkı maddelerinin bulunduğu çelik alaşımlardan veya stelit adı verilen yüksek ısıl dayanıma sahip özel çelik alaşımlardan yapılır. Emme supapları egzoz supaplarına nazaran daha uygun şartlarda çalıştığından ve bunların yanma, korozyon, aşınma ihtimali daha düşük olduğundan stelite göre daha ucuz olan Cr-Ni çelik alaşımından yapılabilir[2].



Şekil 2.4 Supap Detayı

Supap Yuvası Tasarım Kriterleri;

Motorun tertip tarzına göre silindir kapağı veya silindir bloğundaki emme ve egzoz portu ağızlarına açılan ve supaplara yataklık eden silindirik yuvalardır. Supap yuvaları da supaplar gibi 30 derece veya 45 dereceye göre tasarlanmıştır. Genellikle supaplarla yuvaları aynı derecede taşlanırlar. Bazı motorlarda supapların yuvalarına daha iyi oturmalarını sağlayıp, iyi bir sızdırmazlık elde etmek ve yuvada kir, toz vb. toplanmasını önlemek için supap tablası oturma yüzeyi açısından yarım derece küçük yapılmaları önerilmektedir.

- Yuva açısı = Supap tablası oturma yüzeyi açısı – 0,5 ° şeklinde imal edilmesi önerilmektedir.

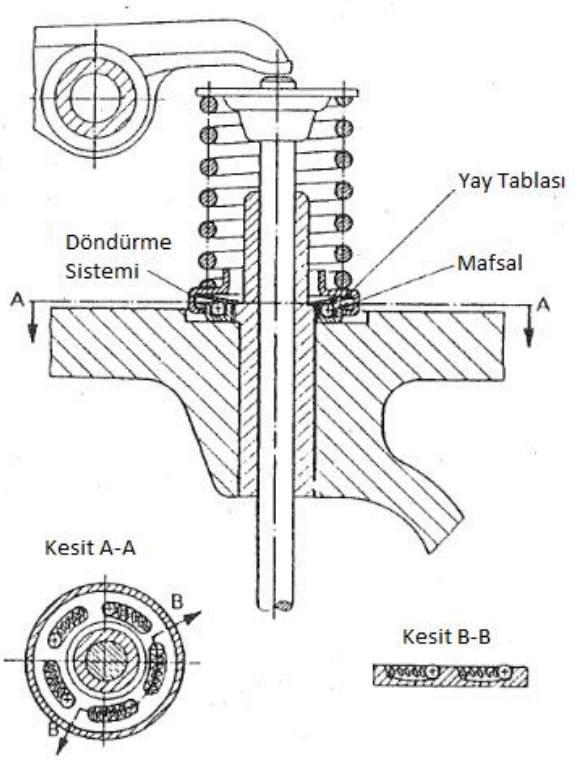
Supap Kılavuzları Tasarım Kriterleri;

Supapların gerekli şekilde açılıp kapanmasını sağlayan, supap sapına kılavuzluk yapan silindirik parçalara supap kılavuzu denir. Supaplar açılırken supap kılavuzları yardımı ile tam eksende hareket ederek açılıp görevini yaptıktan sonra da salgı yapmadan tam eksende yuvasına oturması gerekir. Böylece supap yuvaları aşınıp bozulmadan uzun süre sızdırmazlık görevini de yaparlar. Günümüz motorlarında genellikle tek parça halinde boru tipi sökülüp takılabilen supap kılavuzları kullanılır. Supap kılavuzları genellikle grafitli dökme demirden yapılır. Bazı motorlarda bronz alaşımlarından yapılan supap kılavuzlarına da rastlanmaktadır. Bazı motorlarda ise faturalı kılavuzlar kullanılmaktadır. Emme ve egzoz supapları için ayrı biçimde yapılan kılavuzun bir tarafı faturalı biçimde yapılır. Bu tür kılavuzlar yerine takılırken emme supap kılavuzunda ki fatura aşağı, egzoz supaplarında ki fatura ise üst tarafta bulunur. Böylece egzoz supaplarında kılavuzun üst tarafında bulunan fatura sayesinde, supap boyun kısmı, sıcak egzoz gazlarından korunur. Emme supap kılavuzunda ise fatura supap sapı ile kılavuz arasına fazla yağ girmesini önler. Ayrıca I tipi motorlarda supap saplarına lastik halkalar takılarak emme zamanında silindire yağ sızması önlenmiş olur. Supap sapının yağlanmasını önleyip genleşen supabın kılavuzda sıkışıp hareket etmemesini önlemek için supap sapı ile kılavuz arasına yaklaşık olarak 0.05 mm boşluk verilmelidir. Eğer yeteri kadar boşluk verilmez ise belli bir çalışma süresi sonunda supap sapı ve kılavuz aşınır. Supap düzgün eksende çalışamaz açılıp kapanmasında sorunlar yaşanır. Emme supap kılavuzlarından silindire yağ emilir. Motor yağ yakar ve böylece supap sızdırmazlık görevini yapamaz ve yanabilir.

Supabın Döndürülmesi (Rotator)

Supaplar her zaman aynı konumda açılıp kapatılırsa oturma yüzeylerine yapışabilecek toz, yanma artığı gibi maddeler zamanla ezilerek sızdırmazlık bozulabilir. Bunu önlemek için her açılıp kapanmada supabı biraz döndüren böylece yüzeyleri arasında uyum sağlayan rotator denilen döndürücü mekanizmalar kullanılır. Rotator supabın çalışması

sırasında ekseni etrafında dönüşünü sağlayan bilyeli supap yay tablalarıdır. Supap çalışırken kendi ekseni etrafında döndüğü için, supap sapı üzerindeki karbon birikintileri azalır ve aynı zamanda supap dönüş hareketi supap oturma yüzeyi ile yuva arasındaki pisliklerin temizlenmesini sağlayarak hem supabın sıkışmasını hem de yanmasını önler.



Şekil 2.5 Supap döndürme düzeneği (rotator)

Supap Yayları ve Malzeme Seçimi

Supap yaylarının temel görevi olarak kam mili vasıtasıyla açılan supapları kapatmak olduğu söylenebilir. Bununla beraber supap iticilerinin, supapların, külbütör manivelalarının kam hareketini izlemesini sağlar.

Supap yaylarından istenen özelliklerin başında; supap yayları motorların bütün devirlerinde supapların kam hareketini tam takip edecek kadar yeterli basınca sahip olmalıdır. Fakat supapları, supap yuvalarını ve diğer supap mekanizmalarını aşındıracak kadar da yüksek basınca sahip olmamalıdır.

Supap yayları değişik motor devirlerinde çok yüksek ısı karşısında basınçlarını koruyabilecek şekilde yay çeliklerinden helezon şeklinde sarılarak yapılır. Motorun

çalışması sırasında su buharı ve zararlı yanma artıklarından etkilenmeden görevlerini sürdürmeleri için yüzeylerine özel boyalar veya vernik sürülür. Bazı motorlarda ise yaylar nikelaj ve kromaj yapılarak pas ve korozyondan korunması amaçlanır.

Supap yaylarının silindir bloğu veya silindir kapağındaki yuvalarına düzgün oturmaları ve aynı zamanda supap yayının, supap yuvasına ve ilgili mekanizma elemanlarına düzgün şekilde basabilmesi için yayların her iki ucu da taşlanmış olmalıdır. Ayrıca supap yaylarının supap sapına bağlanması için çeşitli yay tablaları ve supap tırnakları kullanılmalıdır.

Supap İticileri ve Malzeme Seçimi

Kam mili ile supap mekanizması arasında bulunan supap iticileri kam hareketini supaplara iletir. I tipi motorlarda kartuş tipi iticiler kullanılır. Bu tür iticiler, silindirik biçimde yapılmış olup, içi boştur. Supap iticileri Cr-Ni çeliklerinden üretilir. I tipi motorlarda kullanılan iticilerde ise kam mili ile temas eden yüzey, gövde ve itici çubuğun oturduğu iç kısım sertleştirilmiştir.

2.2.3 Külbütör Dizaynı ve Seçim Kriterleri

Genellikle silindir kapağı üzerine bağlanan külbütör düzeninde külbütör mili, yeterli sayıda külbütör desteği ve motorun supap sayısı kadar külbütör manivelası ile bu manivelaların supaplarla karşılaşmasını sağlayan yay vardır.

Külbütör mili çelik alaşımlardan yapılmış içi boşaltılmış ve iki başına özel tapalar takılmış düz bir mildir. Mil üzerinde motorun supap sayısına uygun külbütör manivelası muyluları vardır. Mil yüzeyi özel işlem ile sertleştirilmiştir. Külbütör milinin ön tarafında yağ giriş deliği ve sonunda ise yağ dönüş deliği bulunur. Ayrıca her külbütör manivelası için ayrı birer yağ deliği bulunur.

Manivelanın supap sapına basan kısmı kavislendirilip sertleştirildiği için düzgün temas sağlanmış ve supap sapının aşınması önlenmiştir. Külbütör manivelasının supap iticisi ile temas eden tarafına supap ayar vidası kontra somun ile beraber takılmıştır.

Günümüzde ise daha çok çelik saçlardan pres ile elde edilen külbütör manivelası kullanılır ve bu sistemde külbütör mili kullanılmamaktadır. Bunun yerine her külbütör

manivelası için silindir kapağına takılan özel saplamalarla külbütör manivelalarına birer yarım küre mafsal ve özel somunla tam ortadan bağlanması sağlanmıştır. Son zamanlarda ise supap boşluğunu otomatik ayarlayan ve supap sesini önleyen mekanik iticiye sahip özel külbütör düzenekleri de kullanılmaktadır.

Çok farklı tasarım ve özelliğe sahip külbütör tipleri mevcuttur. Temelde motorun tipine ve dolayısıyla supap-kumanda mekanizması tipine göre değişim göstermektedir. Örneğin itici (Push Rod) kullanılan bir supap-kumanda mekanizmasını, külbütörü (Push Rod Engines) ile kullanılmayan mekanizmanın külbütör tipinde (Over Head Cam Engines) değişiklik gözlenecektir.

Başlıca külbütör tipleri aşağıdaki gibi sıralanabilir;



Şekil 2.6 Külbütör Düzeneği

a) Pres Kalıpla Üretilen Çelik Külbütör:

En çok kullanılan külbütör manivelası üretim şeklidir. Tek parça metalden kalıp yöntemiyle üretilmesi nedeniyle en uygun ve en kolay üretim biçimine sahiptir. Dairesel bir alt parçaya sahip somun ile birlikte, sabit bir destek noktası kullanarak külbütörü aşağı-yukarı pozisyonlarda tutarak çalışmaktadır. Bu durum külbütöre aşağı-yukarı hareket etme kabiliyetini sağlayan en basit yöntemdir [1].



Şekil 2.7 Pres Kalıpla Üretilen Çelik Külbütör

b) Silindirik Uçlu Külbütör:

Pres kalıpla üretilen çelik külbütörün ana yapısıyla benzerlik göstermektedir. Yalnızca külbütörün supap kısmıyla temas halinde olan kısmına silindirik dönen bir parça ilavesi söz konusudur. Daha az sürtünme meydana geldiğinden, kuvvet iletiminde kayıp ve supap üzerinde aşınma değerinde düşüş gözlenir. Somun & Saplama ile birlikte sabit bir destek noktası kullanarak külbütörün aşağı-yukarı hareketini sağlar ve böylece aynı yalınlık-basitlik korunur. Döküm, işlenmiş çelik ya da alüminyum parçadan üretilmesi mümkündür [1].



Şekil 2.8 Silindirik Uçlu Külbütör

c) Tam Silindirik Külbütör:

Pres kalıpla üretilmeyip, işlenmiş çelik ya da alüminyumdan üretilebilirler. Sabit destek noktasında mil yatağı kullanılmaktadır. Somun kullanımı olmayıp, sabit destek noktasında saplama kullanımına devam etmektedir. Külbütörün aşağı-yukarı

hareketine izin verecek şekilde yatağın içerisinde güvenli biçimde çalışan, uçlarından cıvatalı biçimde mil bulunmaktadır [1].



Şekil 2.9 Tam Silindirik Külbütör

d) Rijit Milli Külbütör:

Rijit yapıdaki milli külbütör tam silindirik külbütörlerden oluşmaktadır. Külbütörlerin içerisinden geçen bir mil sistemine sahiptir. Milin baş kısmının üretimine göre bazen yalnızca iki külbütörün içerisinden geçebileceği gibi bazen de tüm külbütör sitemlerinin içinden geçebilir. Böyle bir mil kullanmanın temel amacı rijitliği sağlamaktır. Külbütörün içerisinden geçen bir mil kullanımı, sabit destek noktasında saplama kullanımından çok daha fazla rijitlik sunmaktadır. Daha rijit supap, daha az deformasyon ve yüksek devirlerde daha az kontrol edilemeyen davranış anlamına gelmektedir [1].



Şekil 2.10 Rijit Milli Külbütör

e) Merkez Dayanaklı Külbütör:

İticinin külbütörün kolunu kaldırması yerine, kam milinin doğrudan kam profilini hareket ettirmesiyle birlikte külbütörün kolunun yukarı kaldırılması ve uygulanan kuvvet sayesinde supabın aşağıya yönelerek açılması bu külbütör yardımıyla sağlanır. Dayanak-Sabit destek noktası külbütörün tam merkezinde olmaktadır ve kam mili itici yerine doğrudan külbütörün kolu ile temas halinde bulunmaktadır [1].

f) Uç Dayanaklı Külbütör:

Dayanak-Sabit destek noktası külbütörün uç noktasına yerleştirilmiştir. Kam milinin külbütörü aşağıya doğru itebilmesi için külbütörün orta noktasına yerleştirilmesi gerekmektedir [1].

Supap Boşluğu ve Verilme Nedeni:

Külbütörün ucu ile supap sapı arasında motor soğukken genellikle 0,3 mm – 0,5 mm arası civarında belirli bir boşluk bulunmalıdır. Eğer bu boşluk bulunmazsa motor çalışmaya başlayıp ısındığında parçalar genleşeceğinden supap kapalı olacak yerde biraz açık duruma gelebilir. Bunu önlemek için motor tipine göre belirli bir supap boşluğu olmalıdır. Bu boşluk külbütör düzeneğindeki ayar vidası vasıtasıyla ayarlanır. Bu boşluğun tespiti genleşme –malzeme testlerinin ardından da yapılabilir.

Supap Ayarı:

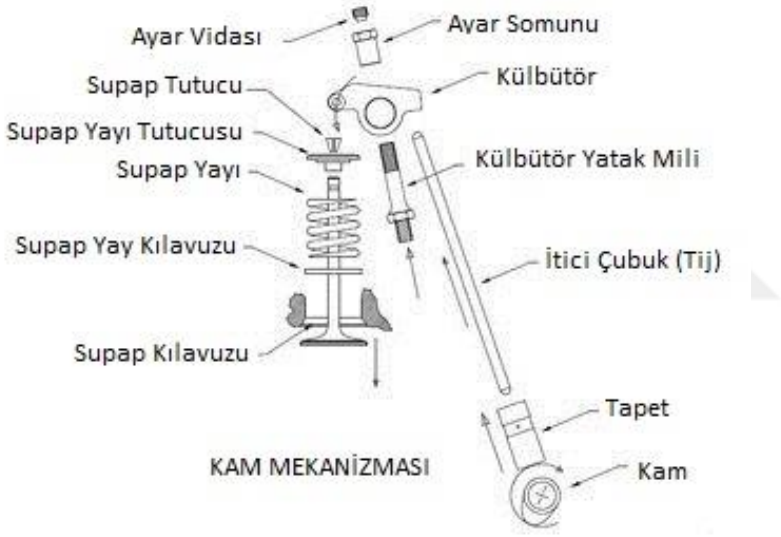
Motorlarda külbütör baskı parmağı etki ucu ile supap sapı arasındaki boşluğa supap ayar aralığı denir. Bu aralığı vermek için yapılan işleme de supap ayar işlemi denir.

Motor çalışma sıcaklığına ulaştığı zaman yanma odası ile direk ilgili olan supaplar ve diğer supap mekanizmaları büyük bir ısı ile karşılaşır. Bu yüksek ısı karşısında özellikle supapların genleşip açık kalmasını önlemek için supap sapı ile itici arasına bir boşluk verilmesi zorunludur. Aksi takdirde uzayan supaplar supabın yuvasına oturmasına engel olur. Bunun sonucunda da motor kompresyon kaçırır ve supaplar yanabilir.

Supap itici veya külbütör manivelasıyla supap sapı arasına fazla boşluk verilmesi durumunda ise supapların ses yapmasına ve supabın tam açılmayıp motorun bu nedenle hacimsel veriminin düşmesine neden olur.

Supap ayar değeri malzemenin cinsine ve genleşme katsayısına, yanma zamanında meydana gelen ısının miktarına göre motordan motora değişik değerlerde olur. Eğer emme ve egzoz supabı aynı malzemeden yapılmışsa egzoz supabı yüksek ısı etkisinde daha çok genleşeceğinden egzoz supabı ayar aralığı emme supabı ayar aralığından büyük olur. Bazı firmalar ise egzoz supaplarını ısıya dayanıklı daha yüksek kaliteli yalıtımlı malzemelerden yaparak her iki supap içinde aynı ayar boşluk değerini seçerler. Supap boşluğu ne kadar küçük tutulursa ortaya çıkan gürültü o kadar azalır. Supap ayarı için yapılması gereken en uygun işlem motor çalışma sıcaklığına kadar çalıştırılan motorun, rölantide çalışma haline getirilmesi ve supap ayarı yapılmasıdır.

I tipi motorlarda supap ayarı yukarıda açıklanan kurallara göre külbütör manivelasındaki ayar vidasından yapılır.



Şekil 2.11 Supap Ayar Vidası

2.2.3 Kam Mili & Kam Profili Dizaynı

Kam mili, supapları ihtiyaç duyulan zaman çevrimine göre zamanında açan, piston kursu boyunca açık tutan ve yaylar yardımıyla kapatan setli bir mildir. Kam mili bu esas görevi dışında üzerinde bulunan bir helis dişli yardımıyla distribütör ve yağ pompasını çalıştırır.

Genellikle L ve I tipi motorlarda kam mili üst karterdeki kam mili yataklarına krank miline paralel olacak şekilde yerleştirilir. Bazı I tipi motorlarda silindir kapağı üzerinde

bulunan yataklar üzerine yerleştirilmiştir. Bu tür motorlara üstten kam milli motorlar denir.

T tipi motorlarda ise üst karterin iki tarafına yerleştirilen çift kam mili vardır. Bunlardan birisi egzoz supabına, diğeri ise emme supaplarına hareket verir. V tipi motorlarda kam mili V motorun ortasına ve krank miline paralel olacak şekilde yerleştirilir.

Kam mili yatakları sırt kısmı çelik, yatak yüzü yumuşak ince metalden yapılmış boru tipi yataklardır. Yatakların yuvasına hafif sıkı geçerek, dönmesini önlemek için bir taraftan kesilerek uçları çok hafif ayrılır ve bu uçlar yaylanıp kapanarak yatağın yuvasına sıkıca oturmasını sağlar.

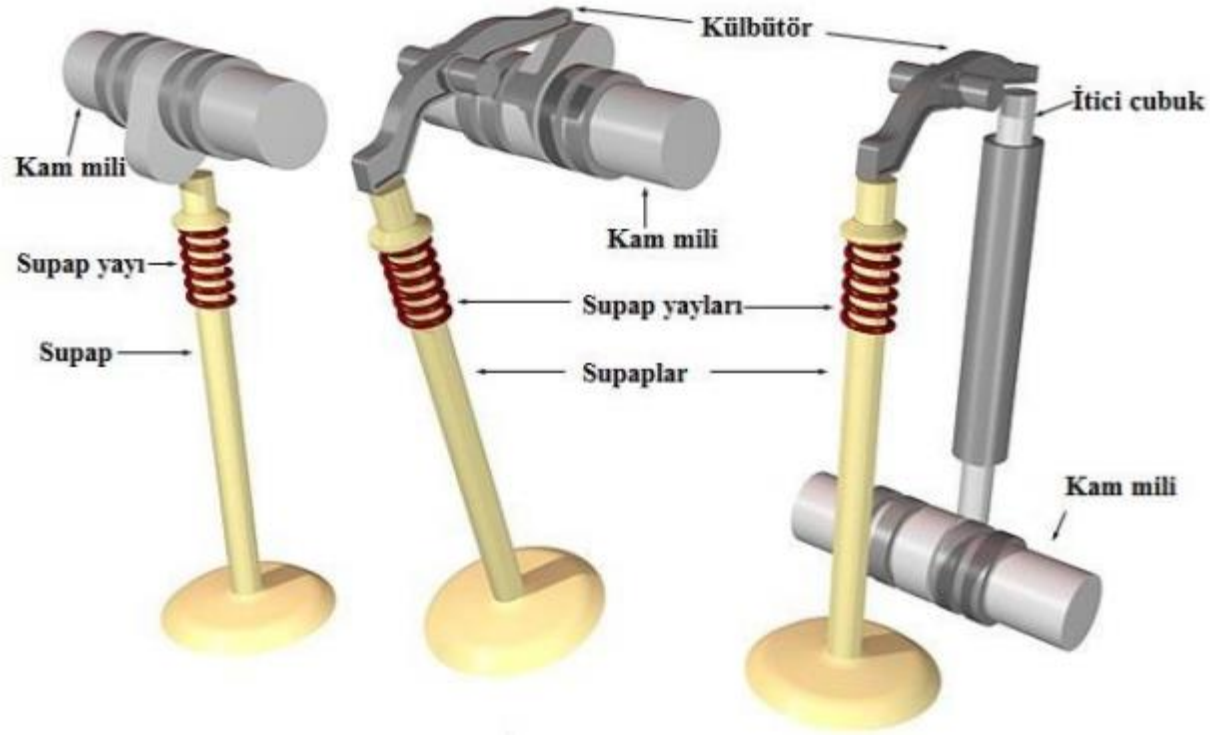
Kam mili hareketini krank milinden alır. 4 zamanda krank mili 720° dönerse (iki defa) kam mili bir defa yani 360 ° dönmelidir. Bu nedenle kam mili dişlisindeki diş sayısı krank mili dişlisindeki diş sayısının iki katı olmalıdır.

Üstten kam milli I tip motorlarda krank milinden kam miline hareket iletmek için neopramdan yapılmış uzun zaman ayar kayışları kullanılmaktadır. İç kısımlarına diş açılmış bu kayışlarla motorun daha sessiz çalışması sağlanmıştır. Ayrıca kayış gerdirici ile daima gerekli gerginlikte tutulması gerekmektedir.

Kam mili, yüksek kaliteli çelik alaşımlarından dövülerek ya da tek parça halinde dökülerek imal edilir. Malzeme sertleştirilmeden, kam mili muyluları ve kamlar özel tornalarda işlenerek kabaca ölçüsüne getirilir. Bu işlemden sonra kam mili ısıl işleme tabi tutularak muylu ve kam yüzeyleri sertleştirilir. Daha sonra ise hassas olarak taşlanıp standart ölçüsüne getirilir.

Kam Milinin Alt Parçaları

Kam profili; kam çıkıntısı(burun), bunun 180° karşısına ökçe(topuk), temel daire, mille kamların birleştiği kısımlarda da kam sessizleştirme sahalarından (açılma-kapanma rampası) meydana gelir. Doldurulmuş bu kısımlar itici supapların istenmeyen ani ivme sıçrama etkisinden korunması amacıyla tasarlanmışlardır. İtici vasıtasıyla kamlar dairesel hareketi düz harekete çevirir ve böylece supaplara hareket verilir [2].



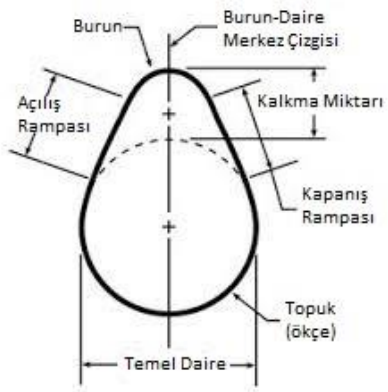
Şekil 2.12 Farklı Supap-Kam Yerleşimleri

Zaman Ayar Kayışı

Günümüz üstten kam milli I tip motorlarda, kam miline hareket vermek için iç tarafına diş açılmış sentetik kauçuktan yapılmış zaman ayar kayışları kullanılır. Yapısı gereği çok sessiz çalışan bu sistemlerde yağlama gerekmediğinden kayış motorunun ön tarafında açıkta çalışmaktadır. Zaman ayar kayışlarının kaymasını ve zaman ayarının bozulmasını önlemek için sistemde otomatik olarak çalışan bir gerdirme düzeneği bulunur.

Kam Mili Profilinin Belirlenmesi

Supap-kumanda mekanizmasının temel görevi kapalı vaziyette bulunan supabın açılıp tekrar yay kuvveti etkisiyle kapanmasını sağlamaktır. Supabın açılma-bekleme-kapanma süresi, hızı, ivmesi gibi parametreler yanma ve motor performansını doğrudan etkileyeceğinden, tüm bu sonuçları doğuran parametrelerin incelenmesi gerekmektedir. Bu alınan yol, hız, ivme, açılma-bekleme-kapanma süreleri doğrudan kam üzerinde yer alan kam profiliyle ilgili olduğundan detaylı biçimde kam profilinin optimum şeklinin elde edilmesi gerekmektedir [1].



Şekil 2.13 Kam Profili

Kam profilini oluşturan en temel sınır şatların başında supap kalkma miktarı gelmektedir. İstenilen performansı etkileyen en önemli parametrelerdendir. Çünkü supap kalkma miktarı volümetrik verimin arttırılması için artması gerekli olan bir parametre olup, bu artış aynı zamanda motorun boyutunda ve arzulanan supap hızı, titreşim değerlerinde negatif bir etki yapmaktadır. Bu nedenle optimal değerlere ulaşmak için parametrelerin tamamının incelenmesi daha da önem kazanmaktadır. Diğer önemli parametreler ise; temel daire yarıçapı, burun yarıçapı, krank mili-kam mili devir sayısı & açısal hızı, kalkış açısı olarak görülmektedir.

Kam mili profili ile supap tapeti arasında temas iki ana bölgede sağlanmaktadır. Bunlar; Ökçe (Topuk) bölgesi ve burun bölgesidir. Bu bölgelere göre kam profilinin davranışı aşağıda incelenmiştir.

Burada; kam profilinin dönüş yönü saat yönü olup, supap tapetinin dönüş yönü saat yönü tersidir. O noktası temel dairenin merkez noktası olup, Q noktası burnun merkez noktasıdır. EF & GH açılma-kapanma rampasını meydana getiren yaylar olup, P ve P‘ noktalarını merkez kabul eden daireler yardımıyla oluşturulurlar. P ve P‘ noktaları ise açılma-kapanma rampası yaylarının bitişinden geçen E ve G noktalarının yardımıyla oluşturulan EO ve GO doğruları sayesinde tespit edilmektedir.

r1: Temel Daire Yarıçapı

r2: Burun Yarıçapı

R: Açılma-Kapanma Rampası Yarıçapı

2α: Kam Hareketinin Toplam Açısı

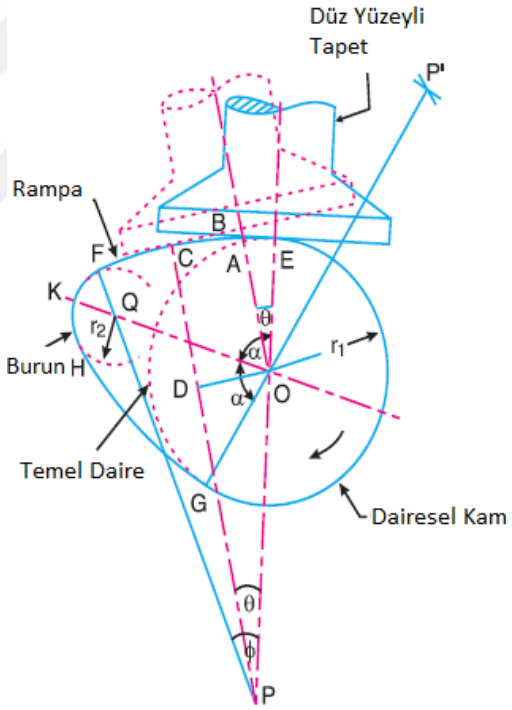
α: Kam Hareketinin Yarım Açısı

φ: Açılma-Kapanma Rampası Üzerinde Kam Hareket Açısı

Θ: E'den C'ye Kam İlerleme Açısı

Supap Tapeti ile Kam Profilinin Ökçe Bölgesinde Temas Halinde Olması Durumu:

Başlangıçta temas merkezi, temel daire üzerindeki E noktasında sağlanmıştır. Saat yönünde dönen kam, φ açısından daha küçük Θ açısı kadar dönerek C noktasında temas sağlanacak biçimde değişmektedir. Böylelikle supap tapeti PC doğrusuna, OB doğrusu ise BC doğrusuna dik hale gelmektedir. Bu nedenle OB doğrusu PC doğrusuna paralel halde bulunmaktadır. Bu durumda O'dan D'ye PC doğrusuna dik olacak şekilde bir doğru çizilir, geometri yardımıyla kalkma miktarı formüle edilebilir [1].



Şekil 2.14 Ökçe Bölgesinde Supap Tapeti-Kam Profili Teması

Supap Tapeti Kalkma miktarı (Açılma-Kapanma Rampasının Herhangi Bölgesinde):

$$x = BA = BO - AO = CD - EO \quad (2.1)$$

Bildiğimiz üzere; $CD = PC - PD = PE - OP\cos\Theta$ (2.2)

$$CD = OP + OE - OP\cos\Theta = OE + OP(1-\cos\Theta) \quad (2.3)$$

CD değeri x formülünde yerine yazılırsa;

$x = OE + OP\ (1\text{-}\cos\Theta) - EO = OP\ (1\text{-}\cos\Theta)$ (2.4)

$x = (PE - OE)\ (1 - \cos\Theta) = (R - r1)\ (1 - \cos\Theta)$ (2.5)

olacak biçimde nihai formülasyon elde edilir [1].

Supap Tapet Hızı (Açılma-Kapanma Rampasının Herhangi Bölgesinde):

$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{dQ}\frac{dQ}{dt}$ (2.6)

$[\frac{dQ}{dt} = \omega]$ olduğundan,

$v = \frac{dx}{dQ}\omega$

x'e göre türev alınıp ω ile çarpılırsa hız formülasyonu elde edilecektir.

$v = (R - r1)\ \sin\Theta\ \omega = \omega\ (R - r1)\ \sin\Theta$ olacak biçimde nihai formülasyon elde edilir.

$\Theta = 0$ iken; $\sin\Theta = 0$ olup, $v_{min} = 0$ dır.

sinΘ ile v doğrudan ilişkili olup, sinΘ arttıkça v [hız] artacaktır.

$\Theta = \varphi$ iken, hız değeri maksimum değerini alır.

Bu durum maksimum değerin, açılma-kapanma rampası bölgesinde burun kısmında (tepe) olacağını belirtmektedir.

$v_{max} = \omega\ (R - r1)\ \sin\varphi$ formülasyonu elde edilir [1]. (2.7)

Supap Tapet İvmesi (Açılma-Kapanma Rampasının Herhangi Bölgesinde):

$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dQ}\frac{dQ}{dt}$ (2.8)

$[\frac{dQ}{dt} = \omega]$ olduğundan,

$a = \frac{dv}{dQ}\omega$

v'ye göre türev alınıp ω ile çarpılırsa ivme formülasyonu elde edilecektir.

$a = \omega\ (R - r1)\ \cos\Theta\ \omega = \omega^2\ (R - r1)\ \cos\Theta$ (2.9)

olacak biçimde nihai formülasyon elde edilir.

$\Theta = 0$ iken; $\cos\Theta = 1$ olup, a_{max} değerini alır.

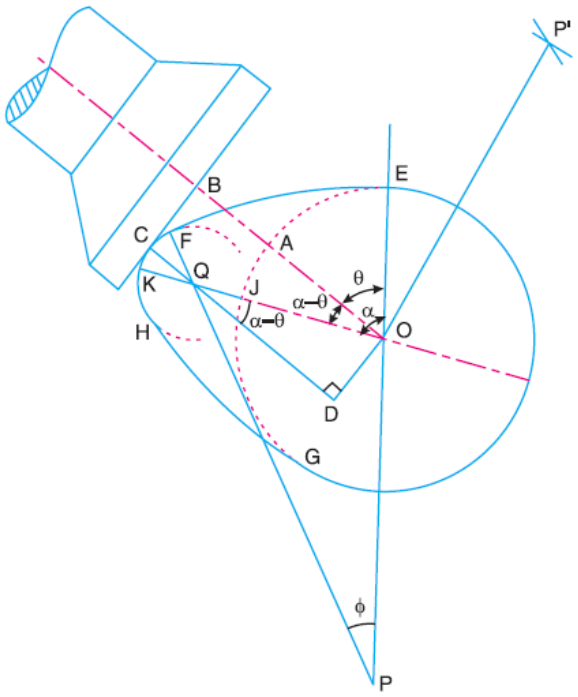
$$a_{max} = \omega^2 \text{ (R- r1)} \qquad (2.10)$$

$\Theta = \varphi$ iken, ivme değeri minimum değerini $[a_{min}]$ alır.

$$a_{min} = \omega^2 \text{ (R- r1) } \cos\varphi \qquad (2.11)$$

Supap Tapeti ile Kam Profilinin Burun Bölgesinde Temas Halinde Olması Durumu:

Supap tapeti ile kam profilinin burun kısmının C noktasında temas halinde olması ve burun dairesinin merkezi Q noktası olup uzantısı OP' doğrusunu D noktasında dik kesmesi durumunda, $\Theta > \varphi$ olmak şartıyla;



Şekil 2.15 Burun Bölgesinde Supap Tapeti-Kam Profili Teması

Supap Tapeti Kalkma miktarı (Burun Yarıçapının Herhangi Bölgesinde):

$$x = AB = BO - OA = CD - OA \qquad (2.12)$$

Bildiğimiz üzere; $CD = CQ + QD = CQ + OQ\cos(\alpha - \Theta)$ (2.13)

CD değeri x formülünde yerine yazılırsa;

$$x = CQ + OQ\cos(\alpha - \Theta) - OA \qquad (2.14)$$

$x = CQ + OQ\cos(\alpha - \Theta) - OA = r2 - r1 + OQ\cos(\alpha - \Theta)$ (2.15)

olacak biçimde nihai formülasyon elde edilir.

K (Burun &Tepe) noktasında x = JK olup;

α - Θ = 0 ve dolayısıyla cos(α - Θ) = 1 olduğundan, x maksimum değeri burun noktasında elde edilir [1].

Supap Tapet Hızı (Burun Yarıçapının Herhangi Bölgesinde):

$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{dQ}\frac{dQ}{dt}$ (2.16)

$[\frac{dQ}{dt} = \omega]$ olduğundan,

$v = \frac{dx}{dQ}\omega$

x'e göre türev alınıp ω ile çarpılırsa hız formülasyonu elde edilecektir.

$v = OQ\sin(\alpha - \Theta)\,\omega$ olacak biçimde nihai formülasyon elde edilir. (2.17)

α - Θ = 0 iken; yani burnun tepe noktasındayken hız minimum ve sıfırdır, $v_{min} = 0$ dır.

α - Θ artarken hız da artar, α - Θ'nın maksimum değeri φ' de hız maksimum değerini alır.

α - Θ = φ iken, hız değeri maksimum değerini alır.

Bu durum maksimum değerin, açılma-kapanma rampasının temel daireyle birleşme bölgesinde olacağını belirtmektedir [1].

Supap Tapet İvmesi (Burun Yarıçapının Herhangi Bölgesinde):

$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dQ}\frac{dQ}{dt}$ (2.18)

$[\frac{dQ}{dt} = \omega]$ olduğundan,

$a = \frac{dv}{dQ}\omega$

v'ye göre türev alınıp ω ile çarpılırsa ivme formülasyonu elde edilecektir.

$a = -\omega^2\, OQ\cos(\alpha - \Theta)$ olacak biçimde nihai formülasyon elde edilir. (2.19)

Eksi [-] işaretinin anlamı kam profilinin burun kısmında supap tapetinin gecikme (yavaşlama) yaşayacağını ifade etmektedir.

α - Θ = 0 iken; cos (α - Θ) = 1 olup, a_{max} değerini alır.

Yani K burunun tepe noktasında maksimum yavaşlama olacağını ifade eder.

$$a_{max} = -\omega^2 \text{ OQ} \quad (2.20)$$

Minimum yavaşlama (gecikme), Θ maksimum değer olan φ değerini aldığında görülür.

α - φ iken, ivme değeri minimum değerini [a_{min}] alır.

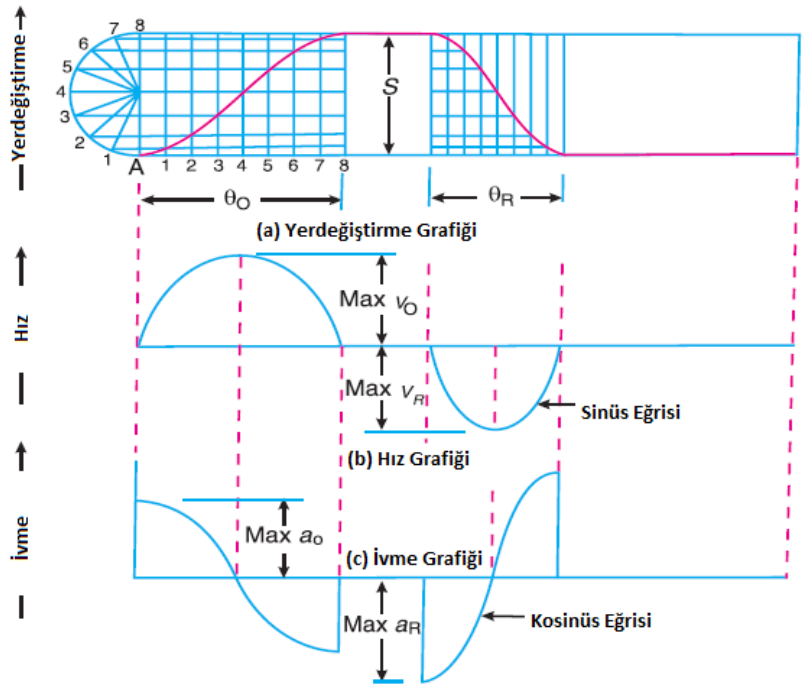
$$a_{min} = \omega^2 \text{ OQ cos } \alpha - \varphi \quad (2.21)$$

Bu formülasyonlar yardımıyla, iki temel bölgeden oluşan kam profilinin yol, hız, ivme grafikleri (Krank Mili Açısı) KMA'ya göre çizdirilecek olup bu grafik değerleri yorumlanacaktır [1].

Özellikle ivme grafiğinde görüleceği üzere, istenmeyen ani ivme değişimleri gözlenecek olup bu ani ivme değişimine jump adı verilmektedir. Kam profil eğrilerini oluşturan temel parametrelerin jump üzerindeki etkileri araştırılacak olup, jump etkisini minimum yapmanın yolları aranacaktır.

Buradan da anlaşılacağı üzere ani ivme değişimi (jump etkisi) supap mekanizmaları için istenmeyen bir sonuç olup, titreşim, gürültü, kırılma vb. gibi sistemin çalışmasına engel olabilecek durumlara sebebiyet verebileceğinden üzerinde durulmalı ve minimize edilmelidir.

Elde edilen sonuçların ileride değinilecek olan, çekiç-titreşim testi yapılan ERİN Motor firmasına ait motorun test sonuçlarıyla da karşılaştırılabilmesi amacıyla; kam mili devir sayısı, supap ile külbütör arasındaki boşluk (yapılan deneylerden), supap tapeti kalkma miktarı gibi değerler ortak kabul edilmiştir.



Şekil 2.16 Teorik Supap Yol, Hız, İvme Grafiği

Teorik olarak elde edilmesi beklenen yol, hız, ivme grafikleri yukarıdaki gibi olup, hesaplayacağımız değerlere olan yakınsamaları daha sonra yorumlanacaktır [1].

Motorun ana özellikleri olarak;

i = 1 Silindirli

4 Stroklu

Doğal Emişli

$P_c = 0{,}1\ MPa\ (Yanma\ Odası\ Hava\ Giriş\ Basıncı)$

ε = 1:18 (Sıkıştırma Oranı)

$n_{nominal} = 2250\ dev/dk$

B = 108 mm (Silindir Çapı)

H = 127 mm (Strok Boyu)

Su Soğutmalı

Emme - Egzoz Avans Değerleri:

Emme açılma avansı	α1 = 60 KMA
Emme kapanma gecikmesi	α2 = 80 KMA
Egzoz açılma avansı	α3 = 80 KMA
Egzoz kapanma gecikmesi	α4 = 60 KMA

Krank mili açısal hızı (ω):

n krank mili nominal devir sayısı: 2250 d/dk. N(KW) = 16KW için,

$$\omega = \frac{2\,\pi\,n}{60} = \frac{\pi\,n}{30} = \frac{\pi\,2250}{30} = 235{,}619 \text{ rad/sn.} \quad (2.22)$$

Emme supabının açık kaldığı zaman (t_{emme}):

$$\omega\,t = \frac{\pi}{180}\,(180 + \alpha1 + \alpha2\,) \quad (2.23)$$

$$235{,}619\,t = \frac{\pi}{180}\,(180 + 60 + 80\,)$$

$$t_{emme} = 0{,}0237sn$$

Emme kam açısı ($2\varphi_{emme}$):

$$2\varphi_{\text{emme}} = \frac{(180 + \alpha1 + \alpha2\,)}{2} \quad (2.24)$$

$$2\varphi_{\text{emme}} = \frac{(180 + 60 + 80\,)}{2} = 160 \text{ KMA}$$

Egzoz supabının açık kaldığı zaman (t_{egzoz}):

$$\omega\,t = \frac{\pi}{180}\,(180 + \alpha3 + \alpha4) \quad (2.25)$$

$$235{,}619\,t = \frac{\pi}{180}\,(180 + 80 + 60)$$

$$t_{emme} = 0{,}0237sn$$

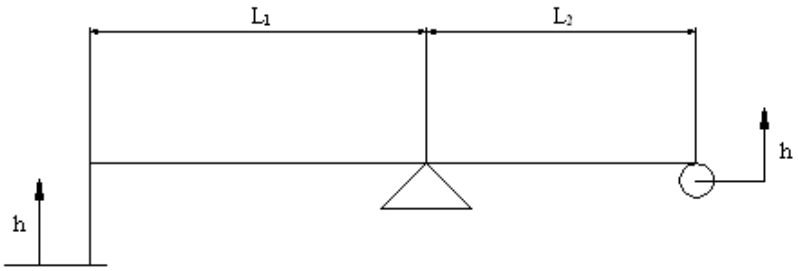
Egzoz kam açısı ($2\varphi_{egzoz}$):

$$2\varphi_{\text{emme}} = \frac{(180 + \alpha3 + \alpha4\,)}{2} \quad (2.26)$$

$$2\varphi_{\text{emme}} = \frac{(180 + 80 + 60\,)}{2} = 160 \text{ KMA}$$

Egzoz Kam Profilinin Belirlenmesi

Adeta bir tahterevalli gibi çalışan külbütör manivelası ana hatlarıyla kam ve supap taraflarında açılma kapanma işlemini kol oranları yardımıyla aşağıda anlatıldığı gibi gerçekleştirmektedir.



Şekil 2.17 Külbütöre göre Kam-Supap Hareketi

$$\frac{h_k}{h} = \frac{l_1}{l_2} = \frac{s_k}{s} \tag{2.27}$$

s : Külbütör ile supap arası boşluk

s_k : Kam ile itecek arasındaki boşluk

h : Supap kalkma miktarı

h_k : Kam tarafındaki kalkma miktarı

l_1, l_2 : Külbütör kol uzunlukları

Supap tarafındaki kalkma miktarı: h "JK"	7
Rocker arm: l1	45,65
Rocker arm: l2	69,8
Rocker arm ratio: l1/l2	0,654011
Kam mili tarafındaki kalkma: hk	4,57808
Külbütör ile supab arasındaki boşluk: s "Deneylerden@800celcius"	0,55
kam ile itecek arası boşluk: sk	0,359706
Max. Kam mili yarıçapı (r1'e göre): rc	22,14029
Temel daire yarıçapı:r1	22,5
Burun yarıçapı: r2	14

Şekil 2.18 Egzoz Kam Profili Ana Parametreleri

Daha önceki kısımlarda da ifade edildiği gibi h supap kalkma miktarı motorun boyutsal tasarım kısıtı nedeniyle, girdi olarak, motorun arzu edilen parametresi olarak verilmektedir.

Burada r_c kam mili yarıçap değeri olup, her zaman r_1 temel daire yarıçapından büyük olacak şekilde seçilmelidir. Özellikle r_c değeri artırılıp azaltılırken dikkatli olunmalıdır. Çünkü r_c değerinin azaltılması durumunda kam mili üzerine gelen kuvvetlerin karşılanıp karşılanmadığından emin olunmalıdır. Bununla ilgili olarak kam miline gelen kuvvetleri inceleyen statik analize ilerde değinilecektir. Arttırılması durumunda ise aşırı

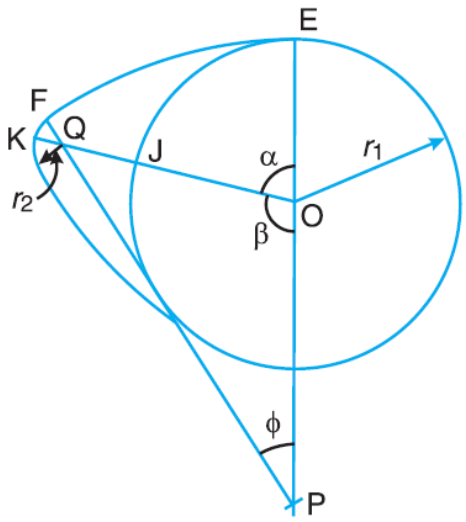
mukavemetli ağır, yer kaplayan hantal bir yapıya neden olup supap parametrelerine olumsuz etkide bulunabileceği unutulmamalıdır.

l_1 & l_2 külbütör kolları mesafesi yine aynı şekilde motorun boyutsal davranışına müdahale edilmeksizin motor verilerinden çekilmiştir. Külbütör ile supap arasındaki boşluk değeri s genleşme testlerinden elde edilen gerçek sonuçlardır.

s_k ve h_k değerleri $\frac{h_k}{h} = \frac{l_1}{l_2} = \frac{s_k}{s}$ ilişkisi yardımıyla belirlenmiştir.

r1-r2	8,5
OQ= JK+r1-r2	15,5
OP	16,76
PQ=PF-FQ=PE-FQ=OP+OE-FQ PQ=OP+r1-r2	25,26
R= OP+r1	39,26
sinφ=OQ*sinβ/PQ	0,60
φ1=Qmax.	36,72653
φ2=α-φ1	40,27347

Şekil 2.19 Egzoz Kam Profili Hesaplanan Parametreler



Şekil 2.20 Kam Profili Formülasyonu

İncelenen kam profillerinin üzerindeki değerlerin formülasyonuyla hareket edecek olursak,

JK = Toplam Supap Kalkması

JK = OQ - r_1 + r_2 olması nedeniyle OQ değeri bulunabilir.

OQ = JK + r_1 -r_2 (2.28)

PE = R (Açılma-Kapanma Rampası Yarıçapı) değeri olmak üzere,

PQ = PF – FQ = PE – FQ = OP + OE –FQ (2.29)

PQ = OP + r_1 - r_2 fpormülizasyonunda r_1 ve r_2 değerleri bilinmekte olup,

OP değeri bilinmeyen olarak karşımıza çıkmaktadır.

OPQ üçgeni yardımıyla, elde edilen denklemden OP değeri aşağıdaki gibi çekilebilir.

$(\mathrm{PQ})^2$ = $(\mathrm{OP})^2$ + $(\mathrm{OQ})^2$ – 2 OP OQ cosβ olarak elde edilir.

PQ yerine yukarıda elde edilen PQ = OP + r_1 - r_2 bağıntısı yazılarak OP denklemi çekilebilinir.

OP değerinin eldesi ile birlikte R = PE = OP + r_1 ifadesinden R değeri bulunabilinir.

Yine aynı biçimde OP değerinin eldesi ile birlikte PQ değeri de elde edilebilir;

PQ = OP + r_1 - r_2 (2.30)

OPQ üçgeni dikkate alındığında, $\frac{OQ}{sin\phi}$ = $\frac{PQ}{sin\beta}$ yardımıyla,

$sin\phi$ değeri elde edilir ve buradan ϕ açısı belirlenir.

KMA'ya göre belirlenen egzoz supabı açılma-kapanma avansı değerleri, ϕ_1 ve ϕ_2 değerleriyle birlikte iki ana kam profili bölgesi için değerlendirilir. Açılma avansından başlayarak derece adımlarına bölünür ve supap tapeti performans değerleri olan yol, hız, ivme grafikleri KMA'ya göre elde edilir [1].

Egzoz supabı açılma avansı: KMA	80
Egzoz supabı kapanma gecikmesi: KMA	60
Krank mili devir sayısı: n (dev/dk)	2250
Krank mili açısal hızı: w	235,62
Egzoz supabının açık kaldığı zaman: (t egzoz) sn	0,023703704
Egzoz kam açısı (2Qegzoz)	160
Kalkış açısı: Yaklaşık α = (2Qegzoz)/2	77
β: (180- α)	103
Kam mili devir sayısı: nkam (dev/dk)	1125
Kam mili açısal hızı: wkam	117,8097245

Şekil 2.21 Egzoz Kam Profili Formülasyonu

Yukarıda yer alan kalkış açısı, kam mili devir sayısı & açısal hızı, β gibi parametreler yardımıyla iki temel bölgesi bulunan (Burun & Temel Daire Teması) kam profili üzerinde doğrudan etki yapmaktadır.

Açılma -Kapanma Avansı (KMA)	ϕ	ϕ1	ϕ2	h [mm]	v [m/s]	a [m/s^2]
-80	320	0		0	0	232,5527366
-75	322,5	2,5		0,015948	0,086103	232,3313979
-70	325	5		0,06376	0,172043	231,6678032
-65	327,5	7,5		0,143346	0,257655	230,5632157
-60	330	10		0,254555	0,342776	229,0197379
-55	332,5	12,5		0,397174	0,427245	227,0403081
-50	335	15		0,570932	0,510901	224,6286942
-45	337,5	17,5		0,775499	0,593584	221,7894868
-40	340	20		1,010484	0,675137	218,5280905
-35	342,5	22,5		1,275442	0,755405	214,8507135
-30	345	25		1,569866	0,834235	210,764356
-25	347,5	27,5		1,893198	0,911477	206,2767966
-20	350	30		2,244821	0,986984	201,3965776
-15	352,5	32,5		2,624065	1,060613	196,1329887
-10	355	35		3,03021	1,132222	190,4960496
-6,546	356,7265	36,72653	40,27347	3,325999	1,180426	186,3907581
-5	-2,5		40	3,373689	1,173763	-164,7964855
5	2,5		35	4,196857	1,04738	-176,2213396
15	7,5		30	4,923394	0,913025	-186,305043
25	12,5		25	5,547771	0,771722	-194,9708524
35	17,5		20	6,065236	0,624546	-202,152816
45	22,5		15	6,47185	0,472617	-207,7962746
55	27,5		10	6,76452	0,31709	-211,858278
65	32,5		5	6,941018	0,159151	-214,307912
75	37,5		0	7	0	-215,1265334
85	42,5		-5	6,941018	-0,15915	-214,307912
95	47,5		-10	6,76452	-0,31709	-211,858278
105	52,5		-15	6,47185	-0,47262	-207,7962746
115	57,5		-20	6,065236	-0,62455	-202,152816
125	62,5		-25	5,547771	-0,77172	-194,9708524
135	67,5		-30	4,923394	-0,91303	-186,305043
145	72,5		-35	4,196857	-1,04738	-176,2213396
155	77,5		-40	3,373689	-1,17376	-164,7964855
158,4530515	79,22653	36,72653	-40,2735	3,325999	-1,18043	186,3907581
165	82,5	35		3,03021	-1,13222	190,4960496
170	85	32,5		2,624065	-1,06061	196,1329887
175	87,5	30		2,244821	-0,98698	201,3965776
180	90	27,5		1,893198	-0,91148	206,2767966
185	92,5	25		1,569866	-0,83424	210,764356
190	95	22,5		1,275442	-0,75541	214,8507135
195	97,5	20		1,010484	-0,67514	218,5280905
200	100	17,5		0,775499	-0,59358	221,7894868
205	102,5	15		0,570932	-0,5109	224,6286942
210	105	12,5		0,397174	-0,42725	227,0403081
215	107,5	10		0,254555	-0,34278	229,0197379
220	110	7,5		0,143346	-0,25765	230,5632157
225	112,5	5		0,06376	-0,17204	231,6678032
230	115	2,5		0,015948	-0,0861	232,3313979
235	117,5	0		0	0	232,5527366

Şekil 2.22 Egzoz Kam Profili Performans Hesaplanan Tablosu

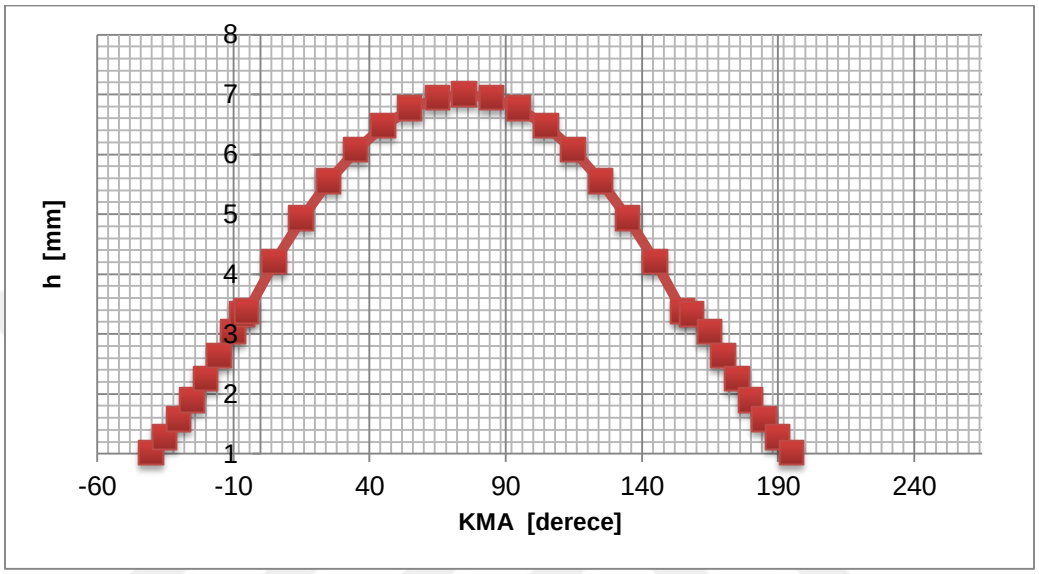
Yol, hız, ivme formülasyonları içerisinde yer alan açıların sinüs ve kosinüs değerleri aşağıdaki tablolarda yer almaktadır.

cosϕ1	cosϕ2	sinϕ1	sinϕ2	1-cosϕ1
1		0		0
0,999048		0,043619		0,000952
0,996195		0,087156		0,003805
0,991445		0,130526		0,008555
0,984808		0,173648		0,015192
0,976296		0,21644		0,023704
0,965926		0,258819		0,034074
0,953717		0,300706		0,046283
0,939693		0,34202		0,060307
0,92388		0,382683		0,07612
0,906308		0,422618		0,093692
0,887011		0,461749		0,112989
0,866025		0,5		0,133975
0,843391		0,5373		0,156609
0,819152		0,573576		0,180848
0,801499	0,762968	0,597996	0,646437	0,198501
	0,766044		0,642788	
	0,819152		0,573576	
	0,866025		0,5	
	0,906308		0,422618	
	0,939693		0,34202	
	0,965926		0,258819	
	0,984808		0,173648	
	0,996195		0,087156	
	1		0	
	0,996195		-0,08716	
	0,984808		-0,17365	
	0,965926		-0,25882	
	0,939693		-0,34202	
	0,906308		-0,42262	
	0,866025		-0,5	
	0,819152		-0,57358	
	0,766044		-0,64279	
	0,762968		-0,64644	
0,801499		0,597996		0,198501
0,819152		0,573576		0,180848
0,843391		0,5373		0,156609
0,866025		0,5		0,133975
0,887011		0,461749		0,112989
0,906308		0,422618		0,093692
0,92388		0,382683		0,07612
0,939693		0,34202		0,060307
0,953717		0,300706		0,046283
0,965926		0,258819		0,034074
0,976296		0,21644		0,023704
0,984808		0,173648		0,015192
0,991445		0,130526		0,008555
0,996195		0,087156		0,003805
0,999048		0,043619		0,000952
1		0		0

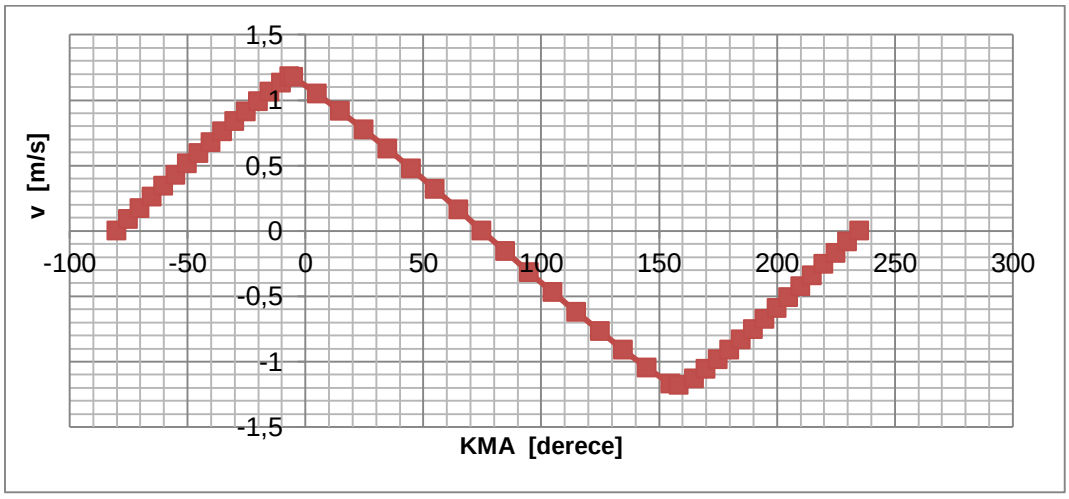
Şekil 2.23 Egzoz Kam Profili Performans Yardımcı Hesap Değerleri

Yukarıdaki hesaplamalar kam profili üzerinde açılma avansı değerinden başlayarak saat yönünde dönen supap tapetinin hareket eğrilerini meydana getirmektedir.

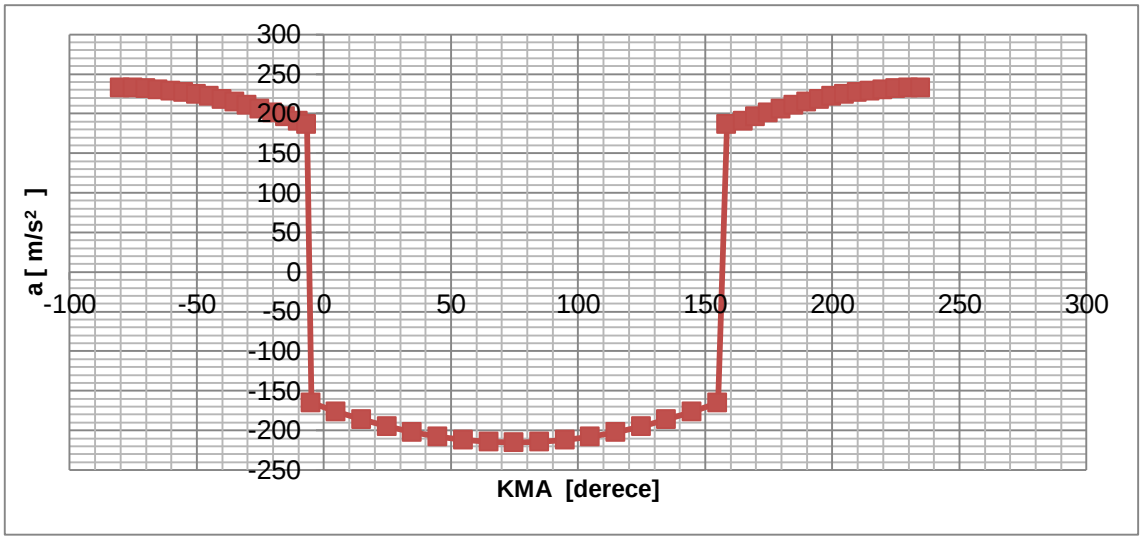
Açılarda ilerleyiş aralığı mümkün olduğunca küçük adımlar şeklinde olmaktadır. Bunun yanı sıra ϕ_1 ve ϕ_2 değeri gibi bölgesel geçiş değerleri özellikle vurgulanacak şekilde açılardaki adımlar belirlenmiştir.



Şekil 2.24 Egzoz supabı Kalkma miktarı – KMA



Şekil 2.25 Egzoz supabı Hızı – KMA



Şekil 2.26 Egzoz supabı İvmesi – KMA

Elde edilen sonuçların daha önce belirtilen teorik supap performans grafiklerini yakınsadığını ve uyuştuğunu gözlemlemekteyiz.

Emme Kam Profilinin Belirlenmesi

Egzoz supabında yaptığımız işlemleri emme supabı için de uygulayıp performans grafiklerini elde etmeye çalışacağız. Açılma ve kapanma avans, külbütör manivelası arasındaki oran değerleri daha farklı değerler olduğundan grafiklerin ilerleyişi birebir aynı biçimde olmayacaktır. Ayrıca davranışını incelemek ve performans üzerinde nasıl bir tesir yaptığını görebilmek amacıyla h supap kalkma miktarını 7 mm yerine 5 mm seçeceğiz ve performans üzerindeki etkilerini gözlemleyeceğiz.

Egzoz supabında anlatılan hesaplama mantığı emme supabı için de geçerli olup, tüm işlem adımları emme supabı için de uygulanmıştır. Aşağıda ise hesaplanan değerler tablosu ve elde edilen performans grafikleri yer alacaktır.

Supap tarafındaki kalkma miktarı: h "JK"	5
Külbütör Kol Uzunluğu: l1	35,5
Külbütör Kol Uzunluğu: l2	53,7
Külbütör Kol Oranı: l1/l2	0,66108
Kam mili tarafındaki kalkma: hk	3,3054
Külbütör ile supab arasındaki boşluk: s "Deneylerden@800celcius"	0,35
kam ile itecek arası boşluk: sk	0,231378
Maks. Kam mili yarıçapı (r1'e göre): rc	22,26862
Temel daire yarıçapı:r1	22,5
Burun yarıçapı: r2	14

Şekil 2.27 Emme Kam Profili Ana Parametreleri

r1-r2	8,5
OQ= JK+r1-r2	13,5
OP	10,07
PQ=PF-FQ=PE-FQ=OP+OE-FQ PQ=OP+r1-r2	18,57
R= OP+r1	32,57
sinφ=OQ*sinβ/PQ	0,71
φ1=Qmax.	45,1085
φ2=α-φ1	31,8915

Şekil 2.28 Emme Kam Profili Hesaplanan Parametreler

Emme supabı açılma avansı: KMA	60
Emme supabı kapanma gecikmesi: KMA	80
Krank mili devir sayısı: n (dev/dk)	2250
Krank mili açısal hızı: w	235,62
Emme supabının açık kaldığı zaman: (t emme) sn	0,023703704
Emme kam açısı (2Qemme)	160
Kalkış açısı: α = (2Qemme)/2	77
β: (180- α)	103
Kam mili devir sayısı: nkam (dev/dk)	1125
Kam mili açısal hızı: wkam	117,8097245

Şekil 2.29 Emme Kam Profili Formülasyonu

Açılma -Kapanma Avansı (KMA)	ϕ	ϕ1	ϕ2	h [mm]	v [m/s]	a [m/s^2]
-60	330	0		0	0	139,7272107
-55	332,5	2,5		0,009582	0,051734	139,5942213
-50	335	5		0,03831	0,10337	139,1955065
-45	337,5	7,5		0,086128	0,154809	138,531825
-40	340	10		0,152947	0,205954	137,6044404
-35	342,5	12,5		0,238638	0,256706	136,4151179
-30	345	15		0,343039	0,30697	134,9661214
-25	347,5	17,5		0,465951	0,35665	133,2602093
-20	350	20		0,60714	0,40565	131,3006288
-15	352,5	22,5		0,766338	0,453878	129,0911101
-10	355	25		0,94324	0,501243	126,6358591
-5	357,5	27,5		1,137511	0,547653	123,9395496
0	360	30		1,34878	0,593021	121,0073141
5	2,5	32,5		1,576646	0,63726	117,8447342
10	5	35		1,820675	0,680285	114,4578303
15	7,5	37,5		2,080401	0,722016	110,8530493
20	10	40		2,355332	0,762373	107,0372533
25	12,5	42,5		2,644943	0,801278	103,0177058
30	15	45		2,948683	0,838658	98,80205819
30,2169986	15,1085	45,1085	31,8915	2,962176	0,840245	98,61478265
35	17,5		30	3,191343	0,795216	-162,2656826
40	20		25	3,735155	0,672145	-169,8133231
45	22,5		20	4,18585	0,54396	-176,0685817
50	25		15	4,539999	0,411634	-180,983852
55	27,5		10	4,794905	0,276175	-184,521726
60	30		5	4,948628	0,138615	-186,6552782
65	32,5		0	5	0	-187,3682711
70	35		-5	4,948628	-0,13862	-186,6552782
75	37,5		-10	4,794905	-0,27618	-184,521726
80	40		-15	4,539999	-0,41163	-180,983852
85	42,5		-20	4,18585	-0,54396	-176,0685817
90	45		-25	3,735155	-0,67215	-169,8133231
95	47,5		-30	3,191343	-0,79522	-162,2656826
95,2169986	47,6085	45,1085	-31,8915	2,962176	-0,84024	98,61478265
100	50	45		2,948683	-0,83866	98,80205819
105	52,5	42,5		2,644943	-0,80128	103,0177058
110	55	40		2,355332	-0,76237	107,0372533
115	57,5	37,5		2,080401	-0,72202	110,8530493
120	60	35		1,820675	-0,68029	114,4578303
125	62,5	32,5		1,576646	-0,63726	117,8447342
130	65	30		1,34878	-0,59302	121,0073141
135	67,5	27,5		1,137511	-0,54765	123,9395496
140	70	25		0,94324	-0,50124	126,6358591
145	72,5	22,5		0,766338	-0,45388	129,0911101
150	75	20		0,60714	-0,40565	131,3006288
155	77,5	17,5		0,465951	-0,35665	133,2602093
160	80	15		0,343039	-0,30697	134,9661214
165	82,5	12,5		0,238638	-0,25671	136,4151179
170	85	10		0,152947	-0,20595	137,6044404
175	87,5	7,5		0,086128	-0,15481	138,531825
180	90	5		0,03831	-0,10337	139,1955065
185	92,5	2,5		0,009582	-0,05173	139,5942213
190	95	0		0	0	139,7272107

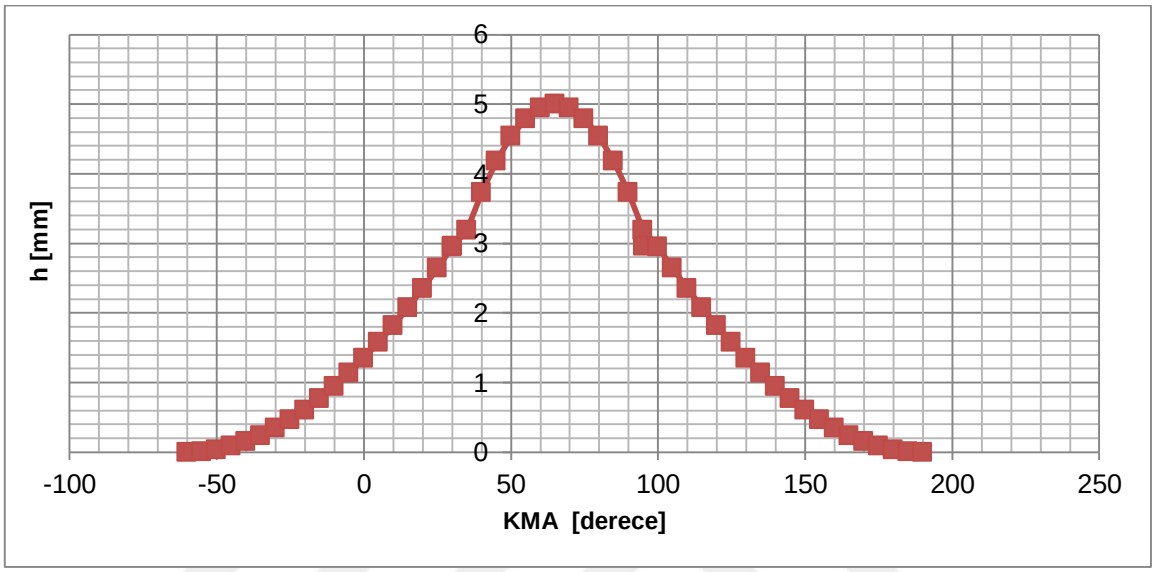
Şekil 2.30 Emme Kam Profili Performans Hesaplanan Tablosu

cosϕ1	cosϕ2	sinϕ1	sinϕ2	1-cosϕ1
1		0		0
0,999048		0,043619		0,000952
0,996195		0,087156		0,003805
0,991445		0,130526		0,008555
0,984808		0,173648		0,015192
0,976296		0,21644		0,023704
0,965926		0,258819		0,034074
0,953717		0,300706		0,046283
0,939693		0,34202		0,060307
0,92388		0,382683		0,07612
0,906308		0,422618		0,093692
0,887011		0,461749		0,112989
0,866025		0,5		0,133975
0,843391		0,5373		0,156609
0,819152		0,573576		0,180848
0,793353		0,608761		0,206647
0,766044		0,642788		0,233956
0,737277		0,67559		0,262723
0,707107		0,707107		0,292893
0,705766	0,84905	0,708445	0,528312	0,294234
	0,866025		0,5	
	0,906308		0,422618	
	0,939693		0,34202	
	0,965926		0,258819	
	0,984808		0,173648	
	0,996195		0,087156	
	1		0	
	0,996195		-0,08716	
	0,984808		-0,17365	
	0,965926		-0,25882	
	0,939693		-0,34202	
	0,906308		-0,42262	
	0,866025		-0,5	
	0,84905		-0,52831	
0,705766		0,708445		0,294234
0,707107		0,707107		0,292893
0,737277		0,67559		0,262723
0,766044		0,642788		0,233956
0,793353		0,608761		0,206647
0,819152		0,573576		0,180848
0,843391		0,5373		0,156609
0,866025		0,5		0,133975
0,887011		0,461749		0,112989
0,906308		0,422618		0,093692
0,92388		0,382683		0,07612
0,939693		0,34202		0,060307
0,953717		0,300706		0,046283
0,965926		0,258819		0,034074
0,976296		0,21644		0,023704
0,984808		0,173648		0,015192
0,991445		0,130526		0,008555
0,996195		0,087156		0,003805
0,999048		0,043619		0,000952
1		0		0

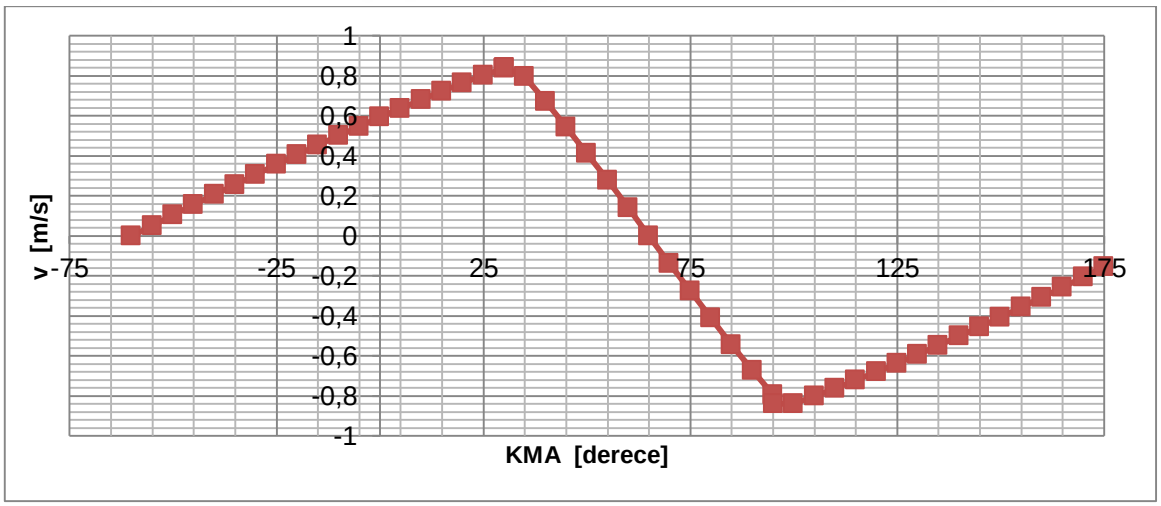
Şekil 2.31 Egzoz Kam Profili Performans Yardımcı Hesap Değerleri

Yukarıdaki hesaplamalar kam profili üzerinde açılma avansı değerinden başlayarak saat yönünde dönen supap tapetinin hareket eğrilerini meydana getirmektedir.

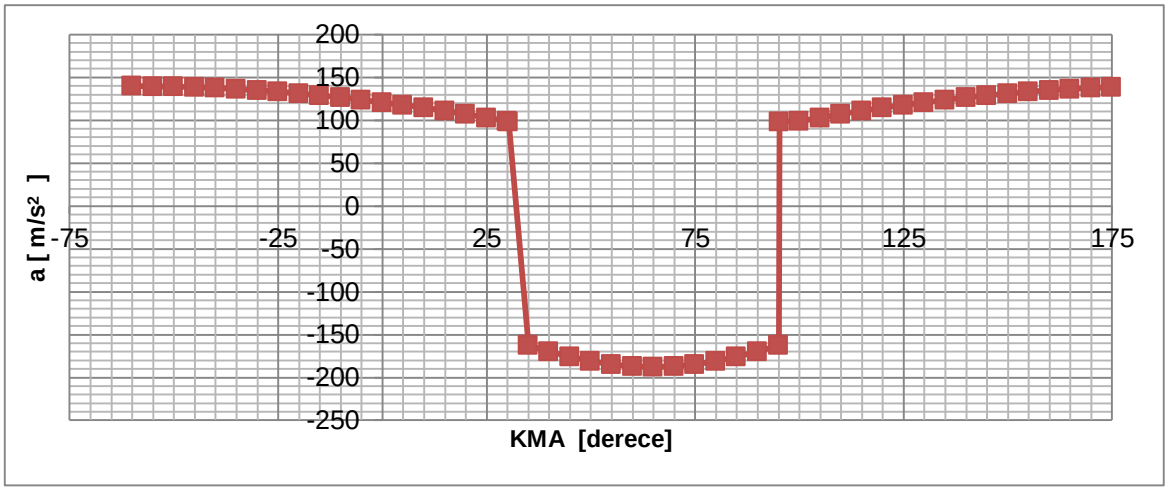
Açılarda ilerleyiş aralığı mümkün olduğunca küçük adımlar şeklinde olmaktadır. Bunun yanı sıra $\phi_1 \; ve \; \phi_2$ değeri gibi bölgesel geçiş değerleri özellikle vurgulanacak şekilde açılardaki adımlar belirlenmiştir.



Şekil 2.32 Emme supabı Kalkma miktarı – KMA



Şekil 2.33 Emme supabı Hızı – KMA



Şekil 2.34 Emme supabı İvmesi – KMA

Görüldüğü üzere emme kam profili eğrileri, egzoz kam profili eğrilerine göre daha farklı bir davranış sergilemektedir. Emme supap kalkma miktarı ile KMA arasındaki ilişkiyi gösteren eğri göz önüne alındığında iç bükey bir yapının meydana geldiği ve etek kısımlarının artıp, tepe kısmının ise azaldığı görülmektedir. Aynı şekilde emme supap ivmesi ile KMA arasındaki ilişkiyi gösteren eğri göz önüne alındığında etek kısımlarının arttığı, çukur bölgesinde ise hızlı bir geçiş olduğu gözlenmektedir. Bu doğrudan temel daire yarıçapı, burun yarıçapı gibi değerlerin sabit kalmasına rağmen h supap kalkma miktarının değiştirilmesiyle ilişkilidir.

Bu grafik sonuçlarından da anlaşılacağı üzere her kalkma miktarı için temel daire yarıçapı, burun yarıçapı, kalkış açısı başta olmak üzere sistem performansını belirleyen değerlerin de yeniden belirlenmesi ve optimizasyonu gerekmektedir.

Bu optimizasyon genelde sistem elemanlarını en fazla zorlayan durum olan maksimum ivmeden minimum ivmeye hızlı bir geçişin yaşandığı sıçrama (acceleration jump) durumunun minimize edilmesiyle yapılmaktadır.

İlerleyen aşamalarda görülebileceği üzere, performans grafiklerini oluşturan değerlerde yaşanan çok ufak değişimler dahi yol, hız, ivme değerlerinde büyük farklılıklara neden olmaktadır. Sanılanın aksine yalnızca maksimum ivmenin oluşmasını engellemek sistemi emniyete almak için yeterli olmayacak olup, asıl üzerinde durulması gereken nokta sıçrama değerinin düşürülmesidir.

Kam Profili Performans Eğrileri Optimizasyonu

Kam profilin performans eğrileri olan supap kalkma miktarı, hız, ivme değerlerinin KMA'ya göre değişimleri incelenecektir. Bu eğrilerin oluşumunu şekillendiren temel daire yarıçapı, burun yarıçapı, kalkış açısı gibi değerler ise sıçrama değerini kıstas alarak optimize edilmeye çalışılacaktır.

Bu performans eğrilerinin oluşumunu etkileyen değerlerin sıçramaya göre değişimini ifade etmek amacıyla, Matlab programı kullanılmış olup, öncelikle kalkma miktarı hız, ivme performans grafikleri elde edilmiş daha sonra ise her bir değişken kendisi dışındaki tüm değişkenler sabit olacak biçimde değiştirilerek sıçrama üzerindeki etkisi grafiksel olarak belirlenmiştir.

Matlab içerisine yazılan kod yapısı, kam profilini meydana getiren bölgeler dikkate alınarak oluşturulmuştur. Temelde iki farklı bölge olan burun ve topuk kısımlarından oluşan kam profili grafiksel olarak ise burun bölgesinden önce, burun bölgesinde ve burun bölgesinden sonra olmak üzere üç temel bölge gibi düşünülebilir. Burun bölgesinden önce ve sonra değer olarak aynı olup yavaşlama ve hızlanma gibi durumlar nedeniyle temel işaret değişikliklerine uğramaktadır. Tüm bu etkiler kod yazımına da aşağıdaki gibi yansımıştır. Egzoz kam profilinin Matlab yardımıyla incelenmesi aşağıdaki gibidir.

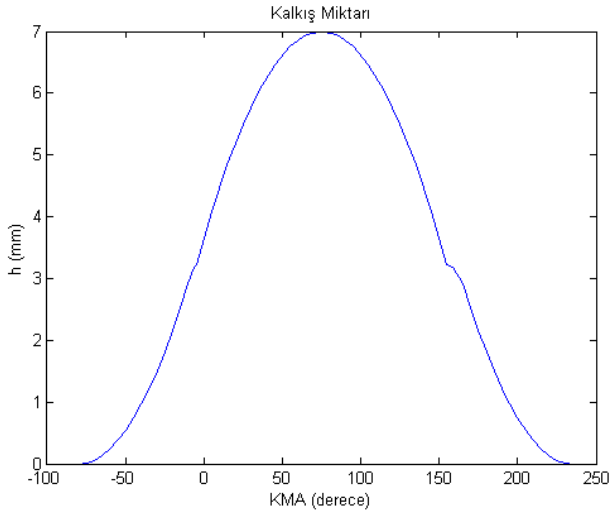
M-file dosyası içerisine Ek A'da ifade edilen kodlar yazılmalıdır.

EK-A'da değinildiği gibi üç farklı bölgeye ayrılarak oluşturulan Matlab kod yapısı aynı eksen üzerinde grafik elde ederek üç bölgeyi tek bölge üzerinde sürekli gösterime tabi tutmak amacıyla matris oluşturulmuştur.

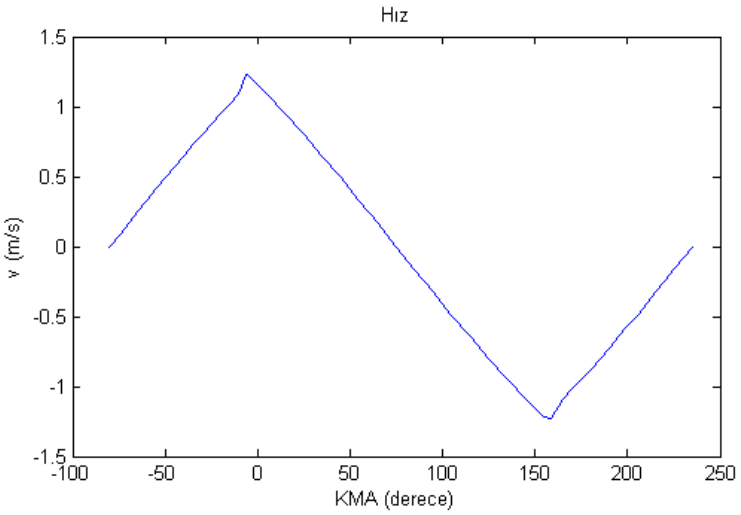
% ifadesi ile kod satırında kısa açıklamalar yazılabilir, sonuç ekranında ise bu açıklamalar gözükmeyecektir.

H, V, A değerleri performans eğrisini meydana getiren supap kalkma miktarı, hız ve ivme değerlerinin üç bölgeden matris aracılığıyla toplanan durumu ifade etmektedir.

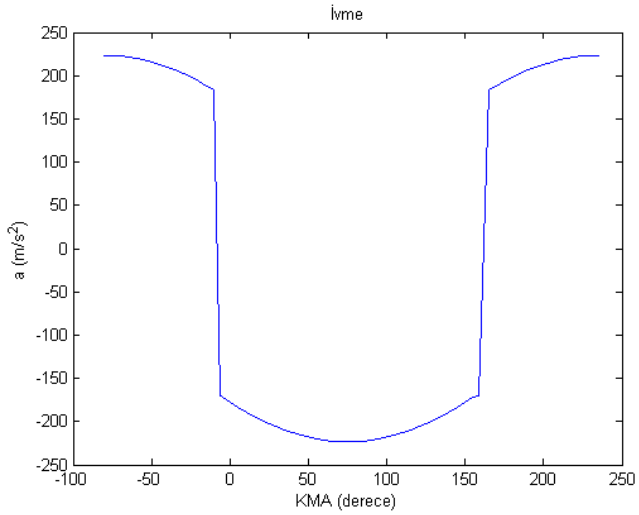
Bu kod yapısı yardımıyla elde edilen grafikler şekil 2.36, şekil 2.37 ve şekil 2.38'deki gibidir; Matlab aracılığıyla elde edilen sonuçlar teorik performans grafikleriyle uyumludur.



Şekil 2.35 Egzoz supabı Kalkma miktarı – KMA / Matlab



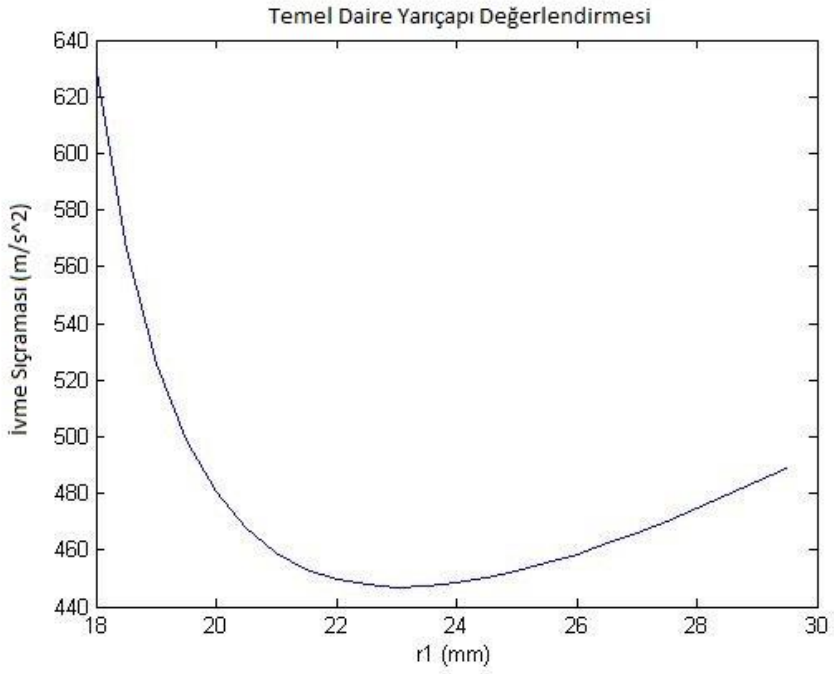
Şekil 2.36 Egzoz supabı Hızı – KMA / Matlab



Şekil 2.37 Egzoz supabı İvmesi – KMA / Matlab

Performans eğrilerini oluşturan tüm değişkenler yine aynı şekilde Matlab aracılığıyla incelenecek olup, bu değişkenlerin optimizasyon kriteri olarak sıçrama değeri belirlenmiştir.

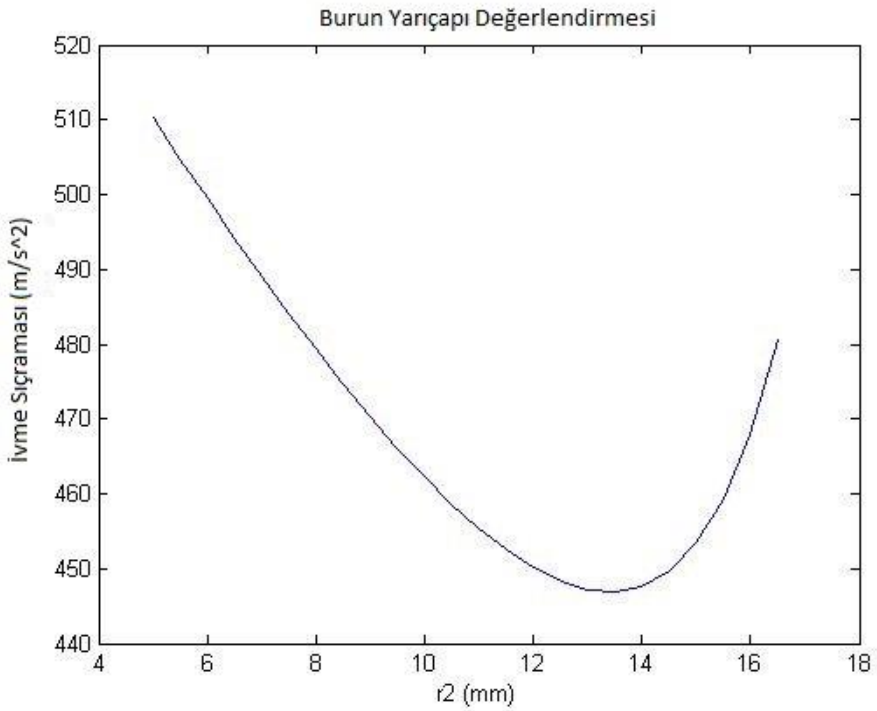
İlk incelenecek olan performans eğrisi kriteri olarak temel daire yarıçapı Matlab aracılığıyla aşağıdaki gibi m-file dosyası içerisine EK-B'deki gibi yazılan kod ile incelenmiştir.



Şekil 2.38 Temel daire yarıçapı-Sıçrama üzerindeki etkisi

Matlab üzerinde yazılan kod ve elde edilen temel daire yarıçapının sıçrama üzerindeki etkisini ifade eden grafik şekil 2.38'de gösterildiği gibidir. Görüldüğü üzere, temel daire yarıçapının belli bir değere kadar artışı sıçrama değerini azaltırken bu değerden sonra temel daire yarıçapını arttırmak sıçrama değerinde artışa neden olmaktadır. Bu eğride gözlenen davranış temelinde minimum sıçrayışı sağlayan temel daire yarıçapı belirlenmelidir. Minimum ivme sıçraması 446,9 $^{m}/_{s^2}$ değerinde elde edilmiş olup buna karşılık gelen optimum temel daire yarıçapı 23mmdir.

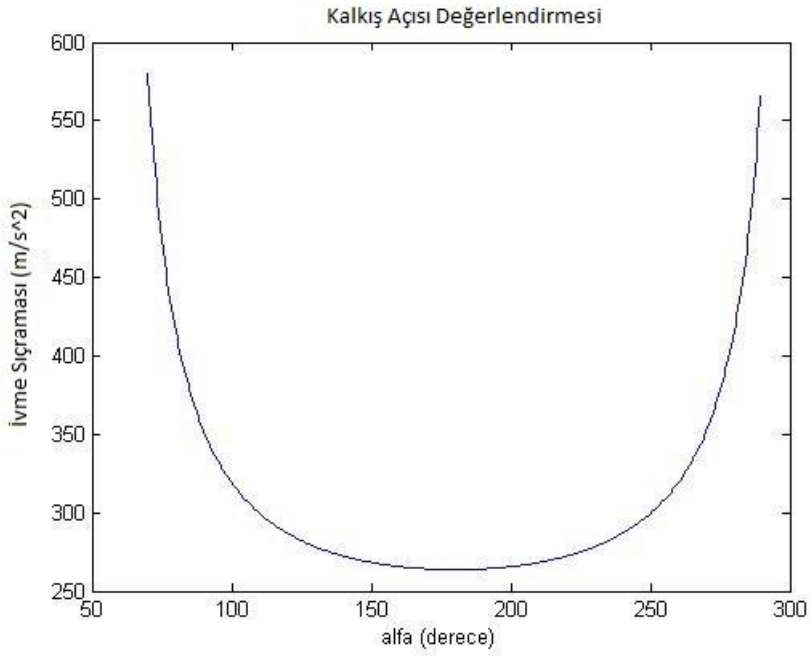
Performans eğrilerini etkileyen bir başka parametre ise burun yarıçapı değeridir. Burun yarıçapının değişimi Matlab içerisinde m-file dosyası içerisine EK-C'deki gibi yazılan kodlar aracılığıyla aşağıda ifade edildiği gibi incelenmiş olup, sıçrama değeri ile burun yarıçapı arasındaki ilişki grafiksel olarak belirlenmiştir.



Şekil 2.39 Burun yarıçapı-Sıçrama üzerindeki etkisi

Şekil 2.39'da elde edilen grafikten de anlaşıldığı üzere, burun yarıçapı değişiminin sıçrama üzerindeki etkisi temel daire yarıçapının sıçrama üzerindeki etkisine benzer niteliktedir. Burun yarıçapı belli bir değere kadar arttığında sıçrama değerinde düşüş gözlenmekte olup, bu değerin ardından burun yarıçapı değerini arttırmaya devam ettiğimizde sıçrama değeri artmaktadır. Bu eğride gözlenen davranış temelinde minimum sıçrayışı sağlayan burun yarıçapı belirlenmelidir. Minimum ivme sıçraması 446,9 $m/_{S^2}$ değerinde elde edilmiş olup buna karşılık gelen optimum burun yarıçapı 13,5mmdir.

Burun yarıçapı ve temel daire yarıçapı gibi performans eğrilerini doğrudan etkileyen parametrelerin sıçrama üzerindeki etkilerinin ortaya konulmasının ardından bir diğer temel öneme sahip kalkma açısının sıçrama üzerindeki etkisi Matlab yardımıyla m-file içerisine EK-D'deki gibi yazılan kod yapısı aracılığıyla şekil 2.40'daki gibi belirlenmiştir.



Şekil 2.40 Kalkış Açısı- Sıçrama Üzerindeki Etkisi

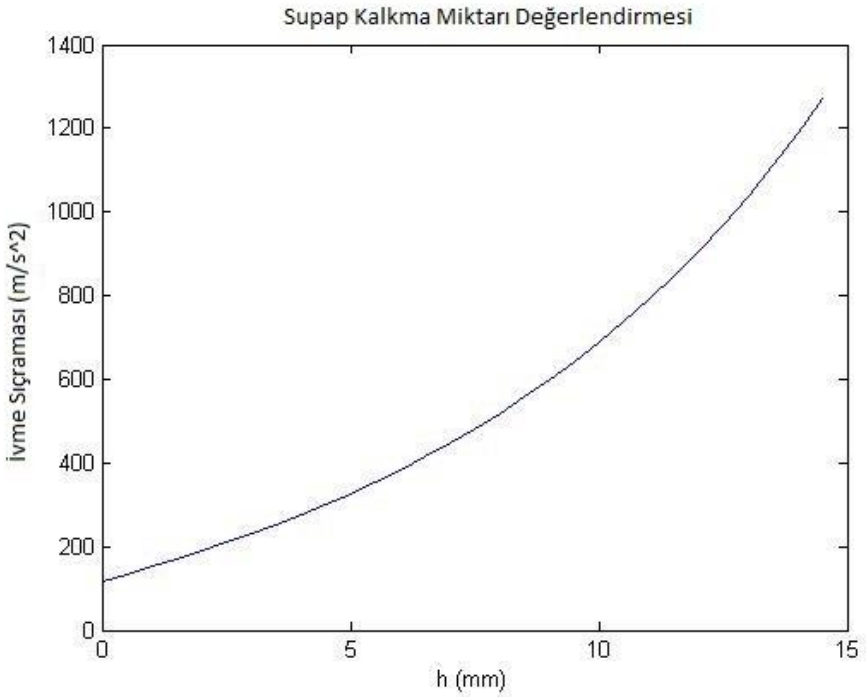
Elde edilen grafikten anlaşılacağı üzere, minimum sıçramanın 180 derece için elde edileceği görülmüştür. Minimum ivme sıçraması 263,7 $^{m}/_{s^2}$ olarak gözlenmektedir. 180 dereceye yaklaştıkça sıçrama miktarı düşüş sergilemekte ve 180 dereceden uzaklaştıkça ise sıçrama miktarının arttığı anlaşılmıştır. Yalnız kalkış açısı açılma ve kapanma avanslarından doğrudan etkileneceğinden dolayı istenilen serbestlikte seçilmesi mümkün olmamaktadır. Genellikle açılma supap avansı, kapanma gecikmesi ile 180 derecenin toplanıp ikiye bölünmesiyle elde edilecek emme ya da egzoz kam açısı değerinin, simetrik supap kullanıldığı durumlar için tekrar ikiye bölünmesiyle elde edilen değer civarında olması arzulanır.

$2\varphi_{\text{emme\&egzoz}} = \frac{(180 + \alpha1 + \alpha2)}{2}$ $\alpha1$ & $\alpha2$ açılma ve kapanma avansları olmak üzere

Kalkış açısı yaklaşık olarak $\frac{(2\varphi_{\text{emme\&egzoz}})}{2}$ civarında olması önerilmektedir.

Tüm bu parametrelerin performans eğrilerine etkileri belirlenirken incelediğimiz parametre dışındaki tüm parametreleri sabit tutuğumuz gibi en temel istenilen değer olarak da h maksimum supap kalkma miktarı belirlenmiştir. Maksimum supap kalkma miktarı motorun kapladığı alanı etkileyen ve performansı şekillendiren temel parametre olduğundan genellikle seçimi yapılan ve diğer ölçüleri şekillendiren & belirleyen bir özelliğe sahiptir. Burada eğer tüm diğer parametreler sabit olup yalnızca

kalkma miktarını değiştirirsek sonuçların nasıl değişeceğini Matlab yardımıyla, m-file içerisine EK-E'deki yazılan kodlardan aşağıdaki gibi elde etmiş olacağız.



Şekil 2.41 Kalkma Miktarı-Sıçrama Üzerindeki Etkisi

Şekil 2.41'deki grafikten de anlaşılacağı üzere, h maksimum kalkma miktarı arttıkça sıçrama değeri de buna bağlı olarak artış göstermektedir. Ancak sıçrama miktarını düşük tutmak amacıyla düşük maksimum kalkma miktarı seçmek her zaman mümkün olmamaktadır çünkü motorun yanma ve volümetrik verimini etkileyen en temel parametrelerin başında supap kalkma miktarı gelmektedir.

Bu performans eğrilerinin ardından, kapsamlı biçimde doğal frekans analizi yapmak amacıyla kütle-yay-sönüm elemanlarından oluşan bir model oluşturulacak olup, Matlab yardımı ile sistem incelenecektir. Bu modelin kurulup, incelemenin yapılabilmesi için supap yaylarının ölçülendirilmesi ve yay katsayılarının hesaplanması gerekmektedir. Sistemin doğal frekans değerleri başta olmak üzere, kam mili üzerinde statik ve dinamik olarak oluşan yükü dolayısıyla kam mili çap değeri gibi birçok önemli parametreyi etkileyen supap yayının boyutlandırılması aşağıda gösterildiği gibi yapılacaktır.

Supap Mekanizması Yay Hesabı ve Malzeme Seçimi

Supap yayları supap mekanizması içerisinde çok önemli görevlere sahiptir. En temel görevi, kam mili aracılığı ile açılan supapların kapatılmasını sağlamak ve kapalı konumdayken gereken sızdırmazlığı temin etmektir. Bu ihtiyaç duyulan sızdırmazlığı sağlamak amacıyla yaylar serbest hallerinden bir miktar sıkıştırılarak konumlarına yerleştirilirler. Bununla beraber supap iticilerinin, supapların, külbütör manivelalarının kam hareketini izlemesini sağlar [2].

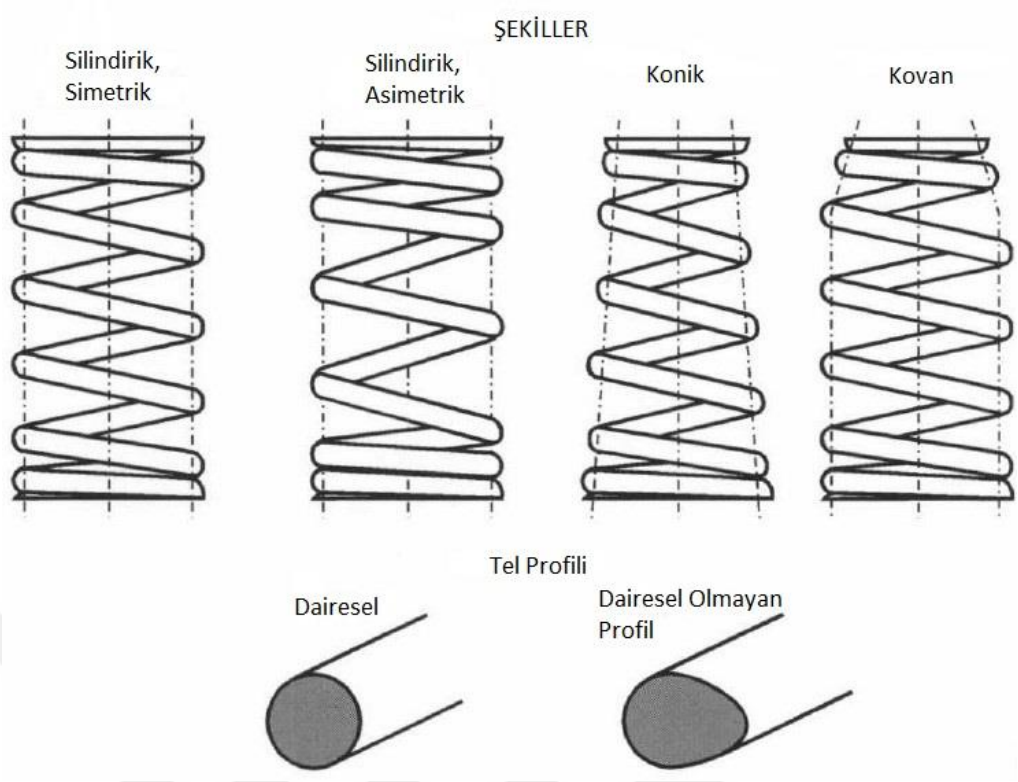
Supap yaylarından istenen özelliklerin başında belirtildiği üzere; supap yayları motorların bütün devirlerinde supapların kam hareketini tam takip edecek kadar yeterli basınca sahip olmalıdır. Fakat supapları, supap yuvalarını ve diğer supap mekanizmalarını aşındıracak kadar da yüksek basınca sahip olmamalıdır [2].

Supap yayları değişik motor devirlerinde çok yüksek ısı karşısında basınçlarını koruyabilecek şekilde yay çeliklerinden helezon şeklinde sarılarak yapılır. Motorun çalışması sırasında su buharı ve zararlı yanma artıklarından etkilenmeden görevlerini sürdürmeleri için yüzeylerine özel boyalar veya vernik sürülür. Bazı motorlarda ise yaylar nikelaj ve kromaj yapılarak pas ve korozyondan korunması amaçlanır.

Supap yaylarının silindir bloğu veya silindir kapağındaki yuvalarına düzgün oturmaları ve aynı zamanda supap yayının, supap yuvasına ve ilgili mekanizma elemanlarına düzgün şekilde basabilmesi için yayların her iki ucu da taşlanmış olmalıdır. Ayrıca supap yaylarının supap sapına bağlanması için çeşitli yay tablaları ve supap tırnakları kullanılmalıdır.

Supap Yayları İçin Kritik Durum Tespiti ve Analizi

Supap yayları çalışma sırasında emme portu kapalı durumdayken, emme supap tablası kısmında oluşan basınç ile egzoz zamanı sırasında silindir içerisinde oluşan basınç farklılıklarının neden olduğu etkilere de direnç göstermelidir. Bu belirtilen durum da supap yaylarını en fazla zorlayan ve yayların önemini ortaya koyan bir diğer unsurdur.



Şekil 2.42 Supap Yay Tipleri

Yaylar için en zorlayıcı görev ise; kam profili üzerinde teması herhangi bir noktada kesmeksizin takip etmesi gerekliliğidir. Elde ettiğimiz ivme-KMA eğrilerinden de anlaşılacağı üzere ivmelenme değerleri pozitif ve negatif biçimde olmakta ve bazı bölgelerde keskin geçişler yaşanmaktadır. Bu geçişlerin olduğu yerler sıçrama bölgesi olarak adlandırılmış olup, önceki bölümlerde bu etkinin azaltılması detaylı bir biçimde incelenmiştir.

Bu sıçrama bölgesi içerisinde meydana gelen durum ana hatlarıyla ifade edilecektir; İvmelenmenin pozitif değerlerde seyrettiği anlarda, kam profilini izleyen tapet de devamlı hızlanır ve temas açısından herhangi bir problem yaşanmaz ancak ivmelenme seyri pozitiften negatif değerlere geçtiğinde, ki bu geçiş oldukça hızlı ve anlık bir biçimde meydana gelmektedir. Bu anda supap hızlanma eğilimini devam ettirmek ister çünkü o sırada hızlanma sırasında kazandığı atalet kuvvetlerinin etkisinde hareket etmektedir. İşte tam bu sırada atalet tesiri altında hızlanma ve açılma eğiliminde olan supap tapeti, kam profilinin yavaşlamasıyla birlikte temas noktalarında ayrılmalar gözlenebilir. Bu ayrılma kısa süreli ve anlıktır, daha sonra tapet hızının azalması ile temas tekrar sağlanmaktadır. Ancak bu temasın kesilmesi ve tekrar sağlanması kısa

süreli ve yüksek ivmelenmelere neden olacak biçimde meydana geldiğinden dolayı atalet kuvvetlerinin artışına neden olmaktadır. Ayrıca parçalar üzerinde ani temas ve ayrılmalar etkisiyle aşınma ve deformasyonların meydana gelmesi söz konusudur.

Bu kesilen temas etkisiyle külbütör ile supap sapı arasında sert temaslar ve çarpma – çarpışmalar gözlenmekte ve bu durum etkisiyle gürültü seviyesi artmaktadır. Ayrıca hareketine kesik kesik devam etmek zorunda kalan supap, emme zamanında yeterince havanın & hava yakıt karışımının içeri alınmasını engelleyerek yanma verimini düşürebileceği gibi egzoz zamanında yanmış gazların dışarıya tahliyesinde yaşanan problemler nedeniyle de verimde düşüş yaşanabilir.

Tüm bu ifade edilen etkiler nedeniyle yay katsayısının tespiti çok önem arz etmektedir. Yay katsayısının belirlenmesinde oluşan en kritik durum dikkate alınmalıdır. En kritik durum olan ivmelenmenin pozitif değerden negatif değere geçerek sıçramaya neden olduğu noktada oluşan atalet kuvvetini yenebilecek kuvvet yay tarafından sağlanmalıdır.

Yay katsayısını hesaplarken, supap mekanizmasında ki bazı elemanların kütlelerinin supap üzerine indirgenmiş olması gerekmektedir.

İndirgenmiş kütlelerin hesabında birçok farklı kaynak farklı hesap yaklaşımları ele alınmaktadır. Bizim üzerinde çalışma yürüttüğümüz supap sistemi I tip motorlarda kullanılan, külbütörün doğrudan supap başına basmayıp, ara köprü elemanı vasıtasıyla temas sağlayan bir yapı olması göz önünde bulundurularak, enerjinin korunumu ilkesi yardımıyla kütle indirgemesi yapılacaktır. Formülasyon aşağıdaki gibi oluşturulmuştur [2], [3], [4], [13].

$$\mathrm{M}_v = \mathrm{m}_v + \frac{m_s}{3} + \frac{m_b}{2} + [(\mathrm{m}_f + \mathrm{m}_{pr})(\frac{l_f}{l_v})^2 + \mathrm{m}_r{}'] \,/\, 2 \qquad (2.31)$$

$$\mathrm{m}_r{}' \cong \frac{\mathrm{m}_r(l_v+l_f)^2}{12{l_v}^2} \qquad (2.32)$$

M_v: Supaplara İndirgenen Kütle

m_v: Supap Kütlesi (Supap, yay tablası, tırnak ile birlikte)

m_s: Yay Kütlesi

m_b: Supap Köprü Kütlesi (Ön Hesaplarda ihmal edildi)

m_f: Tapet Kütlesi

m_{pr}: İtici Çubuk (Tij) Kütlesi

m_r': Külbütör İndirgenmiş Kütlesi

m_r: Külbütör Kütlesi

l_v: Külbütörün Supap Tarafında Kalan Kolu

l_f: Külbütörün Tapet Tarafında Kalan Kolu

Supap mekanizmasında her supap için iki adet yay kullanılması durumunda yukarıdaki formülasyon geçerlidir. İki adet yayın tek bir supap içerisinde kullanılması durumunda, supap ve yay kütleleri değişmeyip, tek külbütör, tij ve tapetin iki yaya aynı anda etkimesi nedeniyle oluşan etki ikiye bölünür. Bazı supap mekanizmalarında iki supap yayı yerine tek supap yayı kullanılabilir.

Bu durumda formülasyon; $\mathrm{M}_v = \mathrm{m}_v + \frac{m_s}{3} + \frac{m_b}{2} + [(\mathrm{m}_f + \mathrm{m}_{pr})(\frac{l_f}{l_v})^2 + \mathrm{m}_r']$ gibi ifade edilmektedir [13].

Supaplara indirgenmiş kütlenin tespitinin ardından, sıçramanın yaşandığı noktada, pozitif ivme değerinden aniden negatif ivme değerine geçiş kıstas alınmakta ve bu yer değiştirme miktarının ve ivmenin dikkate alınmasıyla yay sabitinin tespiti yapılacaktır.

Emme Supabı için Yay Katsayısı Hesabı

Esas alınan motora ait supap-kumanda mekanizmasının ihtiyaç duyulan kütleleri aşağıdaki gibi belirtilerek indirgenmiş kütleler bulunacaktır.

m_v: 0,121kg

m_s: 0,047kg (Teorik olarak ön hesaplarda 0,01kg alınabilir.)

m_f: 0,151kg

m_{pr}: 0,155kg

m_r: 0,221kg

l_v: 35,5mm

l_f: 53,7mm

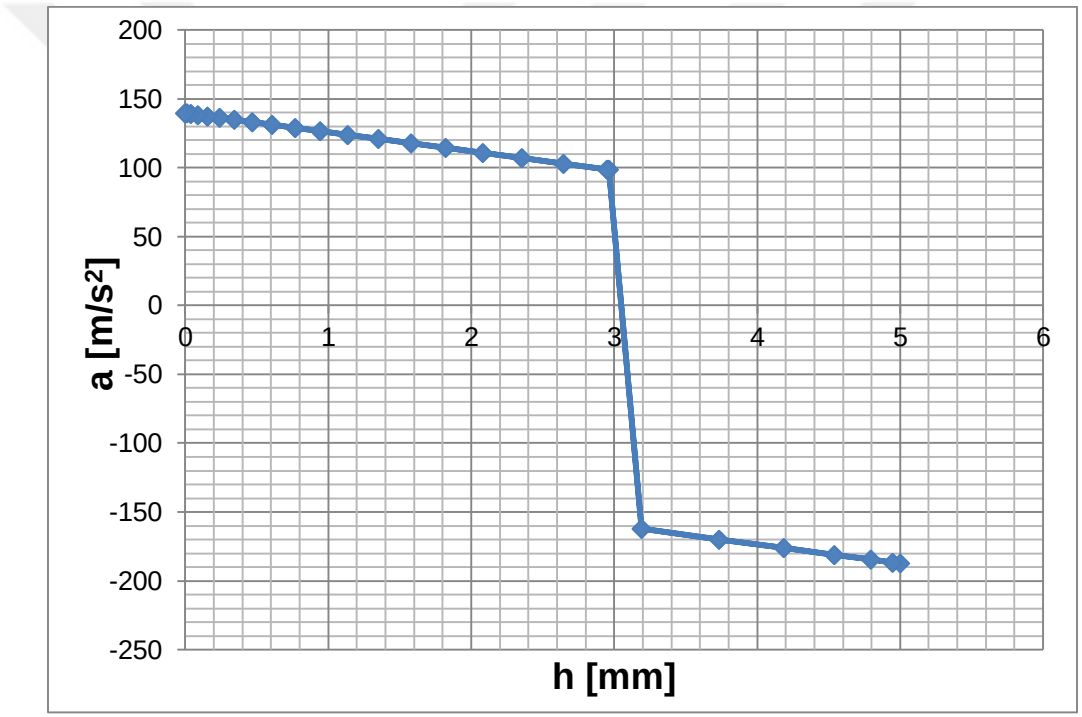
$$m_r' \cong \frac{0{,}221(35{,}5+53{,}7)^2}{12(35{,}5)^2}$$

m_r': 0,116274kg

$$M_v = 0{,}121 + \frac{0{,}047}{3} + [(0{,}151+0{,}155)(\frac{53{,}7}{35{,}5})^2 + 0{,}116274] / 2$$

M_v: 0,544896kg

Supaplar üzerine indirgenen kütlenin tespitiyle birlikte, kritik sıçrama değerini oluşturan pozitif ivme değerinden negatif bölgeye geçen ivmenin karşılığı olan supap kalkma miktarı aşağıda gösterildiği üzere ivme ile supap kalkma miktarı arasındaki grafik yardımıyla belirlenecektir [2],[3], [4], [13].



Şekil 2.43 Emme Supabı Kalkma Miktarı – İvme İlişkisi

Yukarıda elde edilen grafik ve daha önceki bölümlerde elde edilen supap performans değerleri tablolarına göre pozitif ivme değerinden aniden negatif ivme değerine geçiş 2,96218mm supap kalkma miktarının olduğu ve ivme değerinin 98,61478265 m/s2 olduğu noktada gerçekleşmiştir.

Kritik noktada belirlenen ivme değerinin ve supap üzerine indirgenen kütlenin eldesiyle birlikte yay tarafından karşılanması gereken kuvvet aşağıda ifade edilen formül yardımıyla belirlenebilmektedir.

$$\mathrm{F}_s = s.\mathrm{M}_v.\mathrm{a}_c.\frac{l_v}{l_f} \quad (2.33)$$

F_s: Yay tarafından karşılanması gereken kuvvet [N]

a_c: Kritik sıçrama noktası ivmesi [m/s2]

s: Güvenlik Katsayısı

$$\mathrm{F}_s = 1{,}5\mathrm{x}0{,}544896\mathrm{x}98{,}61478265x\frac{35{,}5}{53{,}7}$$

$$\mathrm{F}_s \cong 53N$$

Elde edilen kritik nokta tapet ivmesi yukarıdaki formülde ele alındığı gibi, külbütör kol oranı yardımıyla supap üzerinde supap ivmesine dönüştürülmüş, indirgenmiş kütle ve güvenlik katsayısıyla çarpılarak, yay tarafından karşılanması gereken atalet kuvveti elde edilmiştir.

Bu aşamadan sonra yay katsayısı; yay kuvvetinin sabit olması kabulüyle, yay tarafından karşılanması gereken atalet kuvvetinin yay sıkışma miktarına bölünmesiyle elde edilir.

Yayın sıkışma etkisi: $\mathrm{F}_{\ddot{\mathrm{O}}N}$ olarak adlandırılan ön gerilme kuvveti ve supabın kapalı konumdan açık konuma geçişi nedeniyle meydana gelmektedir.

$\mathrm{F}_{\ddot{\mathrm{O}}N}$, ön gerilme kuvvetinin supap yayları üzerine motorun kurulumu sırasında verilmesinin temel nedeni sızdırmazlığı sağlayarak, özellikle yanma sırasında supap manifoldu içerisi ile silindir içerisi arasında oluşan iç basınç farklılığının meydana getirdiği kuvvetin karşılanmasıdır [5].

Supap yay katsayısının doğru biçimde belirlenmesi oldukça önemlidir. Çünkü yay katsayısının olması gerekenden yüksek miktarda seçilmesi durumunda supap kalkma miktarının artışına paralel olarak, meydana gelen kuvvet değeri artacak ve bu artan yük değerinin sistem elemanları tarafından karşılanması gerekecektir. Bu durum sistem elemanlarının ömründe bir azalma oluşturacağı gibi deformasyon ve hasarlara neden olur. Ayrıca, sert bir biçimde çalışmaya neden olarak yuvanın zamanla aşınmasına ve sızdırmazlığın kaybolmasına ve yanma veriminin düşmesine de neden olur. Sert bir biçimde çalışmanın etkisiyle gürültü seviyesinde de artış gözlenir. Bu durumun aksine yay katsayısının olması gerekenden düşük seçilmesi durumunda ise, özellikle yüksek hızlarda ve kam profili üzerinde geçiş bölgelerinde gecikmeler ve temasın ortadan

kalkması gözlenebilir. Supap ve külbütör arasında kaybolan temas, supapların zamanında açılıp kapanmasına engel teşkil eder ve yanma veriminin düşmesine neden olur. Ayrıca elemanlar arasında istenmeyen çarpışmalara neden olarak parçaların hasar görmesine neden olabilmektedir.

Yay katsayısına müdahil olabilmek için başlangıçta oluşturulacak olan ön sıkıştırma miktarının değiştirilmesi gerekmektedir. Çünkü diğer parametre olan supap katsayısı üzerinde etkiye sahip olan supap kalkma miktarı, tasarımın ardından bizim müdahale edebileceğimiz bir parametre değildir. Formülden de görülebileceği üzere, ön sıkışma miktarı arttıkça yay katsayısı azalmakta, sıkışma miktarı azaldıkça ise yay katsayısı artmakta dolayısıyla aralarında ters orantı olduğu anlaşılmaktadır [5], [6].

$\mathrm{F}_s = \mathrm{k}_s . \mathrm{x}_s$ olmak üzere, (2.34)

$\mathrm{k}_s = \mathrm{F}_s$ / x_s olacak biçimde düzenlenir.

k_s: Supap yay katsayısı [N/mm]

x_s: Supap yayı toplam yer değiştirmesi [mm]

Supap yayı toplam yer değiştirme değeri, supabın sıçrama başlangıcında kalkma miktarı ile ön sıkıştırma miktarının toplamını ifade etmektedir.

Supap ön sıkışma miktarı 10 mm olarak kabul edilmiştir. Bu durumda;

x_s= 10 + 2,96218 = 12,96218mm olarak hesaplanmaktadır.

$\mathrm{k}_s = 53$ / 12,96218

$\mathrm{k}_s \cong 4{,}0888\ [\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}}]$ olarak hesaplanmıştır. Bu yay katsayısı kıstas alınarak supap yayının boyutlandırılması yapılabilir.

Egzoz Supabı için Yay Katsayısı Hesabı

Esas alınan motora ait supap-kumanda mekanizmasının ihtiyaç duyulan kütleleri aşağıdaki gibi belirtilerek indirgenmiş kütleler bulunacaktır.

m_v: 0,127kg

m_s: 0,047kg (Teorik olarak ön hesaplarda 0,01kg alınabilir.)

m_f: 0,151kg

m_{pr}: 0,155kg

m_r: 0,244kg

l_v: 45,65mm

l_f: 69,8mm

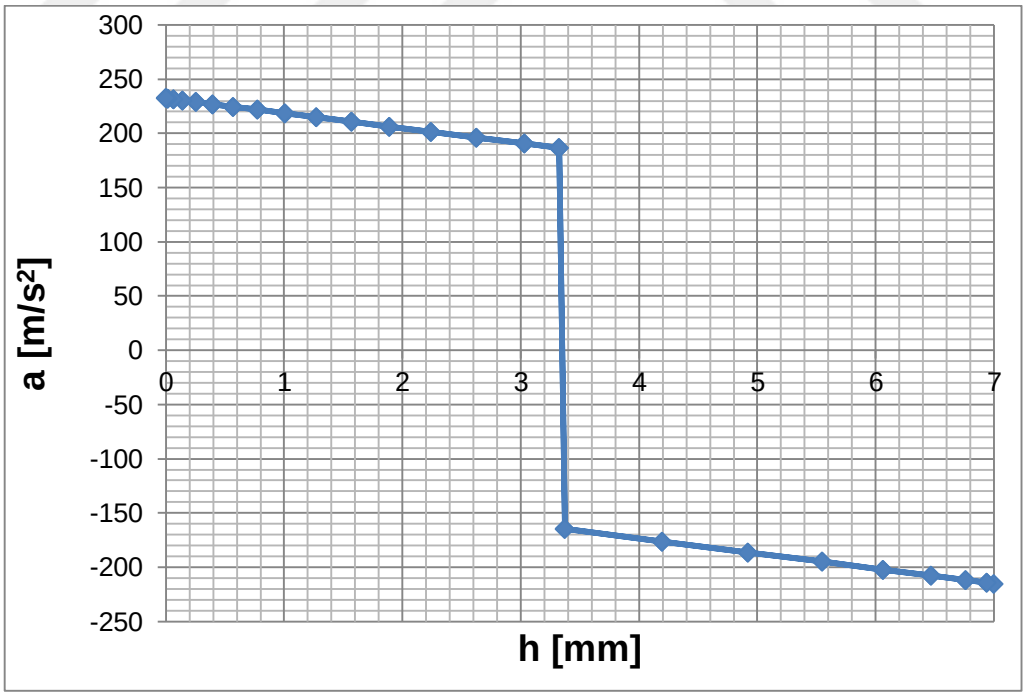
$$m_r' \cong \frac{0{,}244(45{,}65 + 69{,}8)^2}{12(45{,}65)^2}$$

m_r': 0,130051kg

$$M_v = 0{,}127 + \frac{0{,}047}{3} + [(0{,}151 + 0{,}155)(\frac{69{,}8}{45{,}65})^2 + 0{,}130051] / 2$$

M_v: 0,565393kg

Supaplar üzerine indirgenen kütlenin tespitiyle birlikte, kritik sıçrama değerini oluşturan pozitif ivme değerinden negatif bölgeye geçen ivmenin karşılığı olan supap kalkma miktarı aşağıda gösterildiği üzere ivme ile supap kalkma miktarı arasındaki grafik yardımıyla belirlenecektir.



Şekil 2.44 Egzoz Supabı Kalkma Miktarı – İvme İlişkisi

Yukarıda elde edilen grafik ve daha önceki bölümlerde elde edilen supap performans değerleri tablolarına göre pozitif ivme değerinden aniden negatif ivme değerine geçiş

3,326mm supap kalkma miktarının olduğu ve ivme değerinin 186,3907581 m/s2 olduğu noktada gerçekleşmiştir.

Kritik noktada belirlenen ivme değerinin ve supap üzerine indirgenen kütlenin eldesiyle birlikte yay tarafından karşılanması gereken kuvvet aşağıda ifade edilen formül yardımıyla belirlenebilmektedir.

$$\mathrm{F}_s = s.\,\mathrm{M}_v.\,\mathrm{a}_c.\frac{l_v}{l_f}$$

F_s: Yay tarafından karşılanması gereken kuvvet [N]

a_c: Kritik sıçrama noktası ivmesi [m/s2]

s: Güvenlik Katsayısı

$$\mathrm{F}_s = 1{,}5\mathrm{x}0{,}565393\mathrm{x}186{,}3907581x\frac{45{,}65}{69{,}8}$$

$$\mathrm{F}_s \cong 105N$$

$\mathrm{F}_s = \mathrm{k}_s.\,\mathrm{x}_s$ olmak üzere,

$\mathrm{k}_s = \mathrm{F}_s$ / x_s olacak biçimde düzenlenir.

k_s: Supap yay katsayısı [N/mm]

x_s: Supap yayı toplam yer değiştirmesi [mm]

Supap yayı toplam yer değiştirme değeri, supabın sıçrama başlangıcında kalkma miktarı ile ön sıkıştırma miktarının toplamını ifade etmektedir.

Supap ön sıkışma miktarı 10 mm olarak kabul edilmiştir. Bu durumda;

x_s= 10 + 3,326 = 13,326mm olarak hesaplanmaktadır.

$$\mathrm{k}_s = 105 \text{ / } 13{,}326$$

$\mathrm{k}_s \cong 7{,}8793\ [\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}}]$ olarak hesaplanmıştır. Bu yay katsayısı kıstas alınarak supap yayının boyutlandırılması yapılabilir.

Yayların Supap Üzerinde Konumlandırılması

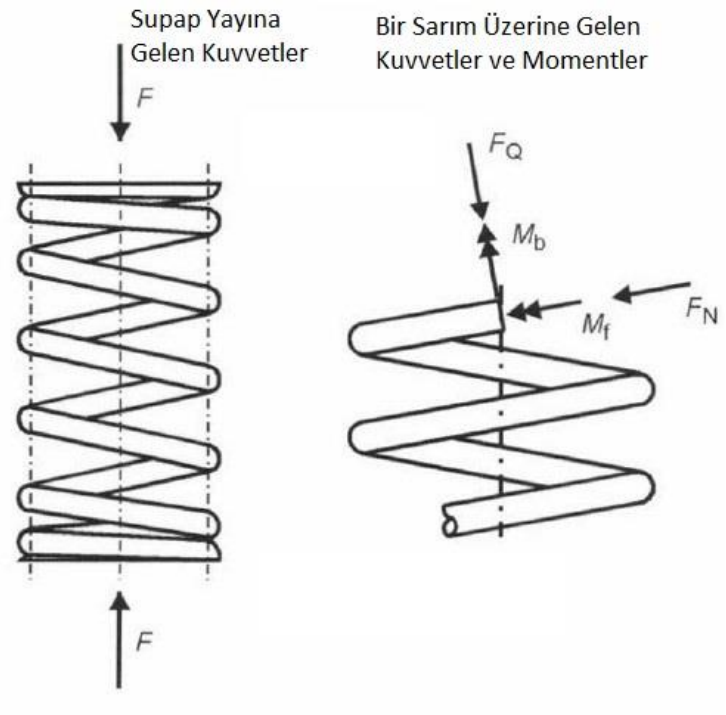
Her motorda supabın boyutlarına, sıkıştırma ve iş zamanlarındaki basınca göre supap yayının basınç değeri de değişiklik gösterir. İstenilen basınç tek yayla sağlanabildiği gibi,

bazen de daha yüksek basınç sağlayabilmek için daha kalın yay kullanılması gerekir. Yüksek basınçlı tek yay, supabı sert biçimde açıp kapadığı için özellikle supap yuvaları çok çabuk aşınmaktadır. Bunu önlemek ve supapların daha yumuşak açılıp kapanmalarını sağlamak için aynı basıncı sağlayan daha ince yay çeliklerinden yapılmış iç içe geçmiş 2 yay kullanılmalıdır. Ancak bu yayların çalışırken birbirine karışmalarını önlemek için yay sarımları birbirinin aksi yönde olmalıdır. Motorun çalışması sırasında supap yaylarının yüksek ısıdan etkilenmemesi için bir tarafı daha sık sarımlı olarak yapılır. Genel kural olarak bu daha sık sarımlı yay yanma odası kısmına gelecek şekilde yerleştirilir.

Yay katsayılarının bulunmasının ardından supap yaylarının boyutlandırılması aşağıda ifade edildiği gibi yapılacaktır.

Supap Yaylarının Boyutlandırılması

Daha önceden de değinildiği üzere incelediğimiz motorda, emme supabıyla egzoz supabının maksimum kalkma miktarları dahil bir çok özelliği aynıdır, yalnızca iç bükey-dış bükey kam profil yapılarının karşılaştırılıp anlaşılabilmesi ve kalkma miktarındaki değişimin supap performansına nasıl etki ettiğini görebilmek amacıyla emme supabı kalma miktarı değiştirilmişti. Bu yapıların aynı olması temelde doğacak atalet kuvveti gibi değerlerin de aynı olmasına neden olacaktır. Yalnızca egzoz supabının daha fazla ısıl gerilmeye maruz kalacağı öngörülerek malzeme seçiminde egzoz supabının ısıl dayanımı kıstas alınacaktır. Tüm bu nedenlerden dolayı, egzoz supabı ve emme supabı için aynı özellikte olan yay kullanılacak olup, motordaki gerçek değerleri kıstas alarak oluşturulan egzoz supabının verileri kullanılarak supap yayı boyutlandırılması yapılacaktır.



Şekil 2.45 Supap Yay Üzerine Etkiyen Kuvvetler

Belirlediğimiz yay kuvveti, yay üzerine bası şeklinde etki etmektedir. Bu bası kuvveti yayın sarımlarında burulma gerilmesine sebep olmakta ve yayı sarım ekseninde dönmeye zorlamaktadır. Oluşan bu gerilmenin müsaade edilen sınır değer altında kalması gerekir [2], [3].

Oluşan burulma gerilmesi aşağıda ifade edildiği gibi hesaplanır:

τ: Yay Sarımlarında oluşan Burulma Gerilmesi $[\frac{N}{mm^2}]$

F_s: Yay tarafından karşılanması gereken kuvvet [N]

D_s: Yay Ortalama Çapı [mm]

d_w: Yay Tel Çapı [mm]

k: Gerilme Düzeltme Faktörü

$$\tau = \frac{8.D_s.F_s}{\pi.{d_w}^3} \quad (2.35)$$

Burulma gerilmesi formülasyonunda bilinmeyen değerler aşağıda ifade edildiği gibi belirlenerek ilk aşamada yay tel çapı değeri bulunacaktır.

τ_{em}: 450MPa (50CrV4 Yay Çeliği İçin)

D_s: 23mm (Supap sapı çap değeri göz önüne alınarak, ön hesap için)

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{8.D_s.F_s}{\pi.\tau_{em}}} \quad (2.36)$$

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{8 \text{ x } 23 \text{ x } 105}{\pi \text{ x } 450}} = 2{,}39082\text{mm}$$

$d_w \cong$ 2,4mm olarak belirlenmiştir.

k gerilme düzeltme faktörü özellikle zor şartlar altında, 10.000.000 çevrimden fazla değişken yük altında, çalışması durumunda dikkate alınmalıdır.

Bergstrasser tarafından yük altında kalan yayın gerilme üzerinde etkisini ortaya koymaktadır. Aşağıdaki formülde ifade edildiği gibi bir k çarpanı etkimektedir.

$$\tau = k.\frac{8.D_s.F_s}{\pi.{d_w}^3}$$

k çarpanı birçok farklı biçimde formüle edilmekle birlikte, bası etkisinde zor şartlar altında çalışan yaylar için aşağıda ifade edilen biçimde ifade edilebilir.

$$k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0{,}615}{c} \quad (2.37)$$

Formülde ifade edilen c değeri:

$c = \frac{D_s}{d_w}$ şeklinde bulunur.

$c = \frac{23}{2{,}4} = 9{,}583$

Bulunan değer k formülünde yerinde yazılarak k elde edilir.

$k = \frac{4x9{,}583-1}{4x9{,}583-4} + \frac{0{,}615}{9{,}583} = 1{,}1515$

elde edilen değerler maksimum burulmayı bulabilmek amacıyla gerilme denklemine aşağıdaki gibi yazılır:

$$\tau_{maks} = k.\frac{8.D_s.F_s}{\pi.{d_w}^3} = 1{,}1515 \text{ x } \frac{8 \text{ x } 23 \text{ x } 105}{\pi.2{,}4^3} \cong 512\text{Mpa} \quad (2.38)$$

$\tau_{maks} \cong 512$Mpa hesaplanan değeri $\tau_{em} = 450$Mpa sınır değerini aşması nedeniyle d_w yay tel çapı değerinin arttırılmasına ihtiyaç duyar çünkü bu gerilme etkisi altında belli bir çalışma süresi sonunda deforme olup işlevini yerine getiremez hale gelecektir.

$d_w = 3$ mm kabulüyle hesaplar tekrarlanacak olursa;

c = $\frac{23}{3}$ = 7,666

k = $\frac{4x7,666-1}{4x7,666-4} + \frac{0,615}{7,666}$ = 1,1927

$\tau_{maks} = k. \frac{8.D_s.F_s}{\pi.{d_w}^3}$ = 1,1927 x $\frac{8 \text{ x } 23 \text{ x } 105}{\pi.3^3} \cong$ 272Mpa

$\tau_{maks} \cong 272$Mpa hesaplanan değeri $\tau_{em} = 450$Mpa sınır değerinin altında kalmakta, ayrıca s = $\frac{\tau_{em}}{\tau_{maks}}$ emniyet katsayısı değeri ≅1,65 olarak elde edilmiştir.

Sarım sayısı yayın boyunu hesaplamamız için en temel parametredir. Aşağıda gösterilen formüldeki gibi hesaplanmaktadır.

i: Yay sarım sayısı

f_{maks} : Yay üzerinde yaşanabilecek maksimum çökme [mm]

G: Yay kayma modülü [G=83000 Mpa]

f_{maks} : Sistem çalışmadan önce sisteme verilmesi gereken ön sıkışma miktarı 10mm olarak belirlenmişti. Supap kalkma miktarının maksimum değeri ise 7mm olması nedeniyle yay üzerinde yaşanan maksimum çökme bu değerlerin toplamı olup 17mmdir.

$i = \frac{d_w.f_{maks}.G}{\pi.{D_s}^2.\tau}$ formülü yardımıyla; (2.39)

$i = \frac{3 \text{ x } 17 \text{ x } 83000}{\pi \text{ x } 23^2.272}$ = 9,3690 olarak hesaplanır.

Hesaplama sonucuna göre: i sarım sayısı 10 olarak seçilmiştir.

Serbest durumdaki supap yaylarının boyu sarım sayısının hesaplanmasının ardından aşağıdaki gibi bulunabilir:

H: Supap yayı serbest boyu

Δ: Sıkışmış durumda yer alan yaylar arasındaki boşluk (0,2…0,55)mm arasında alınabilir.

i^n: Sıkışmaya aktif olarak katılmayan sarım sayısı (1&2) olduğu gözlenmektedir.

H = $(d_w + \Delta)$ i+f_{maks} +i^n d_w (2.40)

H = $(3 + 0,5)\ x$ 10+17+2 x 3 = 58mm

Olarak hesaplanmasının ardından yayın ana boyutları olan serbest yay uzunluğu, yay tel çapı, yay sarım sayısı, yay ortalama çap değeri tespit edilmiş olmaktadır. Yay serbest boyunu belirlerken bu değerin motor boyuna, hacmine doğrudan etki edebilmesi nedeniyle çok yüksek serbest uzunluk değerinden kaçınılması gerekebileceği unutulmamalıdır.

Yayların Doğal Frekansı

Yayların ana boyutlandırmasının yapılmasının ardından, çalışma sırasında supap düzeneğinin doğal frekans değeriyle supap yay frekans değerinin çakışmaması, olası rezonans ve gürültü oluşumunun engellenebilmesi için önem teşkil etmektedir. Bu nedenle de aşağıdaki gibi yay doğal frekansı hesaplanmalıdır:

$w_{spring} = \frac{21{,}7x10^6 x d_w}{i \, .D_s{}^2}$ yay frekansı formülünde değerler yerine yazıldığında, (2.41)

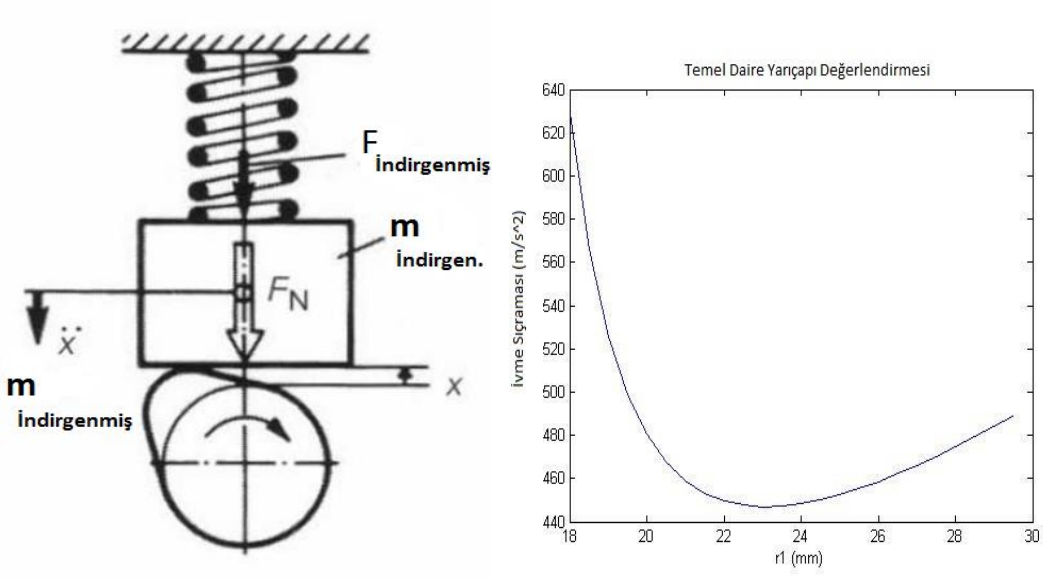
$w_{spring} = \frac{21{,}7 \; x \; 10^6 \; x \; 3}{10 \; .23^2}$ = 56710,7750 [1/dak]

$w_{spring} = 945{,}1795$ [rad/s] olarak hesaplanır.

Kam doğal frekans değeri ise $w_{kam} = 117{,}8097245$ [rad/s] olduğundan dolayı doğal frekans değerlerinde bir çakışma olmayıp[$w_{spring} \neq w_{kam}$], rezonans açısından bir problem oluşturmayacağı düşünülebilir [2], [3].

Kam Mili Çapının Hesabı ve Supap Performansı Üzerine Etkileri

Önceki bölümlerde supap performansı üzerinde doğrudan etkili olan parametrelerden temel daire yarıçapının sıçrama üzerindeki etkisi incelenmiş olup, aralarındaki ilişkiyi gösteren grafik elde edilmişti. Bu ilişkiye göre özellikle 23mm temel daire yarıçapından sonra yarıçap değerinde yaşanan artış sıçrama değeri üzerinde tekrar bir artışa neden olmakta ve negatif bir etki yapmaktadır. Bu durumda minimum sıçramayı sağlayan 22mm civarında temel daire yarıçapının seçilmesinin gerekliliği açık bir şekilde görülmektedir.



Şekil 2.46 Kam Miline Etkiyen Kuvvetler ve Temel Daire Üzerine Etkisi

Ancak temel daire çapı, kam mili çap değerine bağlı olarak şekillenen bir değer olduğundan her zaman bu optimum değer sağlanamayabilir. Çünkü sistemin karşılaştığı kuvvetler nedeniyle kam mili üzerinde oluşan gerilme, kam mili çapının arzulanan değerden daha büyük bir değer seçilmesine neden olup, bu durumda da temel daire çapının daha büyük seçilmesi söz konusu olabilir. Bu nedenle kam mili çap değeri mukavemet analizleri yardımıyla tespit edilmeli ve seçilen temel dairenin uygunluğu kontrol edilmelidir. (Temel daire yarıçapı r_1 herzaman kam mili yarıçapı r_c'den büyük olmalıdır.)

Kam miline, öncelikle kam profili ile tapet teması aracılığıyla gelen kuvvet belirlenmelidir. Kam miline kütle ve kuvvet indirgenmesi şekil 2.46'da gösterilen temel mantıkla oluşturulmalıdır. Bu oluşan kuvvet maksimum ivme değeri göz önüne alındığında sistem için kritik durum meydana geleceğinden, maksimum ivme durumundaki kuvvet etkisi incelenecektir.

Emme ve egzoz olmak üzere iki adet tapet etkisi söz konusu olup kurulacak olan statik analiz modeli bu durumu dikkate almalıdır. Hem emme supabı tapeti hem de egzoz supabı tapetinin ikisinin birlikte aynı dikey yönde maksimum kuvvet meydana getirme olanağı olmamasına rağmen kritik durumun incelenebilmesi adına sanki bu etki söz konusuymuş gibi modelde ele alınacaktır [2], [3], [7].

$a_{C_{maks}}$; Kam profilinde oluşan maksimum ivme değerleri performans grafikleri yardımıyla daha önceki kısımlarda tespit edilmişti. Negatif ya da pozitif olmasına bakılmaksızın mutlak değerce en büyük değerler formülde yerine yazılarak, emme ve egzoz $F_{N\ emme\ \&\ egzoz}$ temas kuvvetleri belirlenecektir.

Emme Kam Profili Maksimum Değerleri:

Emme kam profili üzerinde temel bölgeler olan burun ve ökçe kısımda oluşan maksimum ivme, hız ve alınan yol değerleri aşağıdaki tablolarda ifade edilmiştir.

Tapet ile Kam Profili Teması Temel Daire Üzerinde		
hmax: (R-r1)*(1-cosϕ1)	2,962176	
vmax: (R-r1)*wkam*sinϕ1	0,840245	(Burun kısmında max.)
amax: (R-r1)*wkam^2*cosϕ1	139,7272	Açı azaldıkça ivme artar!!!

Şekil 2.47 Emme Kam Profili Temel Daire Üzerinde Maksimum Performans Değerleri

Tapet ile Kam Profili Teması Burun Üzerinde		
hmax: OQ*cosϕ2+r2-r1	4,794905	Burnun tepe noktası
vmax: -wkam*OQ*sinϕ2	0,840245	(Burun tepesinde min.)
amax: -wkam^2*OQ*cosϕ2	-184,522	(Burun tepesinde max yavaşlama ivmesi.)

Şekil 2.48 Emme Kam Profili Burun Üzerinde Maksimum Performans Değerleri

Egzoz Kam Profili Maksimum Değerleri:

Egzoz kam profili üzerinde temel bölgeler olan burun ve ökçe kısımda oluşan maksimum ivme, hız ve alınan yol değerleri aşağıdaki tablolarda ifade edilmiştir.

Tapet ile Kam Profili Teması Temel Daire Üzerinde		
hmax: (R-r1)*(1-cosϕ1)	3,325999	
vmax: (R-r1)*wkam*sinϕ1	1,180426	(Burun kısmında max.)
amax: (R-r1)*wkam^2*cosϕ1	232,5527	Açı azaldıkça ivme artar!!!

Şekil 2.49 Egzoz Kam Profili Temel Daire Üzerinde Maksimum Performans Değerleri

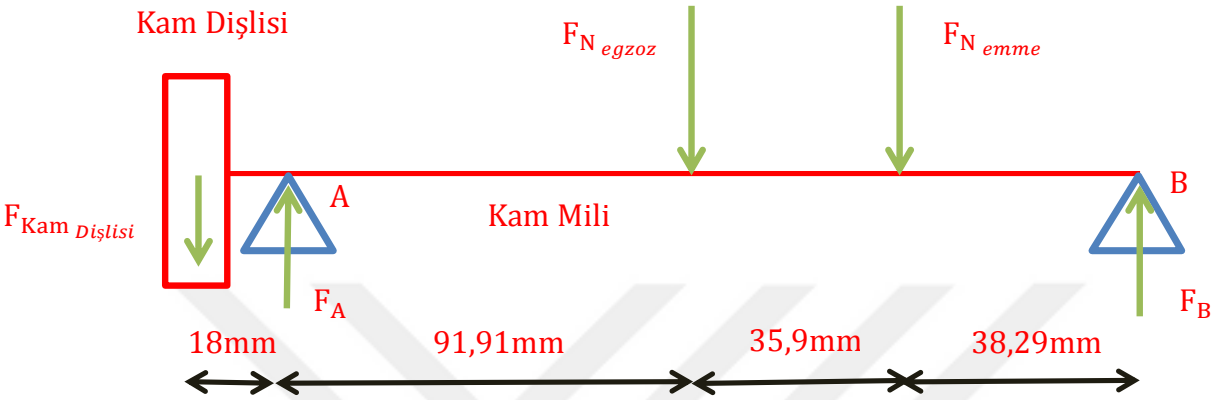
Tapet ile Kam Profili Teması Burun Üzerinde		
hmax: OQ*cosϕ2+r2-r1	7	Burnun tepe noktası
vmax: wkam*OQ*sinϕ2	1,180426	(Burun tepesinde min.)
amax: -wkam^2*OQ*cosϕ2	-215,127	(Burun tepesinde max yavaşlama ivmesi.)

Şekil 2.50 Egzoz Kam Profili Temel Daire Üzerinde Maksimum Performans Değerleri

$$F_{N\ emme\ \&\ egzoz}: M_v . a_{C_{maks}} + F_s . \frac{l_f}{l_v} \quad (2.42)$$

$$F_{N\ emme}: 0{,}54489\ x\ 184{,}52 + 53\ x\ \frac{53{,}7}{35{,}5} \cong 180{,}7N$$

$$F_{N\ egzoz}: 0{,}565393\ x\ 232{,}553 + 105\ x\ \frac{69{,}8}{45{,}65} \cong 292{,}03N$$



Yukarıda şematik olarak kam mili, kam dişlisi ve kam profilleri temas noktaları vasıtasıyla ortaya çıkan temas kuvvetleri, yataklamalar ve bunların birbirlerine olan mesafeleri ifade edilmiştir.

Kam dişlisinin kütlesi 1,812kg kendi salt kütlesi olup, tırnak vb. gibi yardımcı elemanların kütlesi olan 0,247kg da dikkate alındığında toplam kütle 2,059kg olarak dikkate alınır.

Kam dişlisinin kütlesinin yerçekimi etkisiyle birlikte oluşturduğu ağırlık sistem üzerine aşağıda ifade edildiği gibi etkimektedir.

$$F_{Cam\ Gear} = G_{Cam\ Gear} = m\ x\ g = 2{,}059kg\ x\ 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 20{,}198N \quad (2.43)$$

Kam mili ağırlığı ise 1,813kg olarak motor verilerinden elde edilmiştir. Ön hesaplarda kam profilinin homojen olmayan yapısı ve statik analizde oluşan kuvvetin görece daha düşük kalması nedeniyle kam mili ağırlığı ihmal edilecektir.

$\sum F_Y$=0 olmak üzere düşey yöndeki kuvvetlerin dengesinden:

$$F_{N\ egzoz} + F_{N\ emme} + F_{Cam\ Gear} = F_A + F_B \text{ elde edilir.} \quad (2.44)$$

Burada F_A ve F_B kuvvetleri A ve B mesnet noktasında meydana gelen reaksiyon kuvvetleridir.

$F_A + F_B$ = 292,03N +180,7N + 20,198N =492,928N

$\sum$ M=0 olmak üzere sistem üzerinde moment dengesinden hareketle:

$\sum M_B$=0 için, B noktasına göre moment dengesi yazılırsa:

F_A x 166,1 = $F_{N\ egzoz}$ x 74,19 + $F_{N\ emme}$ x 38,29 + $F_{Cam\ Gear}$ x 184,1

F_A = (292,03 x 74,19 + 180,7 x 38,29 + 20,198 x 184,1) / 166,1

F_A = 194,480N olarak bulunur. F_A değeri kuvvet dengesi denkleminde yerine yazılarak F_B değeri elde edilecektir.

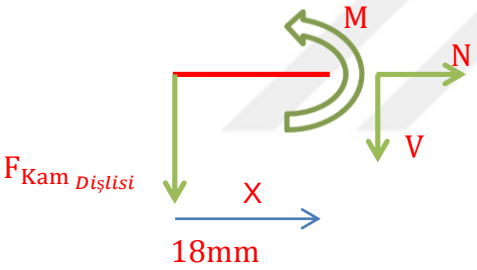
$F_A + F_B$ = 492,928N

F_B = 492,928N - F_A = 492,928N - 194,480N

F_B = 298,448N olarak bulunur.

Sistemin kuvvetlerinin bulunmasının ardından kesit tesir etkileri incelenecektir:

I. Bölge



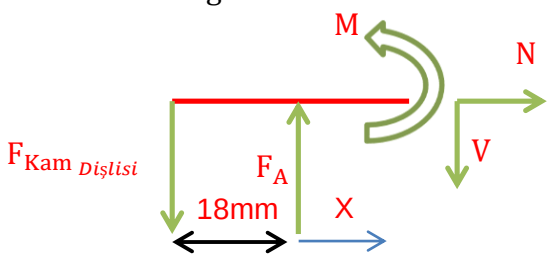
V = - $F_{Cam\ Gear}$ = - 20,198N Kesme Kuvveti (2.45)

N = 0 (2.46)

M = - $F_{Cam\ Gear}$ x = -20,198N 18mm = -363,564Nmm (2.47)

$0 \leq x \leq 18$

II. Bölge



V = F_A - $F_{Cam\ Gear}$ = 194,480N – 20,198N = 174,282N Kesme Kuvveti

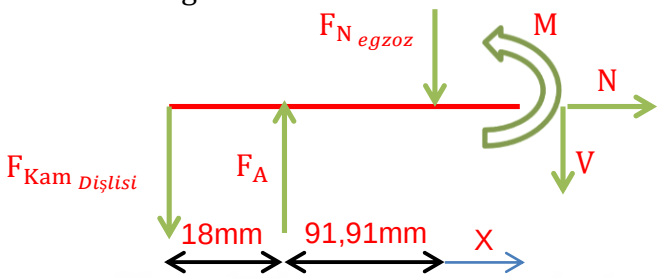
N = 0

M = $- F_{Cam\ Gear}$ (x +18) + F_A x = -20,198N (18mm+91,91mm) + 194,480N 91,91mm

M = 15654,694Nmm

$0 \leq x \leq 91{,}91$

III. Bölge



V = F_A - $F_{Cam\ Gear}$ - $F_{N\ egzoz}$ = 194,480N – 20,198N – 292,03N = -117,748N Kesme Kuvveti

N = 0

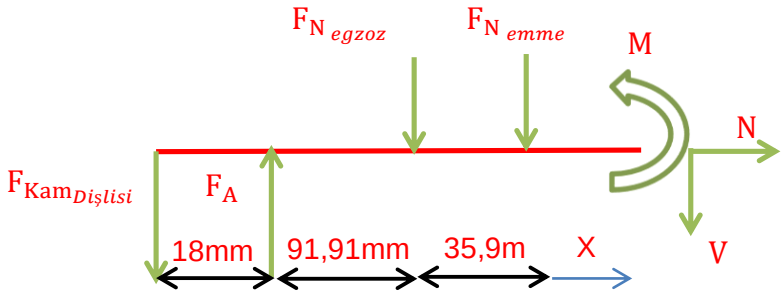
M = $- F_{Cam\ Gear}$ (x +109,91) + F_A (x + 91,91) - $F_{N\ egzoz}$ x

M = -20,198N (35,9 + 109,91) + 194,480N(35,9 + 91,91) – 292,03N 35,9mm

M = 11427,541Nmm

$0 \leq x \leq 35{,}9$

IV.Bölge



V = F_A - $F_{Cam\ Gear}$ - $F_{N\ egzoz}$ - $F_{N\ emme}$ = 194,480N – 20,198N – 292,03N – 180,7N

V = -298,448N Kesme Kuvveti

N = 0

M = $- F_{Cam\ Gear}$ (x +145,81) + F_A (x + 127,81) - $F_{N\ egzoz}$ (x + 35,9) - $F_{N\ emme}$ x

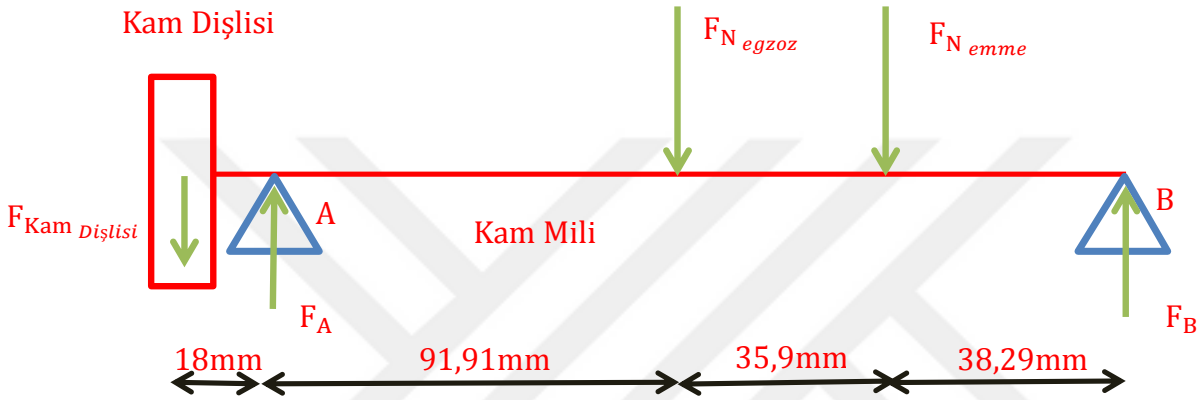
M = - 20,198N (38,29 + 145,81) + 194,480N (38,29 +127,81) – 292,03N (38,29 + 35,9) – 180,7N 38,29 = 0

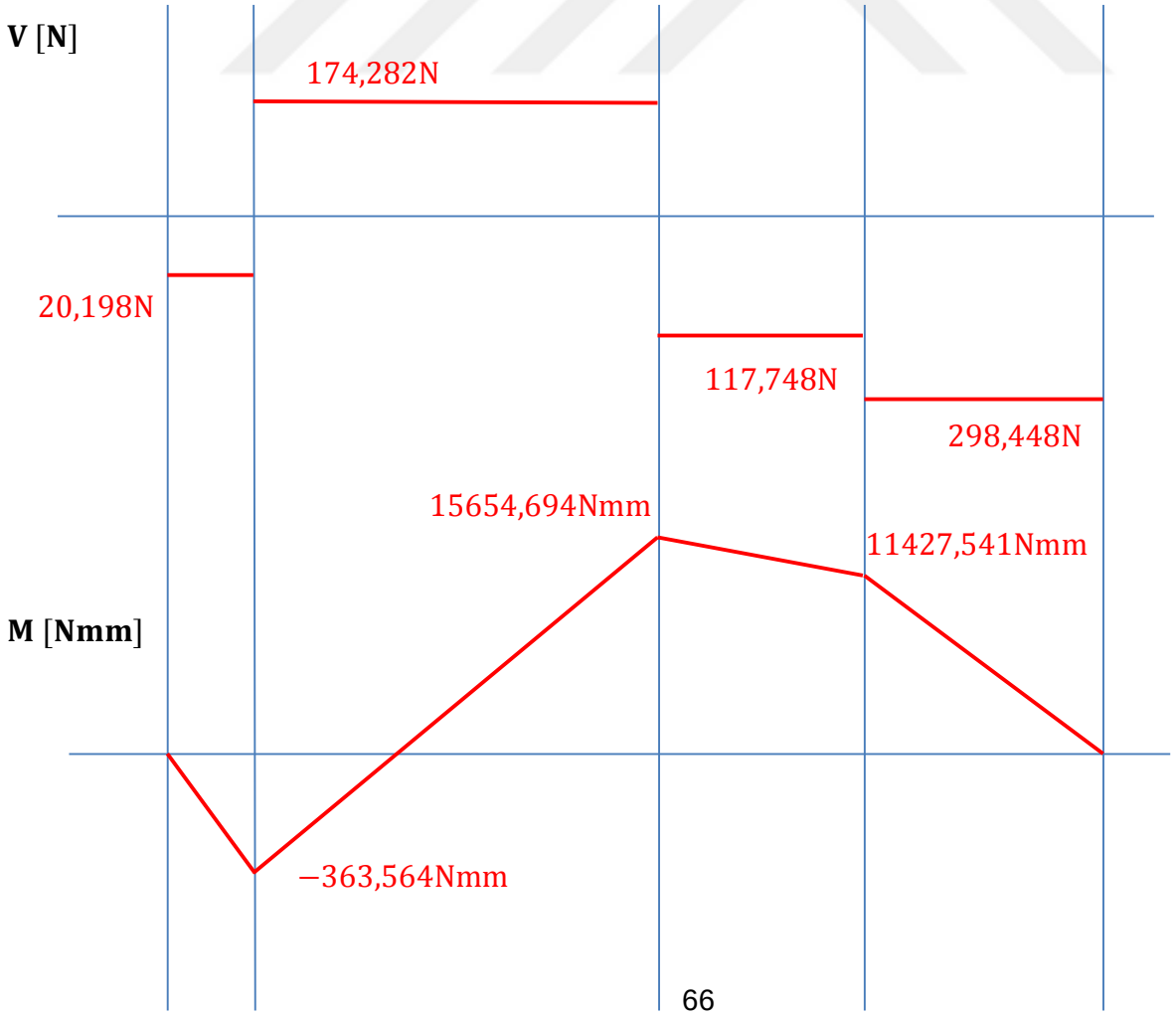
$0 \leq x \leq 38{,}29$

Kesme Kuvveti: V [N]

Moment: M [Nm]

Normal Kuvvet: N [N]





Elde edilen moment grafiğinden de görüldüğü gibi maksimum moment egzoz supabının tapetiyle egzoz kam profilinin temasının sağlandığı noktada gerçekleşmektedir.

Kam milinin dönmesi nedeniyle dinamik bir etki söz konusu olup, kuvvetin doğrultusunun maksimum ve tek temas kuvvetinin değerlendirilmesi sebebiyle değişken karakterli bir gerilme meydana gelir.

$\widetilde{\sigma_e}$: Dinamik eğilme gerilmesi

$\overline{\sigma_e}$: Statik eğilme gerilmesi

$\widetilde{\sigma_v}$: Dinamik eşdeğer gerilme

$\overline{\sigma_v}$: Statik eşdeğer gerilme

$\overline{\tau_b}$: Statik burulma gerilmesi

$\widetilde{\tau_b}$: Dinamik burulma gerilmesi

M_e: Maksimum Statik eğilme momenti

M_b: Maksimum Statik burulma momenti

W_e: Eğilme için mukavemet momenti

W_b: Burulma için mukavemet momenti

$\widetilde{\sigma_{ç,b}}$: Dinamik çeki & bası gerilmesi

$\overline{\sigma_{ç,b}}$: Statik çeki & bası gerilmesi

Kam mili malzemesi olarak GG30 kullanılmış olup, bu malzemenin temel malzeme dayanım özellikleri aşağıda ifade edildiği gibi tespit edilmiştir.

$\sigma_{ç,b}$: Müsaade edilen çekme dayanımı (400 $\frac{N}{mm^2}$)

σ_e: Müsaade edilen eğilme dayanımı (480 $\frac{N}{mm^2}$)

Bu malzeme değerleri yardımıyla eğilme sürekli mukavemet diyagramı kullanılarak eşdeğer emniyet gerilmesi belirlenir. $\sigma_{eş_{em}}$: 90 $\frac{N}{mm^2}$ olarak tespit edilmiştir.

$\overline{\sigma_v}$ = $\sqrt{(\overline{\sigma_{ç,b}} + \overline{\sigma_e})^2 + 3\overline{\tau_b}^2}$ olacak biçimde statik eşdeğer gerilme hesaplanır. Burada çeki bası gerilmesi oluşmayıp, oluşan eğilme gerilmesi ise dinamik karakterli

olduğundan dolayı statik eğilme gerilmesi ve çeki gerilmesinin oluşmadığı öngörülür. Buna göre;

$\overline{\sigma_v}$ = $\sqrt{(\overline{\sigma_{ç,b}} + \overline{\sigma_e})^2 + 3\overline{\tau_b}^2}$ = $\sqrt{3}\ \overline{\tau_b}$ olarak tespit edilir.

Dinamik karakterli oluşacak gerilmeler ise $\widetilde{\sigma_v}$ = $\sqrt{(\widetilde{\sigma_{ç,b}} + \widetilde{\sigma_e})^2 + 3\widetilde{\tau_b}^2}$ formüyle hesaplanmaktadır. Dinamik gerilmeler içerisinde sisteme çeki ya da bası gerilmesine zorlayacak kuvvet olmadığından bu dinamik çeki-bası gerilmesinin oluşmayacağı öngörülür.

Ayrıca kam milinin kendi ekseni etrafında dönmesi sebebiyle oluşan dönme momenti dinamik karakterli olmayıp statik karakterlidir. Bu nedenle dinamik dönme etkisiyle oluşan burulma etkisinin oluşmadığı düşünülür. Böylece dinamik eşdeğer gerilme değeri;

$\widetilde{\sigma_v}$ = $\sqrt{(\widetilde{\sigma_{ç,b}} + \widetilde{\sigma_e})^2 + 3\widetilde{\tau_b}^2}$ = $\widetilde{\sigma_e}$ olarak dikkate alınmalıdır.

$\widetilde{\sigma_e}$ = $\frac{M_e}{W_e}$ olacak biçimde dinamik eğilme gerilmesi hesaplanır. Burada M_e değeri maksimum eğilme momenti değeri olup daha önceki kısımlarda hesapladığımız 15654,694Nmm şeklindedir.

W_e değeri ise kam milinin çap değerine bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

W_e = $\frac{\pi d^3}{32}$ olup, burada yer alan d kam mili çapını ifade etmektedir.

$\widetilde{\sigma_e}$ = $\frac{15654{,}694\text{Nmm}}{\frac{\pi d^3}{32}}$ olacak biçimde elde edilir.

$\overline{\tau_b}$ = $\frac{M_b}{W_b}$ formülü yardımıyla statik burulma gerilmesi hesaplanacaktır.

M_b = 9550 $\frac{P}{n}$ bağıntısıyla hesaplanır. Burada P kullanılan gücü, n ise kam mili devir sayısını ifade etmektedir.

Motor verilerine göre;

P = 16 KW

n = 1125 dev/dk. Formülde yerine yazılırsa;

M_b = 9550 $\frac{16}{1125}$ = 135,822Nm = 135822Nmm

W_b = $\frac{\pi d^3}{16}$ olup, burada yer alan d kam mili çapını ifade etmektedir.

$\overline{\tau_b}$ = $\frac{135822Nmm}{\frac{\pi d^3}{16}}$

$\widetilde{\sigma_v}$ + $\overline{\sigma_v} \leq \sigma_{e_{şem}}$ statik ve dinamik eşdeğer gerilmelerin toplamı eşdeğer emniyet gerilmesinden küçük olmalıdır. Buna göre d kam mili çapı aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir.

$\widetilde{\sigma_e} + \sqrt{3}\,\overline{\tau_b} \leq \sigma_{e_{şem}}$

$\frac{15654,694\text{Nmm}}{\frac{\pi d^3}{32}} + \sqrt{3}\,\frac{135822Nmm}{\frac{\pi d^3}{16}} \leq 90\,\frac{N}{mm^2}$

Yukarıdaki formül yardımıyla kam mili çap değeri d $\geq 24{,}708$ mm olarak hesaplanır. Emniyet katsayısı 1,5 seçildiğinde çap değeri d $\geq 28{,}287\ mm$ olarak,

Emniyet katsayısı 2 seçildiğinde çap değeri d $\geq 31{,}134\ mm$ olarak,

Emniyet katsayısı 3 seçildiğinde çap değeri d $\geq 35{,}640\ mm$ olarak hesaplanmaktadır.

Supap performans parametrelerinde seçimler yaparken ve özellikle kam temel daire yarıçap değerini belirlerken hesaplanan kam mili çap değeri de göz önünde bulundurulmalı ve dikkate alınmalıdır.

BÖLÜM 3

KAM MEKANİZMASININ DURUM UZAY MODELİ VE DİNAMİK ANALİZİ

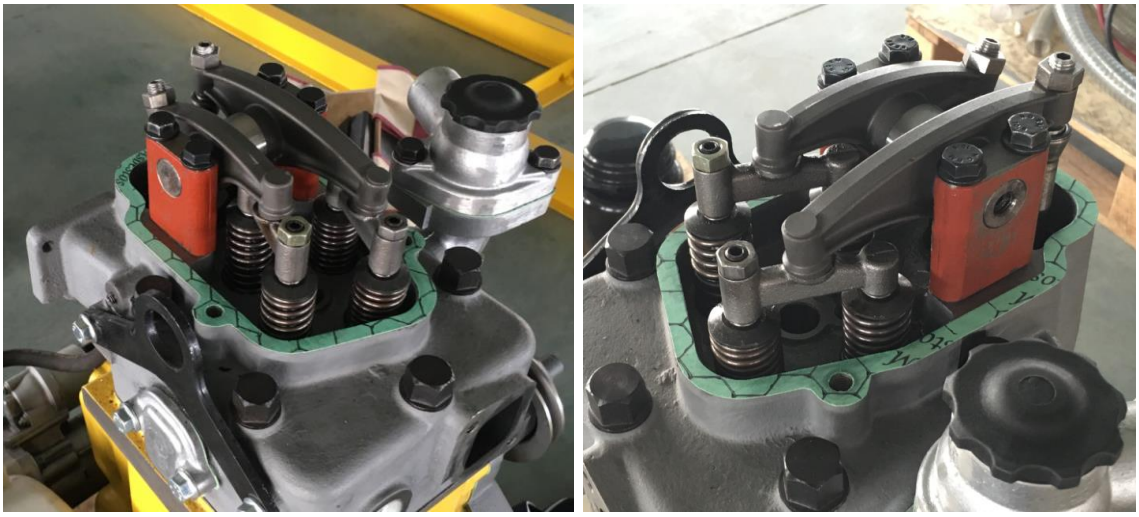
Supap mekanizmasının performansını belirleyen ve performans eğrileri üzerinde doğrudan etkiye sahip olan parametrelerin detaylı biçimde incelenmesinin ardından tüm sistem elemanlarının da detaylı olarak içerisinde yer aldığı kinematik analizin temelini teşkil eden bir model oluşturulması amaçlanmıştır. Bu model mümkün olduğunca fazla serbestlik derecesi ile kurgulanacaktır. Sistemin davranışının doğruluğu sistemin hareketlerini ortaya çıkaran serbestlik derecelerinin sayısıyla doğru orantılıdır. Kurgulanan model genellikle ihmal edilen yataklamanın etkilerini düşey ve yatay kam yataklama etkisi olarak dikkate almaktadır. Ayrıca itici çubuğun kılavuzlanmasından doğan yatak etkisi de aynı şekilde modele dâhil edilmiştir. Böylece sistem gerçek modele daha fazla yakınsamış olmaktadır. Her bir serbestlik derecesi sistem elemanları için bağımsız koordinat sayısını ifade etmektedir. Serbestlik derecesinin artışı sistem davranışında doğruluğu arttırırken aynı zamanda her bir serbestlik derecesi yeni bir bilinmeyen ve denklem ihtiyacı ortaya çıkardığından kurulacak olan modeli karmaşıklaştırmaktadır. Bizim oluşturacağımız dinamik model 12 serbestlik derecesine sahip olacak olup, yapının davranışından elde edilen yol, hız, ivme, frekans vb. verilerin sağlıklı olması amaçlanmaktadır.

Sistemin modellenmesi supap-kumanda mekanizması içerisinde yer alan tüm ana donanımların, temel işleyiş biçimleri dikkate alınarak yapılacak olup her bir eleman kütle, yay, sönüm elemanı biçiminde modellenip incelenecektir. Sistemin modellenmesinde kullanılacak temel elemanlar aşağıda ifade edildiği gibidir;

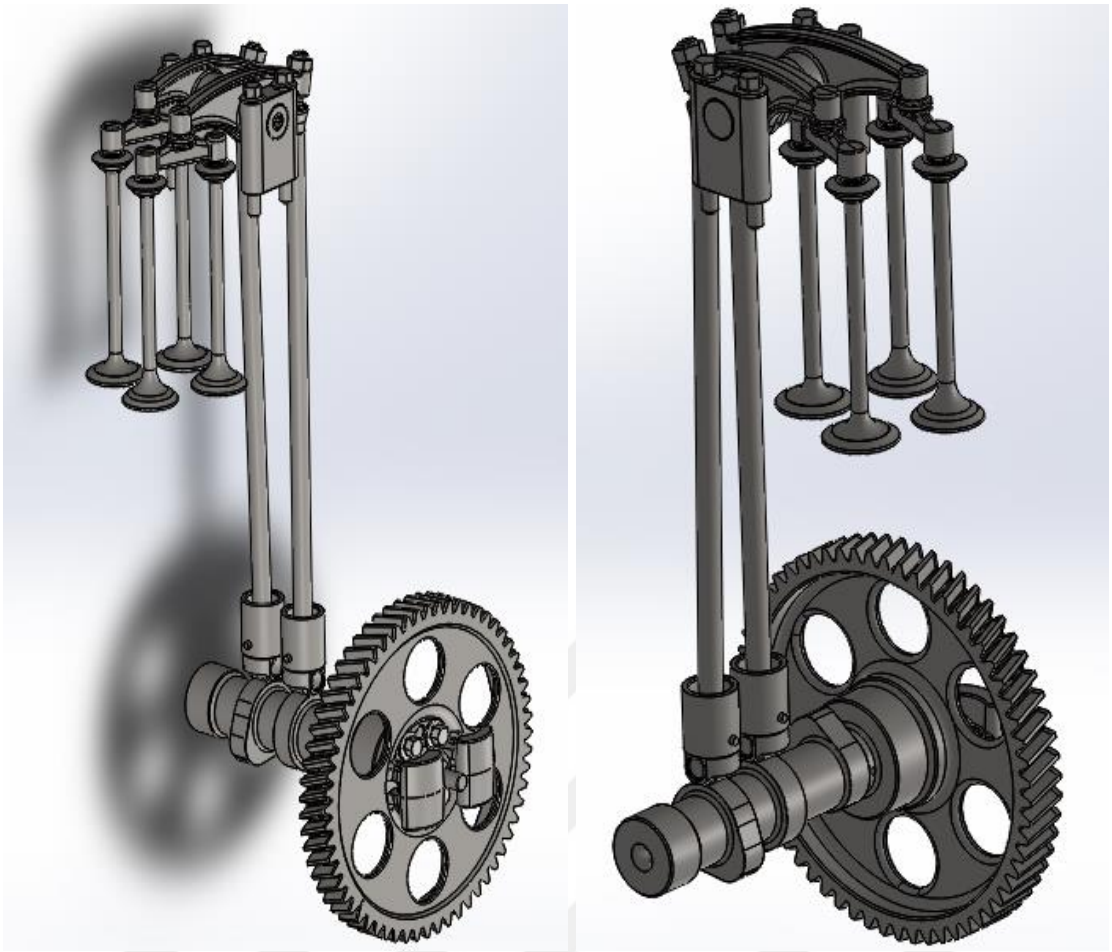
- Kam Mili-Kam Profili (Cam Shaft & Profile)
- Tapet (Follower)
- Tapet Makarası (Follower Roller)
- İtici Çubuk & Tij (Push Rod)
- Külbütör Kolu Tapet Kısmı (Rocker Arm follower Side)
- Külbütör Kolu Supap Kısmı (Rocker Arm Valve Side)
- Külbütör Mili & Yatağı (Rocker Arm Shaft)
- Supap Köprüsü (Valve Train Bridge)
- Supap Yayı (Valve Spring)
- Supap (Valve Train)

Yukarıda ifade edilen ana elemanlar aracılığıyla; kütle, yay, sönüm elemanları kullanılarak ve sistem temas ve sürtünmelerini de göz önüne alarak detaylı bir model oluşturulacaktır. Bu modelimiz şekil 3.1'de gösterildiği gibi bir motoru örneklemek amacıyla oluşturulacaktır.

Şekil 3.1'de çekiç-titreşim testine de tabii tutulan motorun supap kumanda mekanizmasının genel yapısı gözükmektedir. Şekil 3.2'de ise 3D CAD modeli yer almaktadır.



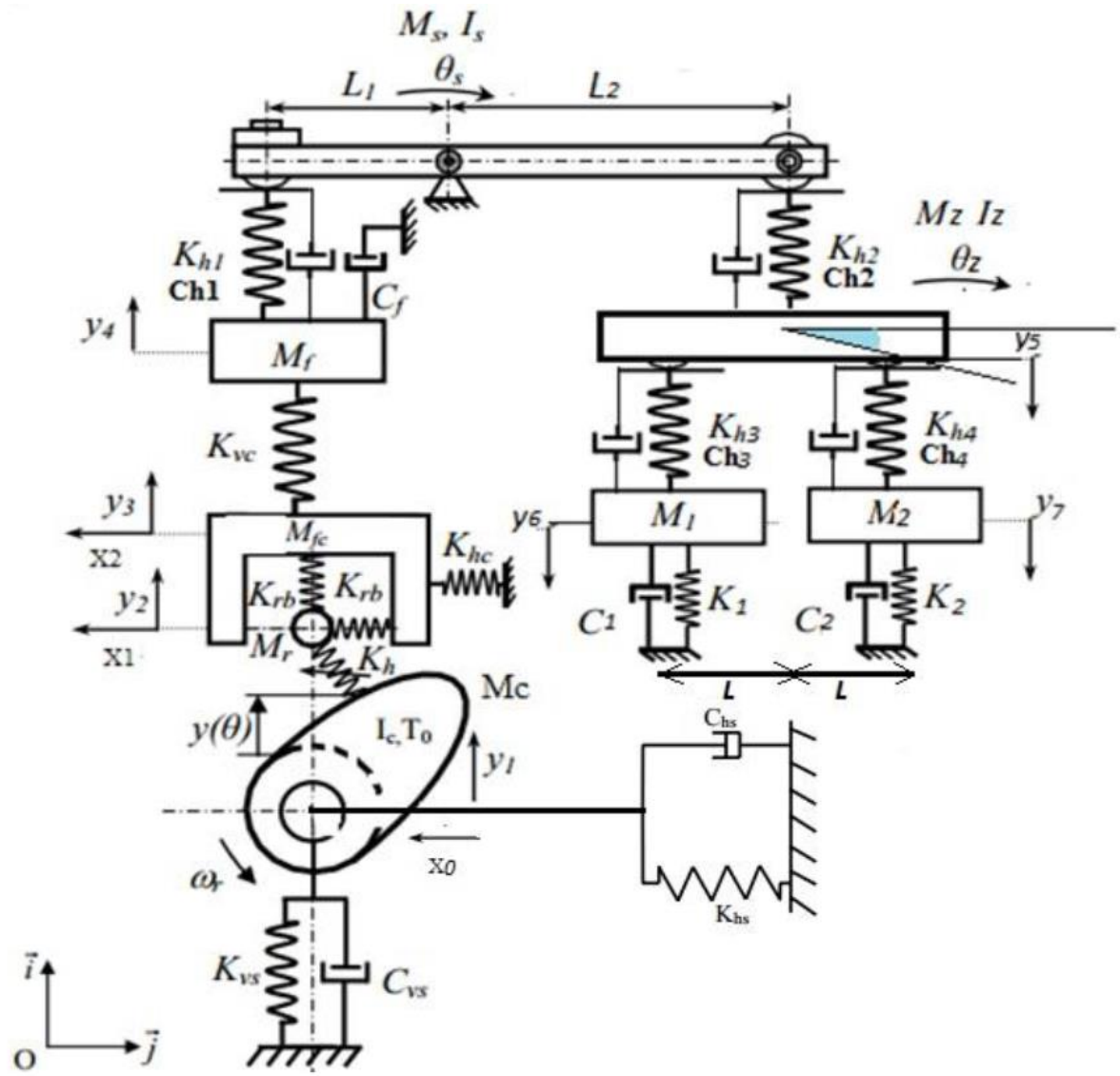
Şekil 3.1 ERİN MOTOR'a ait Motorun Gerçek Kam Mekanizması



Şekil 3.2 ERİN MOTOR'a ait Motorun 3D Kam Mekanizması

Bu gerçek sistem üzerinde hem analiz programları yardımıyla kinematik analiz yapılacak olup aynı zamanda çekiç-titreşim testi gerçekleştirilerek verilerin detaylı analizi yapılacaktır. Bu nedenle kurulacak dinamik modelin yukarıdaki sistem elemanlarına yakınsayan davranış sergilemesi bizim için önem arz etmektedir.

Sistemin dikkat edildiği üzere iki emme iki egzoz supabına sahip olduğu gözlenmekte ve tek silindirli bir motor olduğu bilinmektedir. İki adet emme ve egzoz supabını bu tarz bir tahrik yapısında konumlandırabilmek için yukarıdaki gibi bir supap köprüsü yapısına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu detay da kurulan dinamik modelde aşağıda ifade edildiği üzere atlanmayacaktır;



Şekil 3.3 12 Serbestlik Dereceli Kam Mekanizması Dinamik Modeli

Yukarıdaki sistem içerisinde yer alan sembollerin açıklamaları ve kullanım amaçları detaylı bir biçimde aşağıda ele alınacaktır:

- M_c : Kam Mili Kütlesi
- M_{fc}: Tapet Kütlesi
- M_s: Külbütör Kolu Kütlesi
- M_f: İtici Çubuk Kütlesi
- M_r: Tapet Makarası Kütlesi
- M_z: Supap Köprüsü Kütlesi
- M_1 & M_2: Supap Kütlesi
- k_1 & k_2 : Supap Yayı Yay Katsayısı

- c_1 & c_2 : Supap Yayı Sönüm Katsayısı
- kh_1 : İtici Çubuk, Külbütör Kolu Arasında Oluşan Temasın Yay Katsayısı
- ch_1 : İtici Çubuk, Külbütör Kolu Arasında Oluşan Temasın Sönüm Katsayısı
- kh_2 : Supap Köprüsü, Külbütör Kolu Arasında Oluşan Temasın Yay Katsayısı
- ch_2 : Supap Köprüsü, Külbütör Kolu Arasında Oluşan Temasın Sönüm Katsayısı
- kh_3 & kh_4 : Supap Lineer Yay Modeli Yay Katsayısı
- ch_3 & ch_4 : Supap Lineer Yay Modeli Sönüm Katsayısı
- c_f: İtici Çubuk Yataklaması nedeniyle Oluşan Sönüm Katsayısı
- kv_c : İtici Çubuk Lineer Yay Modeli Yay Katsayısı
- kr_b : Tapet Makarası için Temas Sürtünmelerinden Kaynaklanan Yay Katsayısı
- kh_c : Tapet Temas Noktalarında ki Bozucu Etki Nedeniyle Oluşan Yay Katsayısı
- k_h : Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Noktası için Yay Katsayısı
- kv_s : Düşey Kam Yataklaması Nedeniyle Oluşan Yay Katsayısı
- cv_s : Düşey Kam Yataklaması Nedeniyle Oluşan Sönüm Katsayısı
- kh_s : Yatay Kam Yataklaması Nedeniyle Oluşan Yay Katsayısı
- ch_s : Yatay Kam Yataklaması Nedeniyle Oluşan Sönüm Katsayısı
- L_1 : Külbütör Kolu İtici Çubuk Tarafı
- L_2: Külbütör Kolu Supap Tarafı
- L : Supap Köprüsü ile Supap Merkezleri Arası Mesafe
- I_z : Supap Köprüsü Açısal Polar Atalet Momenti
- I_s : Külbütör Açısal Polar Atalet Momenti
- $\mathrm{F_C}$: Kam ile Tapet Temas Noktasında Oluşan Kuvvet
- $\mathrm{F_p}$: Supap Yaylarında Oluşan Ön yükleme Kuvveti
- $Y(\theta)$: Kam Profili Üzerinde Yer Değiştirme Miktarı

Dinamik modelin ana elemanlarının genelleştirilmiş hareket koordinatları aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$\mathrm{x_0}$, $\mathrm{x_1}$, $\mathrm{x_2}$, $\mathrm{x_3}$, $\mathrm{y_1}$, $\mathrm{y_2}$, $\mathrm{y_3}$, $\mathrm{y_4}$, $\mathrm{y_5}$, $\mathrm{y_6}$, $\mathrm{y_7}$, $\mathrm{\theta_s}$, $\mathrm{\theta_z}$ olmak üzere temel hareket koordinatlarıdır. Simulink yardımıyla hareket denklemlerinin yazılması amaçlanmaktadır. [6], [7], [8], [9], [10]

Hareket Koordinatlarının açıklamaları aşağıdaki gibidir;

- x_0 & y_1: Kam Profili Yatay ve Düşey Hareket Koordinatları
- x_1 & y_2 : Tapet Makarası Yatay ve Düşey Hareket Koordinatları
- x_2 & y_3 : Tapet Yatay ve Düşey Hareket Koordinatları
- y_4 : İtici Çubuk Düşey Hareket Koordinatları
- θ_s : Külbütör Açısal Hareket Koordinatları
- θ_z : Supap Köprüsü Açısal Hareket Koordinatları
- y_5 : Supap Köprüsü Düşey Hareket Koordinatları
- y_6 & y_7: Supap Düşey Hareket Koordinatları

LAGRANGE METODU YARDIMIYLA HAREKET DENKLEMLERİNİN BELİRLENMESİ

Hareket denklemlerinin eldesinde ise lagrange metodundan yararlanılacaktır. Bu metodun temel formülasyonu aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_k}{\partial x_j}\right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_j} + \frac{\partial E_p}{\partial x_j} + \frac{\partial E_s}{\partial x_j} = Q_j \qquad (3.1)$$

E_k : Toplam Kinetik Enerji

E_p : Toplam Potansiyel Enerji

E_s : Toplam Sönüm Enerjisi

Q_j : Genelleştirilmiş Kuvvetler

x_j : Genelleştirilmiş Hareket Koordinatları

Yukarıdaki bağıntı(Langrange metodu) yardımıyla sistemin dışarıdan gelen bir bozucu etkiye nasıl cevap vereceği ve oluşturacağı titreşimler hesaplanacaktır.

Oluşturulan dinamik model yardımıyla sistemin ihtiyaç duyduğu kinetik, potansiyel enerji ve sönüm enerjisi denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$E_k = \frac{1}{2}\left[M_1\dot{y_6}^2 + M_2\dot{y_7}^2 + M_z\dot{y_5}^2 + I_z\dot{\theta_z}^2 + I_s\dot{\theta_s}^2 + M_f\dot{y_4}^2 + M_{fc}\dot{y_3}^2 + M_{fc}\dot{x_2}^2 + M_r\dot{y_2}^2 + M_r\dot{x_1}^2 + M_c\dot{y_1}^2 + M_c\dot{x_0}^2\right] \qquad (3.2)$$

$$E_p = \frac{1}{2}\left[k_1y_6^2 + k_2y_7^2 + kh_3(y_5 - L\theta_z - y_6)^2 + kh_4(y_5 + L\theta_z - y_7)^2 + kh_2(L_2\theta_s - y_5)^2 + kh_1(L_1\theta_s - y_4)^2 + kv_c(y_4 - y_3)^2 + kr_b(y_3 - y_2)^2 + kr_b(x_2 - x_1)^2 + kh_cx_2^2 + kv_sy_1^2 + kh_sx_0^2\right] \qquad (3.3)$$

$$E_s = \frac{1}{2}[c_1 \dot{y}_6^{\,2} + c_2 \dot{y}_7^{\,2} + ch_3(\dot{y}_5 - L\dot{\theta}_z - \dot{y}_6)^2 + ch_4(\dot{y}_5 - L\dot{\theta}_z - \dot{y}_7)^2 +$$

$$ch_2\,(L_2\,\dot{\theta}_s - \dot{y}_5)^2 + ch_1\,(L_1\,\dot{\theta}_s - \dot{y}_4)^2 + c_f \dot{y}_4^{\,2} + cv_s \dot{y}_1^{\,2} + ch_s\,\dot{x}_0^{\,2}] \quad (3.4)$$

Tüm hareket koordinatları için langrange denklemleri aşağıdaki gibi yazılır:

y_1 Kam Profili Düşey Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k / \partial \dot{y}_1 j = M_c \dot{y}_1 \quad (3.5)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k / \partial \dot{y}_1 j) = M_c \ddot{y}_1 \quad (3.6)$$

$$\partial E_k / \partial y_1 = 0 \quad (3.7)$$

$$\partial E_p / \partial y_1 = k v_s y_1 \quad (3.8)$$

$$\partial E_s / \partial \dot{y}_1 = c v_s \dot{y}_1 \quad (3.9)$$

$$M_c \ddot{y}_1 + k v_s y_1 + c v_s \dot{y}_1 = -F_C \cos\alpha \quad (3.10)$$

$$\ddot{y}_1 = (-\frac{1}{M_c})[\, k v_s y_1 + c v_s \dot{y}_1 + F_C \cos\alpha\,]$$

x_0 ***Kam Profili Yatay Hareket Koordinatları için:***

$$\partial E_k / \partial \dot{x}_0 j = M_c \dot{x}_0 \quad (3.11)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k / \partial \dot{x}_0 j) = M_c \ddot{x}_0 \quad (3.12)$$

$$\partial E_k / \partial x_0 = 0 \quad (3.13)$$

$$\partial E_p / \partial x_0 = k h_s x_0 \quad (3.14)$$

$$\partial E_s / \partial \dot{x}_0 = c h_s \dot{x}_0 \quad (3.15)$$

$$M_c \ddot{x}_0 + k h_s x_0 + c h_s \dot{x}_0 = F_C \sin\alpha \quad (3.16)$$

$$\ddot{x}_0 = (-\frac{1}{M_c})[\, k h_s x_0 + c h_s \dot{x}_0 - F_C \sin\alpha\,]$$

y_2 Tapet Makarası Düşey Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k / \partial \dot{y}_2 j = M_r \dot{y}_2 \quad (3.17)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k / \partial \dot{y}_2 j) = M_r \ddot{y}_2 \quad (3.18)$$

$$\partial E_k/\partial y_2 = 0 \quad (3.19)$$

$$\partial E_p/\partial y_2 = kr_b(y_2 - y_3) \quad (3.20)$$

$$\partial E_s/\partial \dot{y}_2 = 0 \quad (3.21)$$

$$M_r \ddot{y}_2 + kr_b(y_2 - y_3) = F_C \cos\alpha \quad (3.22)$$

$$\ddot{y}_2 = (-\frac{1}{M_r})[\, kr_b(y_2 - y_3) - F_C \cos\alpha]$$

θ_s Külbütör Açısal Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k /\partial \dot{\theta}_s j = I_s \dot{\theta}_s \quad (3.23)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k /\partial \dot{\theta}_s j) = I_s \ddot{\theta}_s \quad (3.24)$$

$$\partial E_k/\partial \theta_s = 0 \quad (3.25)$$

$$\partial E_P/\partial \theta_s = kh_2\, L_2\, (L_2\, \theta_s - y_5) + kh_1\, L_1\, (L_1\, \theta_s - y_4) \quad (3.26)$$

$$\partial E_s/\partial \dot{\theta}_s = ch_2\, L_2\, (L_2\, \dot{\theta}_s - \dot{y}_5) + ch_1\, L_1\, (L_1\, \dot{\theta}_s - \dot{y}_4)$$

$$I_s \ddot{\theta}_s + kh_2\, L_2\, (L_2\, \theta_s - y_5) + kh_1\, L_1\, (L_1\, \theta_s - y_4) + ch_2\, L_2\, (L_2\, \dot{\theta}_s - \dot{y}_5) +$$

$$ch_1\, L_1\, (L_1\, \dot{\theta}_s - \dot{y}_4) = 0 \quad (3.27)$$

$$\ddot{\theta}_s = (-1/I_s)[\, kh_2\, L_2\, (L_2\, \theta_s - y_5) + kh_1\, L_1\, (L_1\, \theta_s - y_4) + ch_2\, L_2\, (L_2\, \dot{\theta}_s - \dot{y}_5) +$$

$$ch_1 L_1\, (L_1\, \dot{\theta}_s - \dot{y}_4)]$$

θ_z Supap Köprüsü Açısal Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k /\partial \dot{\theta}_z j = I_z \dot{\theta}_z \quad (3.28)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k /\partial \dot{\theta}_z j) = I_z \ddot{\theta}_z \quad (3.29)$$

$$\partial E_k/\partial \theta_z = 0 \quad (3.30)$$

$$\partial E_P/\partial \theta_z = kh_3 L(y_6 + L\theta_z - y_5) + kh_4 L(y_5 + L\theta_z - y_7) \quad (3.31)$$

$$\partial E_s/\partial \dot{\theta}_z = ch_3 L(\dot{y}_6 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_5) + ch_4 L(\dot{y}_5 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_7) \quad (3.32)$$

$$I_z \ddot{\theta}_z + kh_3 L(y_6 + L\theta_z - y_5) + kh_4 L(y_5 + L\theta_z - y_7) + ch_3 L(\dot{y}_6 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_5) +$$

$$ch_4 L(\dot{y}_5 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_7) = 0 \quad (3.33)$$

$$\ddot{\theta}_z = (-\frac{1}{I_z})[\ kh_3L(y_6+L\theta_z- y_5) + kh_4L(y_5+L\theta_z- y_7) + ch_3L(\dot{y}_6+L\dot{\theta}_z- \dot{y}_5) +$$

$$ch_4L(\dot{y}_5+L\dot{\theta}_z- \dot{y}_7)\ ]$$

x_1 Tapet Makarası Yatay Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k /\partial \dot{x}_1 j = M_r\dot{x}_1 \quad (3.34)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k /\partial \dot{x}_1 j) = M_r\ddot{x}_1 \quad (3.35)$$

$$\partial E_k/\partial x_1 = 0 \quad (3.36)$$

$$\partial E_p/\partial x_1 = kr_b(x_1- x_2) \quad (3.37)$$

$$\partial E_s/\partial \dot{x}_1 = 0 \quad (3.38)$$

$$M_r\ddot{x}_1 + kr_b(x_1- x_2) = - F_C \sin\alpha \quad (3.39)$$

$$\ddot{x}_1 = (-\frac{1}{M_r})[\ kr_b(x_1- x_2) + F_C \sin\alpha\ ]$$

y_3 Tapet Düşey Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k /\partial \dot{y}_3 j = M_{fc}\dot{y}_3 \quad (3.40)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k /\partial \dot{y}_3 j) = M_{fc}\ddot{y}_3 \quad (3.41)$$

$$\partial E_k/\partial y_3 = 0 \quad (3.42)$$

$$\partial E_p/\partial y_3 = kv_c(y_3- y_4) + kr_b(y_3- y_2) \quad (3.43)$$

$$\partial E_s/\partial \dot{y}_3 = 0 \quad (3.44)$$

$$M_{fc}\ddot{y}_3 + kv_c(y_3- y_4) + kr_b(y_3- y_2) = 0 \quad (3.45)$$

$$\ddot{y}_3 = (-\frac{1}{M_{fc}})[\ kv_c(y_3- y_4) + kr_b(y_3- y_2)\ ]$$

x_2 Tapet Yatay Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k /\partial \dot{x}_2 j = M_{fc}\dot{x}_2 \quad (3.46)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k /\partial \dot{x}_2 j) = M_{fc}\ddot{x}_2 \quad (3.47)$$

$$\partial E_k/\partial x_2 = 0 \quad (3.48)$$

$$\partial E_p/\partial x_2 = kr_b(x_2 - x_1) + kh_c x_2 \quad (3.49)$$

$$\partial E_s/\partial \dot{x}_2 = 0 \quad (3.50)$$

$$M_{fc}\ddot{x}_2 + kr_b(x_2 - x_1) + kh_c x_2 = 0 \quad (3.51)$$

$$\ddot{x}_2 = (-\frac{1}{M_{fc}})[\, kr_b(x_2 - x_1) + kh_c x_2]$$

y_4 İtici Çubuk Düşey Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k /\partial \dot{y}_4 j = M_f \dot{y}_4 \quad (3.52)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k /\partial \dot{y}_4 j) = M_f \ddot{y}_4 \quad (3.53)$$

$$\partial E_k/\partial y_4 = 0 \quad (3.54)$$

$$\partial E_p/\partial y_4 = kh_1(y_4 + L_1\,\theta_s) + kv_c(y_4 - y_3) \quad (3.55)$$

$$\partial E_s/\partial \dot{y}_4 = ch_1(\dot{y}_4 + L_1\,\dot{\theta}_s) + c_f \dot{y}_4 \quad (3.56)$$

$$M_f \ddot{y}_4 + kh_1(y_4 + L_1\,\theta_s) + kv_c(y_4 - y_3) + ch_1(\dot{y}_4 + L_1\,\dot{\theta}_s) + c_f \dot{y}_4 = 0 \quad (3.57)$$

$$\ddot{y}_4 = (-\frac{1}{M_f})[\, kh_1(y_4 + L_1\,\theta_s) + kv_c(y_4 - y_3) + ch_1(\dot{y}_4 + L_1\,\dot{\theta}_s) + c_f \dot{y}_4]$$

y_5 Supap Köprüsü Düşey Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k /\partial \dot{y}_5 j = M_z \dot{y}_5 \quad (3.58)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k /\partial \dot{y}_5 j) = M_z \ddot{y}_5 \quad (3.59)$$

$$\partial E_k/\partial y_5 = 0 \quad (3.60)$$

$$\partial E_p/\partial y_5 = kh_3(y_5 + L\theta_z - y_6) + kh_4(y_5 + L\theta_z - y_7) + kh_2(y_5 + L_2\,\theta_s) \quad (3.61)$$

$$\partial E_s/\partial \dot{y}_5 = ch_3(\dot{y}_5 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_6) + ch_4(\dot{y}_5 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_7) + ch_2(\dot{y}_5 + L_2\,\dot{\theta}_s) \quad (3.62)$$

$$M_z \ddot{y}_5 + kh_3(y_5 + L\theta_z - y_6) + kh_4(y_5 + L\theta_z - y_7) + kh_2(y_5 + L_2\,\theta_s) + ch_3(\dot{y}_5 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_6) + ch_4(\dot{y}_5 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_7) + ch_2(\dot{y}_5 + L_2\,\dot{\theta}_s) = 0 \quad (3.63)$$

$$\ddot{y}_5 = (-\frac{1}{M_z})[\, kh_3(y_5 + L\theta_z - y_6) + kh_4(y_5 + L\theta_z - y_7) + kh_2(y_5 + L_2\,\theta_s) + ch_3(\dot{y}_5 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_6) + ch_4(\dot{y}_5 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_7) + ch_2(\dot{y}_5 + L_2\,\dot{\theta}_s)]$$

y_6 1.Supap Düşey Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k / \partial \dot{y}_6 j = M_1 \dot{y}_6 \quad (3.64)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k / \partial \dot{y}_6 j) = M_1 \ddot{y}_6 \quad (3.65)$$

$$\partial E_k / \partial y_6 = 0 \quad (3.66)$$

$$\partial E_p / \partial y_6 = k_1 y_6 + kh_3(y_6 + L\theta_z - y_5) \quad (3.67)$$

$$\partial E_s / \partial \dot{y}_6 = c_1 \dot{y}_6 + ch_3(\dot{y}_6 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_5) \quad (3.68)$$

$$M_1 \ddot{y}_6 + k_1 y_6 + kh_3(y_6 + L\theta_z - y_5) + c_1 \dot{y}_6 + ch_3(\dot{y}_6 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_5) = F_p \quad (3.69)$$

$$\ddot{y}_6 = (-\frac{1}{M_1})[\, k_1 y_6 + kh_3(y_6 + L\theta_z - y_5) + c_1 \dot{y}_6 + ch_3(\dot{y}_6 + L\dot{\theta}_z - \dot{y}_5) - F_p \,]$$

y_7 2.Supap Düşey Hareket Koordinatları için:

$$\partial E_k / \partial \dot{y}_7 j = M_2 \dot{y}_7 \quad (3.70)$$

$$\frac{d}{dt}(\partial E_k / \partial \dot{y}_7 j) = M_2 \ddot{y}_7 \quad (3.71)$$

$$\partial E_k / \partial y_7 = 0 \quad (3.72)$$

$$\partial E_p / \partial y_7 = k_2 y_7 + kh_4(y_7 - L\theta_z - y_5) \quad (3.73)$$

$$\partial E_s / \partial \dot{y}_7 = c_2 \dot{y}_7 + ch_4(\dot{y}_7 - L\dot{\theta}_z - \dot{y}_5) \quad (3.74)$$

$$M_2 \ddot{y}_7 + k_2 y_7 + kh_4(y_7 - L\theta_z - y_5) + c_2 \dot{y}_7 + ch_4(\dot{y}_7 - L\dot{\theta}_z - \dot{y}_5) = F_p \quad (3.75)$$

$$\ddot{y}_7 = (-\frac{1}{M_2})[\, k_2 y_7 + kh_4(y_7 - L\theta_z - y_5) + c_2 \dot{y}_7 + ch_4(\dot{y}_7 - L\dot{\theta}_z - \dot{y}_5) - F_p \,]$$

Elde edilen her bir diferansiyel denklemin matris formunda yazılışı bir sonraki bölümde ifade edilecek olup, elde edilen matris formları sistemin temel davranışını belirlemektedir. Matlab ve Simulink tarafından çözümü gerçekleştirilecek olan dinamik modelin çözümü arka planda bu matrislerin çözümü vasıtasıyla gerçekleşmektedir.

Kurgulanan Dinamik Modelin Matris Formatında Yazımı

Oluşturulan dinamik modelin sistemsel cevabının bulunabilmesi için sistemi oluşturan elemanların kütle, sönüm ve rijitlik matrislerinin yazılarak diferansiyel denklem takımlarının oluşturulması gerekmektedir. Aşağıda gösterilen form en genel yapıyı temsil etmektedir [4], [7], [9], [11], [12].

$$[M][\ddot{X}] + [C][\dot{X}] + [K][X] = [Q] \tag{3.76}$$

Kütle Matrisi [M]:

$$\begin{bmatrix} I_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_r & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{fc} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_f & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_r & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_{fc} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\Theta}s \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{y}_3 \\ \ddot{y}_4 \\ \ddot{y}_5 \\ \ddot{y}_6 \\ \ddot{y}_7 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_0 \\ \ddot{\Theta}z \end{bmatrix}$$

Sönüm Matrisi [C]:

$$\begin{bmatrix} ch_2{L_2}^2 & 0 & 0 & 0 & -ch_1L_1 & -ch_1L_1 \\ 0 & cv_s & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -ch_1L_1 & 0 & 0 & 0 & c_f + ch_1 & 0 \\ -ch_2L_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & ch_2 + ch_3 + ch_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -ch_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -ch_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & ch_4L - ch_3L \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -ch_3 & -ch_4 & 0 & 0 & 0 & ch_4L - ch_3L \\ c_1 + ch_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & ch_3L \\ 0 & c_2 + ch_4 & 0 & 0 & 0 & -ch_4L \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & ch_s & 0 \\ ch_3L & -ch_4L & 0 & 0 & 0 & ch_3L^2 + ch_4L^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \\ \dot{y}_5 \\ \dot{y}_6 \\ \dot{y}_7 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_0 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix}$$

Rijitlik Matrisi [K]:

$$\begin{bmatrix} kh_2L_2{}^2 + kh_1L_1{}^2 & 0 & 0 & 0 & -kh_1L_1 & -kh_2L_2 \\ 0 & kv_s & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & kr_b & -kr_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -kr_b - kv_c & kr_b + kv_c & 0 & 0 \\ -kh_1L_1 & 0 & 0 & -kv_c & kh_2 & 0 \\ -kh_2L_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & kh_2 + kh_3 + kh_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -kh_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -kh_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & kh_4L - kh_3L \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -kh_3 & -kh_4 & 0 & 0 & 0 & kh_4L - kh_3L \\ k_1 + kh_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & kh_3L \\ 0 & k_2 + kh_4 & 0 & 0 & 0 & -kh_4L \\ 0 & 0 & kr_b & -kr_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -kr_b & kr_b + kh_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & kh_s & 0 \\ kh_3L & kh_4L & 0 & 0 & 0 & kh_4L^2 + kh_3L^2 \end{bmatrix}$$

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ -F_c cos\alpha \\ F_c cos\alpha \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_p \\ F_p \\ -F_c sin\alpha \\ 0 \\ F_c sin\alpha \\ 0 \end{bmatrix}$$

Yukarıda ifade edilen kütle, sönüm ve rijitliğe ait ana matrisler sistemin cevap fonksiyonlarının belirlenmesini sağlayıp, kullanılan bilgisayar programları temelde bu matrislerin çözümlenmesi mantığına dayanmaktadır.

Elde Edilen Denklemlerin Simulink Formatında Yazımı

Langrange metodunu kullanarak sistemin kinetik, potansiyel ve sönüm enerjilerinin denkliklerini elde ettik ve bu denklemler yardımıyla sistemin hareket koordinasyon denklemlerini önceki bölümlerde elde etmiştik.

Bu elde edilen denklemlerin Simulink içerisinde yazılarak integrasyon işlemleri vasıtasıyla, ivme fonksiyonundan hıza, hız fonksiyonundan ise yol fonksiyonuna indirgeyeceğiz. Simulink içerisinde; hareket koordinasyonları, Fnc [Fonksiyon] bloğu içerisine formülasyon oluşturup girdi ve çıktı biçiminde sinyal olarak algılatabilmek adına aşağıda ifade edilen denklikleri yazmamız gerekecektir.

θ_s = u[1]

$\dot{\theta}_s = u[2]$

$y_1 = u[3]$

$\dot{y_1} = u[4]$

$y_2 = u[5]$

$\dot{y_2} = u[6]$

$y_3 = u[7]$

$\dot{y_3} = u[8]$

$y_4 = u[9]$

$\dot{y_4} = u[10]$

$y_5 = u[11]$

$\dot{y_5} = u[12]$

$y_6 = u[13]$

$\dot{y_6} = u[14]$

$y_7 = u[15]$

$\dot{y_7} = u[16]$

$x_1 = u[17]$

$\dot{x_1} = u[18]$

$x_2 = u[19]$

$\dot{x_2} = u[20]$

$x_0 = u[21]$

$\dot{x_0} = u[22]$

$\theta_z = u[23]$

$\dot{\theta}_z = u[24]$

$y(\theta) = u[25]$

[Signal Builder içine tanımlı giriş sinyali]

Fonksiyon içerisine yazılan formüllerin ifadesi: u[ ] biçiminde olacak olup, integre edilip indirgenen yapının mux. adı verilen sinyal toplayıcı & birleştirici içerisine hangi sıra ile giriş yapıldığının temel ifadesini oluşturur. Bu nedenle denklem doğru kurulsa dahi u[ ] numaralandırmasında yapılan bir yanlış sistemin yanlış modellenmesine neden olur.

θ_s Külbütör Açısal Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{\theta}_s = (-1/I_s)[\, kh_2\, L_2\, (L_2\, \theta_s - y_5) + kh_1\, L_1\, (L_1\, \theta_s - y_4) + ch_2\, L_2\, (L_2\, \dot{\theta}_s - \dot{y}_5) + ch_1 L_1\, (L_1\, \dot{\theta}_s - \dot{y}_4)] \quad (3.77)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

Qs ivme= ((-1)/Is)*kh2*L2*(L2*u[1]-u[11])+((-1)/Is)*ch2*L2*(L2*u[2]-u[12])+ ((-1)/Is)*kh1*L1*(L1*u[1]-u[9])+((-1)/Is)*ch1*L1*(L1*u[2]-u[10]) (3.78)

y_1 Kam Profili Düşey Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{y}_1 = (-\frac{1}{M_c})[\, kv_s y_1 + cv_s \dot{y}_1 + F_C \cos\alpha\,] \quad (3.79)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

y1 ivme=((-1)/Mc)*cvs*u[4]+((-1)/Mc)*kvs*u[3] +((-1)/Mc)*Fc* cos$alfa$ (3.80)

y_2 Tapet Makarası Düşey Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{y}_2 = (-\frac{1}{M_r})[\, kr_b(y_2 - y_3) - F_C \cos\alpha] \quad (3.81)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

y2 ivme= ((-1)/Mr)*krb*(u[5]-u[7])+((-1)/Mr)*Fc* cos$alfa$ (3.82)

y_3 Tapet Düşey Hareket Koordinatları için:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{y}_3 = (-\frac{1}{M_{fc}})[\, kv_c(y_3 - y_4) + kr_b(y_3 - y_2)\,] \quad (3.83)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

y3 ivme= ((-1)/Mfc)*kvc*(u[7]- u[9])+((-1)/Mfc)*krb*(u[7]-u[5]) (3.84)

y_4 İtici Çubuk Düşey Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{y_4} = (-\frac{1}{M_f})[\, kh_1(y_4 + L_1\,\theta_s) + kv_c(y_4 - y_3) + ch_1(\dot{y_4} + L_1\,\dot{\theta_s}) + c_f\dot{y_4}] \quad (3.85)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

y4 ivme= ((-1)/Mf)*kh1*(u[9]+L1*u[1])+((-1)/Mf)*ch1*(u[10]+L1*u[2])+
((-1)/Mf)*cf*(u[10])+((-1)/Mf)*kvc*(u[9]-u[7]) (3.86)

y_5 Supap Köprüsü Düşey Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{y_5} = (-\frac{1}{M_z})[\, kh_3(y_5 + L\theta_z - y_6) + kh_4(y_5 + L\theta_z - y_7) + kh_2(y_5 + L_2\,\theta_s) + ch_3(\dot{y_5} + L\dot{\theta_z} - \dot{y_6}) + ch_4(\dot{y_5} + L\dot{\theta_z} - \dot{y_7}) + ch_2(\dot{y_5} + L_2\,\dot{\theta_s})] \quad (3.87)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

y5 ivme= ((-1)/Mz)*kh3*(u[11]+L*u[23]-u[13])+
((-1)/Mz)*kh4*(u[11]+L*u[23]-u[15])+((-1)/Mz)*kh2*(u[11]+L2*u[1])+
((-1)/Mz)*ch2*(u[12]+L2*u[2])+((-1)/Mz)*ch3*(u[12]+L*u[24]-u[14])+
((-1)/Mz)*ch4*(u[12]+L*u[24]-u[16]) (3.88)

y_6 1.Supap Düşey Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{y_6} = (-\frac{1}{M_1})[\, k_1 y_6 + kh_3(y_6 + L\theta_z - y_5) + c_1\dot{y_6} + ch_3(\dot{y_6} + L\dot{\theta_z} - \dot{y_5}) - F_p\,] \quad (3.89)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

y6 ivme=((-1)/M1)*ch3*(u[14]+L*u[24]-u[12])+((1)/M1)*kh3*(u[13]+L*u[23]-u[11])+((-1)/M1)*k1*u[13]+((-1)/M1)*c1*u[14]- ((-1)/M1)*Fp (3.90)

y_7 2.Supap Düşey Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{y_7} = (-\frac{1}{M_2})[\, k_2 y_7 + \mathrm{kh}_4(y_7 - L\theta_z - y_5) + c_2\dot{y_7} + \mathrm{ch}_4(\dot{y_7} - L\dot{\theta}_z - \dot{y_5}) - F_p\,] \quad (3.91)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

y7 ivme= ((-1)/M2)*kh4*(u[15]-u[11]-L*u[23])+((-1)/M2)*k2*u[15]+ ((-1)/M2)*c2*u[16]+((-1)/M2)*ch4*(u[16]-u[12]-L*u[24]) - ((-1)/M2)*Fp (3.92)

x_1 Tapet Makarası Yatay Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{x_1} = (-\frac{1}{M_r})[\, \mathrm{kr}_b(x_1 - x_2) + F_C \sin\alpha\,] \quad (3.93)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

x1 ivme= ((-1)/Mr)*krb*(u[17]-u[19])+ ((-1)/Mr) *Fc*sinalfa (3.94)

x_2 Tapet Yatay Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{x_2} = (-\frac{1}{M_{fc}})[\, \mathrm{kr}_b(x_2 - x_1) + \mathrm{kh}_c x_2] \quad (3.95)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

x2 ivme= ((-1)/Mfc)*krb*(u[19]-u[17])+((-1)/Mfc)*khc*(u[19]) (3.96)

x_0 Kam Profili Yatay Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{x_0} = (-\frac{1}{M_c})[\, kh_s x_0 + ch_s \dot{x_0} - F_C \sin\alpha \,] \quad (3.97)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

x0 ivme= ((-1)/Mc)*khs*(u[21])+ ((-1)/Mc) *chs*(u[22])+ ((-1)/Mc)*Fc* sinalfa (3.98)

θ_z Supap Köprüsü Açısal Hareket Koordinatları için Simulink Formu:

İlgili Hareket Koordinat denklemi:

$$\ddot{\theta_z} = (-\frac{1}{I_z})[\, kh_3 L(y_6 + L\theta_z - y_5) + kh_4 L(y_5 + L\theta_z - y_7) + ch_3 L(\dot{y_6} + L\dot{\theta_z} - \dot{y_5}) +$$

$$ch_4 L(\dot{y_5} + L\dot{\theta_z} - \dot{y_7}) \,] \quad (3.99)$$

İlgili Hareket Koordinat denkleminin Simulink formu:

Qz ivme=((1)/Iz)*kh3*L*(L*u[23]+u[13]u[11])+((1)/Iz)*kh4*L*(L*u[23]+ u[11]u[15])+((1)/Iz)*ch3*L*(L*u[24]+u[14]u[12])+((1)/Iz)*ch4*L*(L*u[24]+ u[12]-u[16]) (3.100)

3.1 Dinamik Modele Ait olan Sabit ve Değişken Parametrelerin Tespiti

Supap yaylarına ait yay katsayıları, F_C: kam profili ile tapet arasındaki temas nedeniyle ortaya çıkan temas kuvvetleri, F_p : supap yaylarının önyüklemesi nedeniyle oluşan kuvvet ve kütle matrisini meydana getiren kütleler, rijitlik matrisinin oluşturan sürtünme katsayıları, yataklama vb. nedenle sönüm matrisini oluşturan sönüm değerleri bu başlık altında detaylı bir biçimde oluşturulacak ve incelenecektir.

Aynı zamanda elde edilen bu veriler, Simulink içerisinde Fnc. [Fonksiyon] bloğu içerisine yazdığımız denklemlerin ve kütle, rijitlik, sönüm, kuvvet matrislerinin çözülebilmesi için gerekli verilerdir.

Simulink içerisinde yazılan denklemlerle aynı sembollerin karşılığı olarak, gerekli veriler Matlab içerisinde yeni bir m-file dosyası oluşturup girilmelidir. Ardından ise run komutu ile girilen komutlar programa tanıtılmalıdır. M-file içerisine yazılıp run komutuyla okutulan komutlar Simulink içerisinde tekrar run yapıldıktan sonra artık Simulink tarafından da tanınmaktadır.

k_1 & k_2 : Supap Yayı Yay Katsayısı

Supap yaylarında kullanılan katsayıların hesabı teorik olarak aşağıdaki formül dikkate alınarak yapılabilir.

k_1 & k_2 : Supap Yayı Yay Katsayısı

G: Kayma Modülü

D: Yay Ortalama Çapı

d: Yay Tel Çapı

E: Elastisite Modülü

ϑ : Poisson Oranı

N_a: Sıkışmaya Uğrayan Aktif Sarım Sayısı

L_0: Yay Yük Uygulanmaksızın Serbest Boyu

L_1: 1.Yük Uygulandığında Kalan Serbest Boy

L_2: 2.Yük Uygulandığında Kalan Serbest Boy

P_1: Serbest Haldeki Yaya Uygulanan 1.Yük

P_2: Serbest Haldeki Yaya Uygulanan 2.Yük

$$k_1 \ \& \ k_2 = {G\ d^4}/{8\ N_a d^3} \tag{3.101}$$

$$G = \frac{E}{2(1-\vartheta)} \tag{3.102}$$

Yukarıda yer alan formüller yardımıyla teorik yay katsayısı bulunabileceği gibi üzerinde gerçek çekiç-titreşim testide uyguladığımız motorun gerçek yay testi sonuçları olduğundan bu verilerden yararlanılacaktır.

L_0 = 64mm $\pm$ 0,5mm

D = 22,5mm

d = 3,4mm

P_1 = 21 $\pm$ 1kg

P_2 = 43,55 $\pm$ 2kg

L_1 = 50mm

L_2 = 35mm

Emme ve egzoz külbütöründe kullanılan her iki yay birbirinin aynısı olduğu gibi, emme ve egzoz supaplarında kullanılan yaylarda aynıdır.

1.Yük P_1 Uygulandığında:

$$k_1 = k_2 = \frac{F}{x} = \frac{P_1}{L_0 - L_1} = \frac{21kg}{(64 - 50)mm} = 1{,}5 \text{ kg/mm} \quad (3.103)$$

2.Yük P_2 Uygulandığında:

$$k_1 = k_2 = \frac{F}{x} = \frac{2}{L_0 - L_2} = \frac{43{,}55kg}{(64 - 35)mm} \cong 1{,}5 \text{ kg/mm} \quad (3.104)$$

Elde edilir. Böylece k_1 = $k_2$olmak üzere 14,715N/mm olacak şekilde yay katsayısı belirlenmiş olur.

F_p : Supap Yaylarının Önyüklemesi Sonucu Oluşan Kuvvet

Supap yaylarına ait en temel karakteristik özellik olan yay katsayılarının belirlenmesinin ardından yaylara verilmesi gereken ön yükleme kuvvetinin belirlenmesi yapılacaktır. İlk bölümlerde temas kuvveti yardımıyla kam mili çapını bulabilmek amacıyla bir ön yükleme kuvveti hesabı yapmıştık ancak o hesap, tasarım öncesi bir ön hesap niteliğinde olup gerçek yay katsayıları yerine teorik hesaplardan elde edilen yay katsayıları kullanılarak gerçekleştirilmişti.

Şimdi ise kurulan dinamik modelde kullanılmak üzere testler neticesinde elde edilen supap yay katsayısı kullanılarak bir ön yükleme kuvveti belirlenecektir. Ön hesaplardaki gibi ön sıkışma miktarı 10mm alınmak üzere F_p ön yükleme kuvveti:

F_p = k x =14,715N/mm 10mm = 147,15N olarak hesaplanır.

$\mathbf{F_c}$: Kam ile Tapet Arasındaki Temas Kuvveti

Kam profili ile tapet makarası sürekli olarak temas halinde bulunmaktadır. Bu nedenle temas noktasında $\mathrm{F_c}$ temas kuvveti oluşmaktadır. Bu kuvvet basınç ya da temas açısı olarak adlandırılan alfa α açısına, kam yer değiştirmesine, kam profil üzerinde yer değişimine, tapet makarası yer değişimine, yay ön yükleme kuvvetine, kam profili ile tapet makarası arasındaki yay katsayısına bağlıdır ve aşağıdaki gibidir:

$\mathrm{F_c}$: Kam ile Tapet Arasındaki Temas Kuvveti [N]

k_h : Kam Profili ile Tapet Arasındaki Yay Katsayısı [N/m]

$\mathrm{F_p}$: Supap Yayı Önyükleme Kuvveti [N]

y(θ) : Kam Profili Üzerinde Yer Değiştirme [mm]

$\mathrm{y_1}$: Kam Düşey Hareket Koordinatı [mm]

$\mathrm{y_2}$: Tapet Makarası Düşey Hareket Koordinatı [mm]

α : Basınç&Temas Açısı [°]

$$\mathrm{F_c} = k_\mathrm{h}\ (\mathrm{y}(\theta) + \mathrm{y_1} - \mathrm{y_2})\cos\alpha + \mathrm{F_p}\cos\alpha \qquad (3.105)$$

Yukarıda formülde yer alan $\mathrm{F_c}$ kuvvetini hesaplayabilmek için bilinmeyen değerlerin tespiti gereklidir. α basınç & temas açısı değeri yukarıdaki formülde yer alan bilinmeyenlerdendir ve aşağıdaki formülle hesaplanır:

$\dot{Q}_c$: Kam Mili Açısal Hızı [rad/s]

R_a : $R_b + R_1$ [mm]

R_b : Kam Profili Temel Daire Yarıçapı [mm]

R_1 : Tapet Makarası Yarıçapı [mm]

$\dot{y_2}$: Tapet Makarası Hızı [mm/s]

Örneğin egzoz supabını alarak genel bir temas kuvveti kam açısı ve basınç açısı arasında oluşan ilişkiyi incelemek amacıyla:

$\dot{Q}_c$ = 1125dev/dk = (1125/60)*2π [1/s] =117,8[1/s]

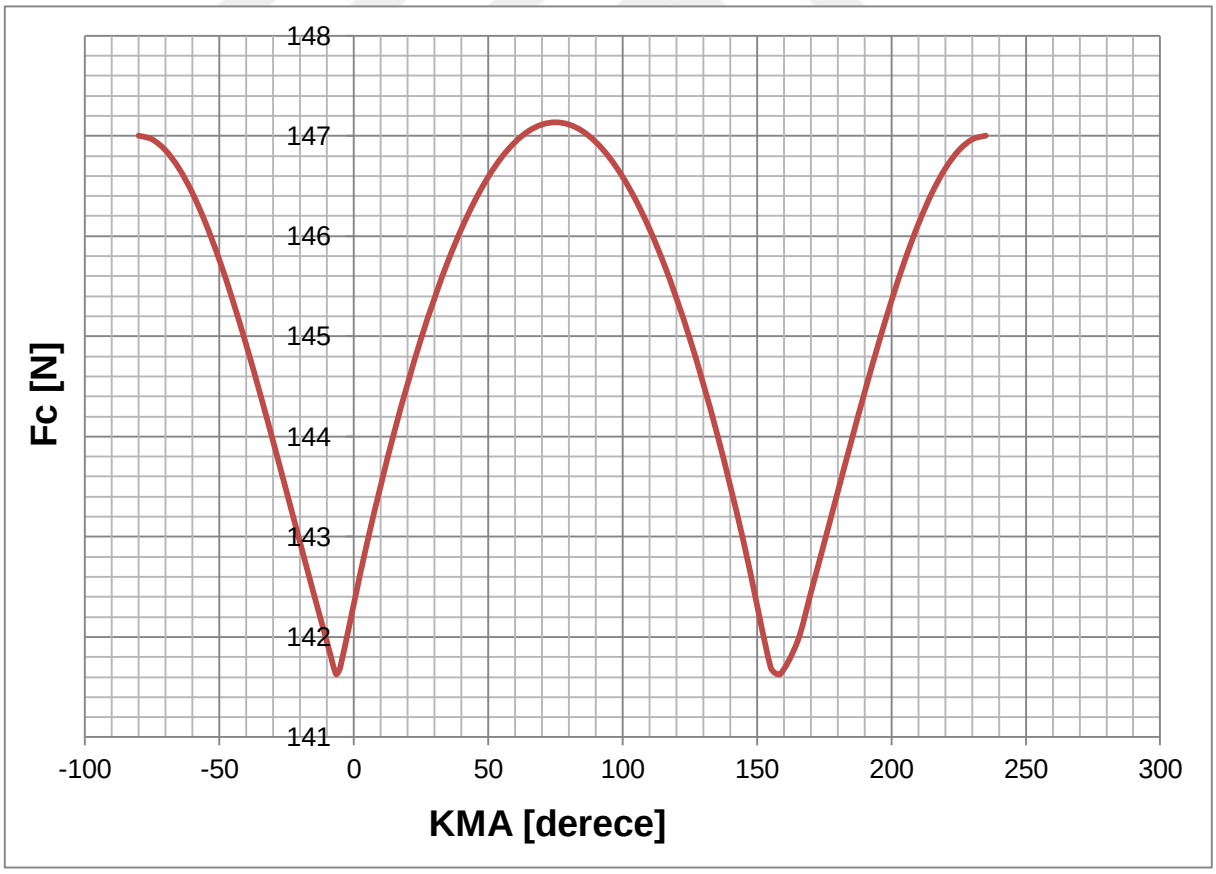
R_b = 22,5mm

R_1 = 10mm

R_a= R_b + R_1 = 22,5 + 10 = 32,5mm

Diğer parametreler kam mili açısı ve basınç açısına bağlı olarak değişen veriler olup önceden hesaplanan sonuçlardan çekilecektir. k_{h} değeri ise temas pozisyonu, $\mathrm{F_c}$ temas kuvveti, kam profilinin eğrilik noktası gibi birçok farklı parametreye bağlı olarak değişken olarak belirleneceği gibi ana davranış özelliklerini incelememiz nedeniyle, şimdiki gibi sabit olarak da belirlenebilir. Bu temas kuvveti davranış incelemesi için 1,9x10 N/m şeklinde tespit edilmiştir. Özellikle yüksek hızlı kamlar için sabit değerin 1,9x10^9 N/m şeklinde olması tavsiye edilebilir. İlerleyen kısımlarda değişken formülün nasıl elde edileceğine de değinilecektir. Temas açısı ve temas kuvveti değerleri ve onların krank mili açısına göre değişimi temelde aşağıdaki biçimde elde edilmektedir [4], [5], [6], [7]:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\dot{y}_2}{\dot{Q}_c\ (R_a + \mathrm{y}(\theta))}\right) \qquad (3.106)$$



Şekil 3.4 Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Kuvvetinin KMA'ya göre Değişimi

Temas açısı -15 ile 15 derece arasında meydana gelmekte olup bu temas açısı değerine göre oluşan temas kuvvetleri değerleri tabloda ifade edilmiştir.

Alfa (Contact Angle) @1125RPM	Fc Contact Force @ 1125RPM
0	147
1,287738464	146,9631768
2,567959575	146,85359
3,83329282	146,6738476
5,076654294	146,4281665
6,291372996	146,1221885
7,471298352	145,7627436
8,610885252	145,3575776
9,7052546	144,9150623
10,75022907	144,4439069
11,74234534	143,9528858
12,67884513	143,4505941
13,55764843	142,9452414
14,37731252	142,444485
15,13698066	141,9553072
15,62639934	141,6275263
15,5228015	141,6997939
13,6195638	142,9439542
11,70092119	144,0368745
9,769483652	144,9721459
7,827662062	145,7444494
5,877710108	146,3495002
3,921761139	146,784006
1,9618613	147,045636
0	147,133
-1,9618613	147,045636
-3,921761139	146,784006
-5,877710108	146,3495002
-7,827662062	145,7444494
-9,769483652	144,9721459
-11,70092119	144,0368745
-13,6195638	142,9439542
-15,5228015	141,6997939
-15,62639934	141,6275263
-15,13698066	141,9553072
-14,37731252	142,444485
-13,55764843	142,9452414
-12,67884513	143,4505941
-11,74234534	143,9528858
-10,75022907	144,4439069
-9,7052546	144,9150623
-8,610885252	145,3575776
-7,471298352	145,7627436
-6,291372996	146,1221885
-5,076654294	146,4281665
-3,83329282	146,6738476
-2,567959575	146,85359
-1,287738464	146,9631768
0	147

Önceki bölümlerde egzoz supabı için oluşturulan kalkma açısı ve avans değerleri dikkate alınarak temas kuvveti ile krank mili açısı arasındaki ilişki belirlenmiştir. Bu nedenledir ki KMA 0 derece yerine -80 dereceden başlatılmaktadır.

Aynı zamanda bulunan temas açısı değerleri derece cinsine dönüştürülmüş ve KMA ile aralarındaki ilişki aşağıdaki grafikte gösterildiği gibi incelenmiştir.

Temas kuvveti ve temas açısı hesaplanan değerler tablosu yanda ifade edildiği gibi olup, bu değerlerin eldesinde kullanılan veriler de ilk bölümlerde değinilen egzoz supap performans hesabında kullanılan verilerden yararlanılmıştır.

Yandaki tablodaki veriler @1125RPM kam mili devir sayısı için olup devir sayısı değişiminde sistemin davranışı incelenecektir.

Şekil 3.5 @1125RPM'de Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Kuvvetinin Temas Açısına göre Değerleri

Fc Contact Force @ 750RPM	Alfa (Contact Angle) @750RPM
147	0
146,9168207	1,931062104
146,6697349	3,848444616
146,2659455	5,738849427
145,7169663	7,589714726
145,0379421	9,389519874
144,2468063	11,12802324
143,3633562	12,79642357
142,40833	14,38744343
141,4025542	15,89534001
140,3662119	17,315854
139,3182606	18,64610987
138,2760099	19,88448213
137,2548505	21,03044138
136,2681191	22,08439208
135,6127478	22,75913865
135,7547054	22,61659452
138,2348783	19,97135566
140,4721139	17,25676969
142,4323093	14,48045508
144,0840855	11,6509493
145,399853	8,777663978
146,3568508	5,870788301
146,9380727	2,941144094
147,133	0
146,9380727	-2,941144094
146,3568508	-5,870788301
145,399853	-8,777663978
144,0840855	-11,6509493
142,4323093	-14,48045508
140,4721139	-17,25676969
138,2348783	-19,97135566
135,7547054	-22,61659452
135,6127478	-22,75913865
136,2681191	-22,08439208
137,2548505	-21,03044138
138,2760099	-19,88448213
139,3182606	-18,64610987
140,3662119	-17,315854
141,4025542	-15,89534001
142,40833	-14,38744343
143,3633562	-12,79642357
144,2468063	-11,12802324
145,0379421	-9,389519874
145,7169663	-7,589714726
146,2659455	-5,738849427
146,6697349	-3,848444616

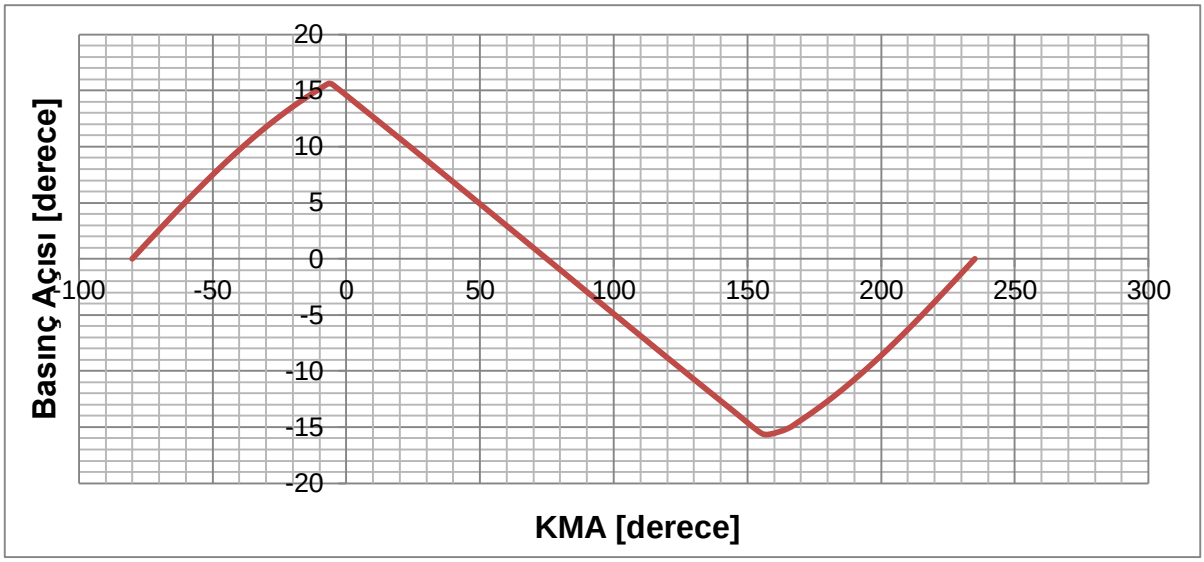
Önceki bölümlerde egzoz supabı için oluşturulan kalkma açısı ve avans değerleri dikkate alınarak temas kuvveti ile krank mili açısı arasındaki ilişki belirlenmiştir. Bu nedenledir ki KMA 0 derece yerine -80 dereceden başlatılmaktadır.

Aynı zamanda bulunan temas açısı değerleri derece cinsine dönüştürülmüş ve KMA ile aralarındaki ilişki aşağıdaki grafikte gösterildiği gibi incelenmiştir.

Temas kuvveti ve temas açısı hesaplanan değerler tablosu yanda ifade edildiği gibi olup, bu değerlerin eldesinde kullanılan veriler de ilk bölümlerde değinilen egzoz supap performans hesabında kullanılan verilerden yararlanılmıştır.

Yandaki tablodaki veriler @750RPM kam mili devir sayısı için olup devir sayısı değişiminde sistemin davranışı incelenecektir.

Şekil 3.6 @750RPM'de Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Kuvvetinin Temas Açısına göre Değerleri



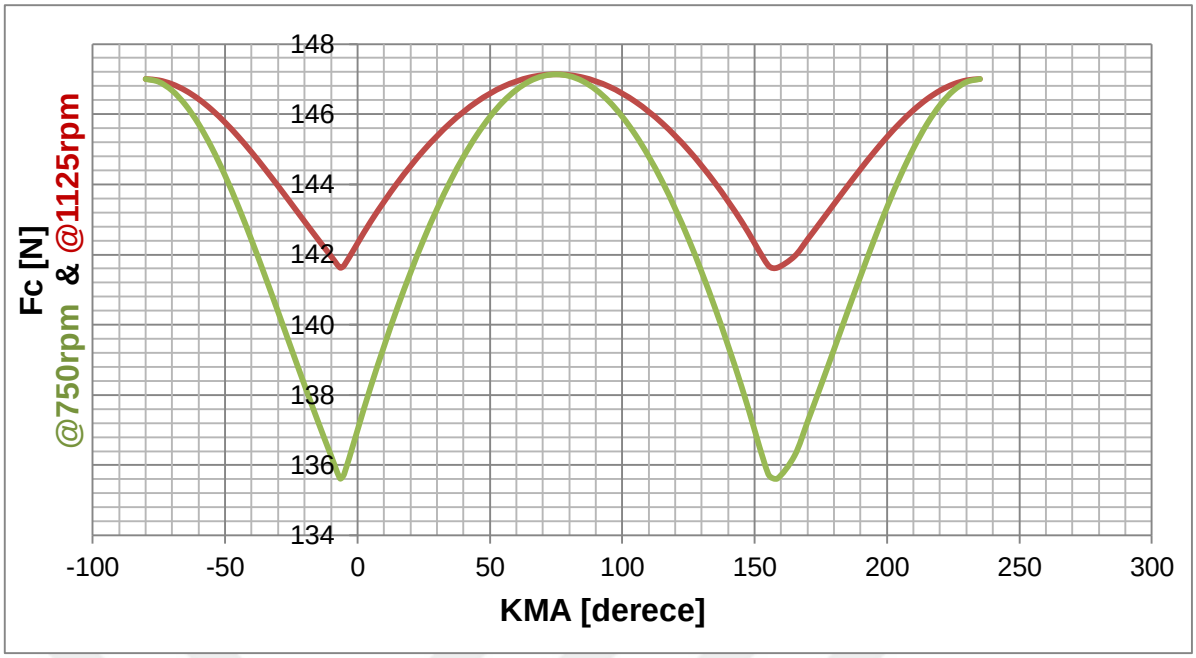
Şekil 3.7 @1125RPM'de Temas Açısının KMA'ya göre Değişimi

1125 RPM değerinde meydana gelen temas kuvvetlerinin KMA'ya göre incelenmesi yukarıda incelenmiştir. Motorun nominal çalışma devri olarak ikinci bir güç devri 14KW da 1500 RPM değeridir. Bu değer kam mili çalışma devri olarak 1500/2=750 RPM değerine tekabül etmektedir.

Farklı devir sayılarında temas kuvvetlerinin KMA'ya göre değişimlerinin görülebilmesi için aşağıda @ 1125 RPM ve @ 750 RPM değerleri aşağıdaki gibi aynı grafikte incelenmiştir [7], [10].

@750RPM $\dot{Q}_c$ = 750dev/dk = (750/60)*2π [1/s] =78,539[1/s]

@1125RPM $\dot{Q}_c$ = 1125dev/dk = (1125/60)*2π [1/s] =117,8[1/s]



Şekil 3.8 @1125RPM ve @750RPM'de Kam ile Tapet Arasında Oluşan Temas Kuvvetinin Temas Açısına göre Değerleri

T_0 : Kam Tork Değeri

$T_0 = \left(\frac{\dot{y}_2}{\dot{Q}_c}\right) F_c \cos\alpha$ olmak üzere hesaplanabilir. (3.107)

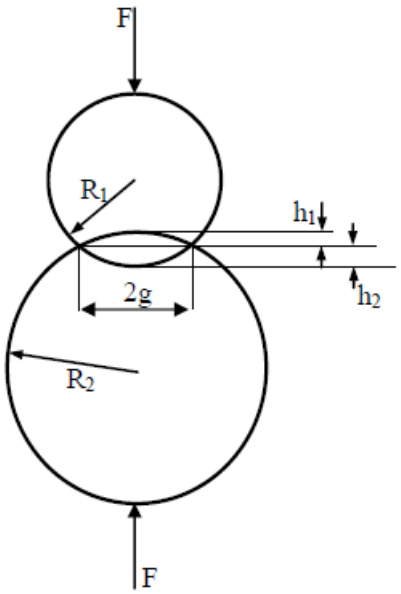
Kam tapet hızının doğrudan etkilediği gözlenmekte olup oluşan grafik bu etki ile şekillenecektir. Ön hesaplarda kam profili ile tapet arasındaki yay katsayısı değeri birçok analiz için sabit olarak kabul edilip ilerlenmektedir. Ancak temas durumu gerçekte temas açısına bağlı olarak değişim göstermekte ve temas ilişkilerinde sürekli bir değişim gözlenmektedir. Bu değişken etkilerin hesaba katılabilmesi için aşağıdaki ilişkiler dikkate alınmalıdır:

Kam profili ile tapet arasında temasın sağlandığı durumda $y_2 < y(\theta) + y_1 + F_p / k_h$ olmalıdır. Bu durumda temas kuvveti daha önceki bölümlerde ifade edildiği üzere

$F_c = k_h \ (y(\theta) + y_1 - y_2)\cos\alpha + F_p \cos\alpha$ olmaktadır.

$y_2 \geq y(\theta) + y_1 + F_p / k_h$ olması halinde ise temasın ortadan kaybolması ve sıçramalar gözlenir. Bu durumda temas kuvveti $F_c = 0$ biçiminde ifade edilir.

Değişken olarak ifade edilen k_h değeri temasın sağlandığı durumlar için söz konusu olup, temas olmayan durumlarda sıfırdır.



Şekil 3.9 Hertzian Temas Yay Katsayısı

Birbiriyle temas halinde bulunan kam profili ve tapet makarası, iki temel silindir gibi düşünülerek yukarıda gösterildiği gibi modellenir. Bu modelde R_1 yarıçapı tapet makarası yarıçapını, R_2 ise kam profili eğrisinin yarıçapını farklı konumlar göz önüne alınarak temsil etmektedir. ν_1 ve ν_2 sırasıyla birinci ve ikinci silindire ait poisson ratio değerleri olup, tapet makarası ve kam profili malzeme özelliklerine bağlı olarak şekillenmektedir [4], [5], [6].

Kam profilinin ve tapet makarasının kalınlık değeri b olarak ifade edilmiştir. Yukarıda ki şekilde de ifade edildiği üzere temas halindeki silindirlerin temas alanlarının genişlik değeri 2g olarak ifade edilmektedir. E_1 ve E_2 sırasıyla birinci ve ikinci silindirlere ait young modülü değerleridir. Temas noktalarında meydana gelen deplasman değerleri h_1 ve h_2 olarak ifade edilmiştir. k_h değerinin hesaplanabilmesi için izlenecek adımlar:

$$R_2\ (\theta) = \frac{\left[\left[(R_a + y(\theta))^2 + \left(\frac{\dot{y}(\theta)}{\omega}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}\right]}{(R_a + y(\theta))^2 + 2\left(\frac{\dot{y}(\theta)}{\omega}\right)^2 - (R_a + y(\theta))\left(\frac{\ddot{y}(\theta)}{\omega^2}\right)} - R_1 \qquad (3.108)$$

$R_a = R_b + R_1$ olup, R_b değeri kam profili temel daire yarıçapıdır.

$$g\ (\theta) = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi\, b}\left(\frac{1-{\nu_1}^2}{E_1} + \frac{1-{\nu_2}^2}{E_2}\right) / \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2\ (\theta)}\right)} \qquad (3.109)$$

$$h_1(\theta) = R_1 - \sqrt{{R_1}^2 - g\ (\theta)^2} \qquad (3.110)$$

$h_2(\theta) = \mathrm{R}_2(\theta) - \sqrt{\mathrm{R}_2(\theta)^2 - \mathrm{g}\,(\theta)^2}$ (3.111)

Kam profili pozitif yani konveks olması durumunda $k_{\mathrm{h}} = \frac{\mathrm{F_c}}{h_1 + h_2}$

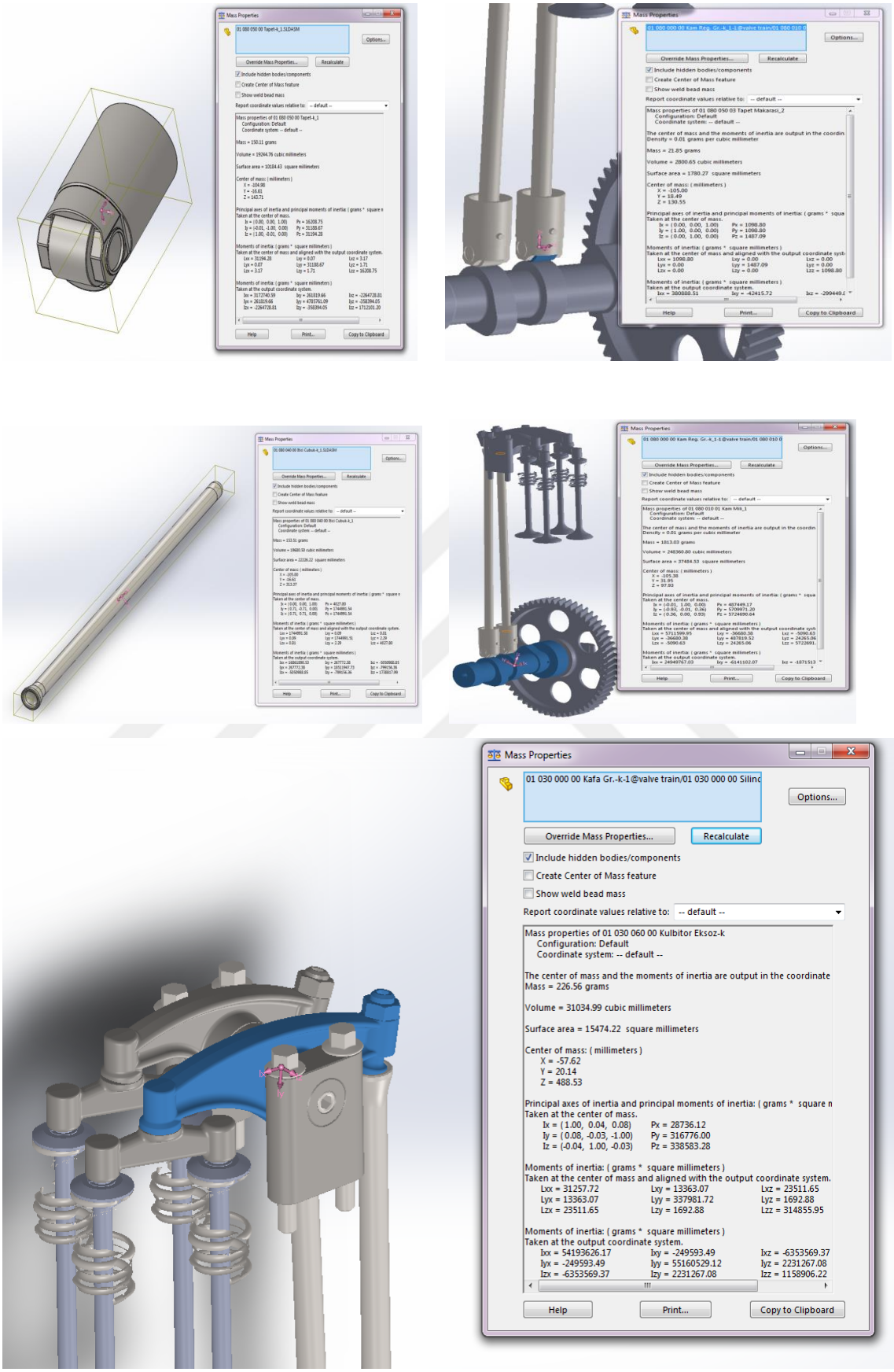
Kam profili negatif yani konkav olması durumunda $k_{\mathrm{h}} = \frac{\mathrm{F_c}}{2(h_1 - h_2)}$ değerleri dikkate alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmelidir [4], [5], [6].

3.2 Kam Mekanizması Dinamik Model Verileri

Oluşturulan dinamik modelin çözülebilmesi için kütle, sönüm, rijitlik ve kuvvet matrislerinde yer alan bilinmeyen değerlerin veri olarak belirlenmesi gerekmektedir. Daha sonra bu belirlenen değerler Simulink de kurulan blok diyagramlar ve formüllerin integrasyonu ve birbiri içinde çözüm döngüsünde kullanılacak, arzu edilen diyagramlar Matlab-Simulink aracılığıyla elde edilecektir.

Dinamik modelin verileri supap kumanda mekanizmasının bazı parçalarının kütle ölçümü yapılarak ve/veya SolidWorks programında 3D model olarak çizimi gerçekleştirilen parçaların malzemelerinin tanımlanmasının ardından kütlesinin program yardımıyla belirlenmesi sayesinde elde edilmiştir. Dinamik modelin analizi egzoz supabı için yapılacak olup, arzu edilmesi takdirde veriler emme supabı içinde toplanıp analiz gerçekleştirilebilir.

Tapet, tapet makarası, itici çubuk, kam mili, külbütör gibi bazı parçaların ağırlığı SolidWorks programından aşağıda ki şekillerde gösterildiği gibi elde edilmiştir.



Şekil 3.10 Dinamik Model Kütle Verilerinin SolidWorks Programı Yardımıyla Eldesi

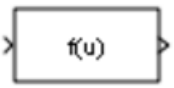
Dinamik Model Verileri		Açıklama
L1	0,04565m	Külbütör yatağı ile itici çubuk arasında kalan kol uzunluğu
L2	0,0698m	Külbütör yatağı ile supap köprüsü merkezi arasında kalan kol uzunluğu
L	0,025m	Supapların supap köprüsü merkezine olan uzaklıkları
ch1, ch2	0,125Ns/m	Külbütör kolu temas noktalarındaki sönüm katsayısı
ch3, ch4	0,125Ns/m	Supapların sönüm katsayıları
Is	0,000261kgm^2	Külbütör kütlesel atalet momenti
Iz	0,00002055kgm^2	Supap köprüsü kütlesel atalet momenti
kh1, kh2	1,1x10^{6}N/m	Külbütör ile itici çubuk & supap köprüsü arasındaki yay katsayısı
kh3, kh4	1,1x10^{6}N/m	Supapların lineer yay modeli
Mc	1,843kg	Kam profiline indirgenmiş kam kütlesi
cvs	750Ns/m	Kam profilinin düşeyde yataklanması nedeniyle oluşan sönüm katsayısı
chs	750Ns/m	Kam profilinin yatayda yataklanması nedeniyle oluşan sönüm katsayısı
kvs	2,6x10^{6}N/m	Kam profilinin düşeyde yataklanması nedeniyle oluşan çelik-çelik sürtünme katsayısı
khs	2,6x10^{7}N/m	Kam profilinin yatayda yataklanması nedeniyle oluşan çelik-çelik sürtünme katsayısı
krb	2,6x10^{6}N/m	Tapet makarasının yataklanması nedeniyle oluşan çelik-çelik sürtünme katsayısı
Mr	0,02185kg	Tapet makarası kütlesi
Mfc	0,128kg	Tapet makarası hariç tapet kütlesi
kvc	1,75x10^{7}N/m	İtici çubuk lineer yay modeli
Mf	0,1535kg	İtici çubuk kütlesi
cf	0,075Ns/m	İtici çubuk sönüm katsayısı
M1, M2	0,09637kg	Egzoz supap kütleleri
k1, k2	14715N/mm	Egzoz supabı yay katsayısı
c1, c2	0,05Ns/m	Egzoz supap yayları geri dönme sönüm katsayısı
khc	2,6x10^{5}N/m	Tapet-itici çubuk çelik-çelik sürtünme katsayısı
Mz	0,0565kg	Supap köprüsü kütlesi
kh	1,9x10^{6}N/m	Kam profili ile tapet makarası arasındaki temas nedeniyle oluşan sürtünme katsayısı
Fc	Açıya bağlı değişken olup, simulink içerisine signal builder tanımlanarak hesaplanır.	Kam profili ile tapet makarası arasında oluşan temas kuvveti
Fp	147,15N	Egzoz supap yayları ön gerilme kuvveti

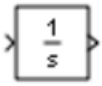
Şekil 3.11 Dinamik Model Verileri

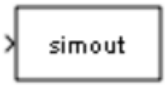
3.3 Kam Mekanizması Dinamik Modelinin Kurulumu

Önceki bölümlerde fiziksel olarak kurulan dinamik modelin denklemleri elde edilmiş ve Simulink formatında nasıl yazılması gerektiği üzerinde durulmuştu. Şimdi ise bu elde edilen denklemleri Matlab – Simulink programına nasıl uygulayacağımız üzerinde duracağız. 12 serbestlik derecesine sahip dinamik modellin denklemlerinin Matlab – Simulink içine yazılması sayesinde sistemin ivme, açısal hız, yer değişimi vb gibi zamana bağlı temel davranışlarını elde edeceğimiz gibi frekans ekseninde ivme olarak tepe değerlerini ve titreşim karakteristiklerini de görüp inceleme fırsatı bulacağız. Böylelikle sistemin hangi frekans değerlerinden etkilendiği hangi koşullar altında çalışması gerektiği gibi temel sorulara cevap verebiliyor olacağız.

Öncelikle Matlab programını açalım ve programın açılmasının ardından toolbar menüsünden Simulink ikonuna tıklayarak Simulink Library Browser'ı açalım. Açılan sayfada yer alan boş sayfa sembolü olan create a new model ikonuna tıklayarak yeni bir Simulink sayfası elde edelim. Açılan yeni sayfaya yeni bir isim verip, Matlab-Work'un içine kaydedelim. Verilen ismin İngilizce karakterlerden oluştuğuna Türkçe karakter barındırmadığına emin olalım. İsim verilen bu yeni sayfaya modelimi kuracağız ve modelde kullanacağımız blokları Simulink Library Browser'dan isim verdiğimiz sayfaya taşıyacağız. Taşıma işlemi farenin sol tuşuna basılı tutup ardından sürükleyip bırakılması işlemleri ile gerçekleşmektedir. Hangi blokların kullanıldığı ve bulundukları klasörlerin isimleri aşağıda ifade edilmiştir.

- 

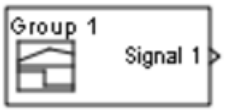
User-Defined Functions→Fnc→Denklemlerin içine yazılacağı ana blok olup, integrasyon işlemleri bu blok üzerinden yapılacaktır.
- 

Continuous→Integrator→Fnc içine yazılan ana denklemler başta olmak üzere integrasyon işlemlerinde kullanılır.
- 

Sinks→To Workspace→ Simulasyon işlemi sırasında elde edilen verilerin girilen sinyal değerlerinin işlendiği bloktur.

-  Sources→Clock→Gerçek zamanlı benzetim adımının tam zamanının çıktı olarak verilmesini sağlayan bloktur.

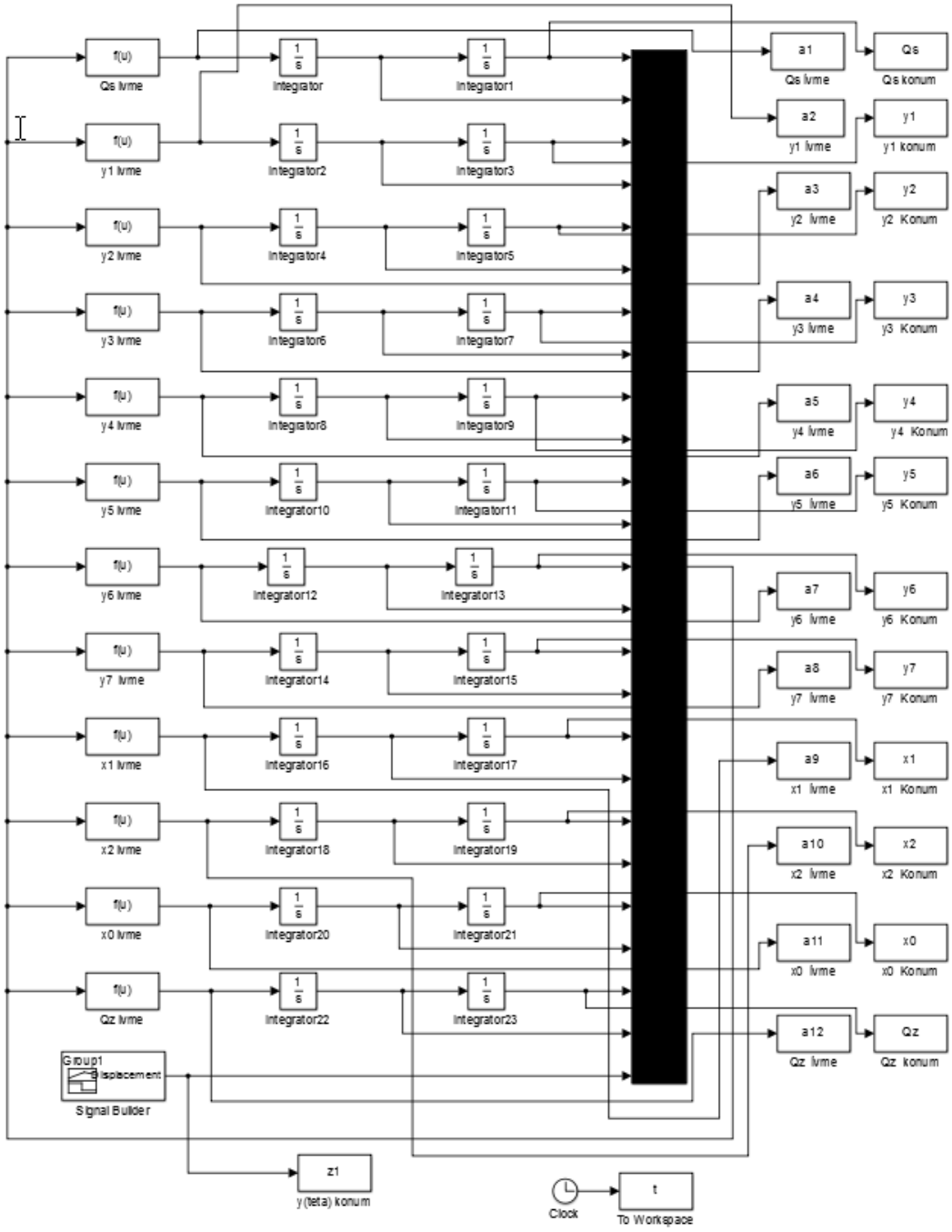
-  Signal Routing→Mux→Birçok veri girdisini toplayan ve vektörel olarak tek bir çıktı haline dönüştürmeye yarayan bloktur.

- 

Sources→Signal Builder→ Simülasyon içerisinde özelleştirilmiş bir sinyal oluşturup girdi olarak kullanmana müsaade eden bloktur.
- Yukarıda bahsi geçen bloklar Simulink çalışma ekranına taşındıktan sonra, To Workspace çift tıklanarak save format Array'e dönüştürülmelidir. Blokların içerisinde yazılan isimler çift tıklanarak istenilen ismin yazılması ile değiştirilebilir.
- Bilindiği üzere 12 serbestlik dereceli supap-kumanda mekanizması dinamik modeli içerisinde 12 adet diferansiyel denklemimiz olması nedeniyle bu denklem takımlarını içerisine yazıp tanımlayacağımız 12 adet fonksiyon bloğuna yani 12 adet "Fnc" bloğuna ihtiyaç duyulmaktadır.
- Diferansiyel denklemlerin kendisi ivme, 1. İntegrasyonu hız, 2. İntegrasyonu ise konum sinyalini sağlamaktadır. Böylece her bir fonksiyon için 2 adet integratöre ihtiyaç duyulması sebebiyle, toplam integratör sayısı fonksiyon adedinin iki katı olmalıdır. Bu durumda 24 adet "Integrator" bloğuna ihtiyaç duyulmaktadır.
- Mux. bloğunun temel görevi birçok giriş sinyalinin birleştirerek tek bir çıkış sinyaline dönüştürmektir. Giriş sinyali olarak 12 adet Fnc konum sinyali, 12 adet integre edilerek elde edilen hız sinyali, signal builder içine tanımlayacağımız kam profilinin takip ettiği ana $y(\theta)$ yol fonkiyonu ile birlikte toplam 25 adet giriş olarak çoğaltılmalıdır. Bu çoğaltma işlemi; Mux içerisine çift tıklanarak Block parameters içerisinden Number of inputs 2 yerine 25 yazılarak Block Parameters kapatılır.

Yapılan tüm bu işlemlerin ardından sistem elemanlarının birbirine olan bağlantısı çıkış kısımdan tutup sürükleyerek bağlanılması istenen giriş yerine bırakılması işlemiyle kolayca yapılmaktadır.

Zamana bağlı olarak verilerin işlenebilmesi için Clock bloğunun To Workspace bloğuna olan bağlantısı unutulmamalıdır. Gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra ve denklem isimleri fonksiyonlarda değiştirildikten sonra Simulink ekranı aşağıda ifade edilen şekli almalıdır.



Şekil 3.12 Supap-Kumanda Mekanizması Dinamik Model Verilerinin Matlab-Simulink Formatında İfadesi

SignaL Builder, $\mathbf{y\ (\theta)}$ Kam Profili Giriş Sinyali:

Simulink içerisinde istenilen giriş sinyalini oluşturmaya yarayan Signal Builder bazen bozucu etki gösteren giriş fonksiyonu olarak kullanılabileceği gibi, bizim oluşturduğumuz Simulink modelinde ise temas kuvveti "F_c" içerisinde tanımlanan $y\ (\theta)$ kam profilinin girdi olarak oluşturulabilmesi için kullanılmıştır.

$F_c = k_h\ (y(\theta) + y_1 - y_2)\cos\alpha + F_p \cos\alpha$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\dot{y_2}}{\dot{Q_c}\ (R_a + y(\theta))}\right)$$

F_c =(kh*(u[25]+u[3]-u[5])+ F_p)*cos(atan(u[6])/(117,8*(0,0325+u[25]))) biçiminde Fnc fonksiyonu içerisinde temas kuvveti gerekli olan yerlerde elde edilen formül yazılmıştır.

Signal Builder sayesinde $y(\theta)$ yani u[25] tanımlı hale getirilmiştir. Simulink içerisinde simülasyon 10 saniye boyunca devam edecek şekilde belirlenmiştir. Kam profilinin bir tepe yapması dolayısıyla 1 tam tur atması sistemin davranışını net olarak görebilmek amacıyla 1sn olarak kabul edilmiştir. Profilin bir tam tur attığı zaman dilimi sistemin grafik davranışı üzerinde doğrudan bir etkiye sahip olmayıp, kam mili devir sayısı, açılma-kapanma avansı gibi değerlere bağlı olarak değişmektedir. 1 saniyede profilin 1 tam tur atacağı varsayımıyla daha önceden elde ettiğimiz kam profili konum değerleri eşit zaman aralığı oluşturacak biçimde zaman aralıklarına bölünmüştür. Signal Builder içerisine dışarıdan bir grafik eklemek için Ms Excel formatı içerisinde 1. Sütuna Time ismi verilip zaman değerlerinin girilmesi zorunludur. Aksi takdirde dosya okunmayacak ve blok tarafından kabul edilmeyecektir. Eğer ikinci bir Grup yoksa sayfalar silinmelidir. Aksi takdirde yine dosyanın okunmaması söz konusudur. Diğer sütunlara zaman ekseniyle ilişkili olan eksenlerin verileri yazılmalıdır. Bizim grafiğimiz için 2. sütun konumu ifade etmektedir. Sayfa isimleri girilen veri uyarınca Group1, Group2… şeklinde ilerlemelidir. Oluşturulan Excel tablosunun şekil ve içerik yönünden örneklenmesi aşağıda ifade edildiği gibidir.

	A	B
1	Time	Displacement
2	0	0
3	0,00111	1,59476E-05
4	0,00222	6,376E-05
5	0,00333	0,000143346
6	0,00444	0,000254555
7	0,00555	0,000397174
8	0,00666	0,000570932

Group1

Şekil 3.13 Signal Builder Ms Excel Örnek Tablosu

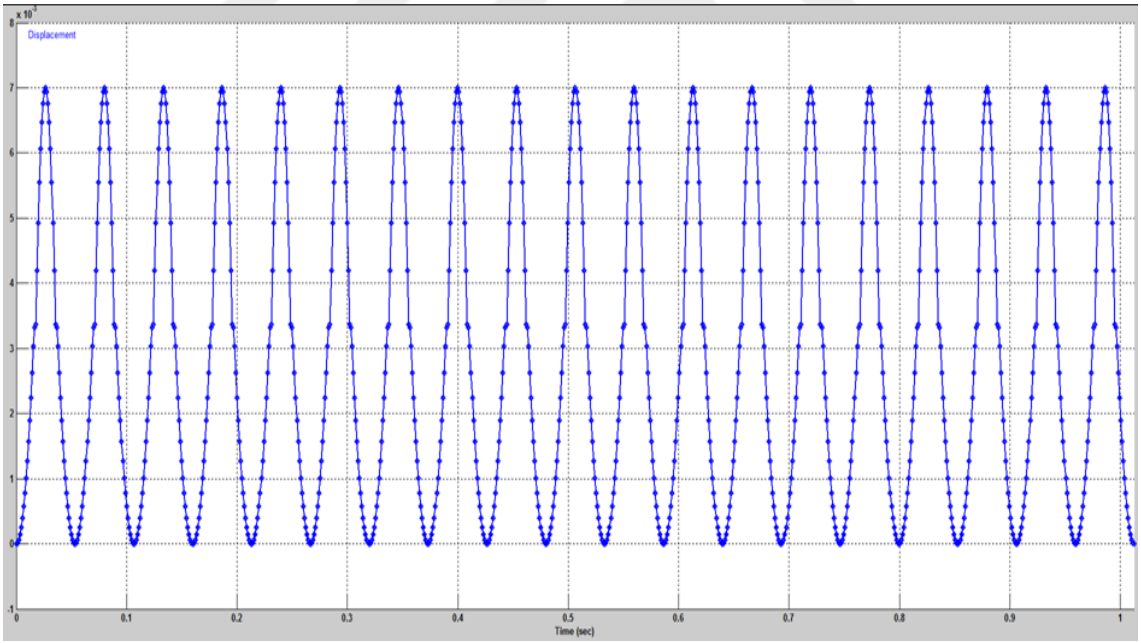
Signal Builder tarafından giriş sinyali olmak üzere tanımlanan verilerin örneklemeleri aşağıdaki tablolarda gösterildiği gibidir. Kam mili devir sayısı 1125dev/dk olduğundan, 1 saniyede 18,75 tam devir dönecektir. 1 tam devri tamamlamak için gerekli olan zaman ise 0,0533 saniye olarak hesaplanır. Bu duruma göre yan tarafta 1. ve 2. tam devri tamamlama zamanları ve yaklaşık 1 saniye sonunda atılan tam devrin zamanlarını ifade etmektedir.

Time	Displacement
0	0
0,00111	1,59476E-05
0,00222	6,376E-05
0,00333	0,000143346
0,00444	0,000254555
0,00555	0,000397174
0,00666	0,000570932
0,00777	0,000775499
0,00888	0,001010484
0,00999	0,001275442
0,0111	0,001569866
0,01221	0,001893198
0,01332	0,002244821
0,01443	0,002624065
0,01554	0,00303021
0,01665	0,003325999
0,01776	0,003373689
0,01887	0,004196857
0,01998	0,004923394
0,02109	0,005547771
0,0222	0,006065236
0,02331	0,00647185
0,02442	0,00676452
0,02553	0,006941018
0,02664	0,007
0,02775	0,006941018
0,02886	0,00676452
0,02997	0,00647185
0,03108	0,006065236
0,03219	0,005547771
0,0333	0,004923394
0,03441	0,004196857
0,03552	0,003373689
0,03663	0,003325999
0,03774	0,00303021
0,03885	0,002624065
0,03996	0,002244821
0,04107	0,001893198
0,04218	0,001569866
0,04329	0,001275442
0,0444	0,001010484
0,04551	0,000775499
0,04662	0,000570932
0,04773	0,000397174
0,04884	0,000254555
0,04995	0,000143346
0,05106	6,376E-05
0,05217	1,59476E-05
0,0533	0
0,0533	0
0,05441	1,59476E-05
0,05552	6,376E-05
0,05663	0,000143346
0,05774	0,000254555
0,05885	0,000397174
0,05996	0,000570932
0,06107	0,000775499
0,06218	0,001010484
0,06329	0,001275442
0,0644	0,001569866
0,06551	0,001893198
0,06662	0,002244821
0,06773	0,002624065
0,06884	0,00303021
0,06995	0,003325999
0,07106	0,003373689
0,07217	0,004196857
0,07328	0,004923394
0,07439	0,005547771
0,0755	0,006065236
0,07661	0,00647185
0,07772	0,00676452
0,07883	0,006941018
0,07994	0,007
0,08105	0,006941018
0,08216	0,00676452
0,08327	0,00647185
0,08438	0,006065236
0,08549	0,005547771
0,0866	0,004923394
0,08771	0,004196857
0,08882	0,003373689
0,08993	0,003325999
0,09104	0,00303021
0,09215	0,002624065
0,09326	0,002244821
0,09437	0,001893198
0,09548	0,001569866
0,09659	0,001275442
0,0977	0,001010484
0,09881	0,000775499
0,09992	0,000570932
0,10103	0,000397174
0,10214	0,000254555
0,10325	0,000143346
0,10436	6,376E-05
0,10547	1,59476E-05
0,1066	0
0,9594	0
0,96051	1,59476E-05
0,96162	6,376E-05
0,96273	0,000143346
0,96384	0,000254555
0,96495	0,000397174
0,96606	0,000570932
0,96717	0,000775499
0,96828	0,001010484
0,96939	0,001275442
0,9705	0,001569866
0,97161	0,001893198
0,97272	0,002244821
0,97383	0,002624065
0,97494	0,00303021
0,97605	0,003325999
0,97716	0,003373689
0,97827	0,004196857
0,97938	0,004923394
0,98049	0,005547771
0,9816	0,006065236
0,98271	0,00647185
0,98382	0,00676452
0,98493	0,006941018
0,98604	0,007
0,98715	0,006941018
0,98826	0,00676452
0,98937	0,00647185
0,99048	0,006065236
0,99159	0,005547771
0,9927	0,004923394
0,99381	0,004196857
0,99492	0,003373689
0,99603	0,003325999
0,99714	0,00303021
0,99825	0,002624065
0,99936	0,002244821
1,00047	0,001893198
1,00158	0,001569866
1,00269	0,001275442
1,0038	0,001010484
1,00491	0,000775499
1,00602	0,000570932
1,00713	0,000397174
1,00824	0,000254555
1,00935	0,000143346
1,01046	6,376E-05
1,01157	1,59476E-05
1,0127	0

Şekil 3.14 Signal Builder Ms Excel Verileri

Excel tablosunun bahsedilen kurallara uygun biçimde oluşturulmasının ardından, Simulink ekranına sürüklenip bırakılan Signal Builder çift tıklanarak iç menüsünün açılması sağlanır. File menüsü tıklanır ve bir alt menü olan “Import from File” seçilir. Böylece “Import File dialog” kutusu aktif hale gelir. “File to import” kutusunun hemen yanında yer alan “Browse” sekmesi yardımıyla kaydedilen excel dosyası bilgisayar içinde bulunur ve “Data to Import” menüsü aktif hale gelir burada excel sayfa sayısı kadar yani tanımlanan Group sayısı kadar sinyal gösterilir arzu edilen sinyallerin seçilip aktif edilmesi istenir. Ardından “Confirm Selection” butonunun aktif hale gelebilmesi için seçilen bu sinyallerin eğer varsa eskisiyle yer mi değiştirmesinin istendiği yoksa yeni bir sinyal olarak mı seçmek istediğin gibi seçeneklerin seçilmesiyle “Confirm Selection” tıklanır ve onaylanır. Daha sonra kaydetmeyi ya da kaydetmeden dosyayı kullanmayı öneren seçenekler sunmaktadır.

Signal Builder içerisine yukarıdaki adımları izleyip kaydedilen dosya giriş sinyali olarak aşağıda gösterildiği gibi elde edilmiştir.



Şekil 3.15 Signal Builder y (θ) Giriş Sinyali

y (θ) giriş sinyalinin de yukarıdaki şekilde tanıtılmasının ardından ve elde edilen diferansiyel denklemler de Fnc bloğunda tanıtılarak Simulink içerisinde yapılacak temel düzenlemeler bitmiştir.

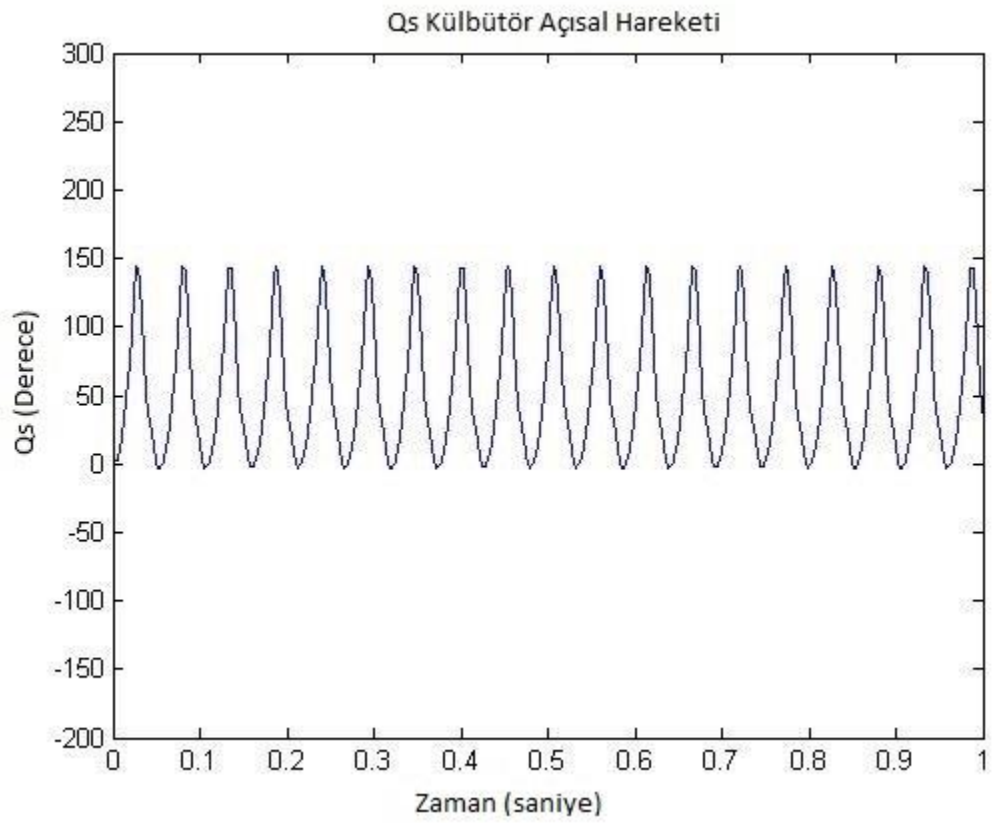
3.4 Kam Mekanizması Dinamik Model Zaman Cevabı

Bu işlemlerin ardından bloklar içerisine yazılan denklemlerin çözülebilmesi için denklemle içerisinde yer alan dinamik model verilerinin Matlab programı aracılığıyla tanıtılması gerekecektir. Bahsi geçen dinamik model verileri kütle, rijitlik, sönüm ve kuvvet matrislerini meydana getiren değerler olup tablo halinde önceki bölümlerde, dinamik model verileri başlığı altında gösterilmiştir. Bu veriler Matlab içerisinde yeni bir m-file dosyası açılarak girilir ve "run" komutu aracılığıyla ya da verilerin en alt sonuna gelip, Ctrl+Enter tuş kombinasyonuyla okutulmalıdır. Matlab içerisine yazılan bu verileri okutmadan Simulink içerisinde konumlandırılan blokları çalıştırdığımızda hata mesajı alıp, denklemlerin çözülemeyeceği unutulmamalıdır.

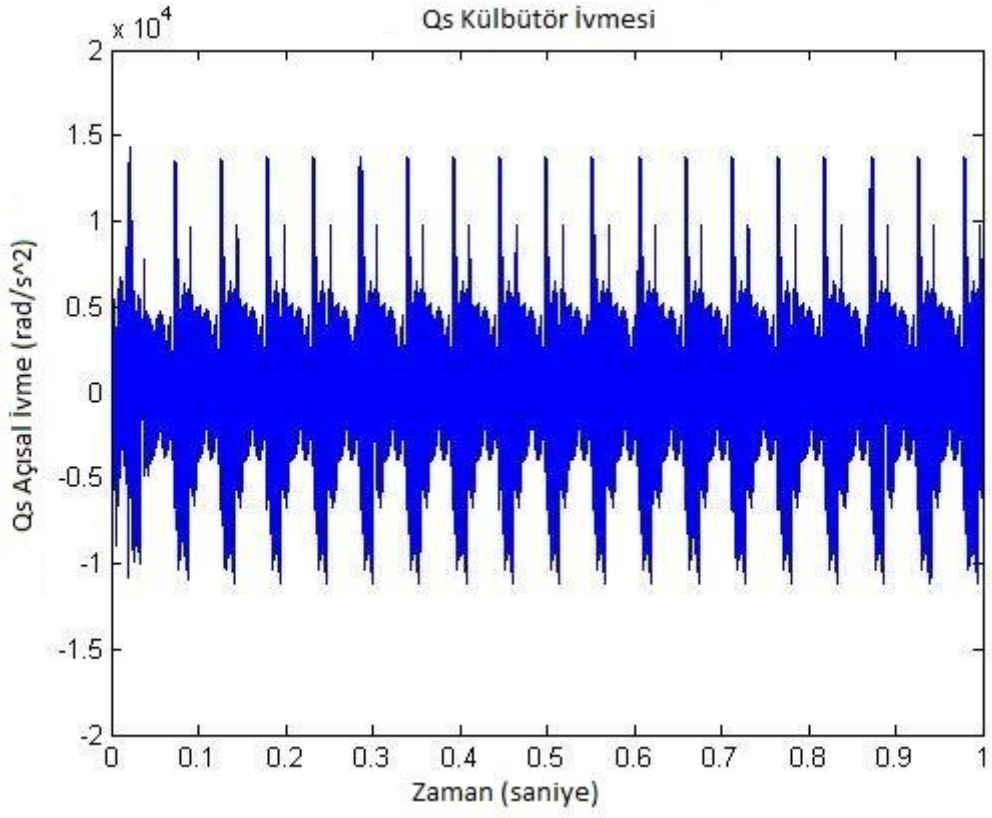
Matlab içerisine yazılan veriler ve elde edilmesi istenen grafikler için ayrı ayrı oluşturulan kodlar EK-F'de gösterildiği gibidir. İzlenecek temel adımlar öncelikle m-file içerisine yazılan verilerin son satırına gelip, Ctrl+Enter yapmak ardından Simulink içerisinde Run tuşuna basmak ve son olarak ise m-file içerisinde çizilmesi istenen grafik için ilgili kod satırının sonuna gelip Ctrl+Enter tuşuna basmak olmalıdır.

Sistemin temel davranışlarını detaylı biçimde görmek ve yay sönüm etkisinin karşılaştırılabilmesi amacıyla; yay sönüm katsayıları c1 ve c2 değerlerini yüksek ve standart değer aralıklarında kullanmamız durumunda oluşan sonuçlar incelenmiştir.

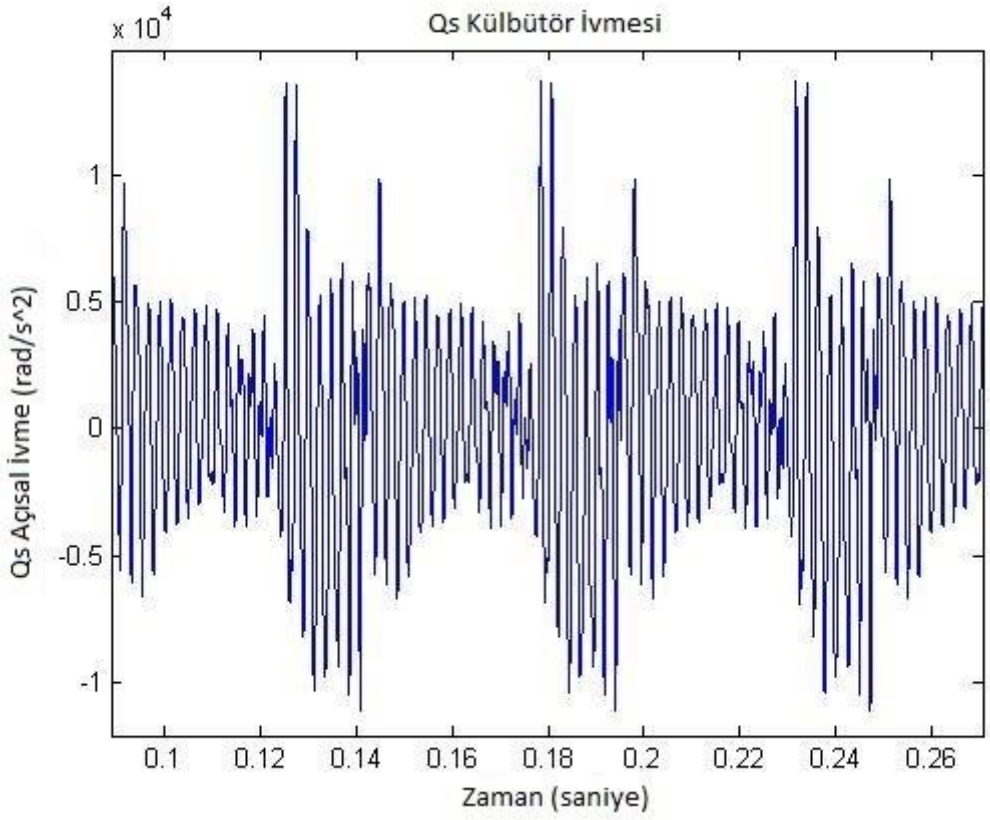
EK-F'de yer alan kodların m-file içerisine yazılmasının ardından her bir grafik için ilgili kod satırına gidilip Ctrl+Enter yapılmış ve aşağıda gösterilen grafikler elde edilmiştir.



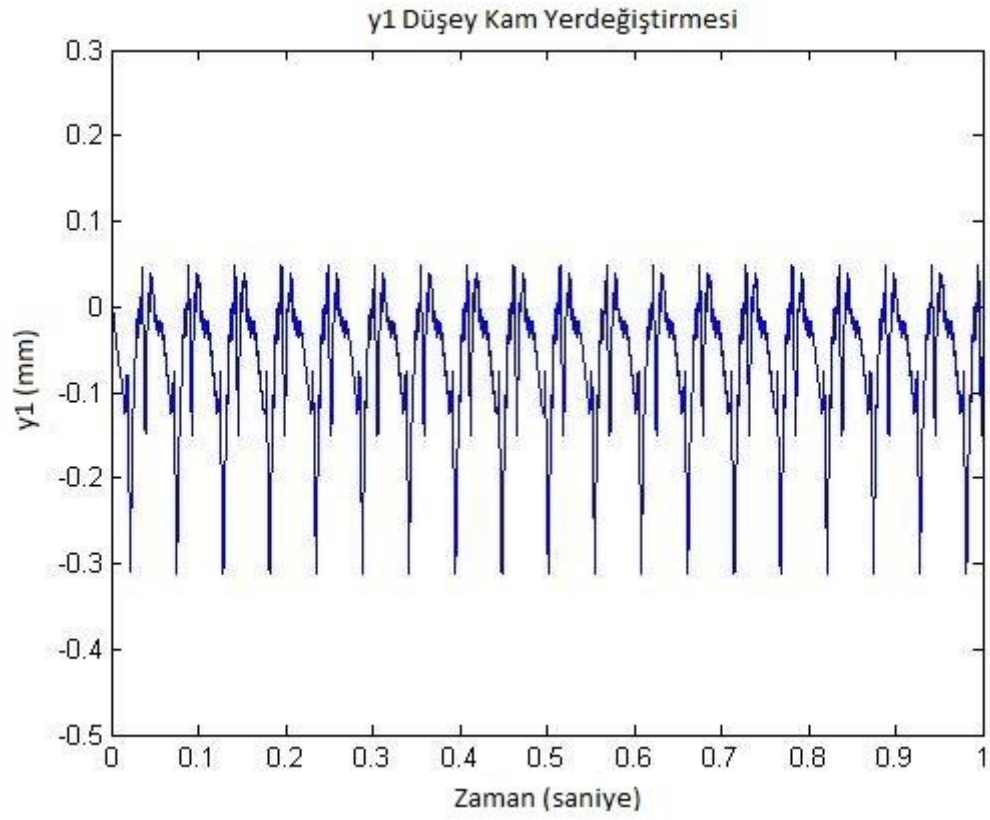
Şekil 3.16 Qs – t Grafiği



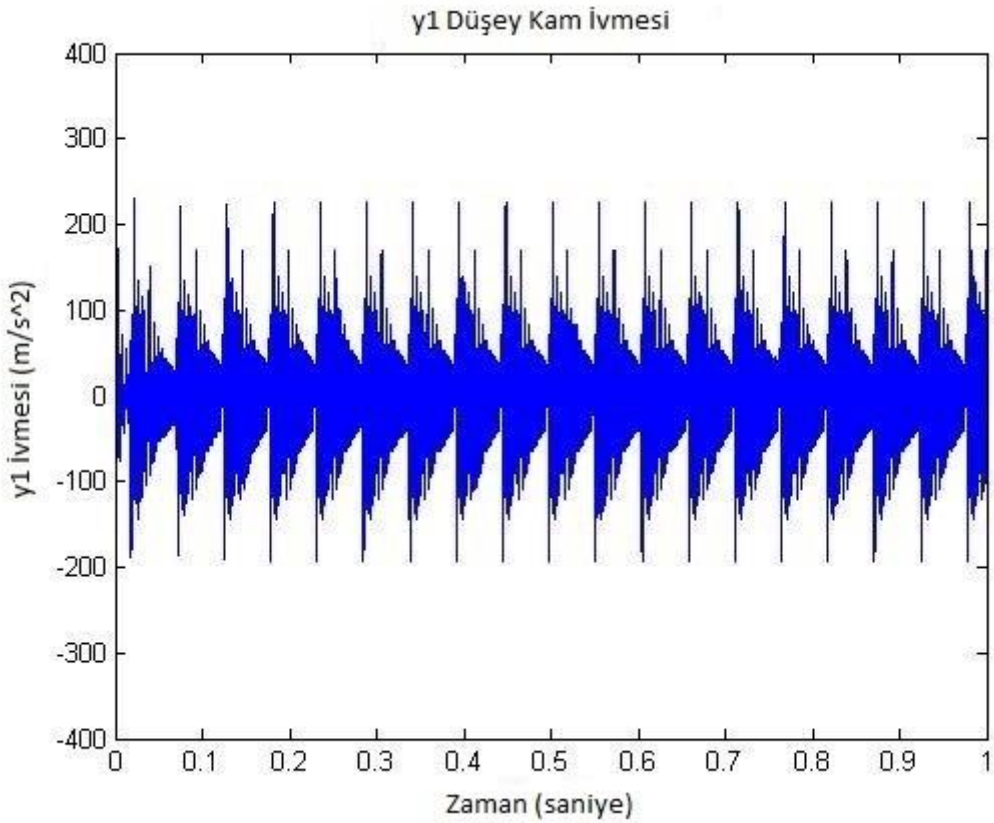
Şekil 3.17 Qs İvme-t Grafiği



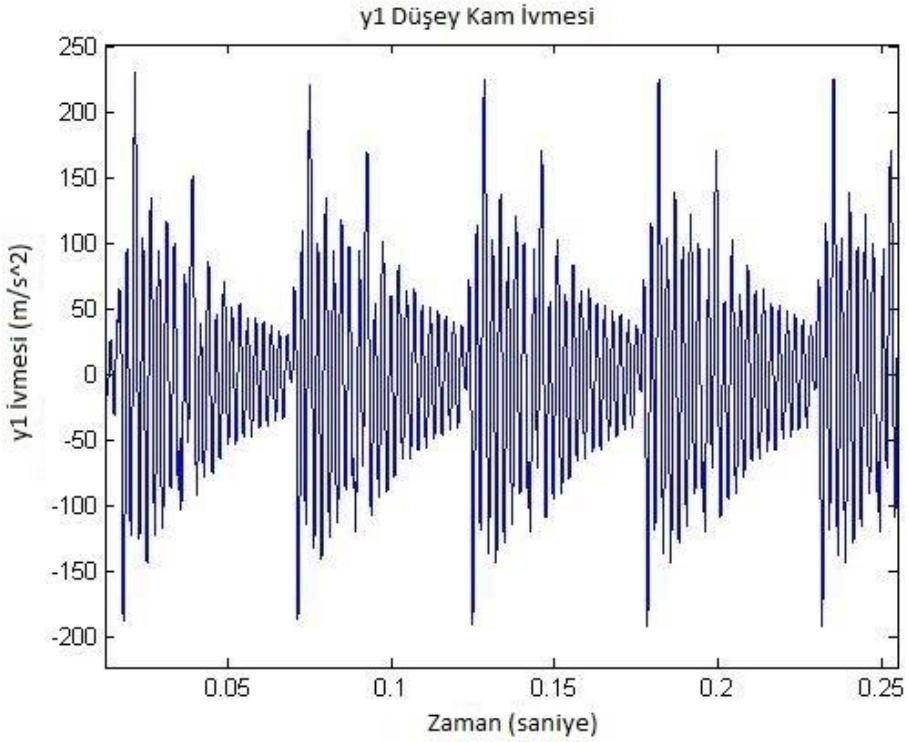
Şekil 3.18 Qs İvme-t Grafiği Detay Gösterimi



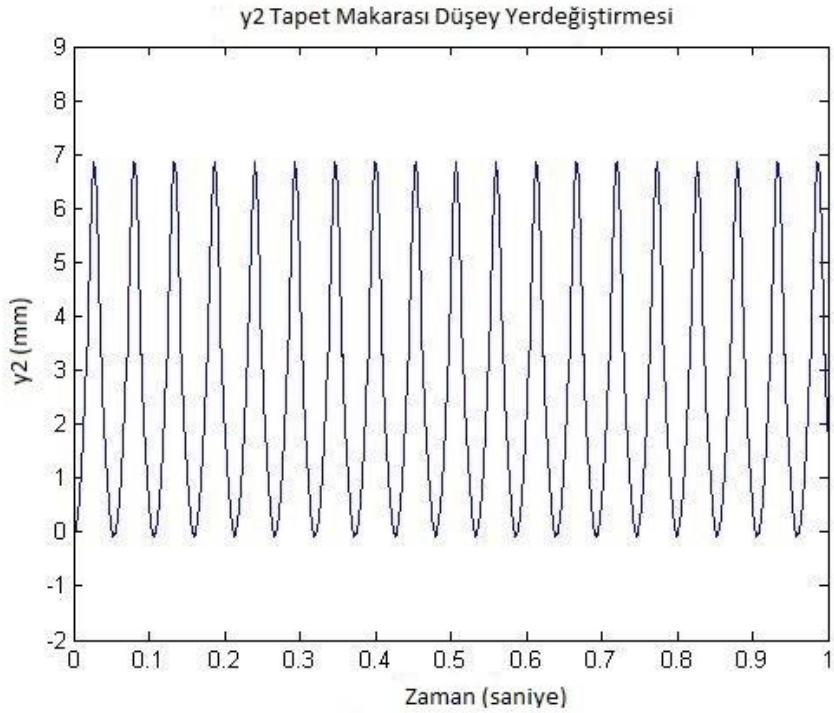
Şekil 3.19 y1 – t Grafiği



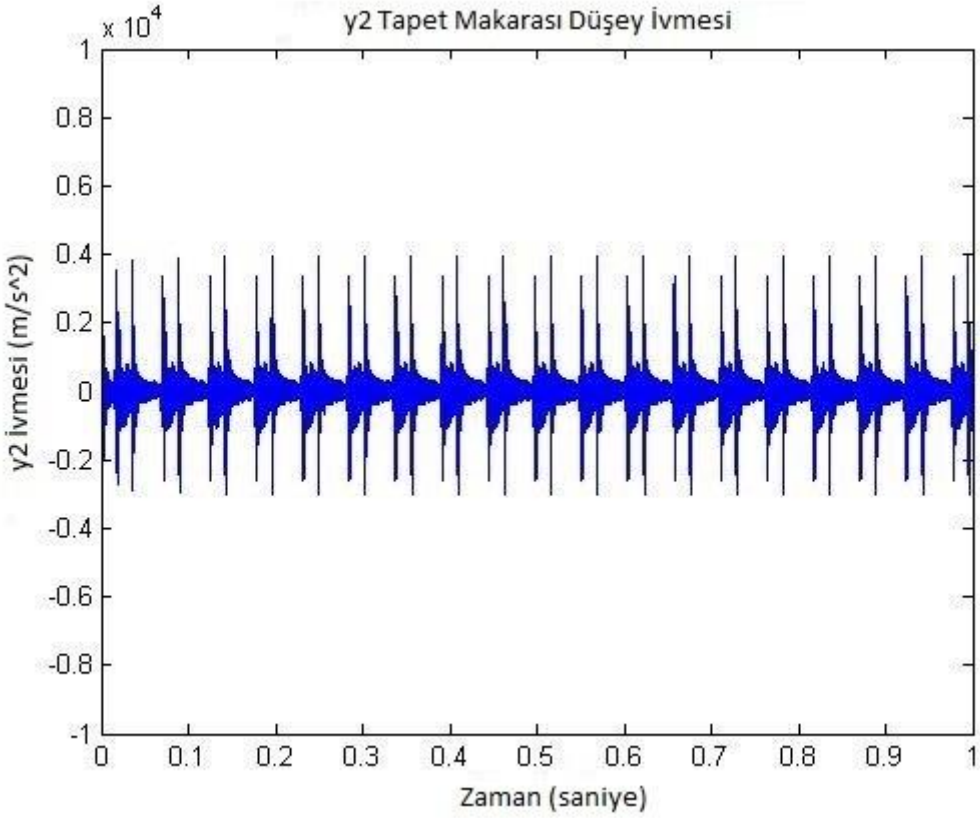
Şekil 3.20 y1ivme – t Grafiği



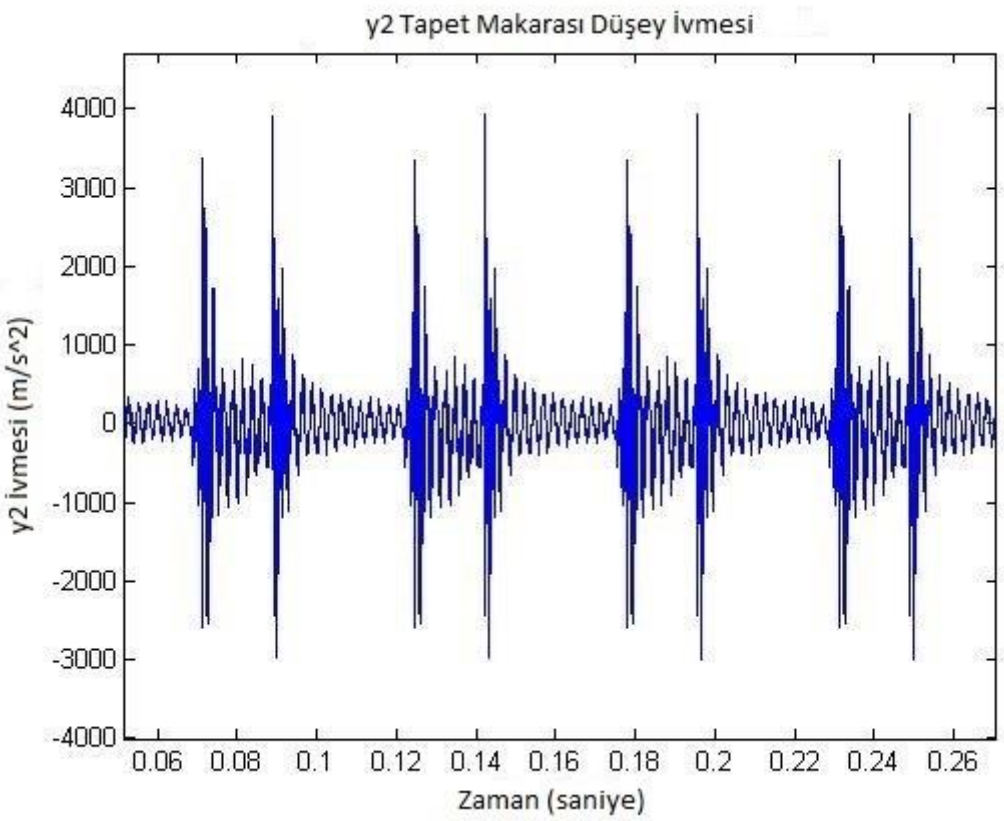
Şekil 3.21 y1ivme – t Grafiği Detay Gösterimi



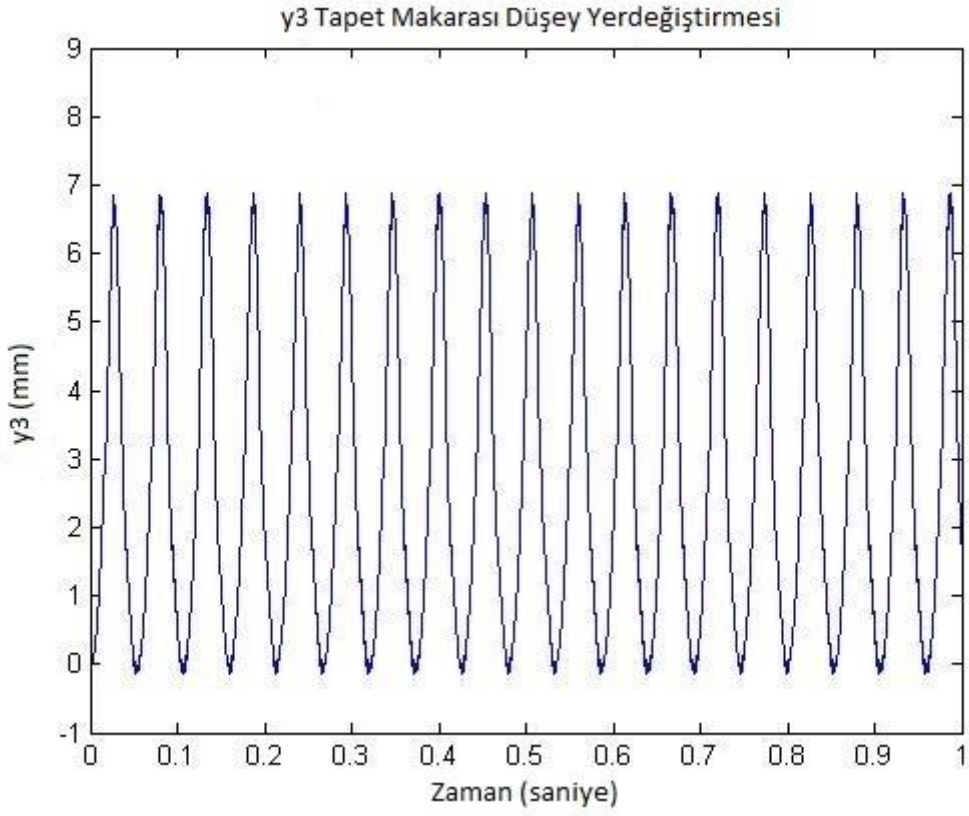
Şekil 3.22 y2 – t Grafiği



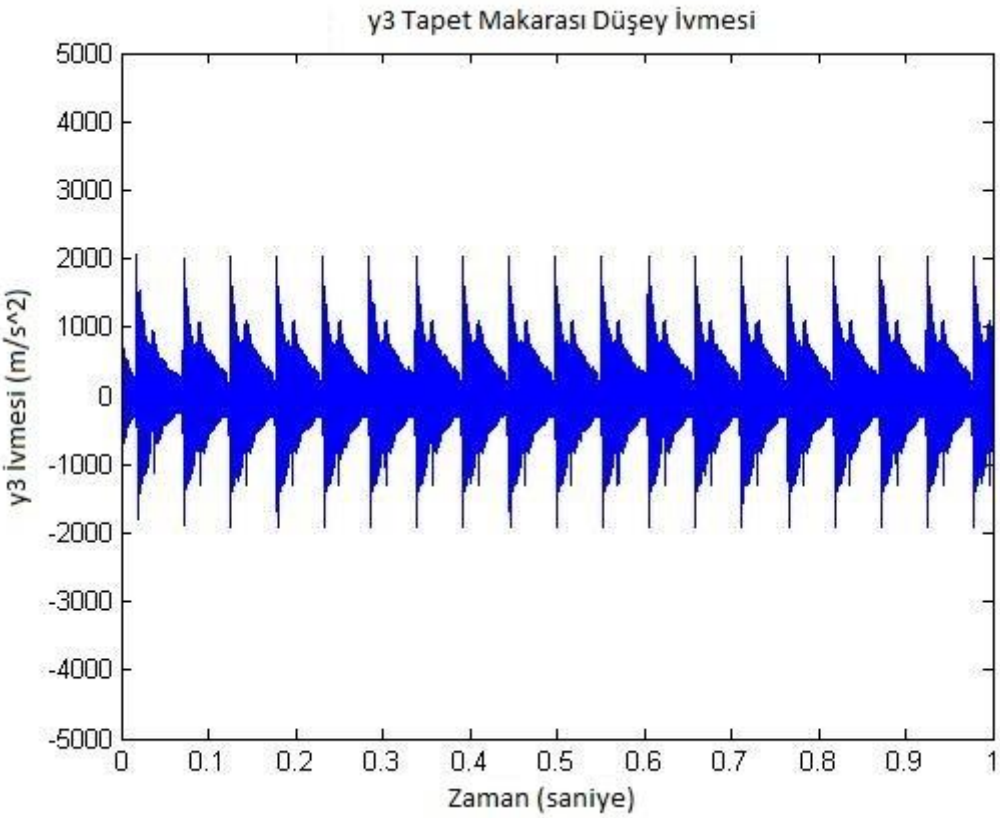
Şekil 3.23 y2 İvme – t Grafiği



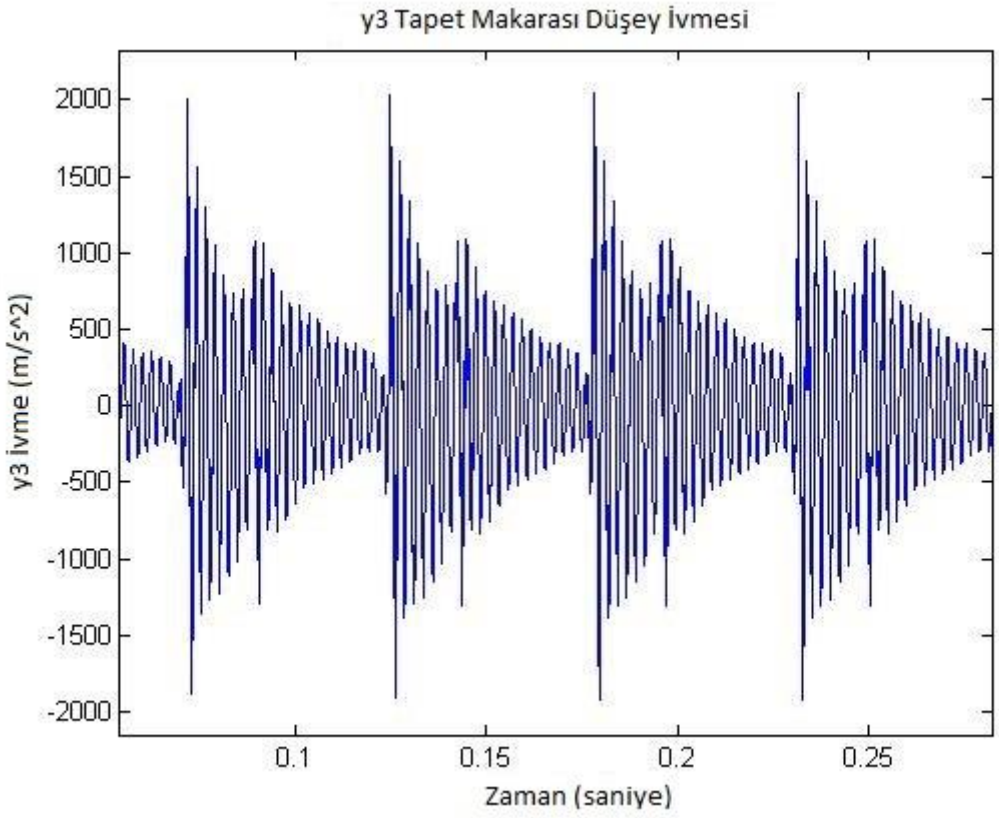
Şekil 3.24 y2 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



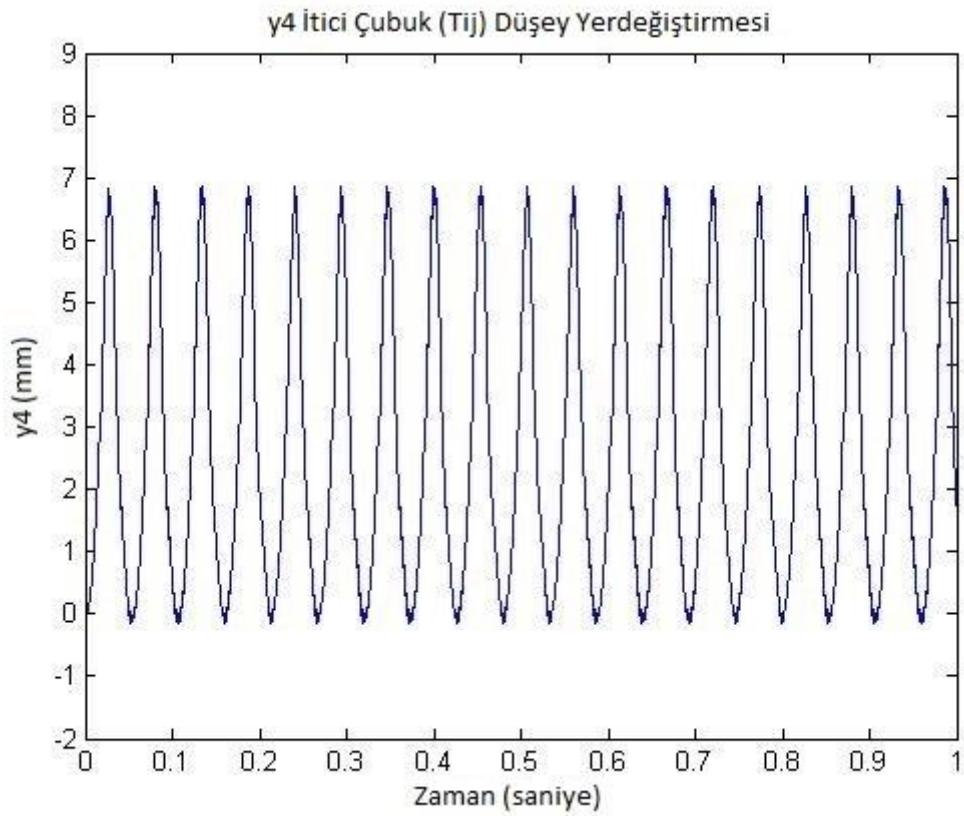
Şekil 3.25 y3 – t Grafiği



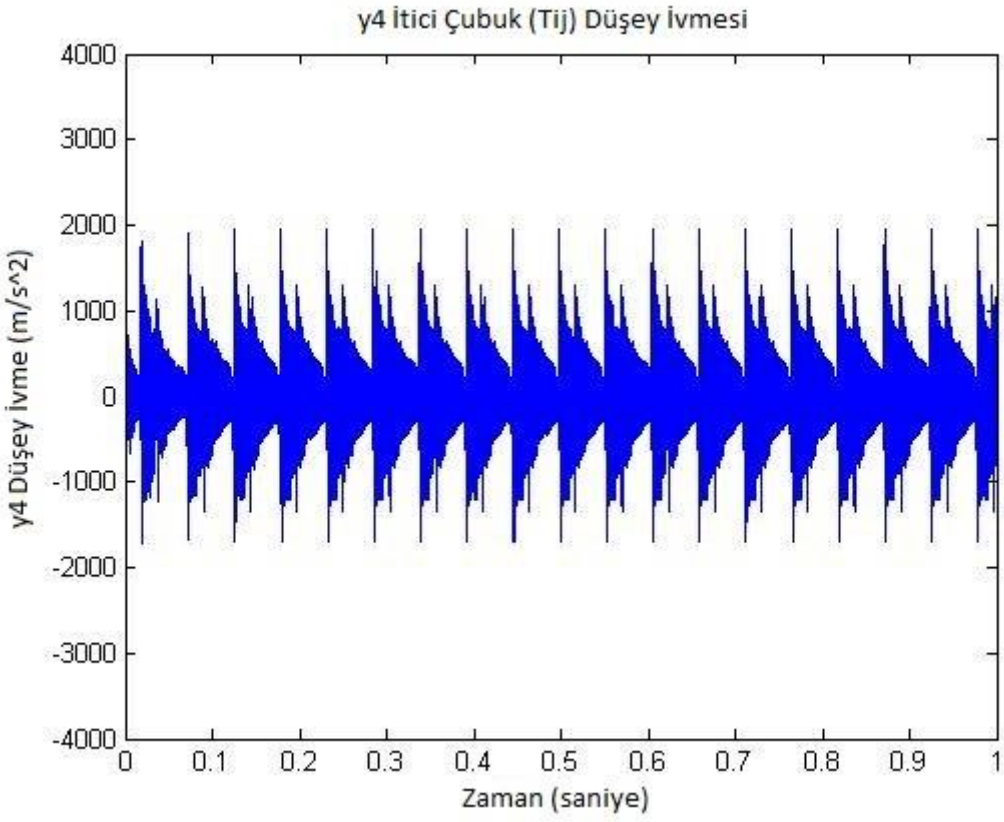
Şekil 3.26 y3 İvme – t Grafiği



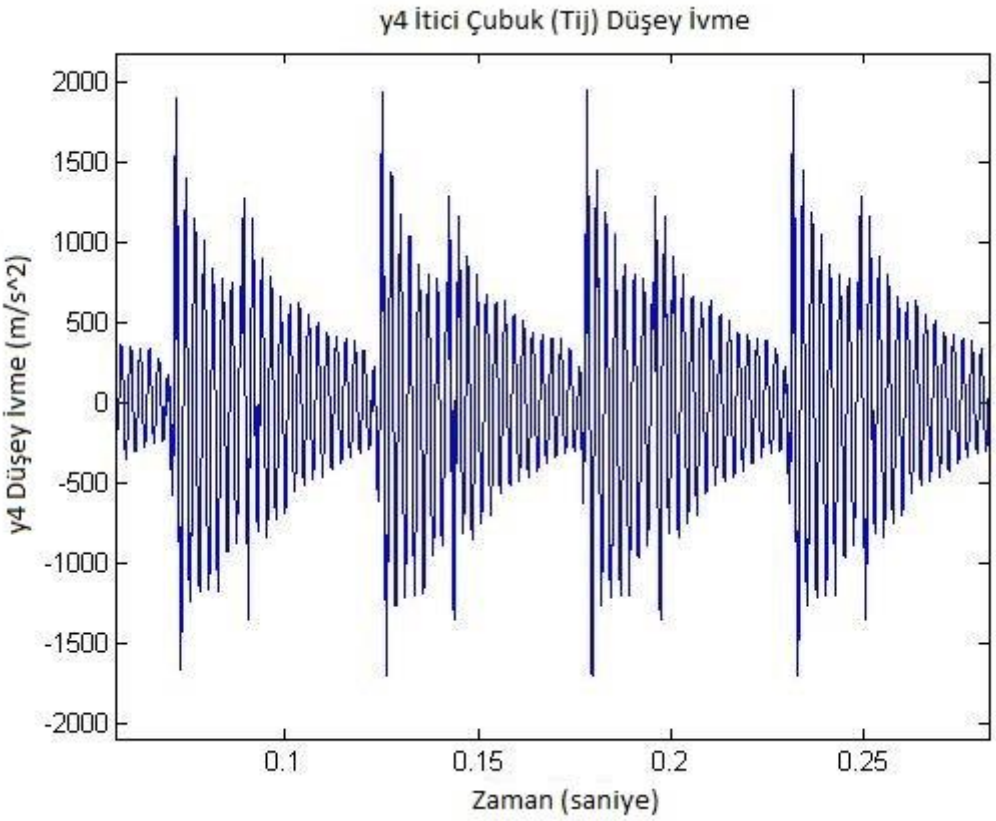
Şekil 3.27 y3 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



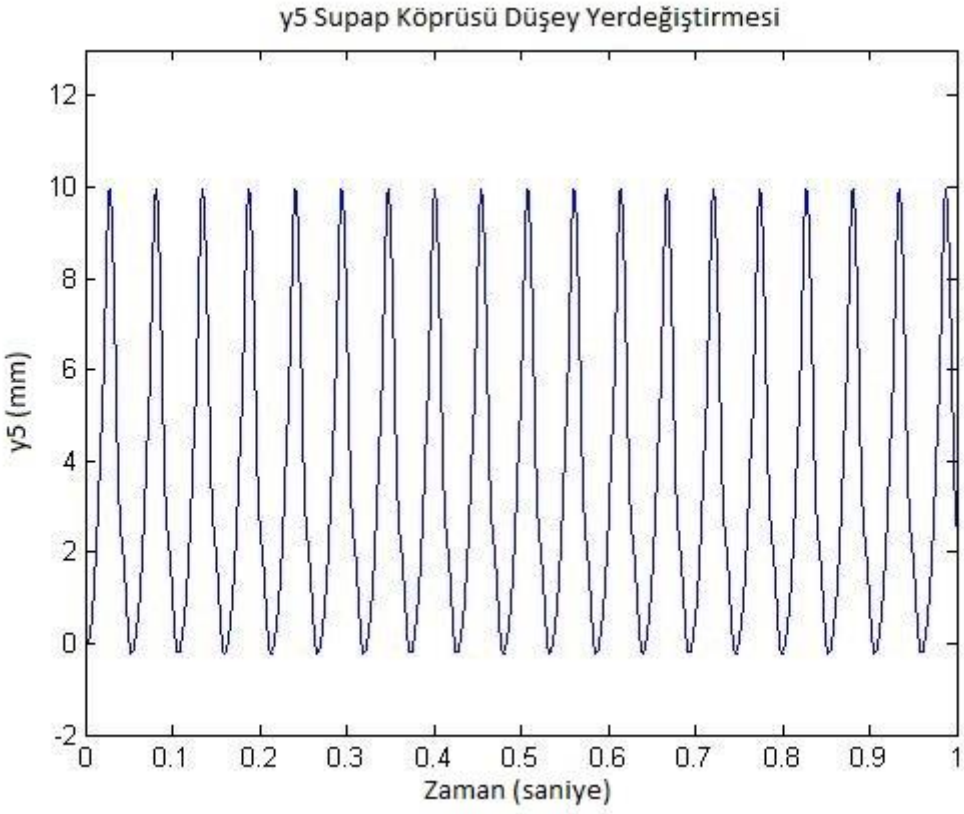
Şekil 3.28 y4 – t Grafiği



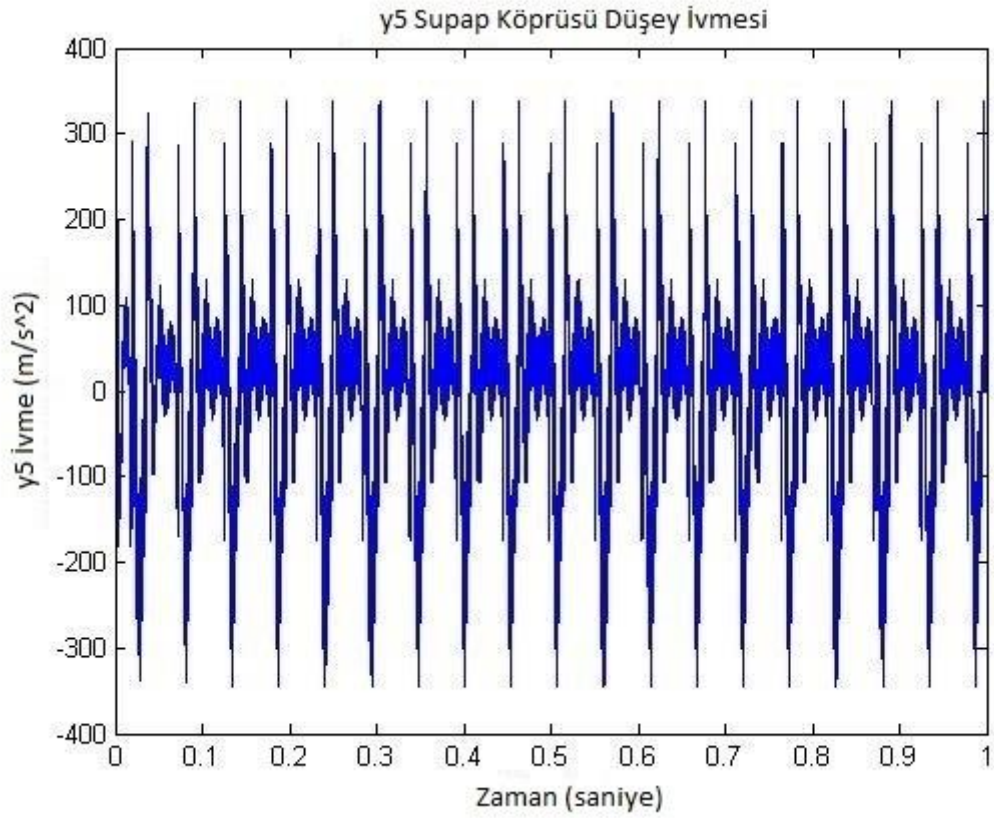
Şekil 3.29 y4 İvme – t Grafiği



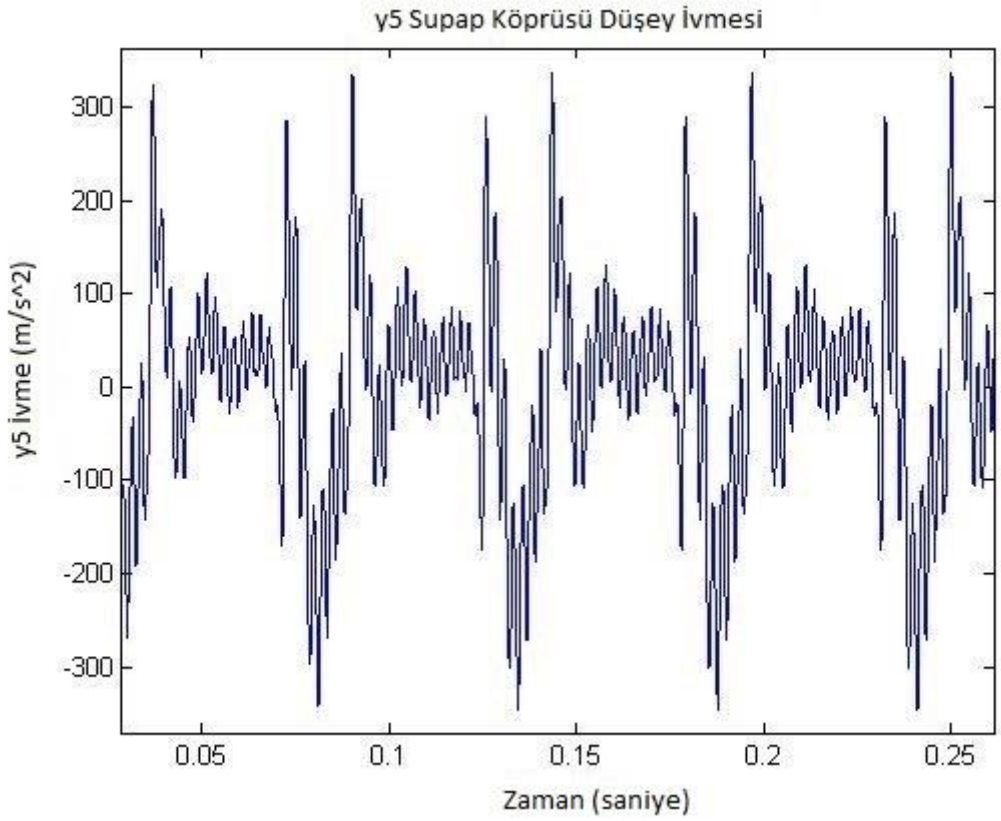
Şekil 3.30 y4 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



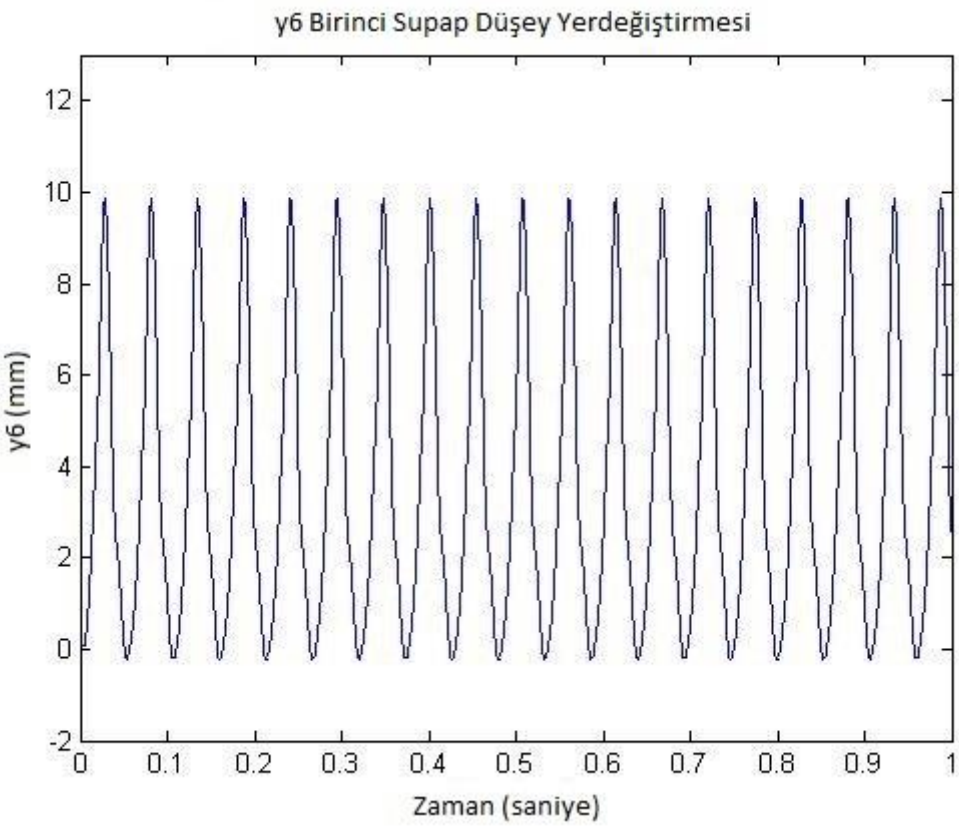
Şekil 3.31 y5 – t Grafiği



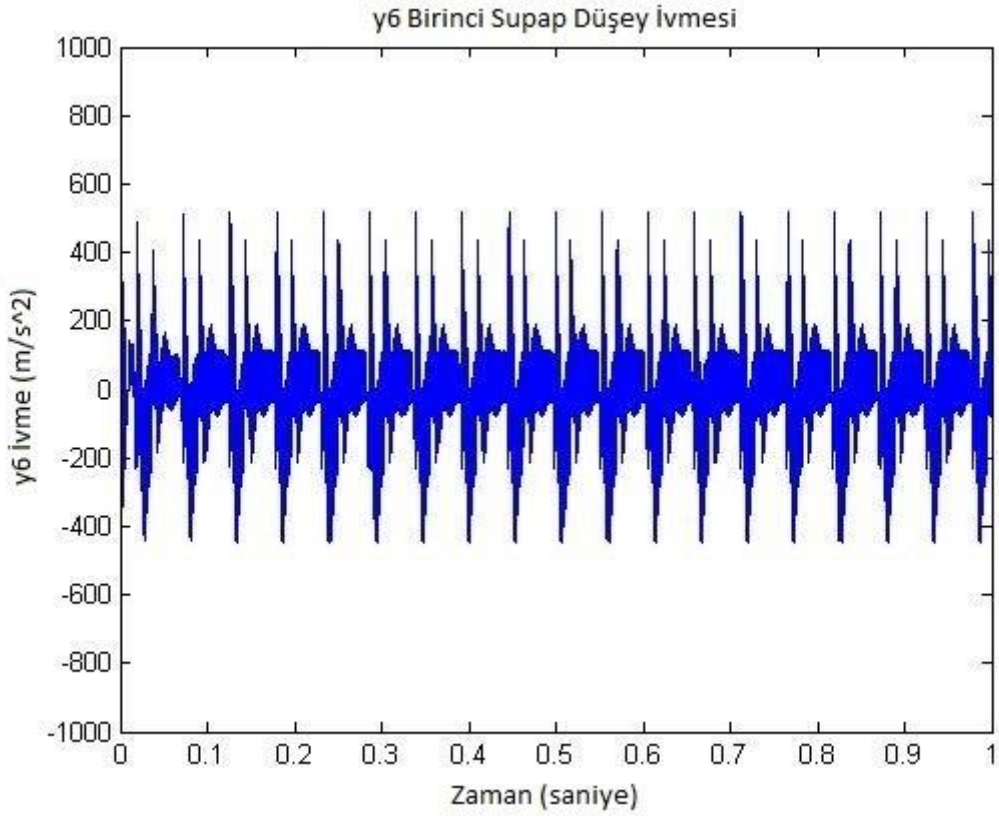
Şekil 3.32 y5 İvme – t Grafiği



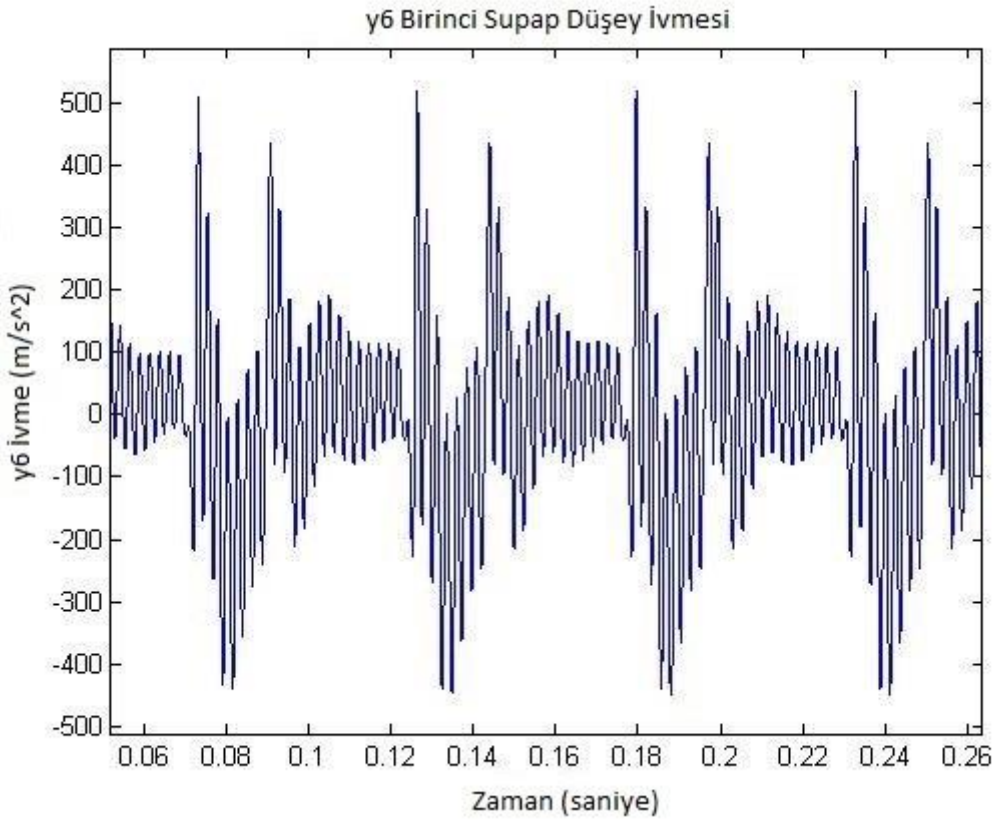
Şekil 3.33 y5 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



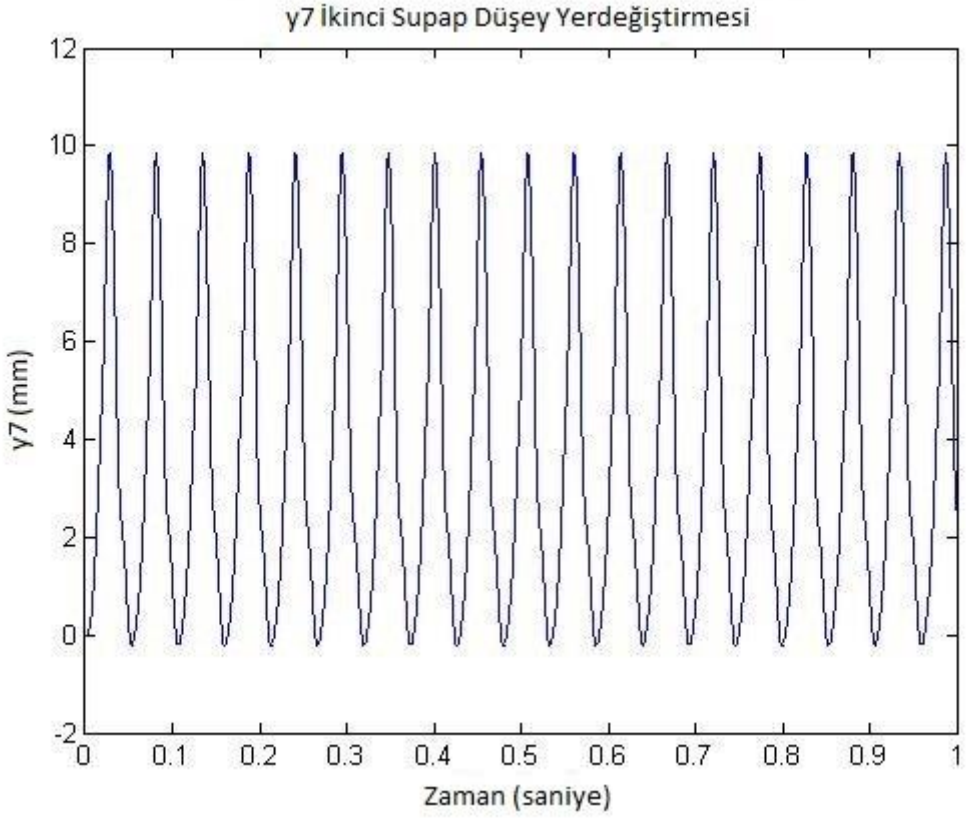
Şekil 3.34 y6 – t Grafiği



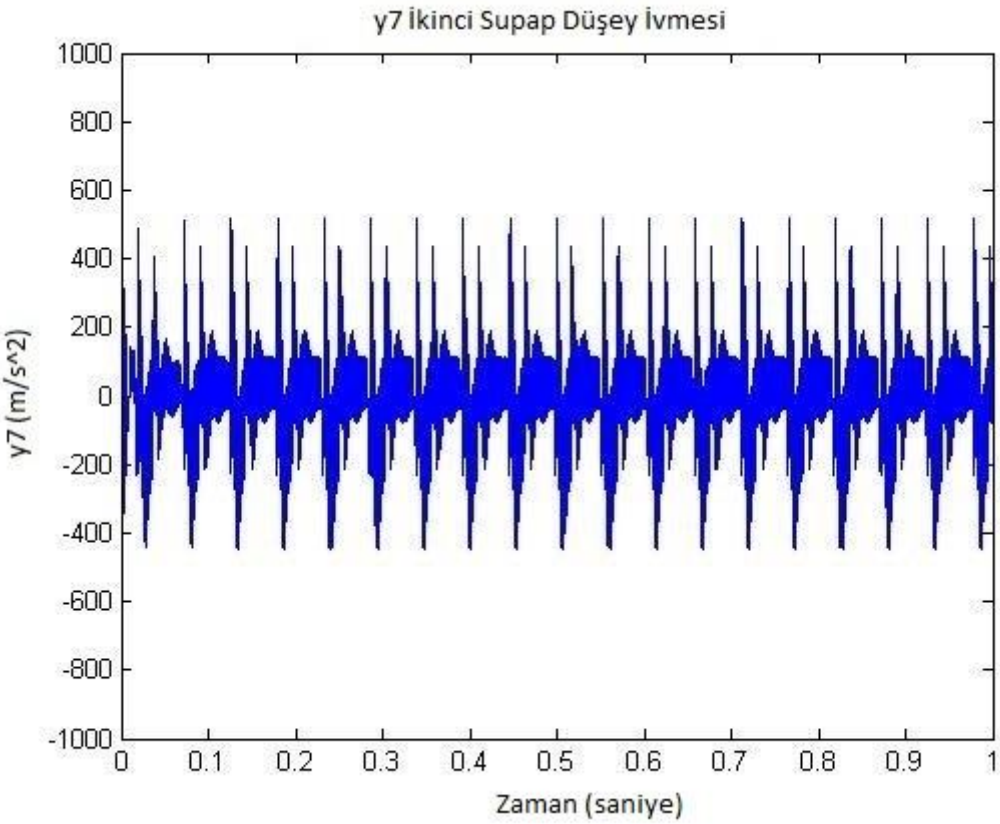
Şekil 3.35 y6 İvme – t Grafiği



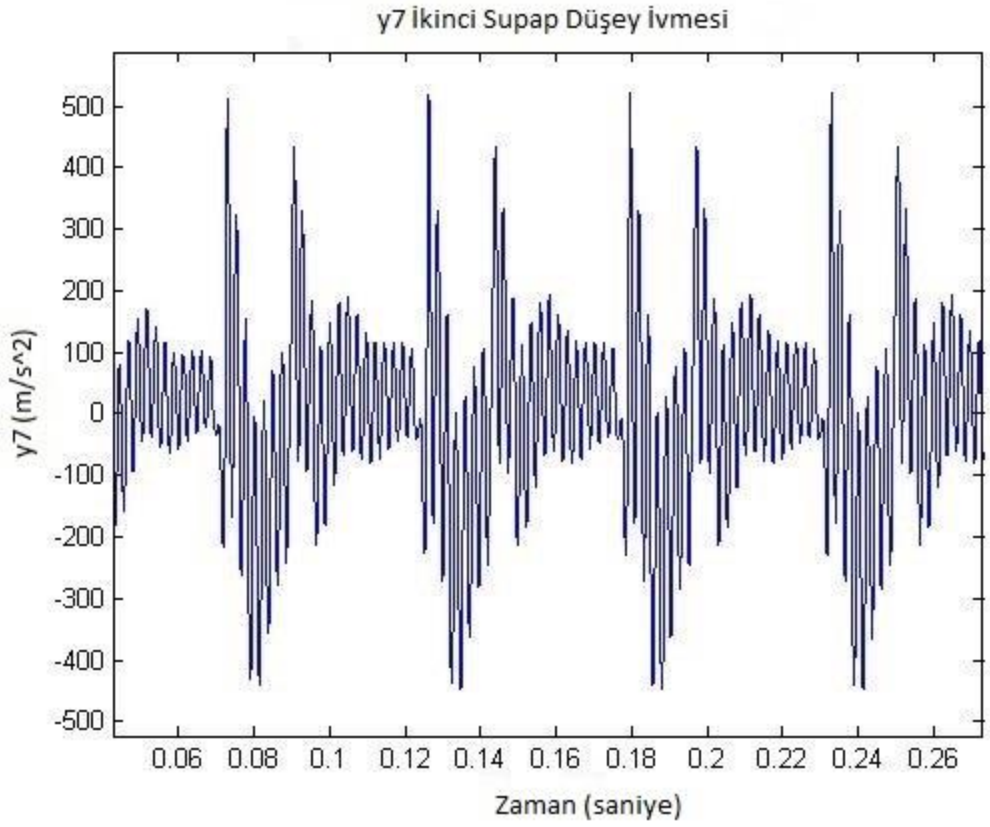
Şekil 3.36 y6 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



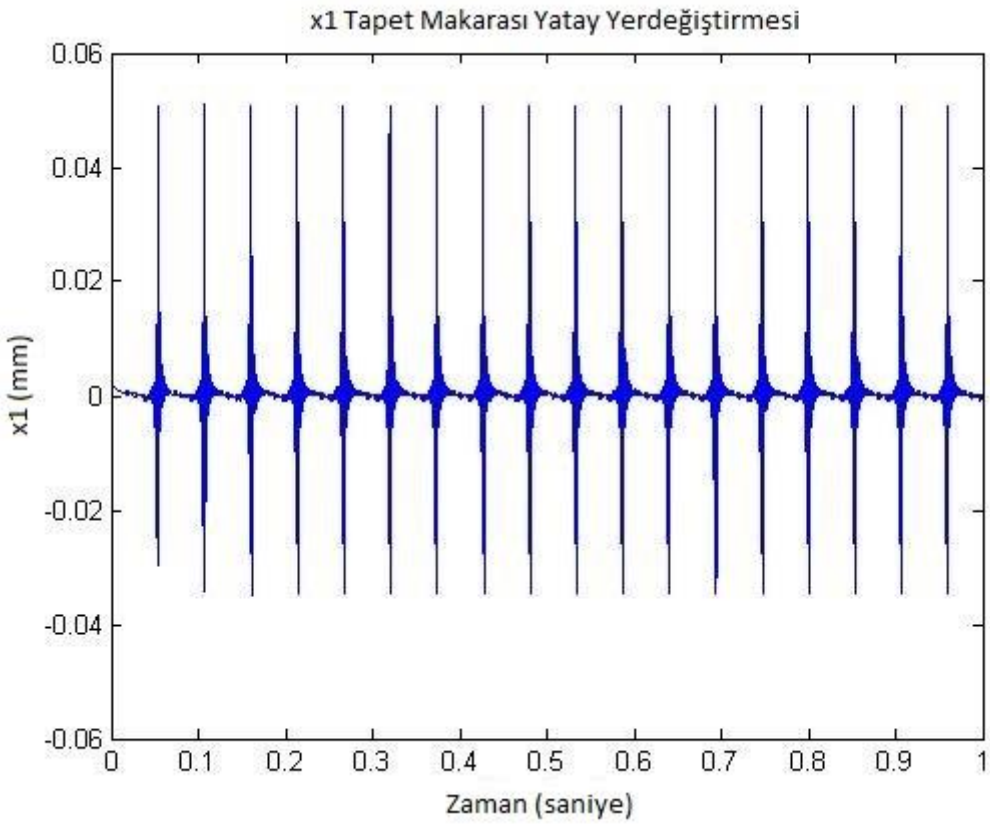
Şekil 3.37 y7 – t Grafiği



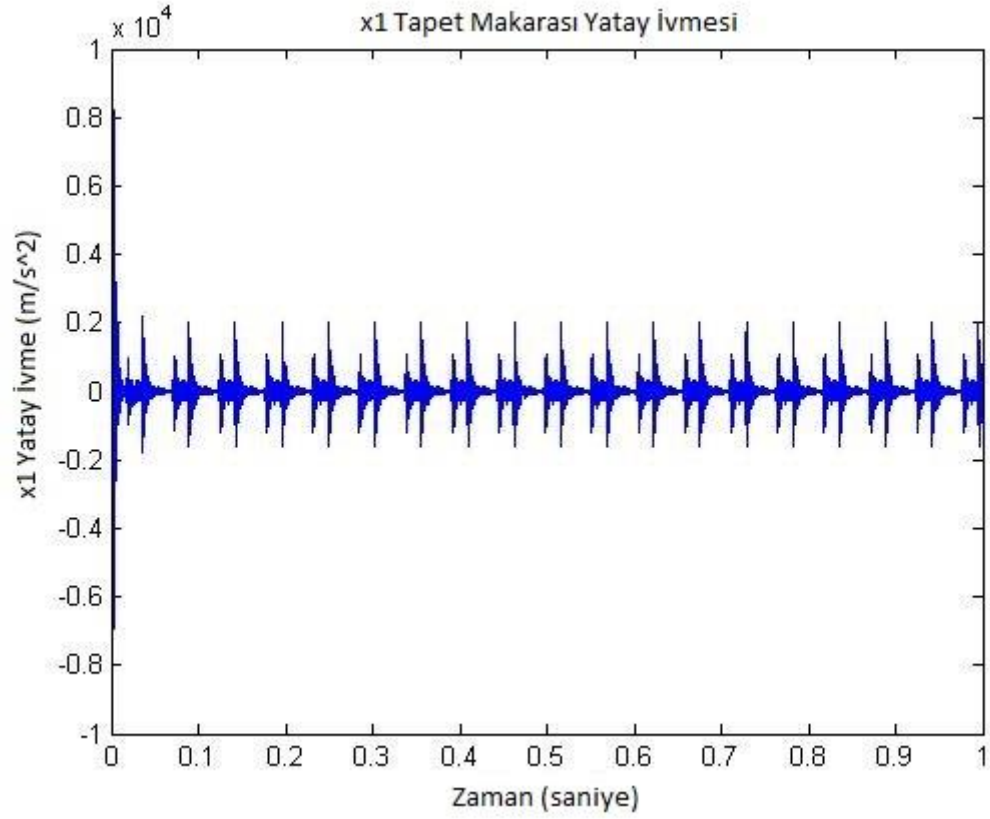
Şekil 3.38 y7 İvme – t Grafiği



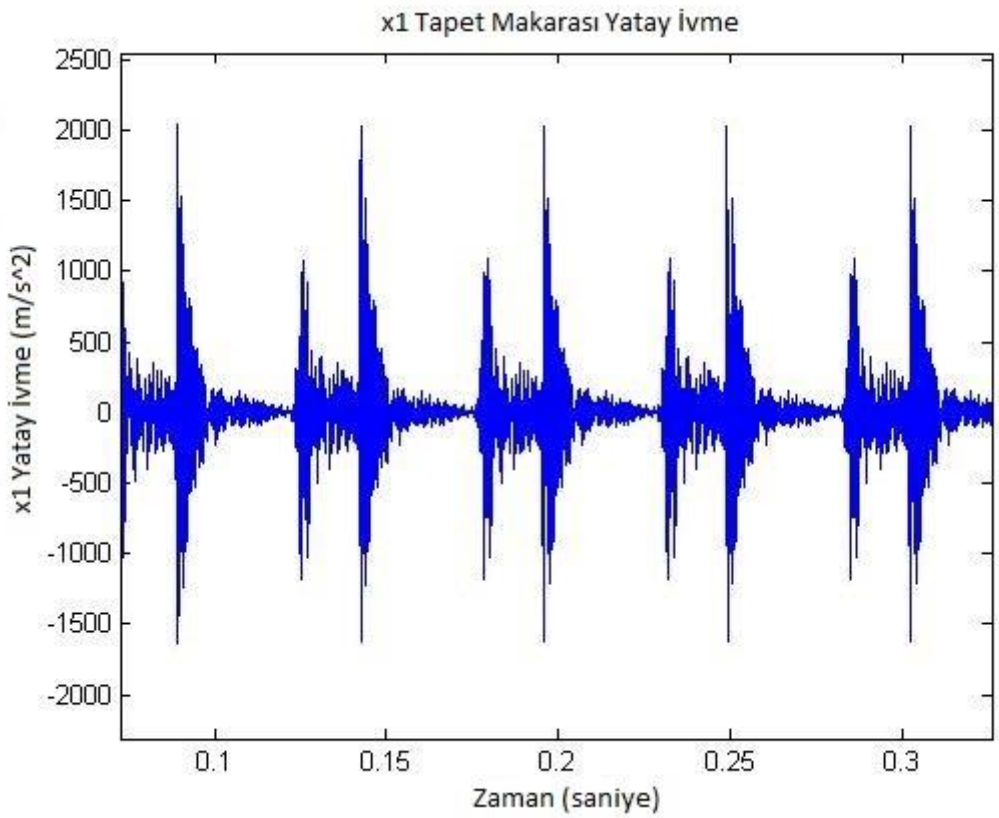
Şekil 3.39 y7 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



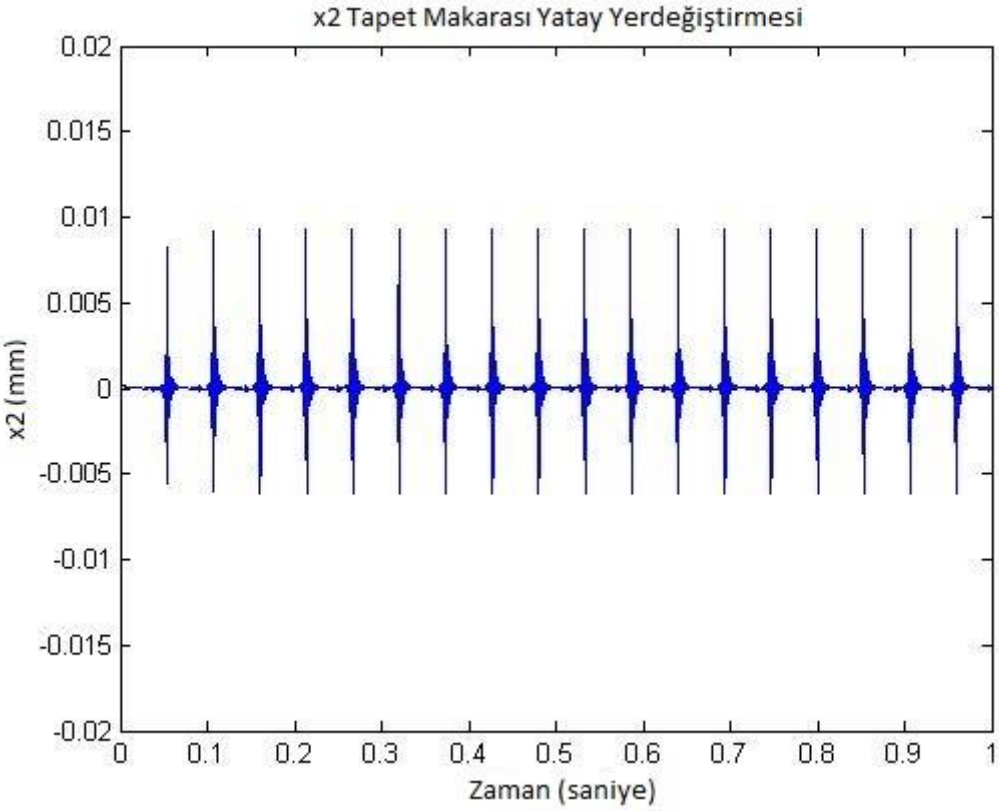
Şekil 3.40 x1– t Grafiği



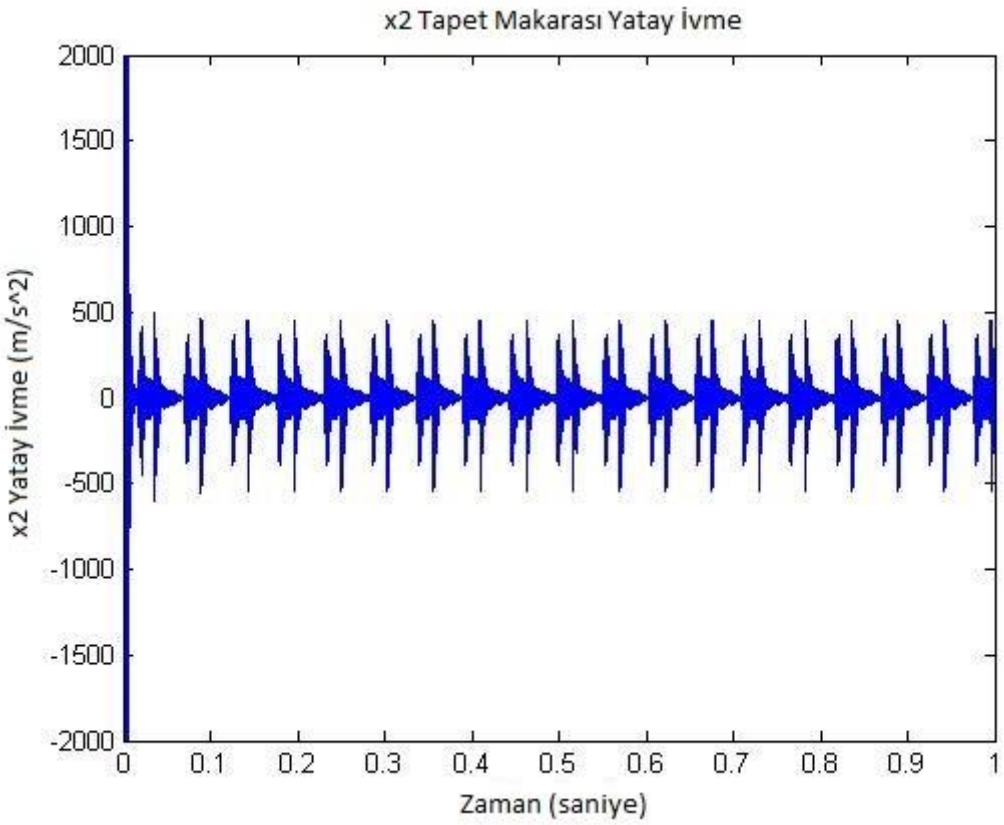
Şekil 3.41 x1 İvme – t Grafiği



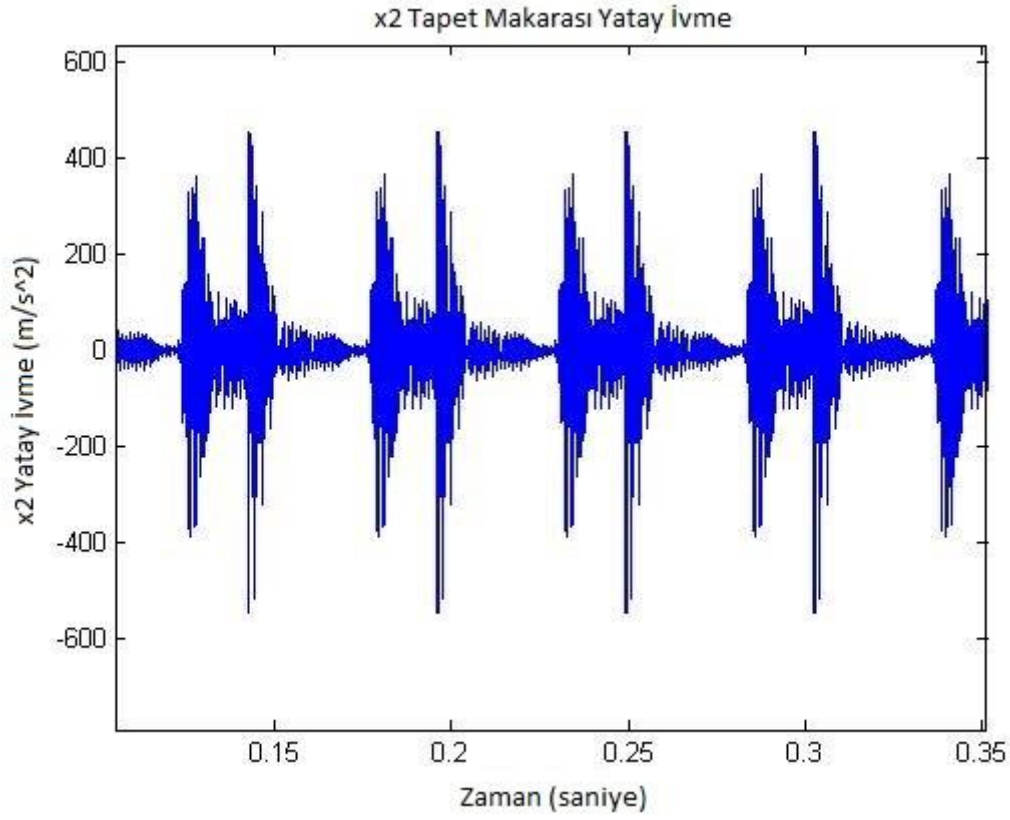
Şekil 3.42 x1 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



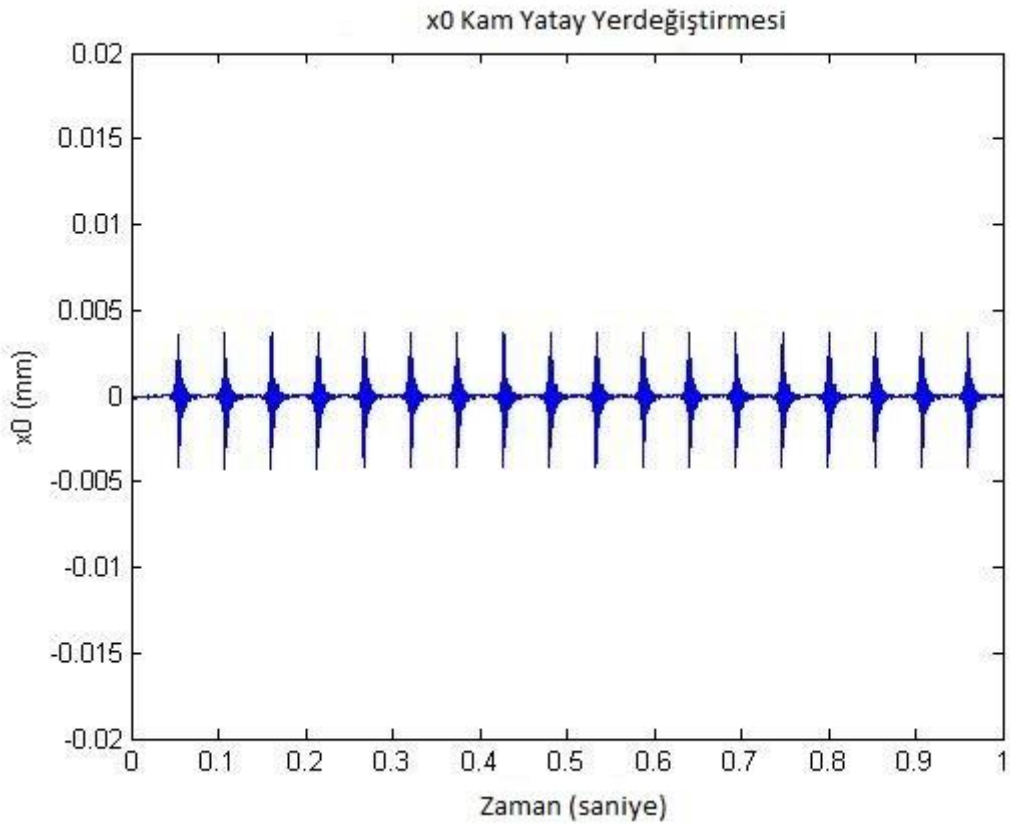
Şekil 3.43 x2– t Grafiği



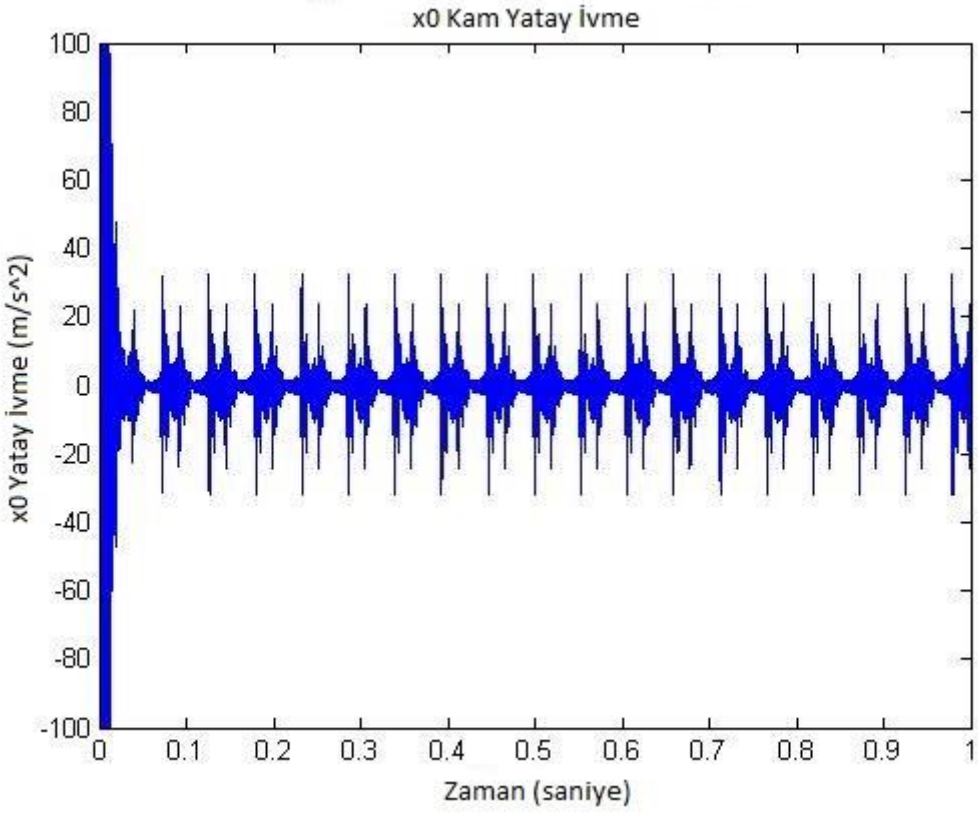
Şekil 3.44 x2 İvme – t Grafiği



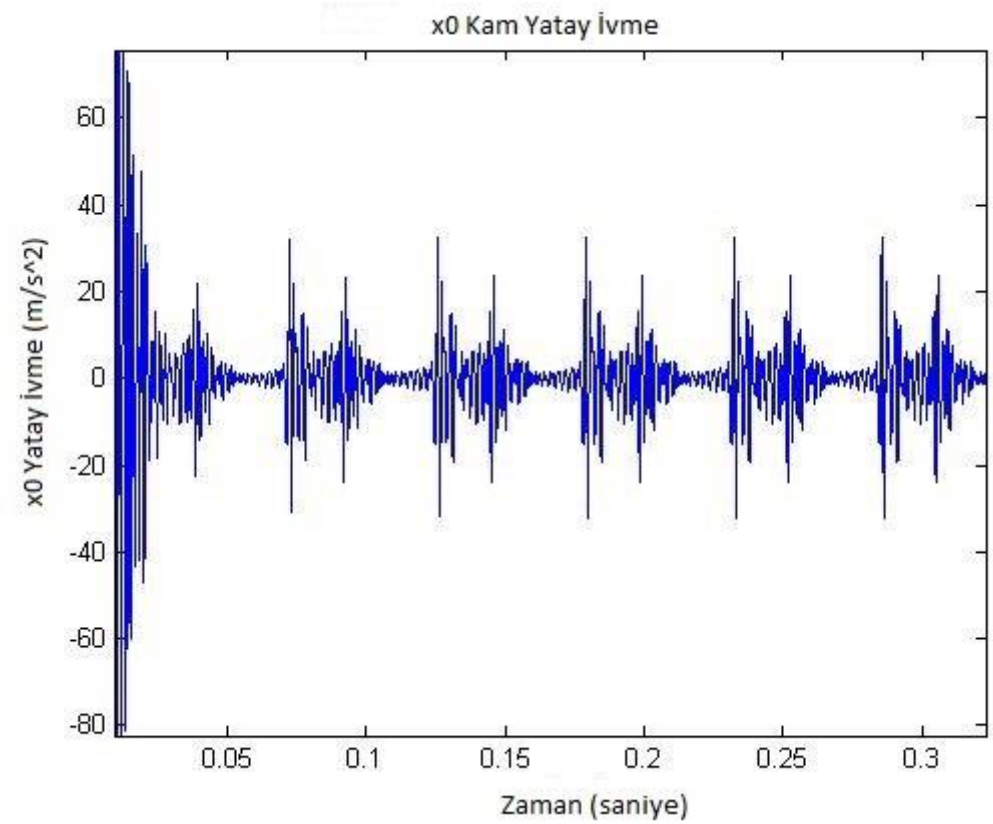
Şekil 3.45 x2 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



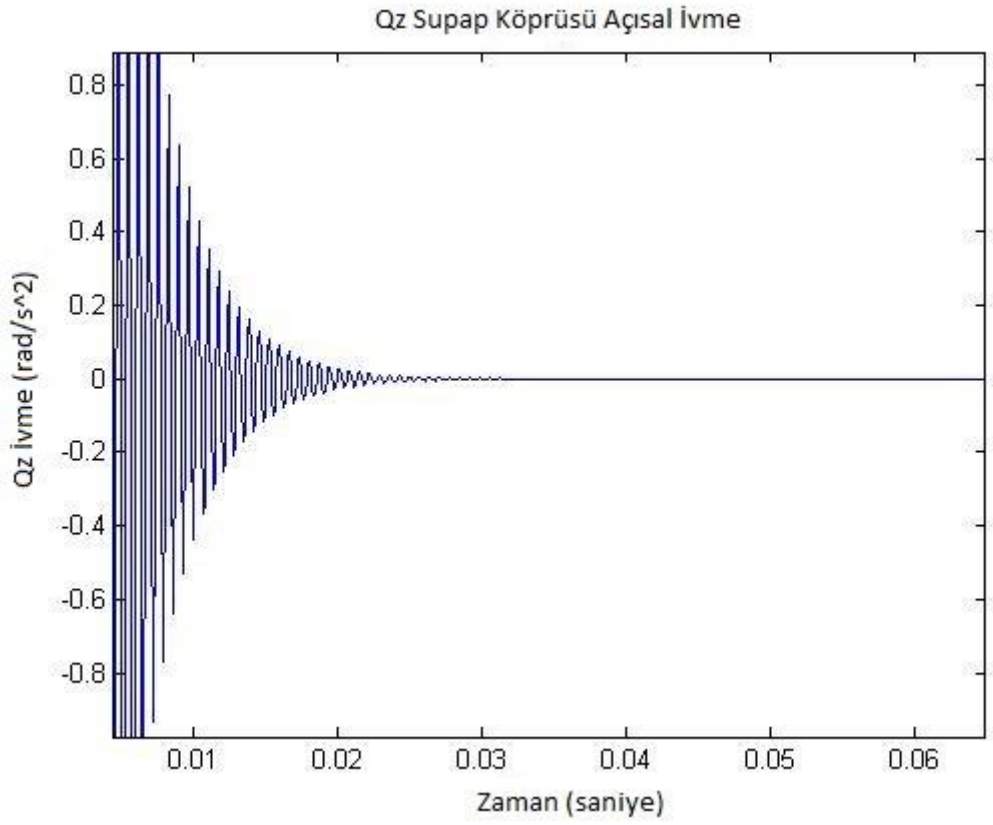
Şekil 3.46 x0– t Grafiği



Şekil 3.47 x0 İvme – t Grafiği

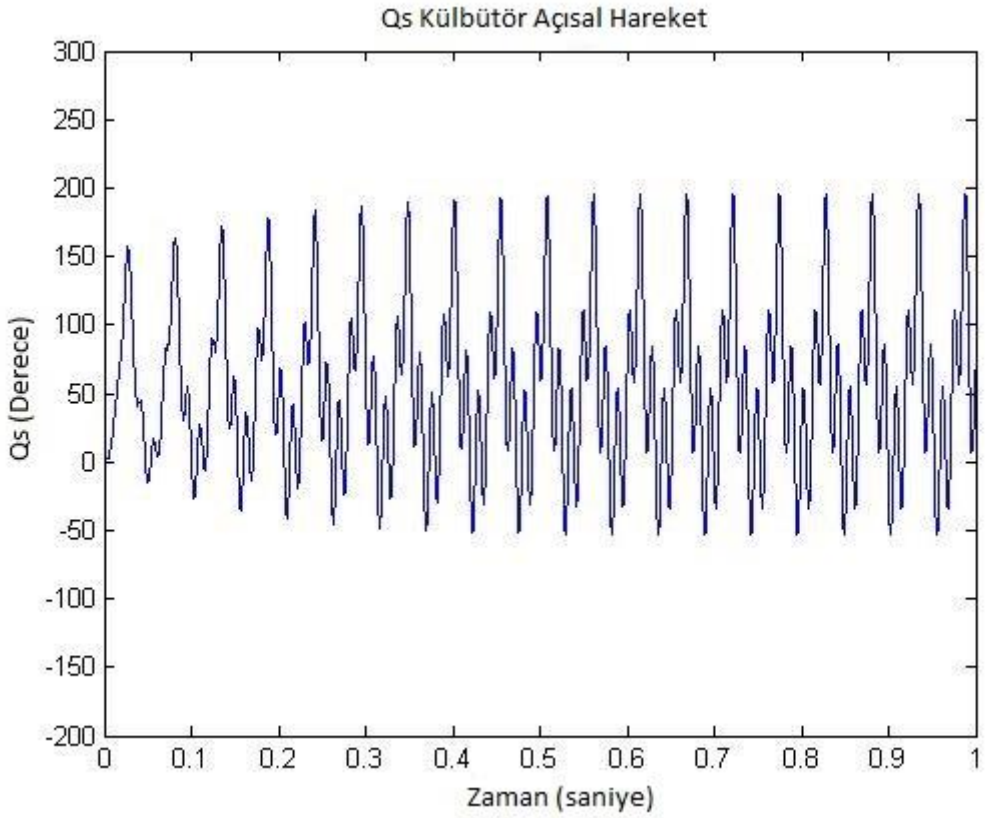


Şekil 3.48 x0 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi

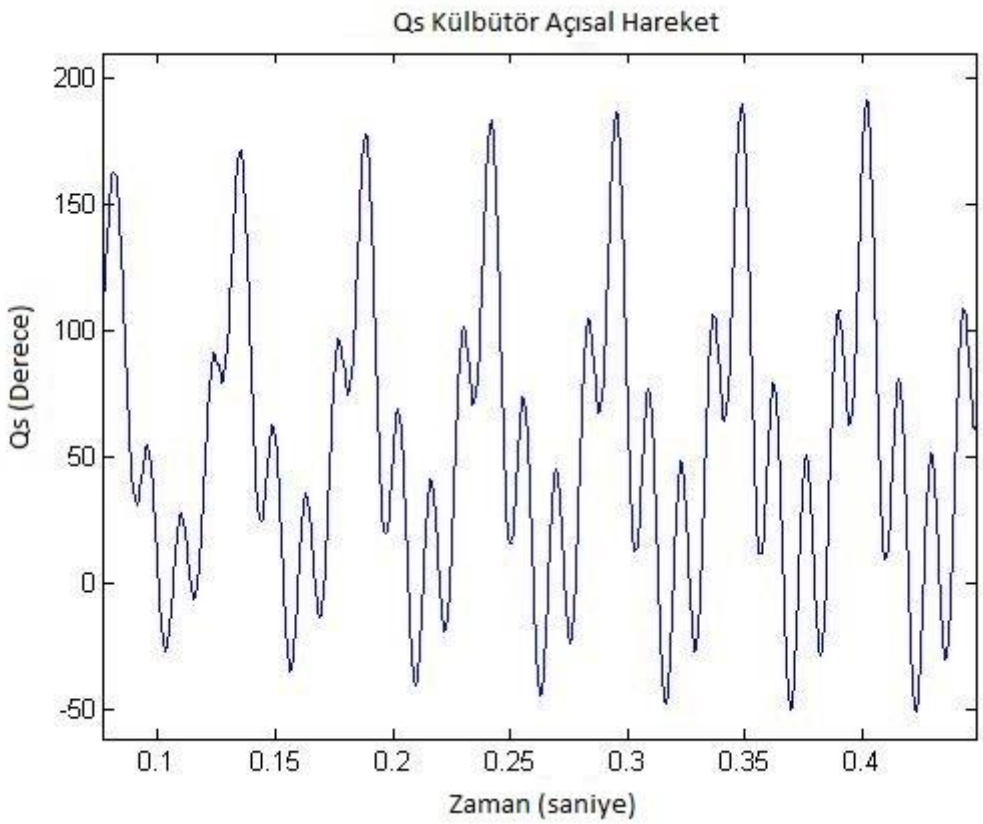


Şekil 3.49 Qz İvme– t Grafiği

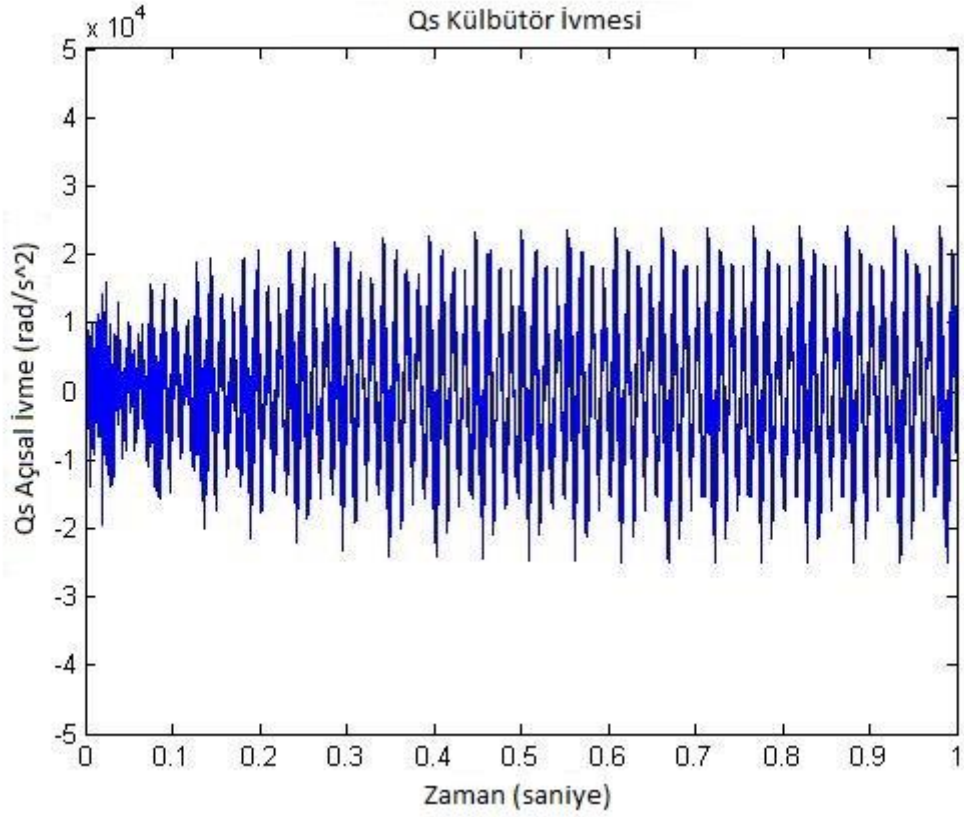
Yukarıda elde edilen tüm sonuçlar yay sönüm katsayısının yüksek tutularak davranışların netleştirilmesi ve sönüm katsayısının standart hale gelmesi durumunda elde edilecek olan sonuçlarla karşılaştırılabilmesi amacıyla yapılmıştır. Bu karşılaştırmanın sağlanabilmesi amacıyla, tüm kodlar yukarıda yazılanlar ile aynı olmak şartı ile yalnızca c1 ve c2 katsayıları 0,05 olarak değiştirilmiştir. Ayrıca grafiklerdeki eksen ölçekleri düzenlenmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir:



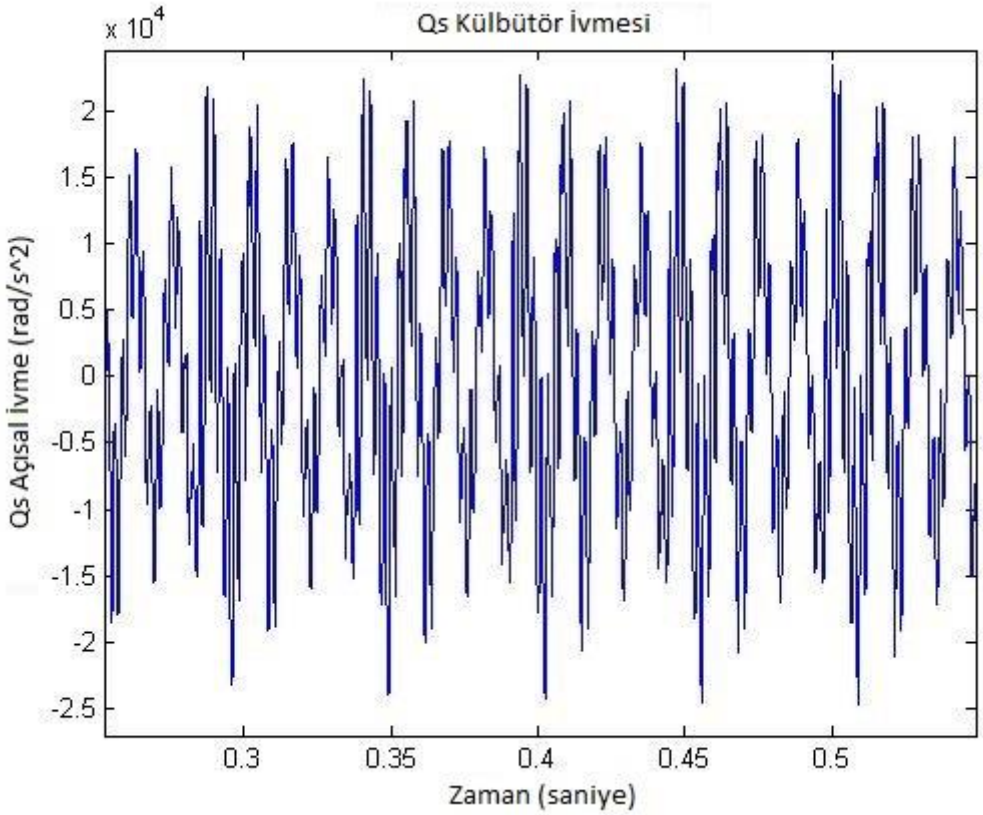
Şekil 3.50 Qs – t Grafiği



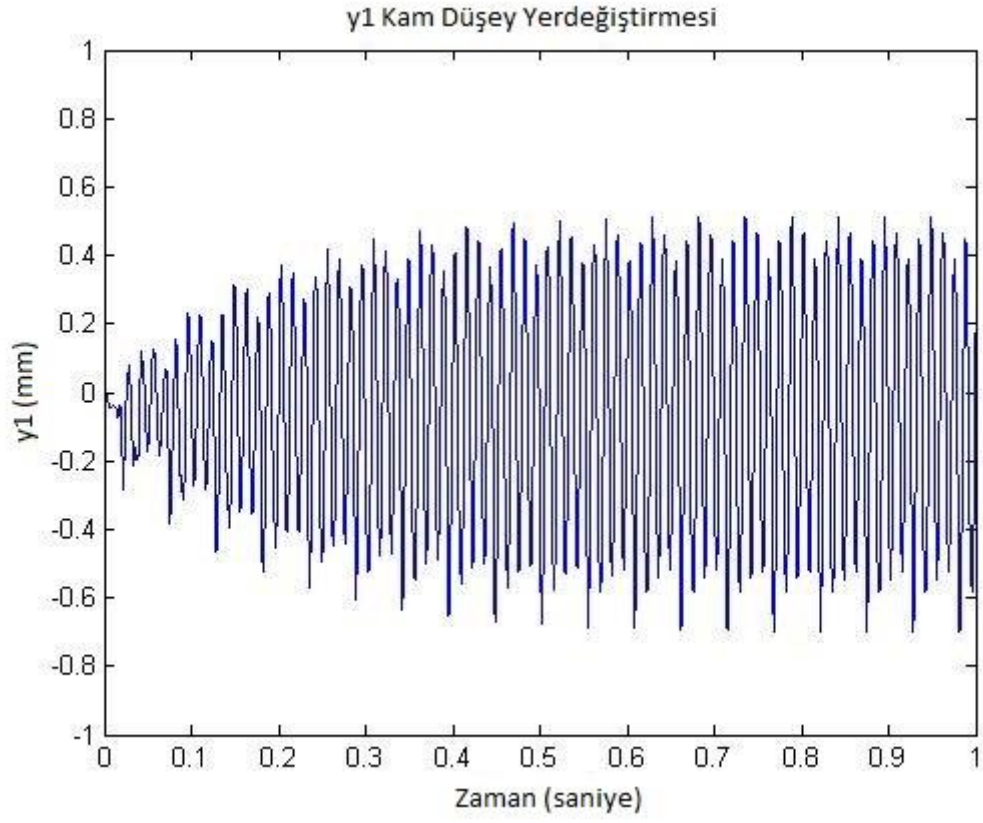
Şekil 3.51 Qs – t Grafiği Detay Gösterimi



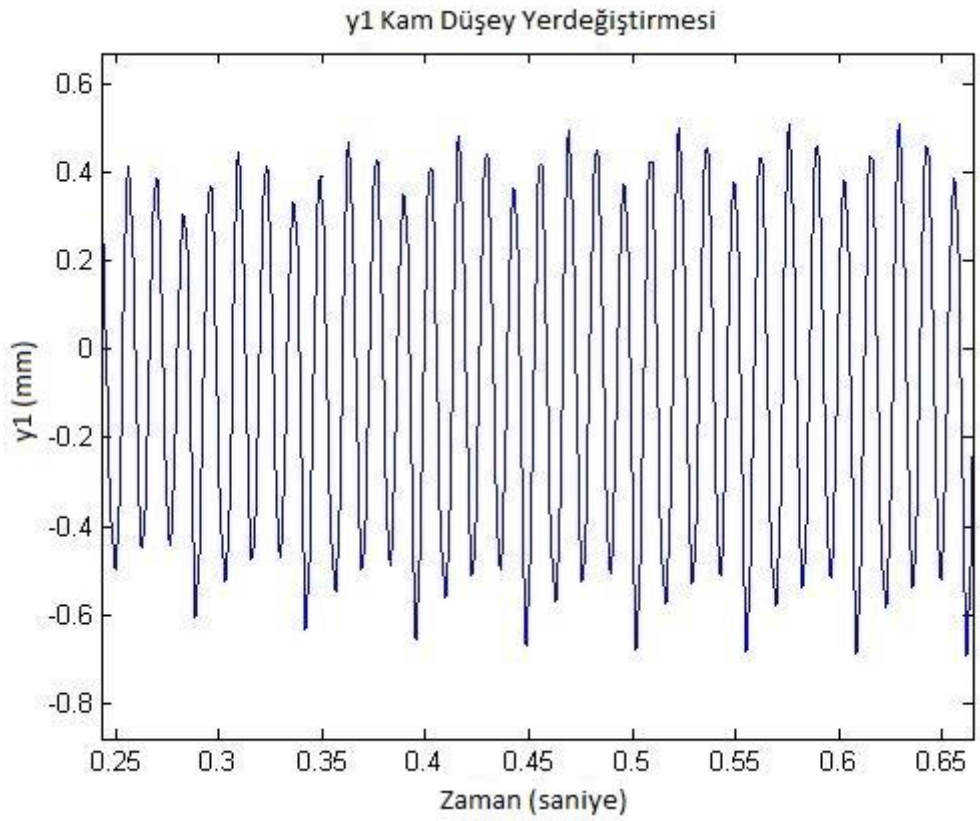
Şekil 3.52 Qs İvme-t Grafiği



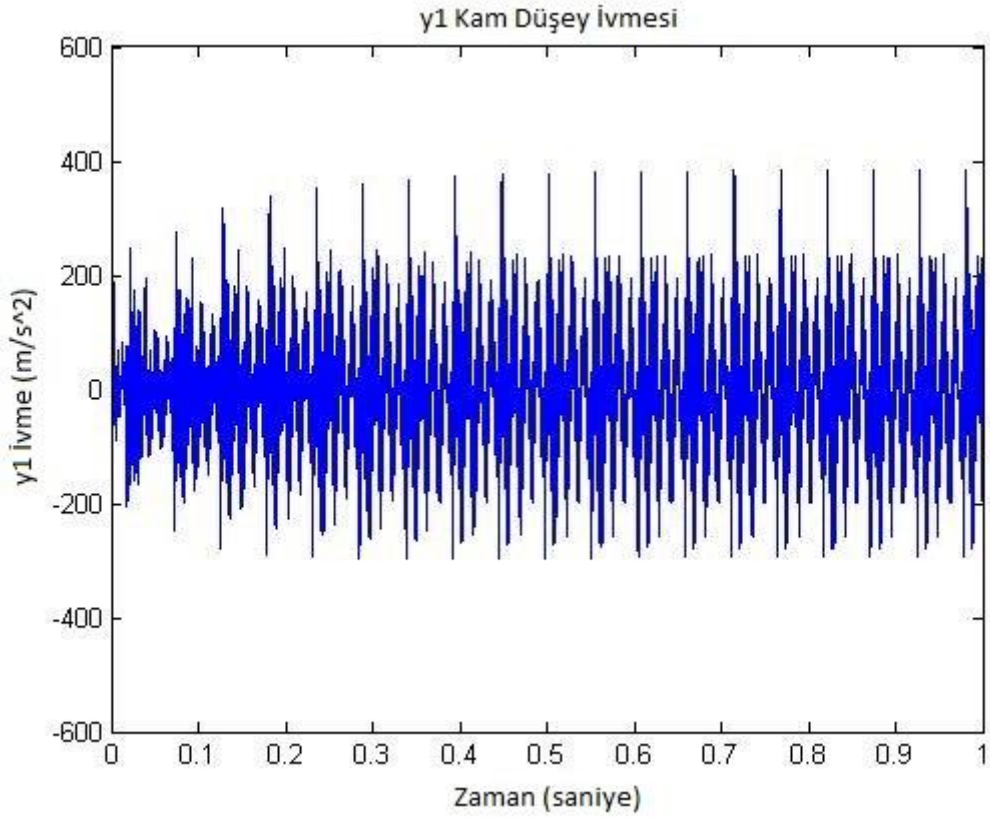
Şekil 3.53 Qs İvme-t Grafiği Detay Gösterimi



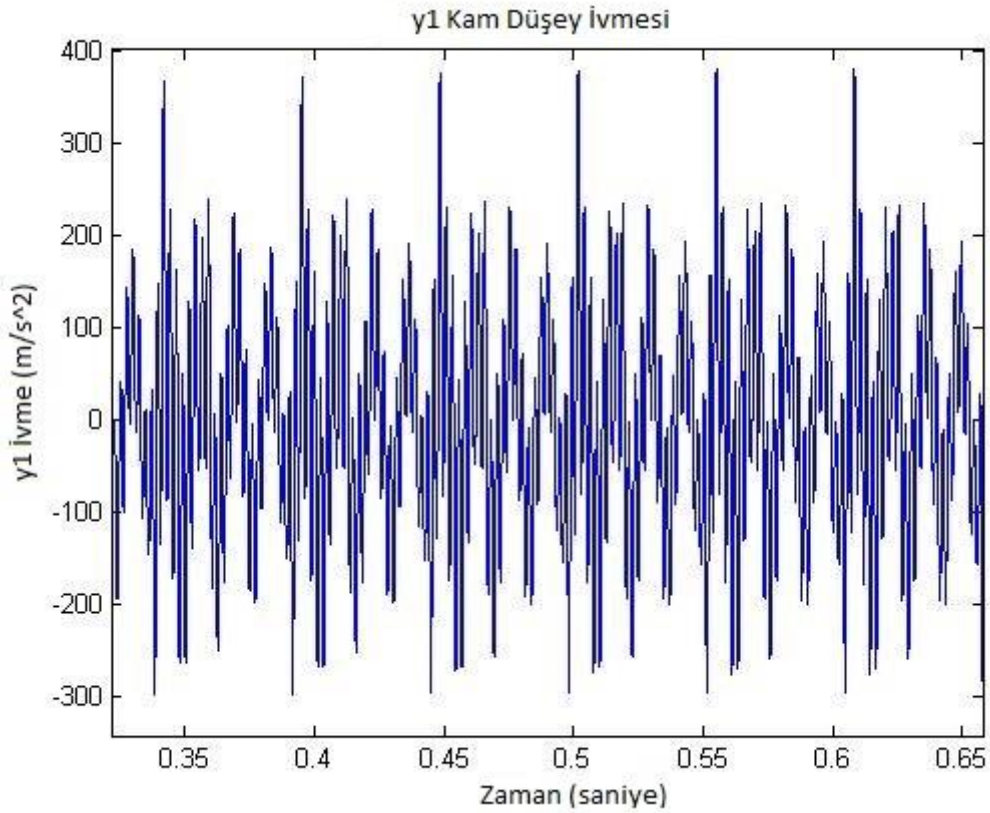
Şekil 3.54 y1 – t Grafiği



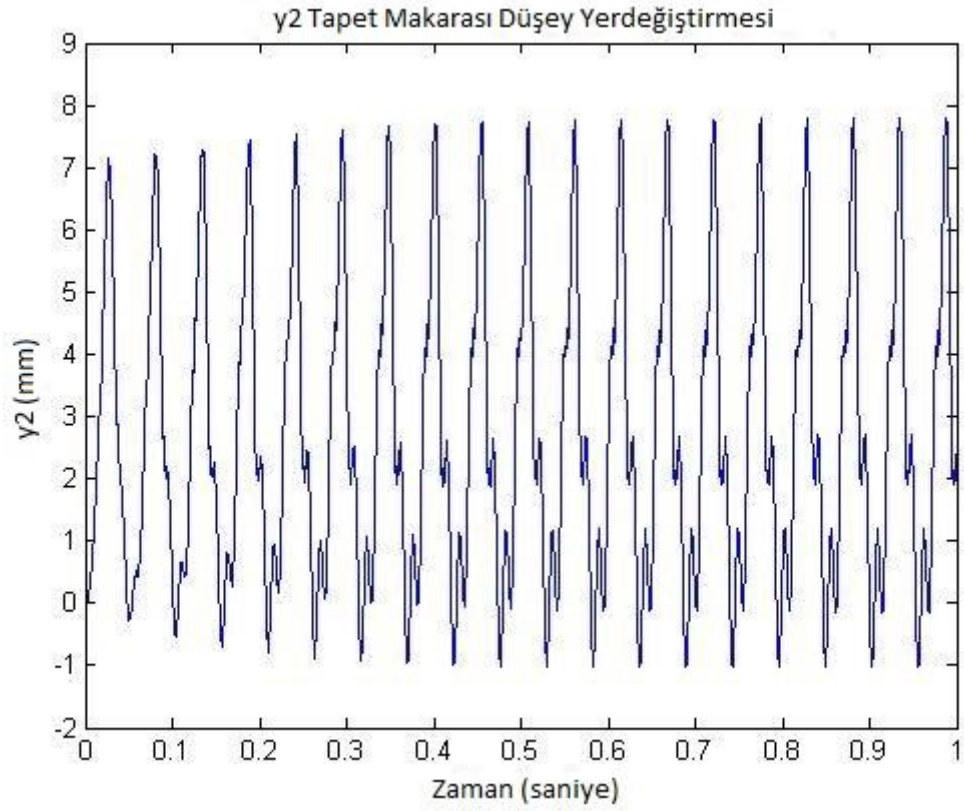
Şekil 3.55 y1 – t Grafiği Detay Gösterimi



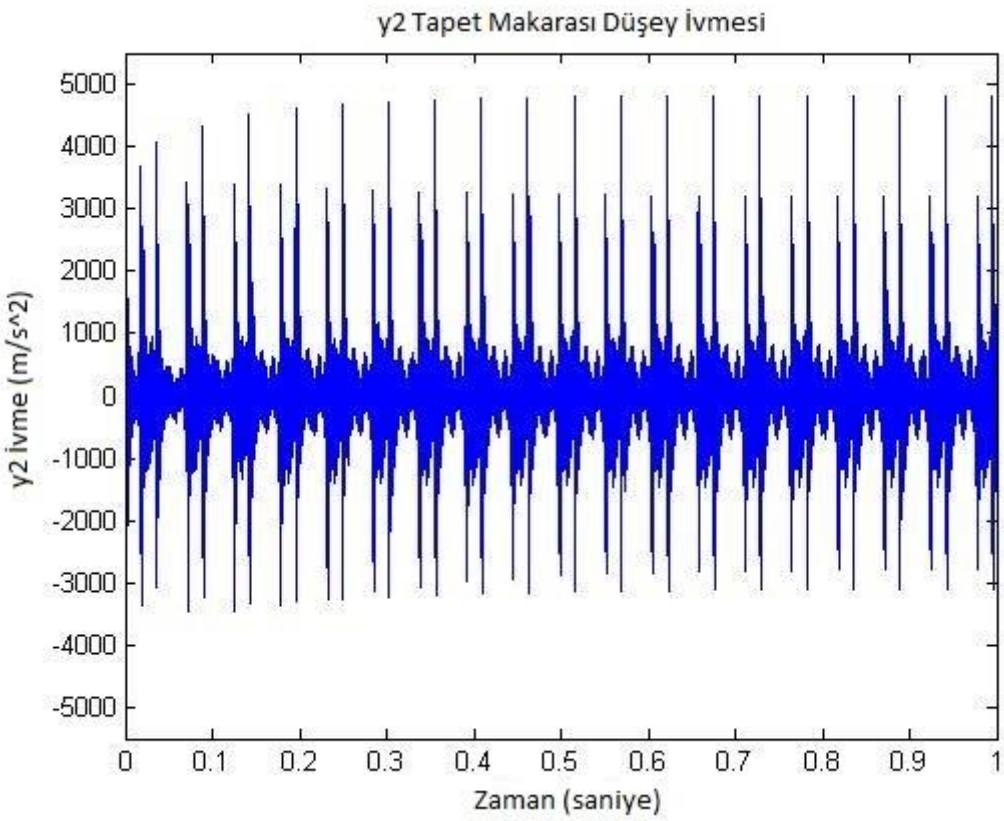
Şekil 3.56 y1ivme – t Grafiği



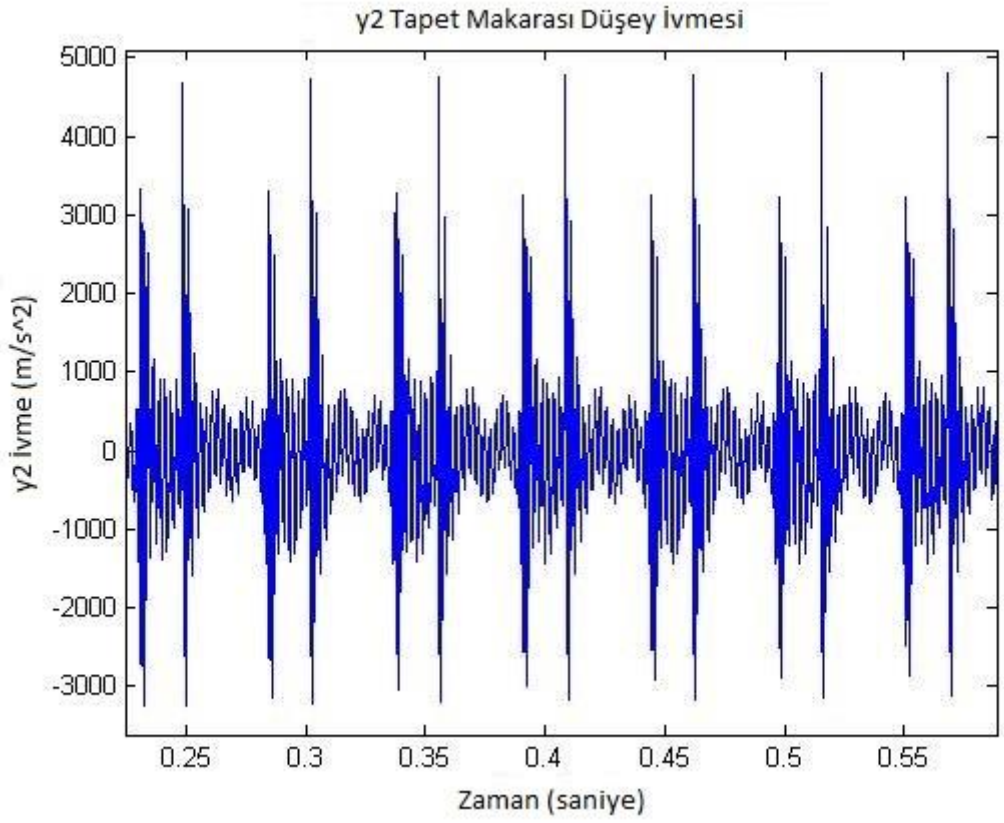
Şekil 3.57 y1ivme – t Grafiği Detay Gösterimi



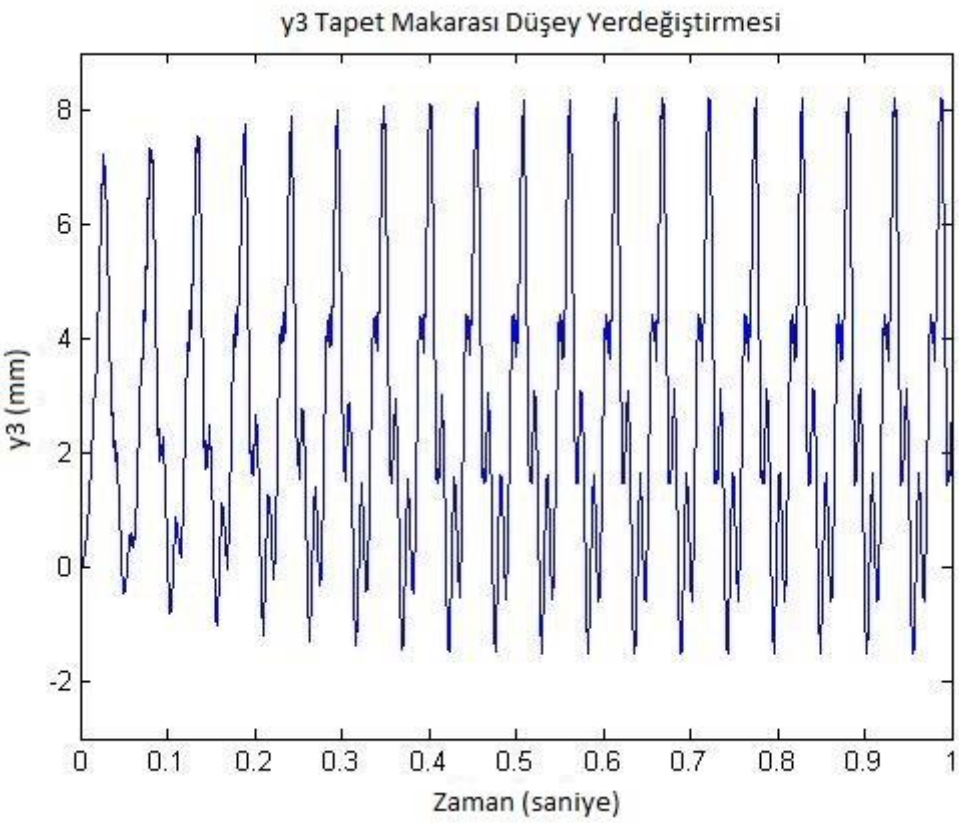
Şekil 3.58 y2 – t Grafiği



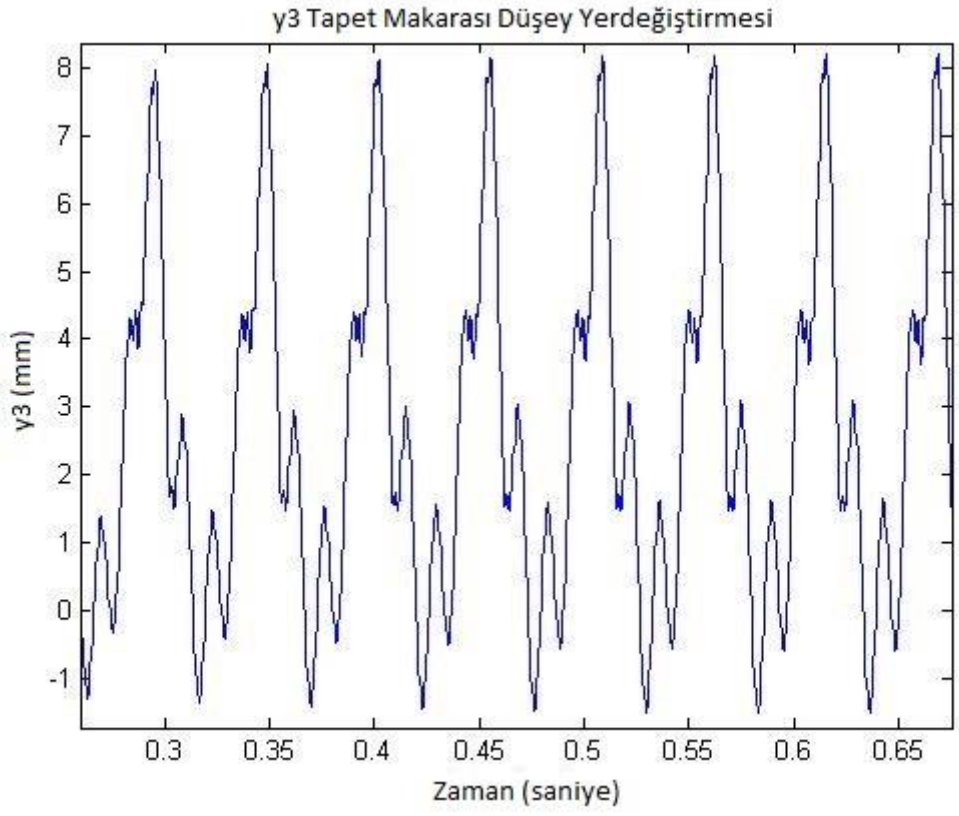
Şekil 3.59 y2 İvme – t Grafiği



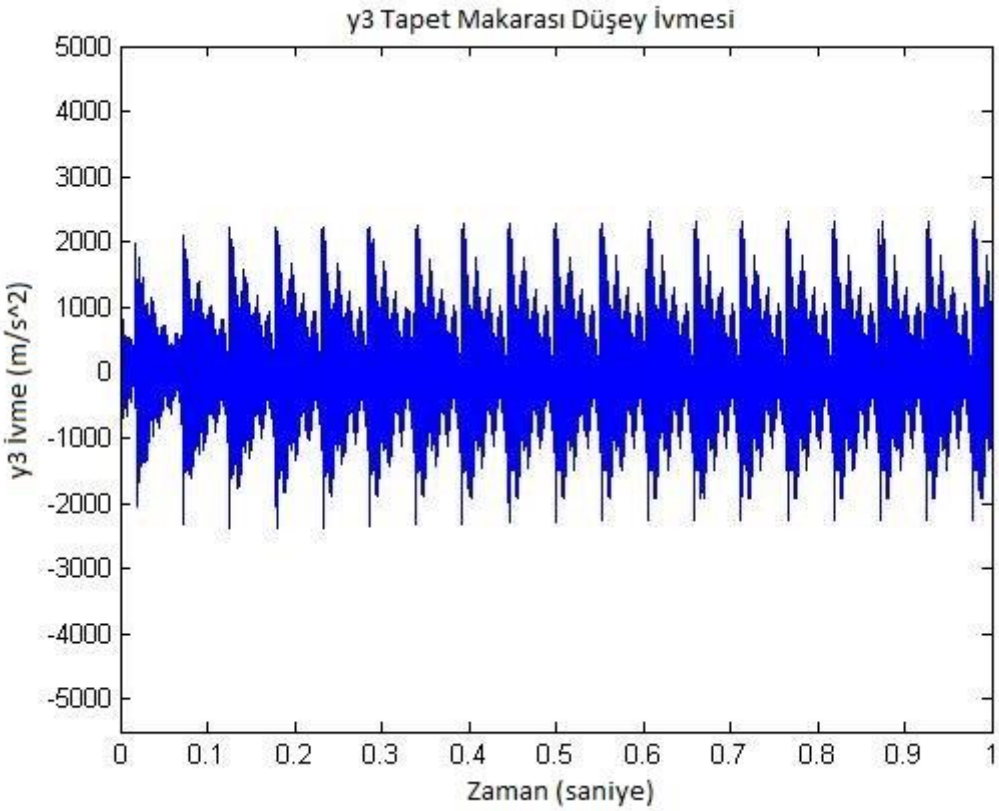
Şekil 3.60 y2 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



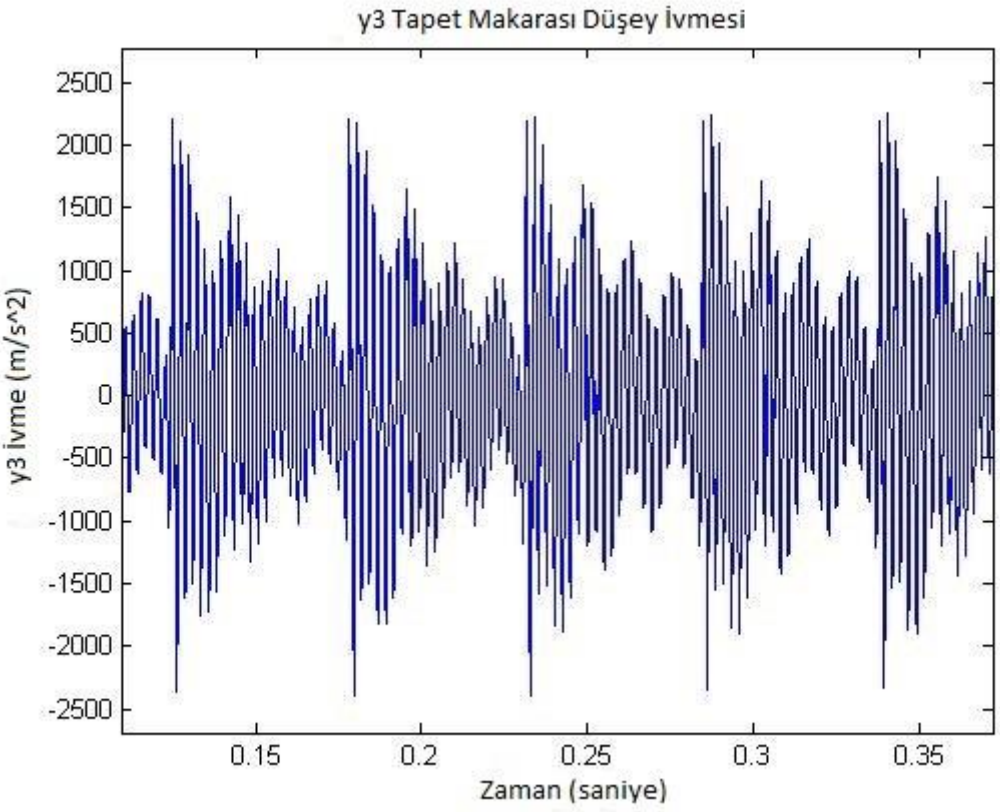
Şekil 3.61 y3 – t Grafiği



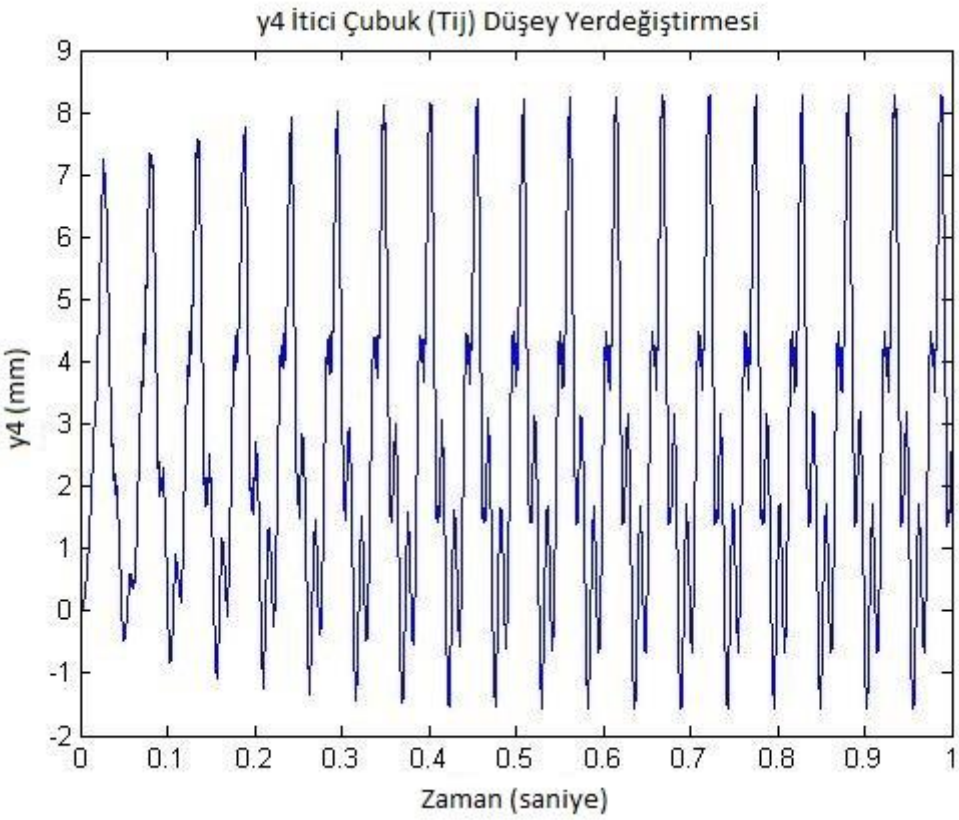
Şekil 3.62 y3 – t Grafiği Detay Gösterimi



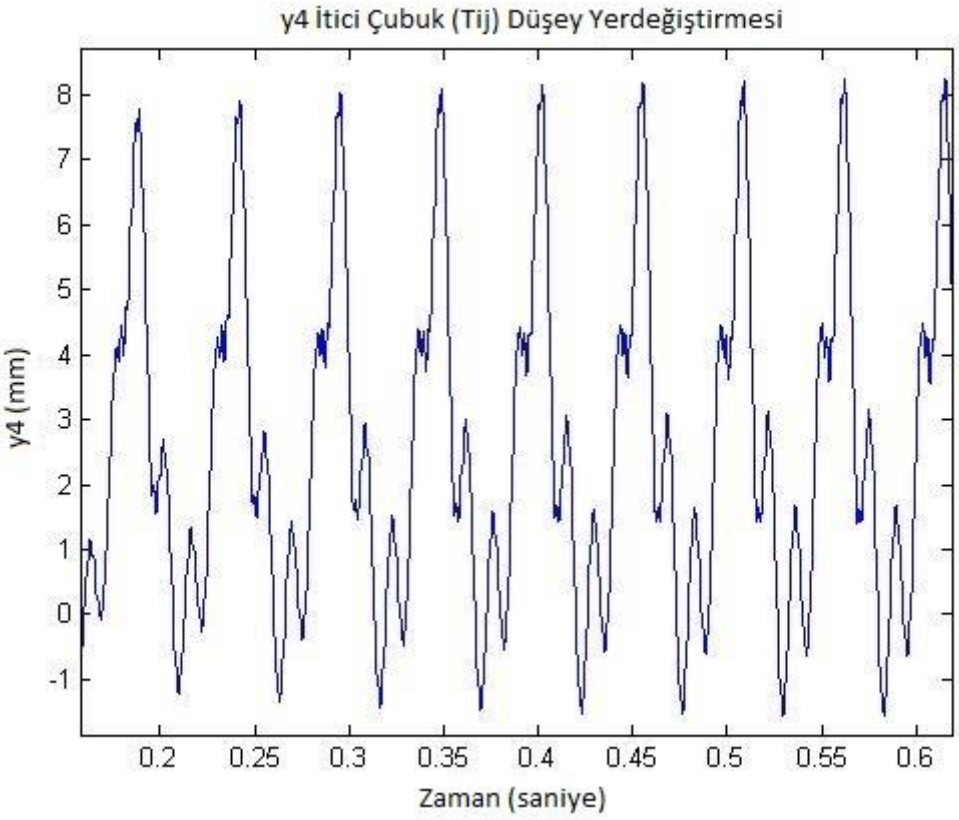
Şekil 3.63 y3 İvme – t Grafiği



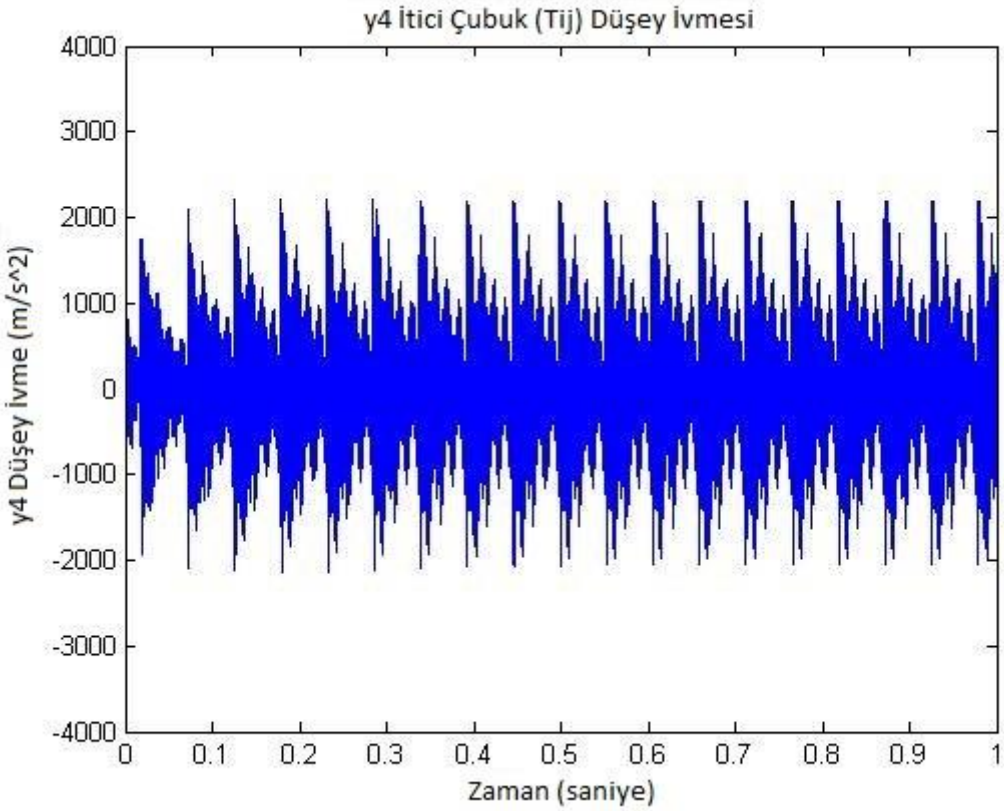
Şekil 3.64 y3 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



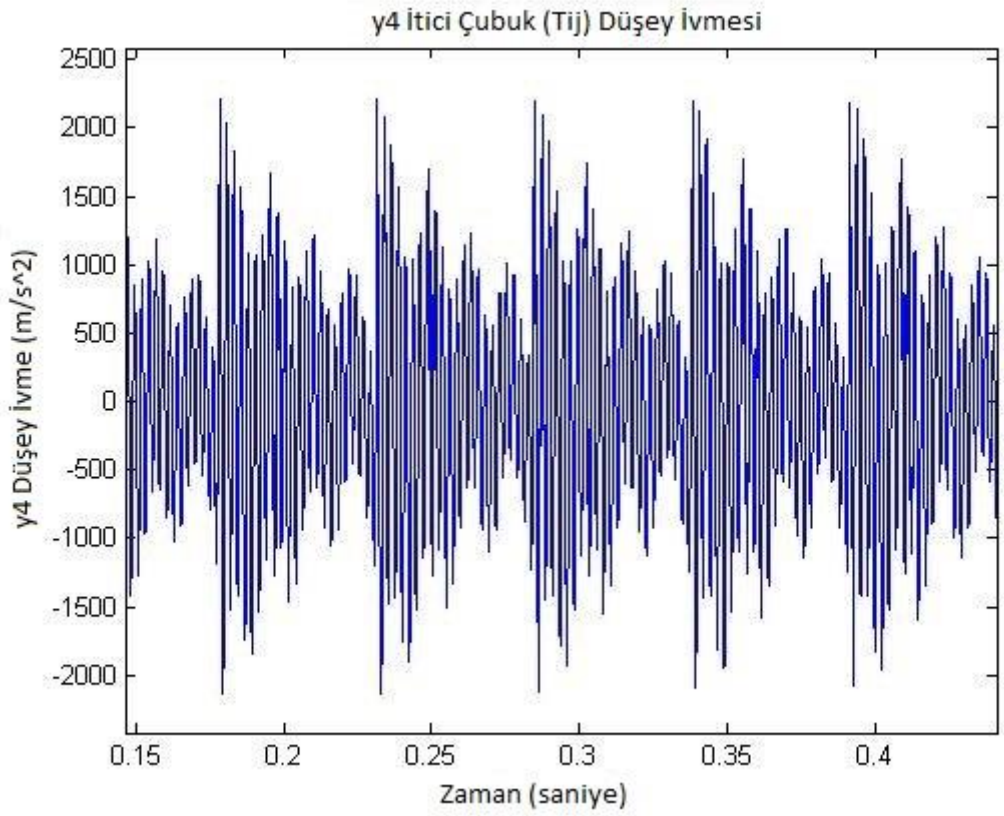
Şekil 3.65 y4 – t Grafiği



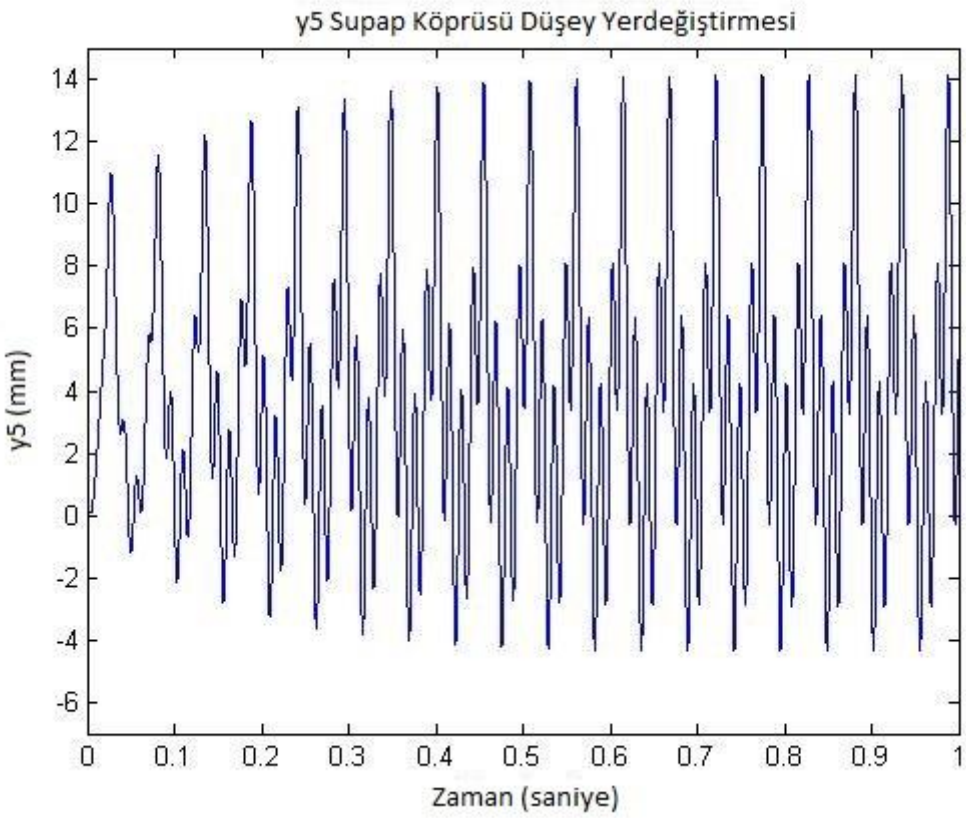
Şekil 3.66 y4 – t Grafiği Detay Gösterimi



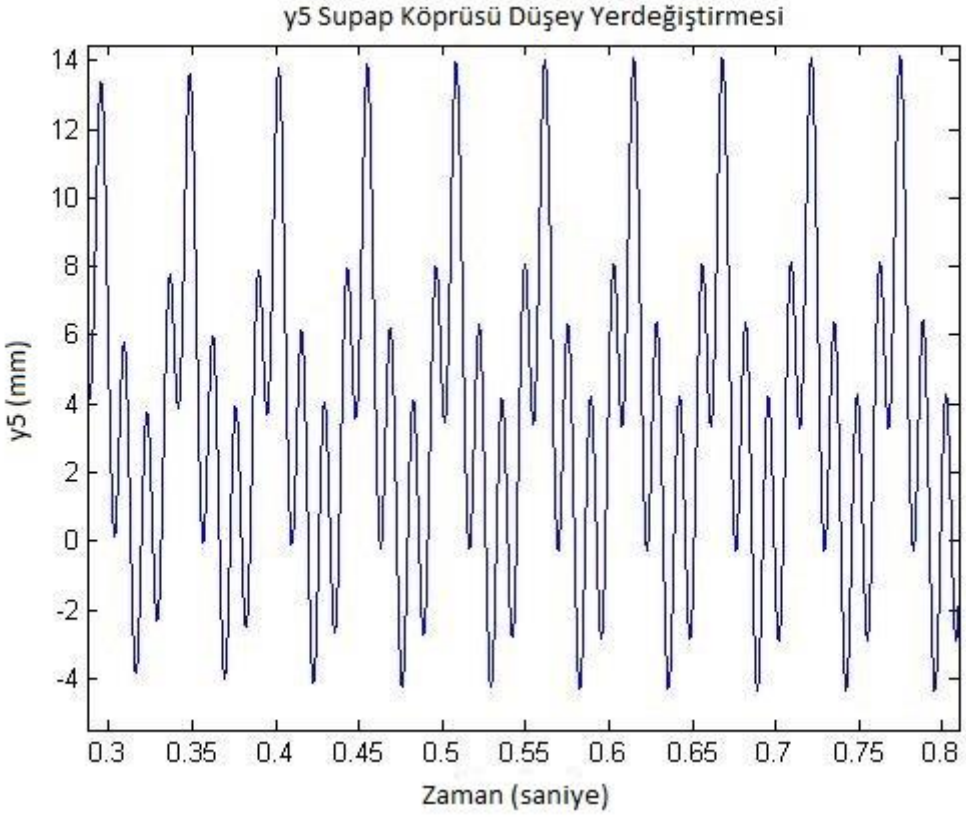
Şekil 3.67 y4 İvme – t Grafiği



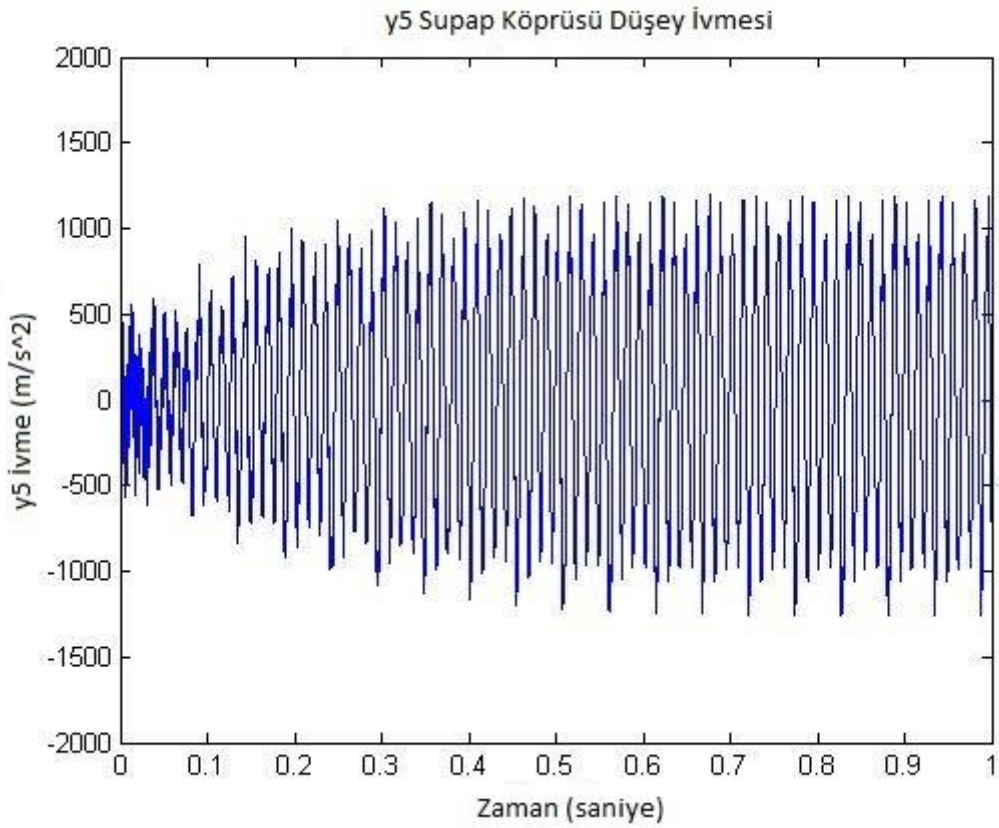
Şekil 3.68 y4 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



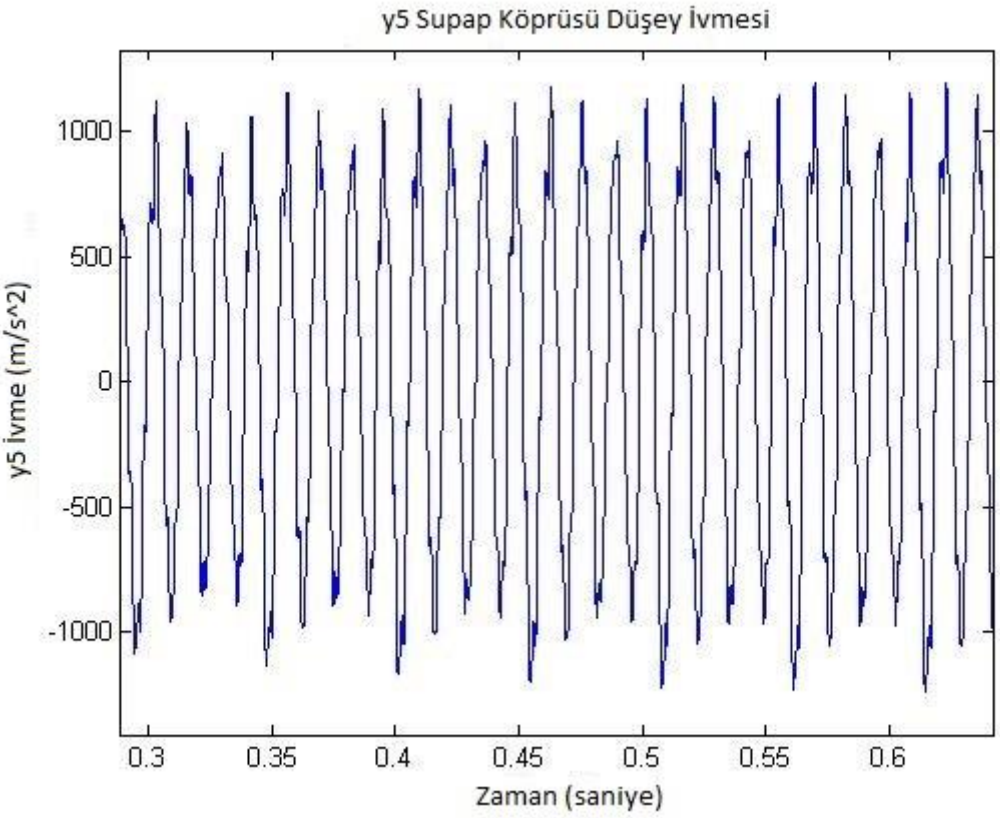
Şekil 3.69 y5 – t Grafiği



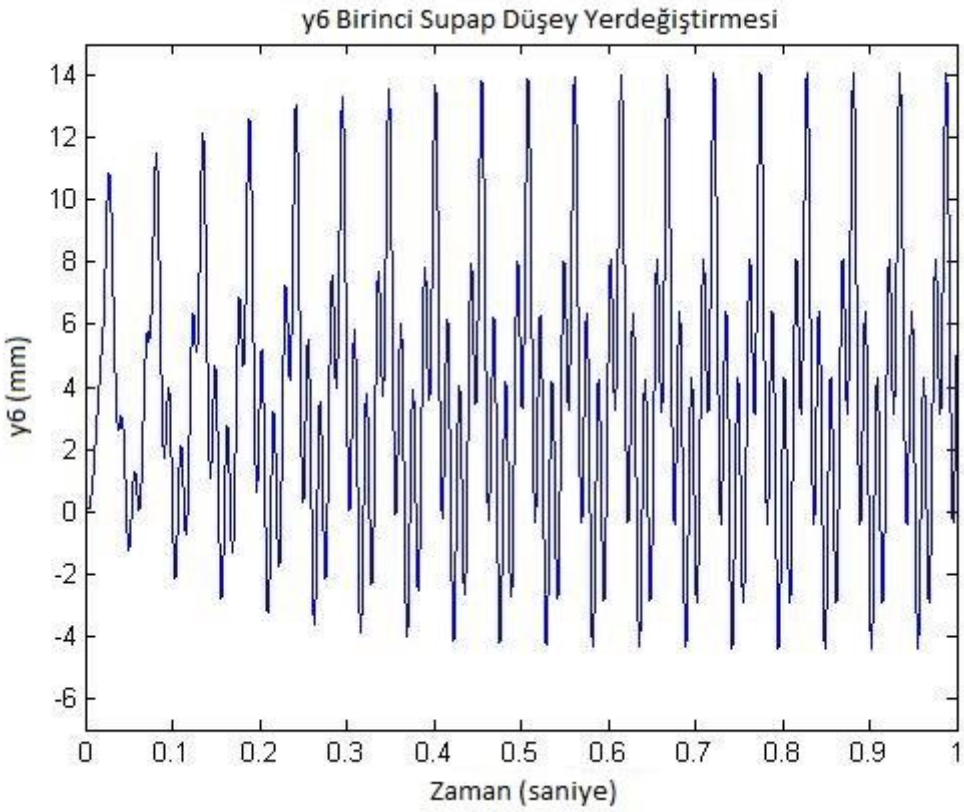
Şekil 3.70 y5 – t Grafiği Detay Gösterimi



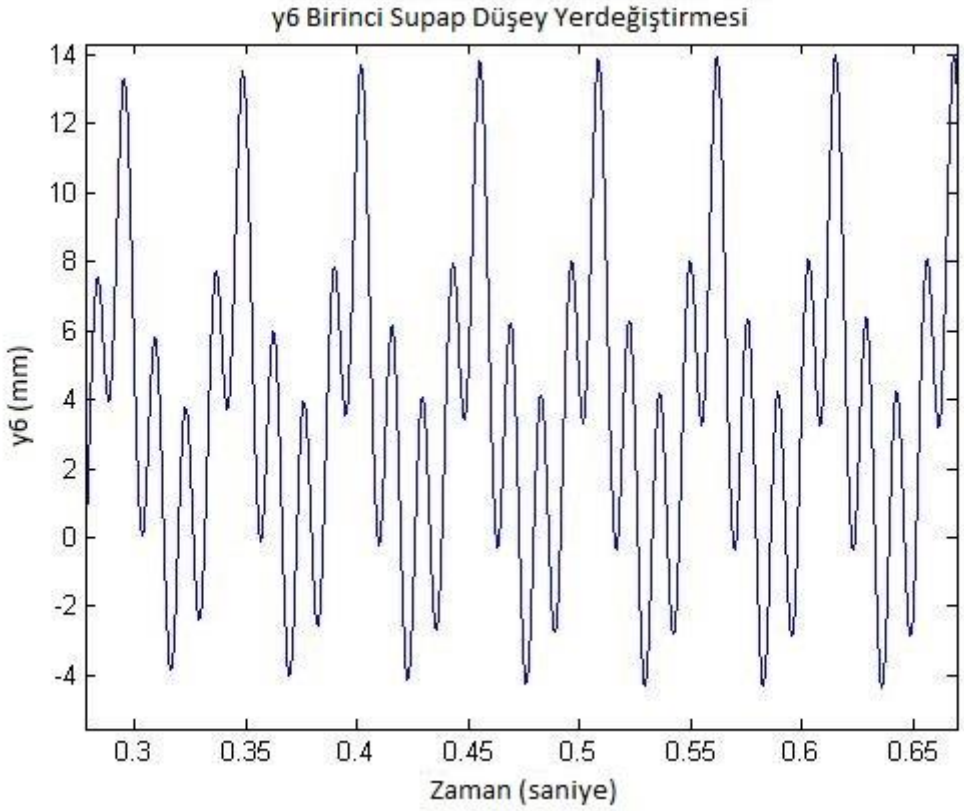
Şekil 3.71 y5 İvme – t Grafiği



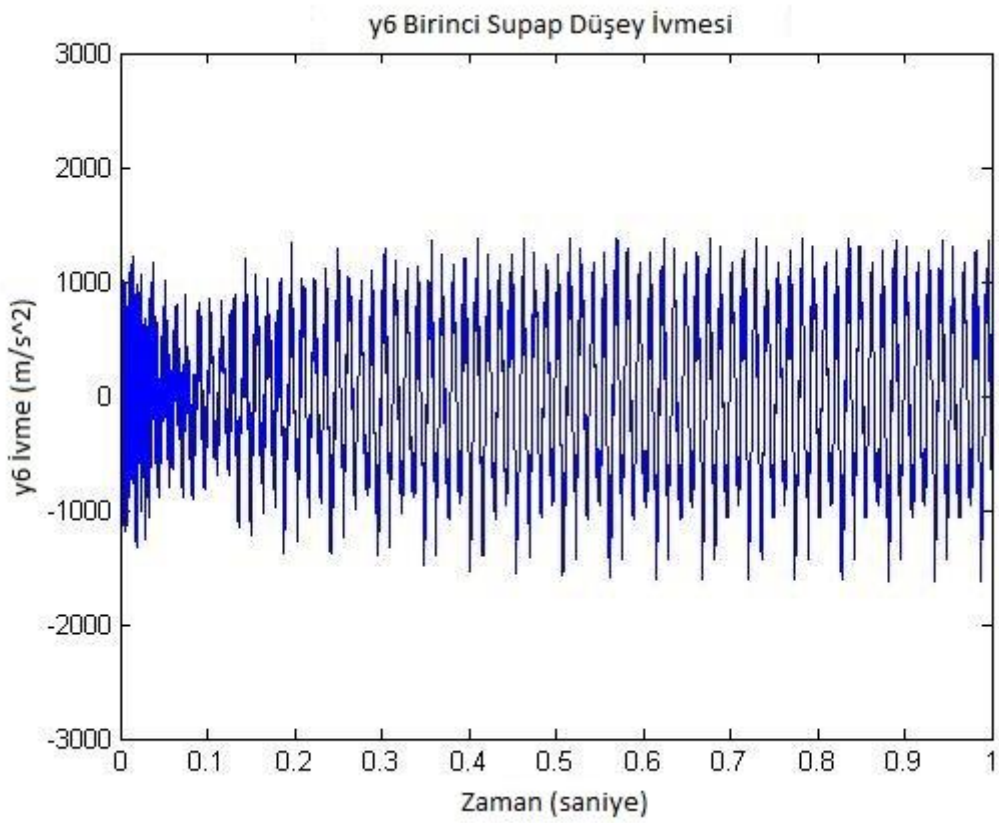
Şekil 3.72 y5 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



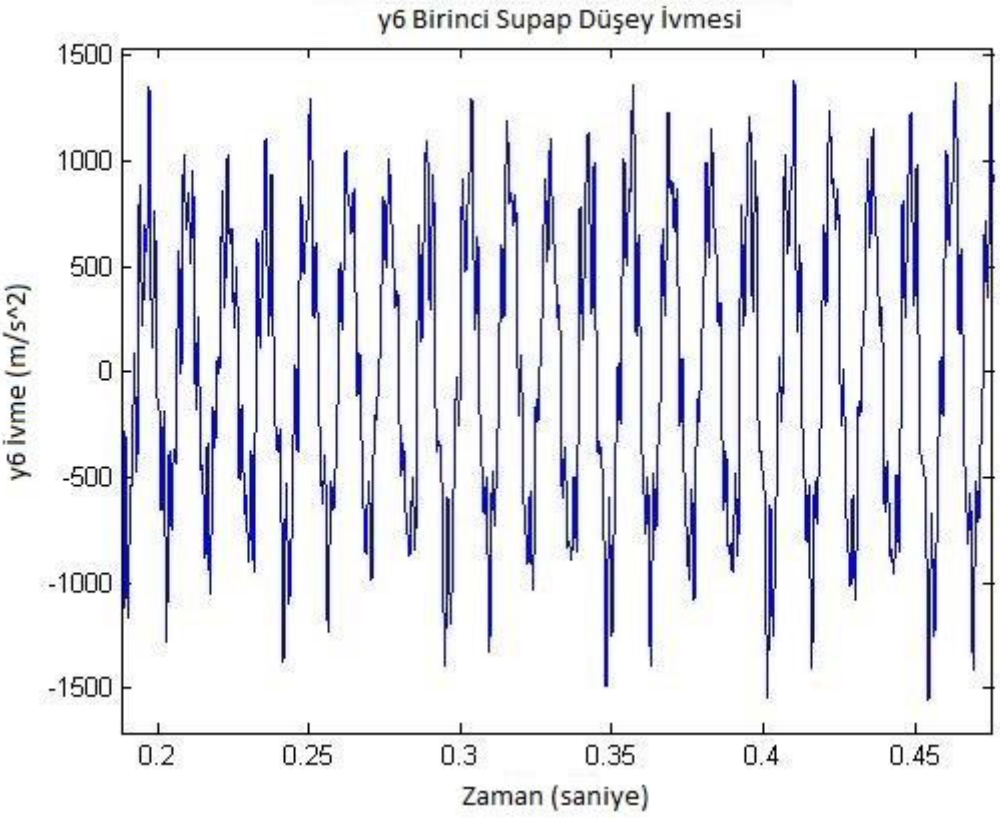
Şekil 3.73 y6 – t Grafiği



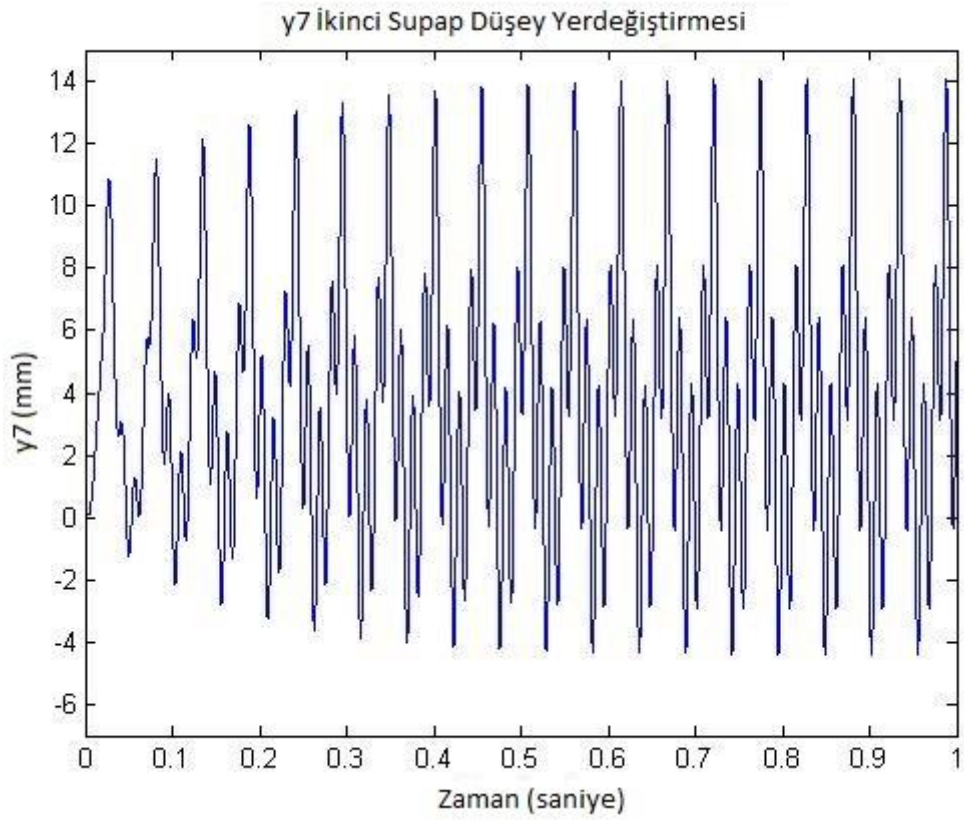
Şekil 3.74 y6 – t Grafiği Detay Gösterimi



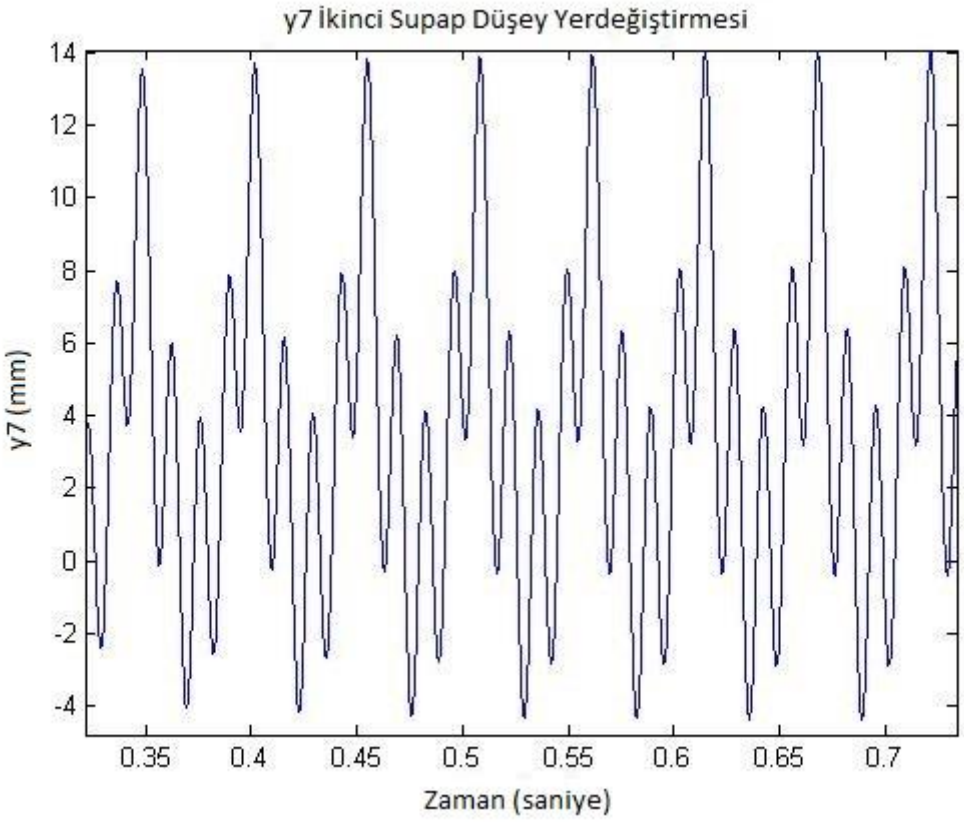
Şekil 3.75 y6 İvme – t Grafiği



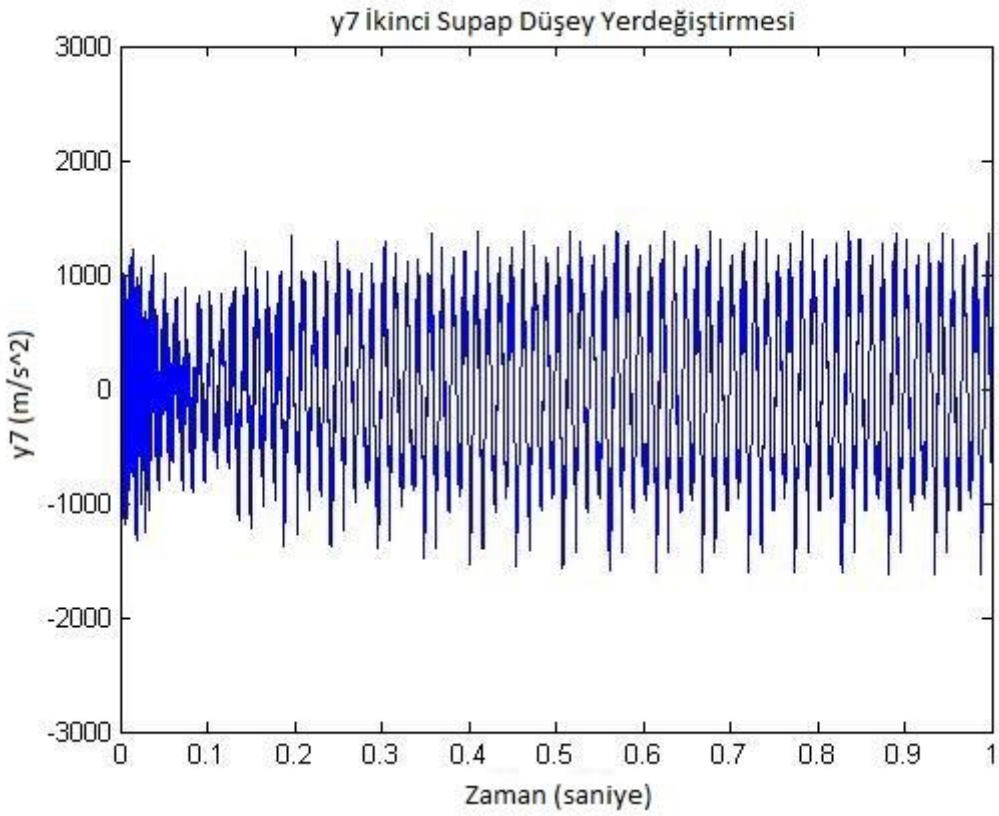
Şekil 3.76 y6 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



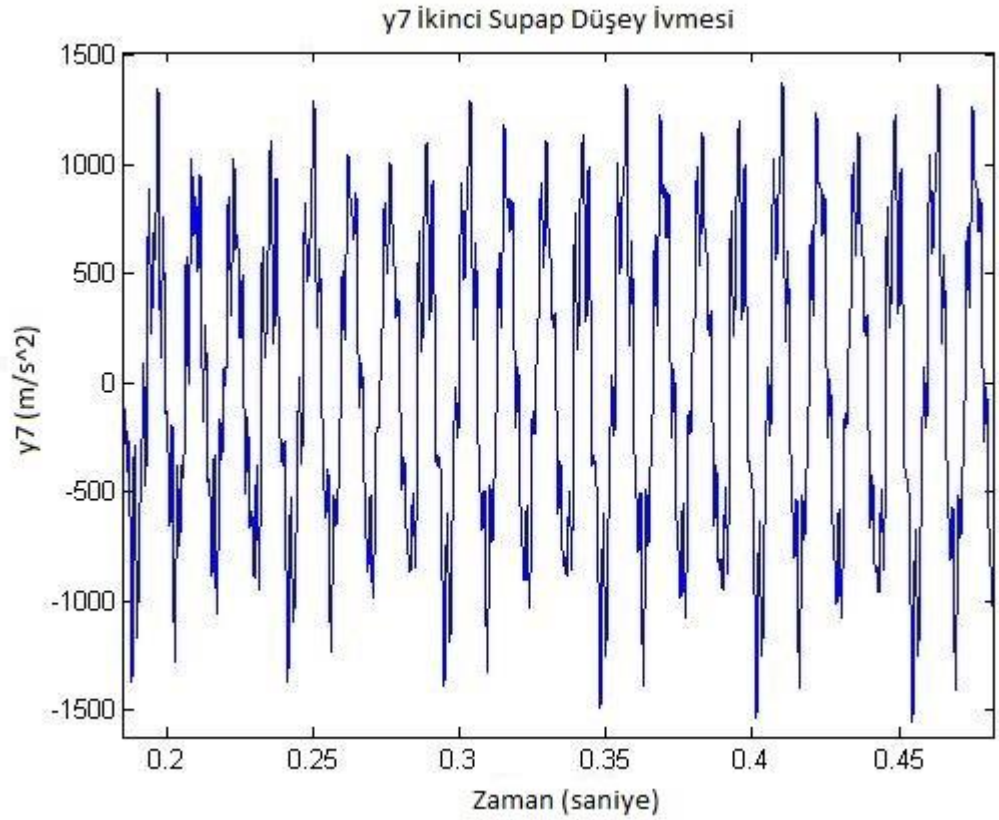
Şekil 3.77 y7 – t Grafiği



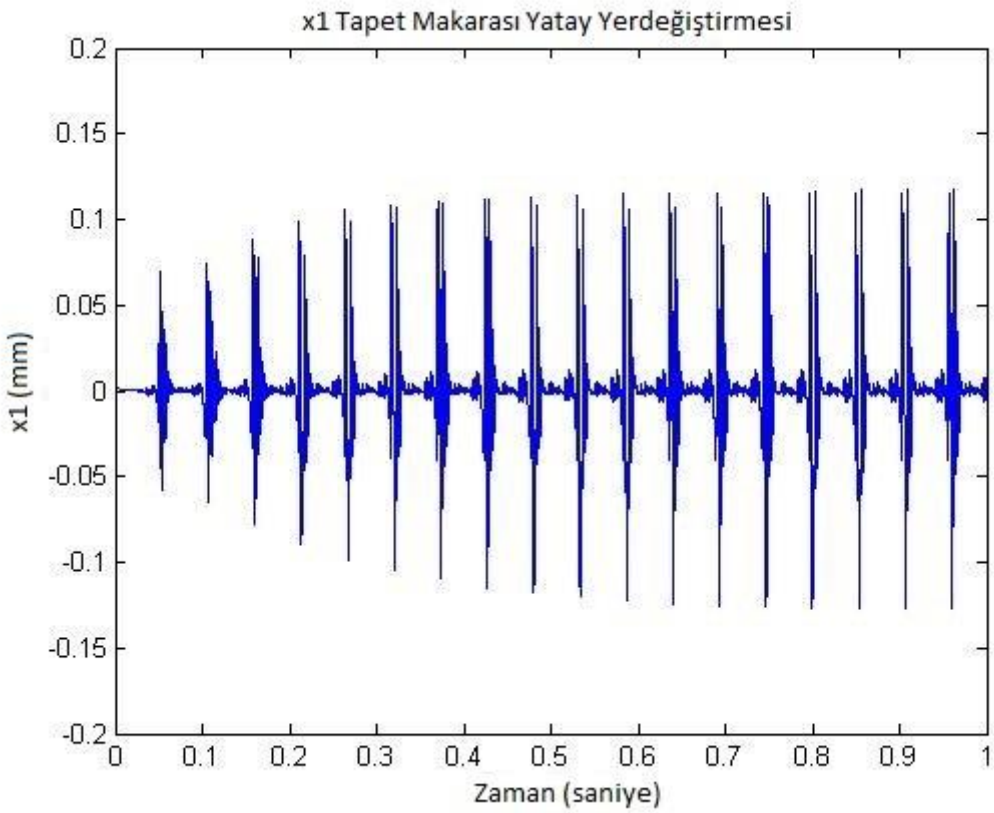
Şekil 3.78 y7 – t Grafiği Detay Gösterimi



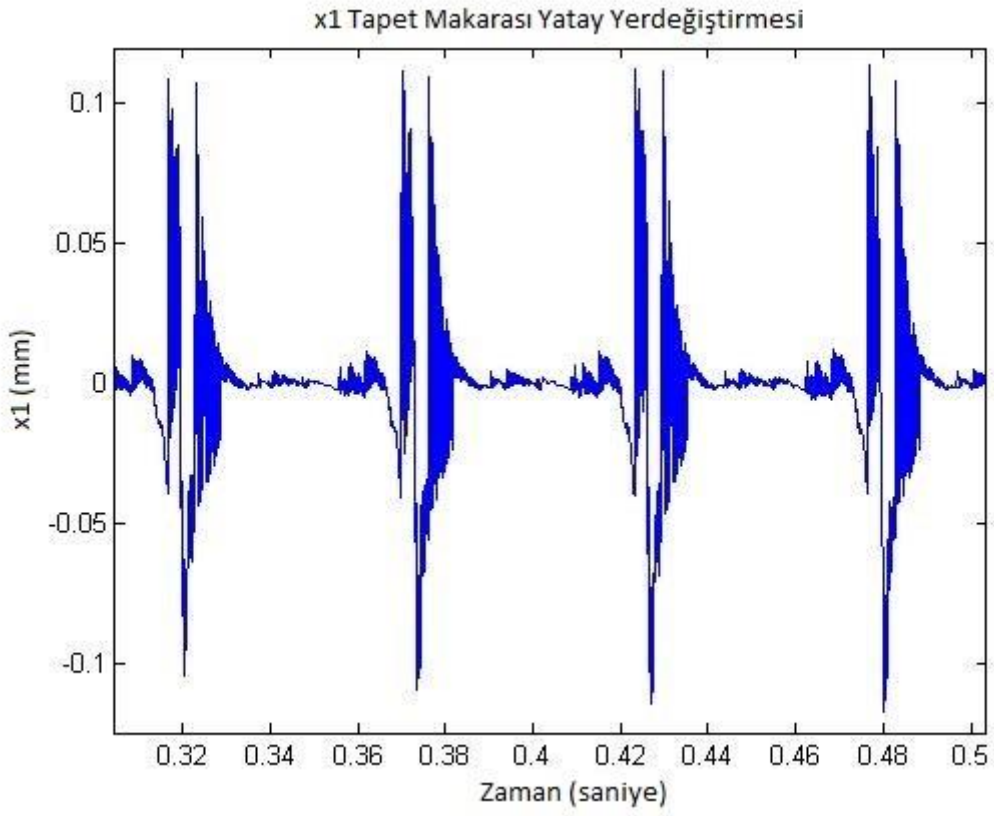
Şekil 3.79 y7 İvme – t Grafiği



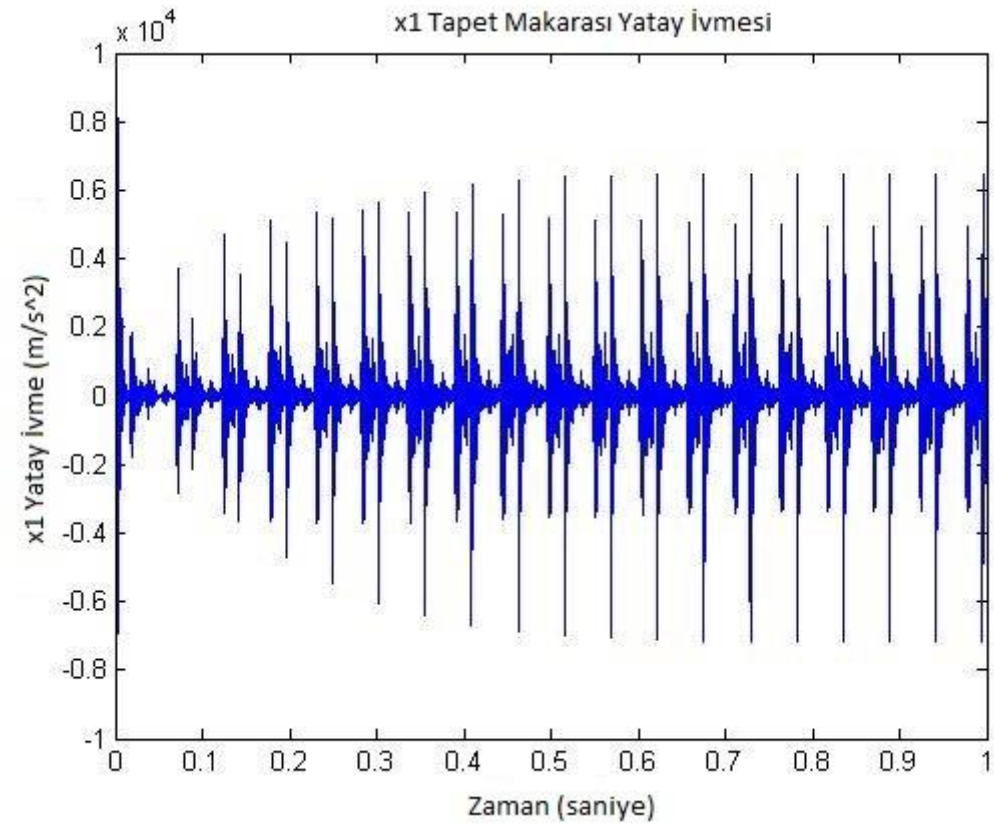
Şekil 3.80 y7 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



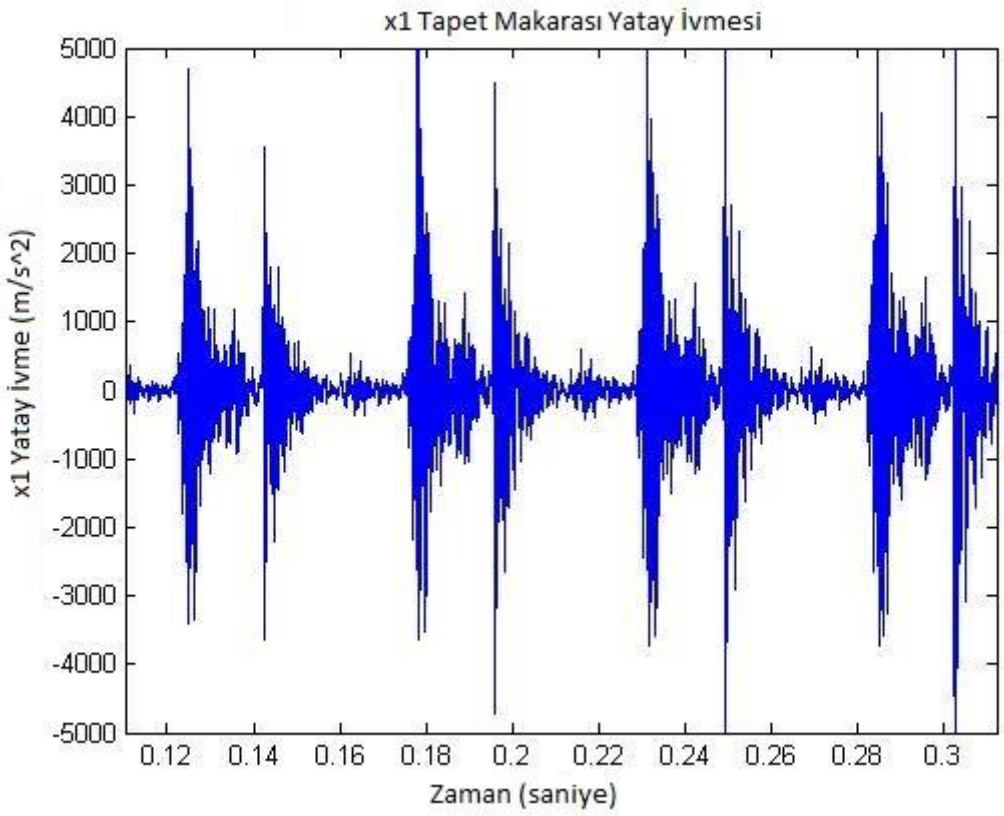
Şekil 3.81 x1– t Grafiği



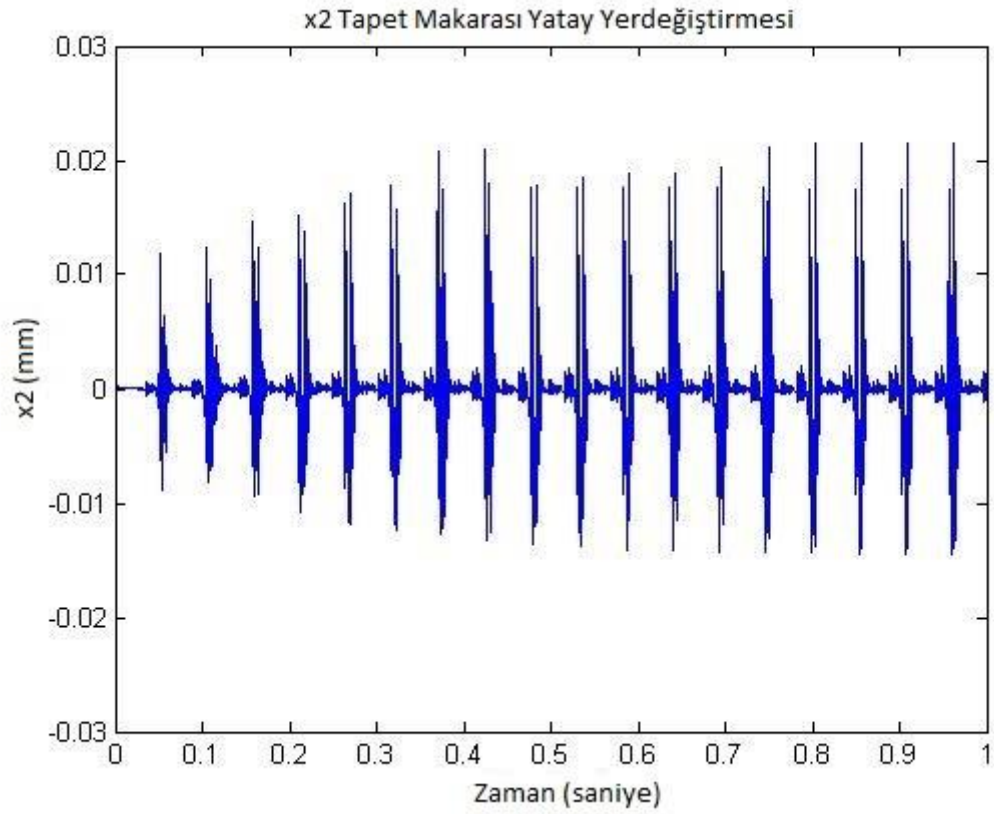
Şekil 3.82 x1– t Grafiği Detay Gösterimi



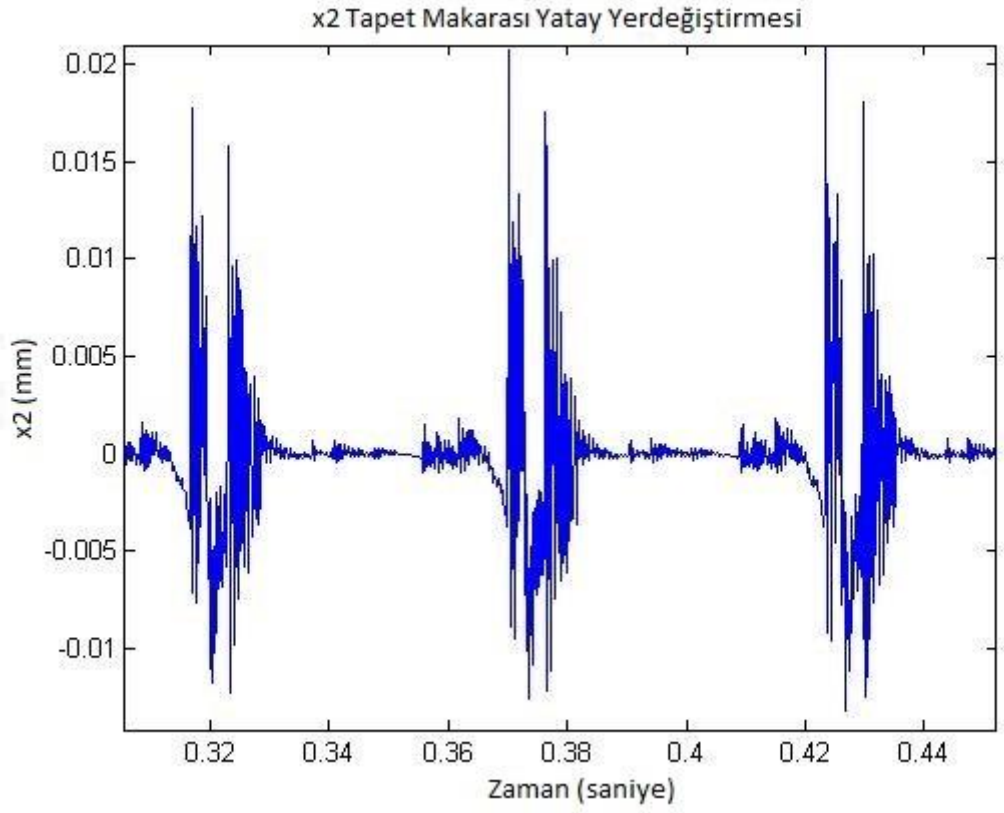
Şekil 3.83 x1 İvme – t Grafiği



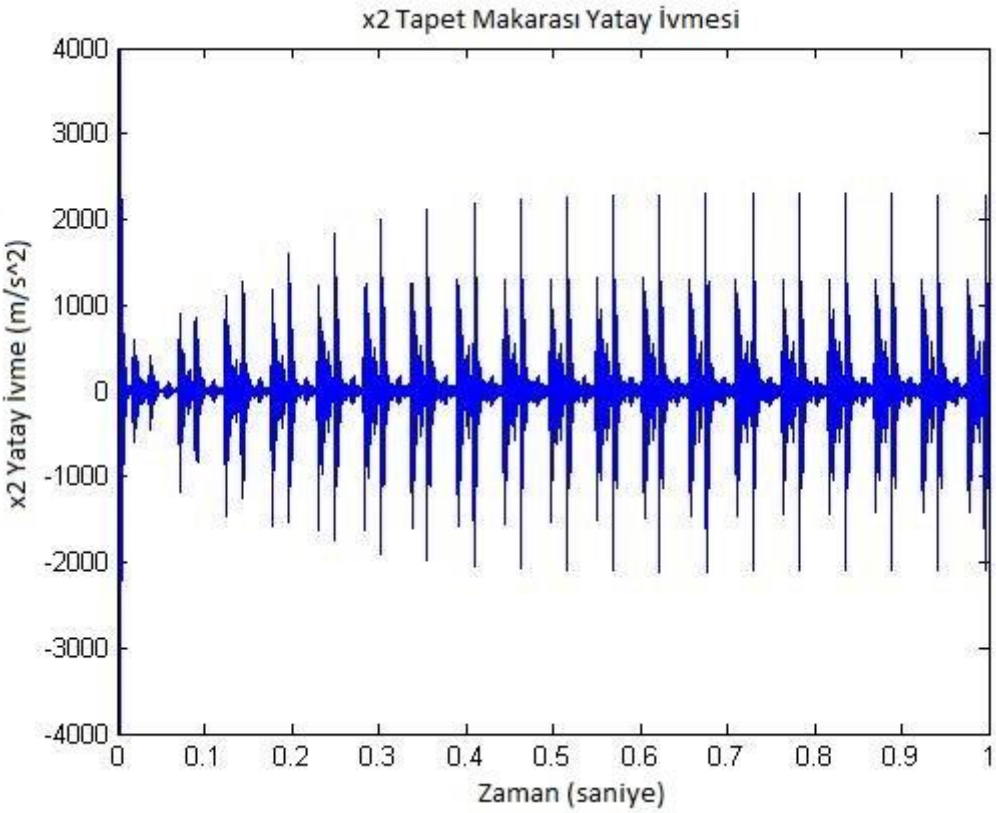
Şekil 3.84 x1 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



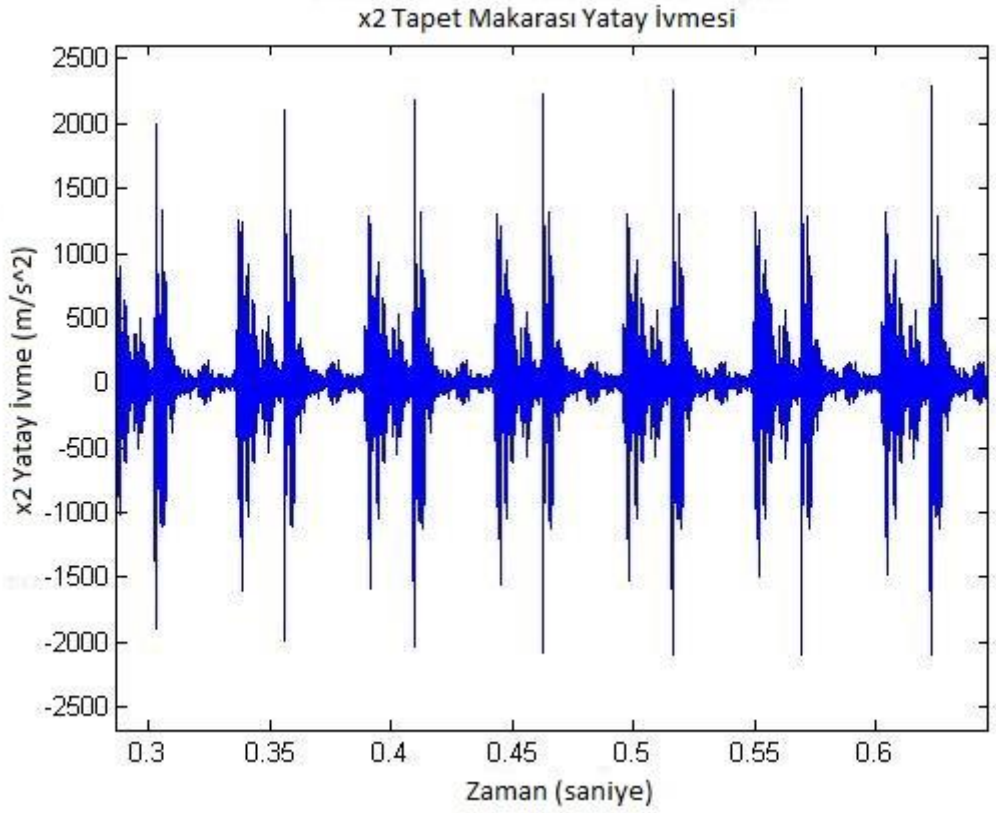
Şekil 3.85 x2– t Grafiği



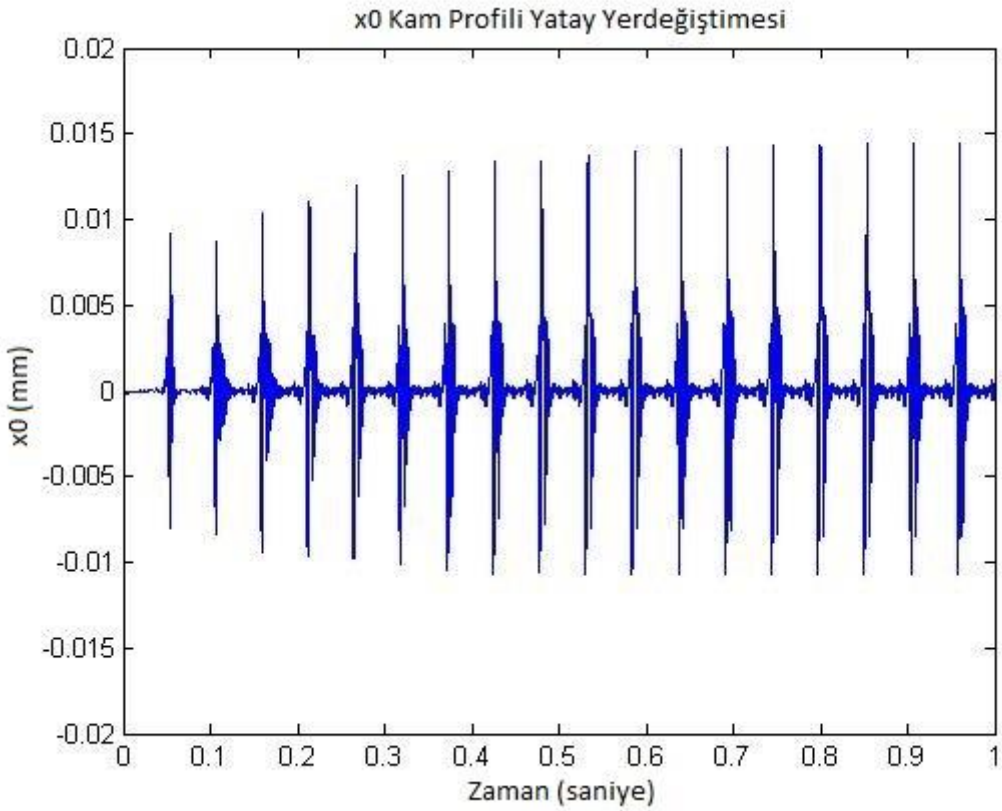
Şekil 3.86 x2– t Grafiği Detay Gösterimi



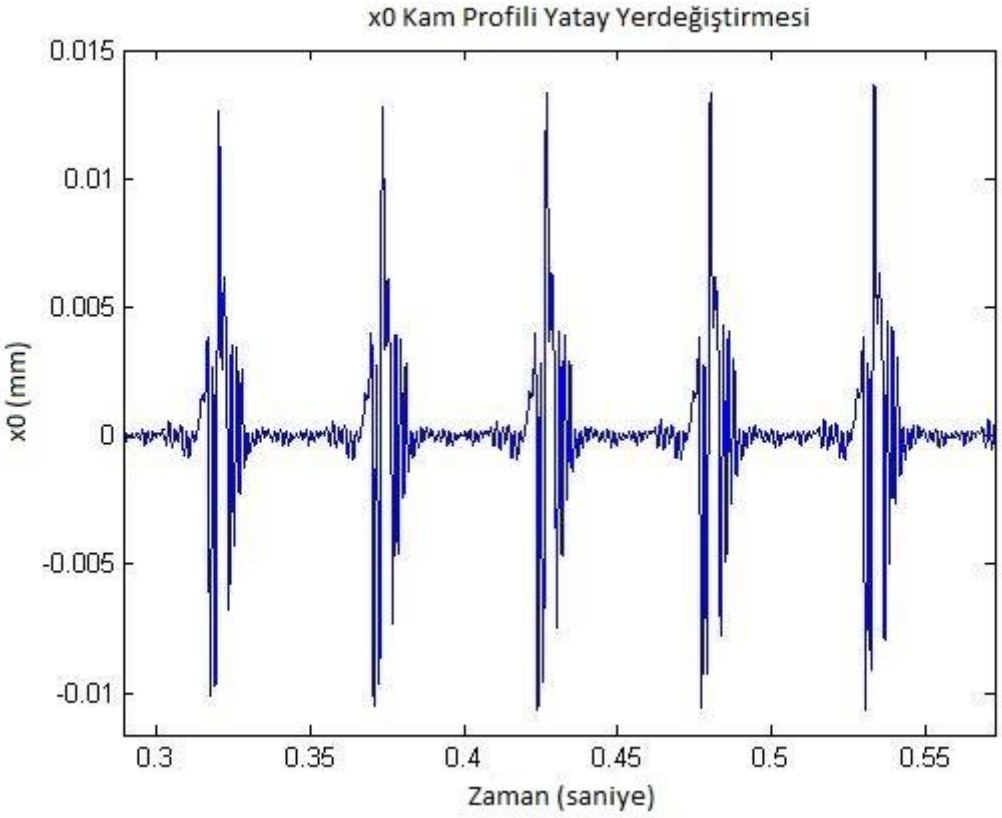
Şekil 3.87 x2 İvme – t Grafiği



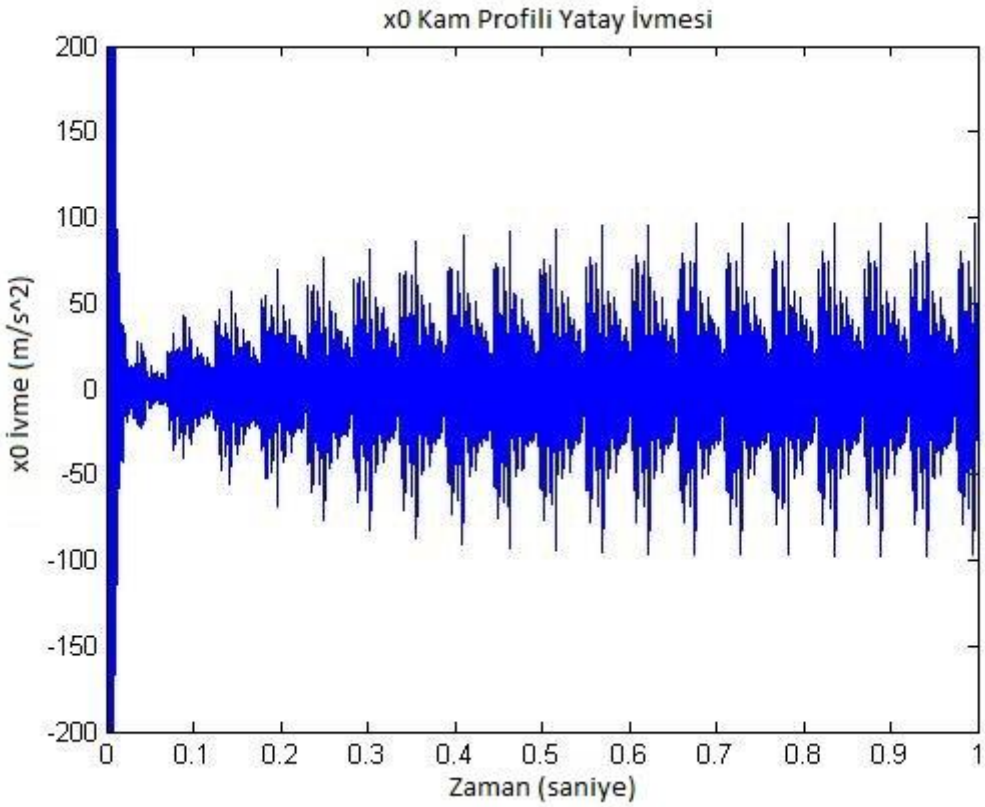
Şekil 3.88 x2 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



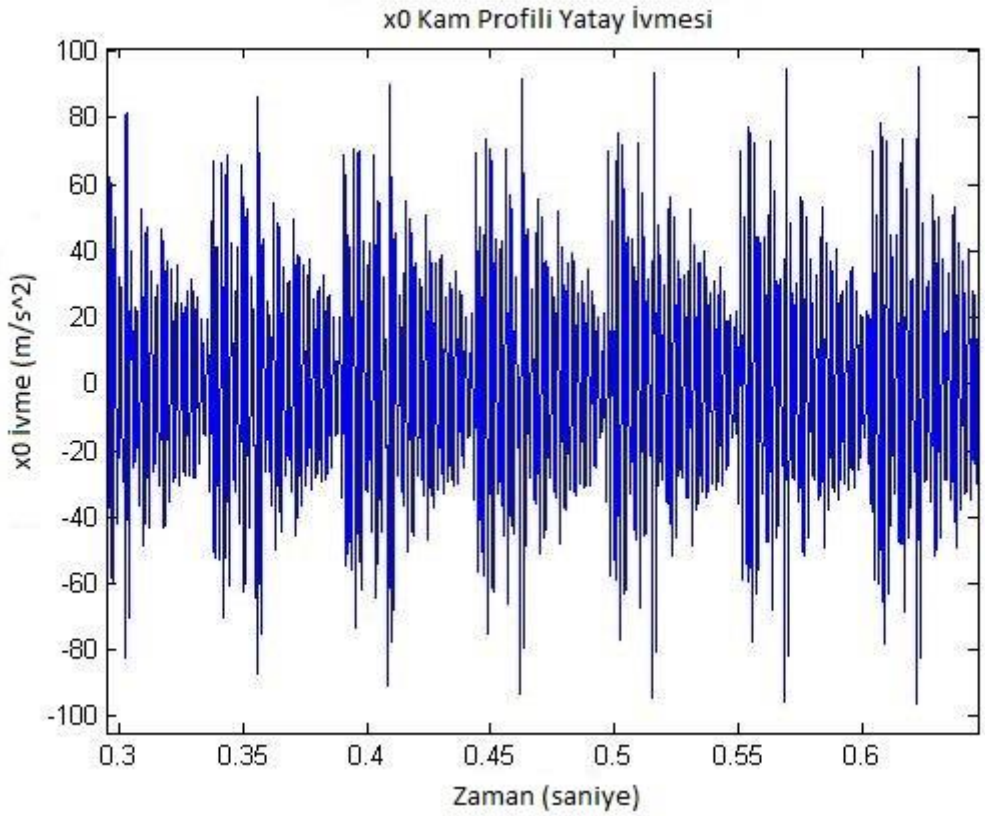
Şekil 3.89 x0– t Grafiği



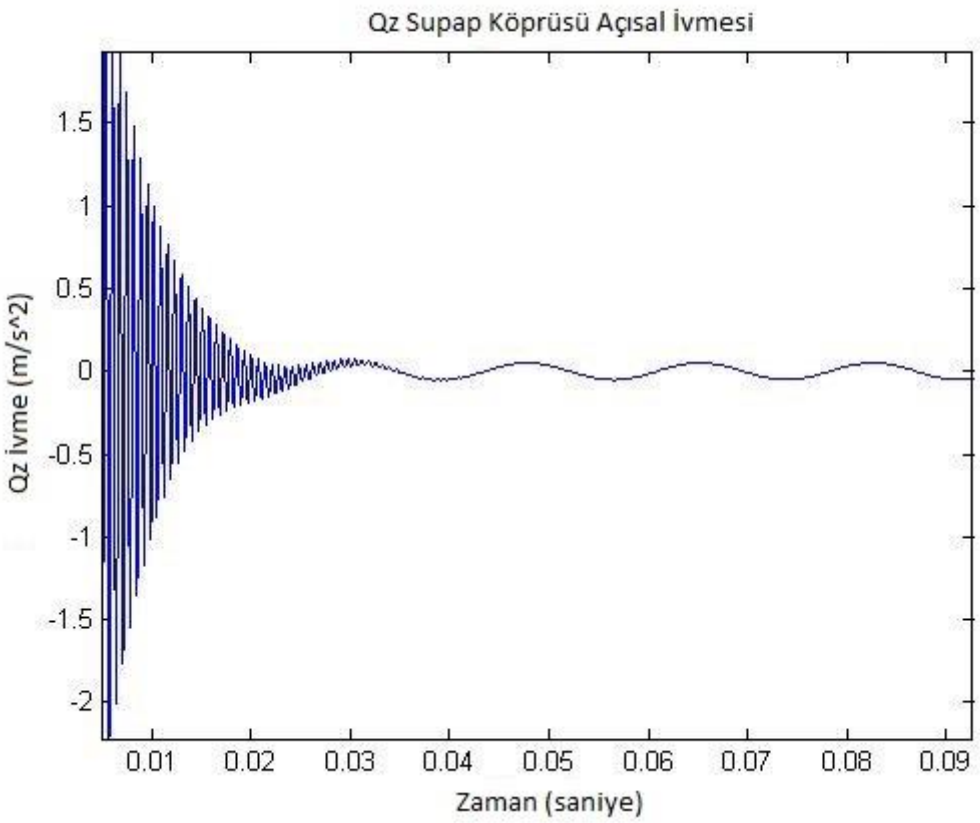
Şekil 3.90 x0– t Grafiği Detay Gösterimi



Şekil 3.91 x0 İvme – t Grafiği

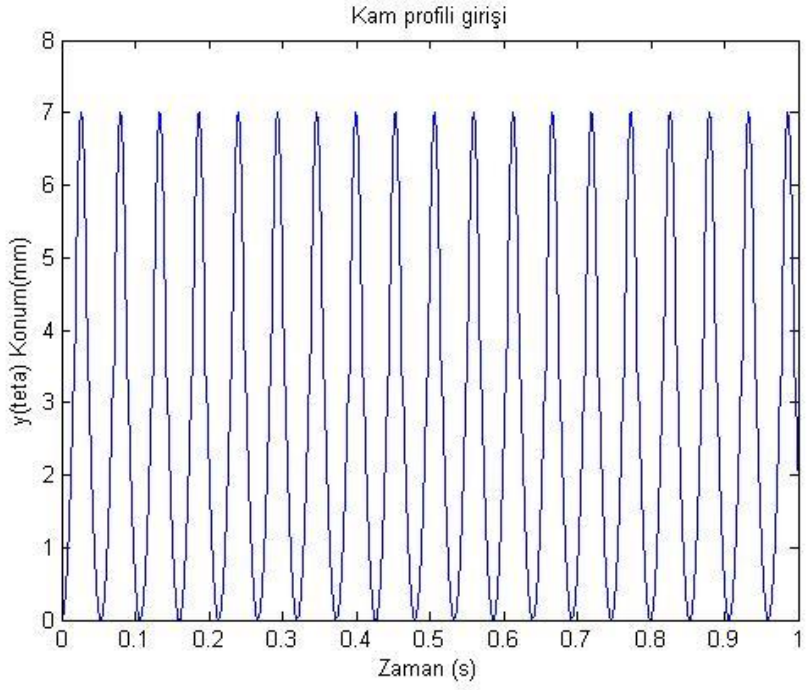


Şekil 3.92 x0 İvme – t Grafiği Detay Gösterimi



Şekil 3.93 Qz İvme– t Grafiği

Signal Builder içerisine tanımlanan Excel kullanılarak oluşturulan y(θ) giriş sinyal değeri tüm durumlar için aynıdır.

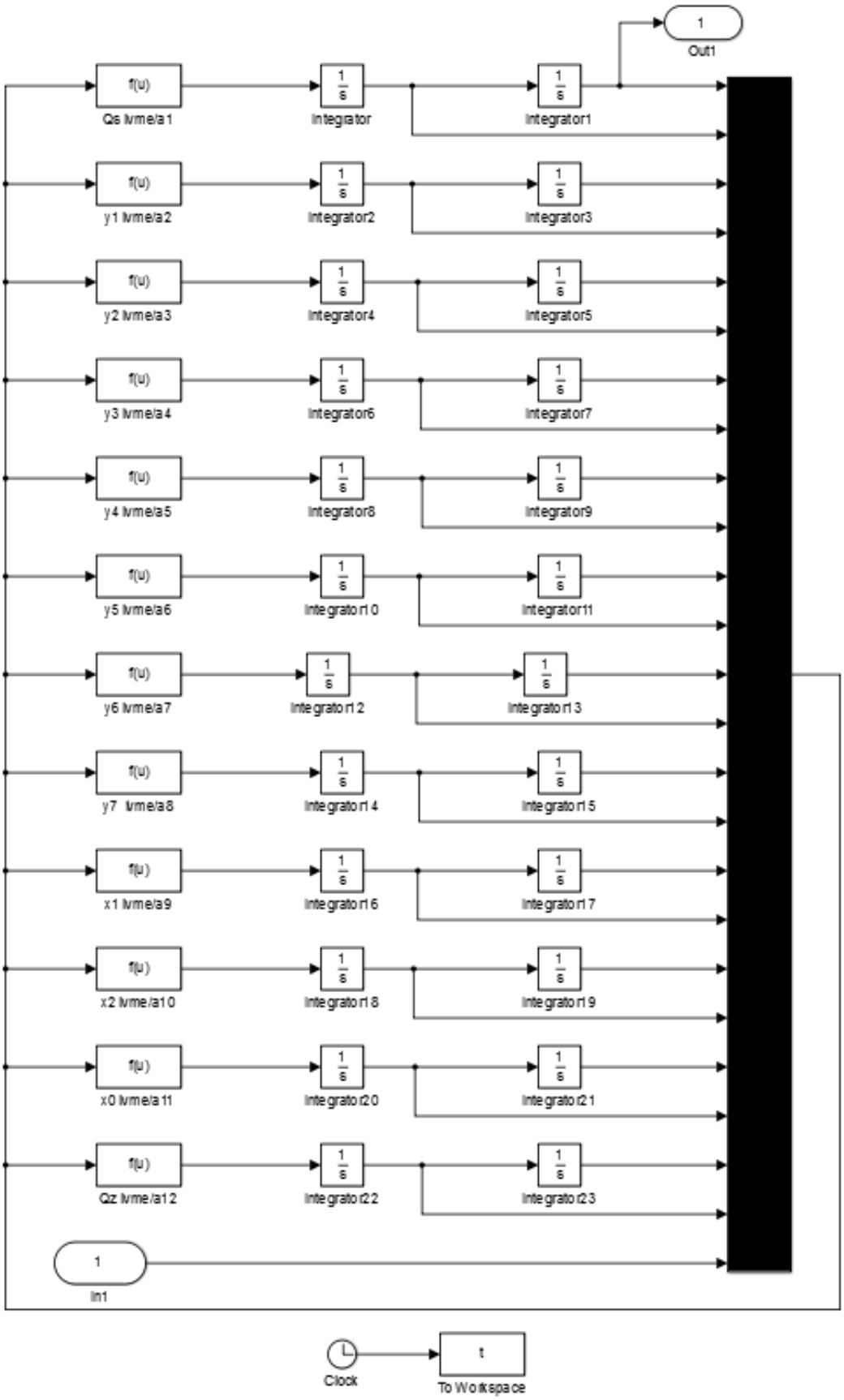


Şekil 3.94 y(θ) – t Grafiği

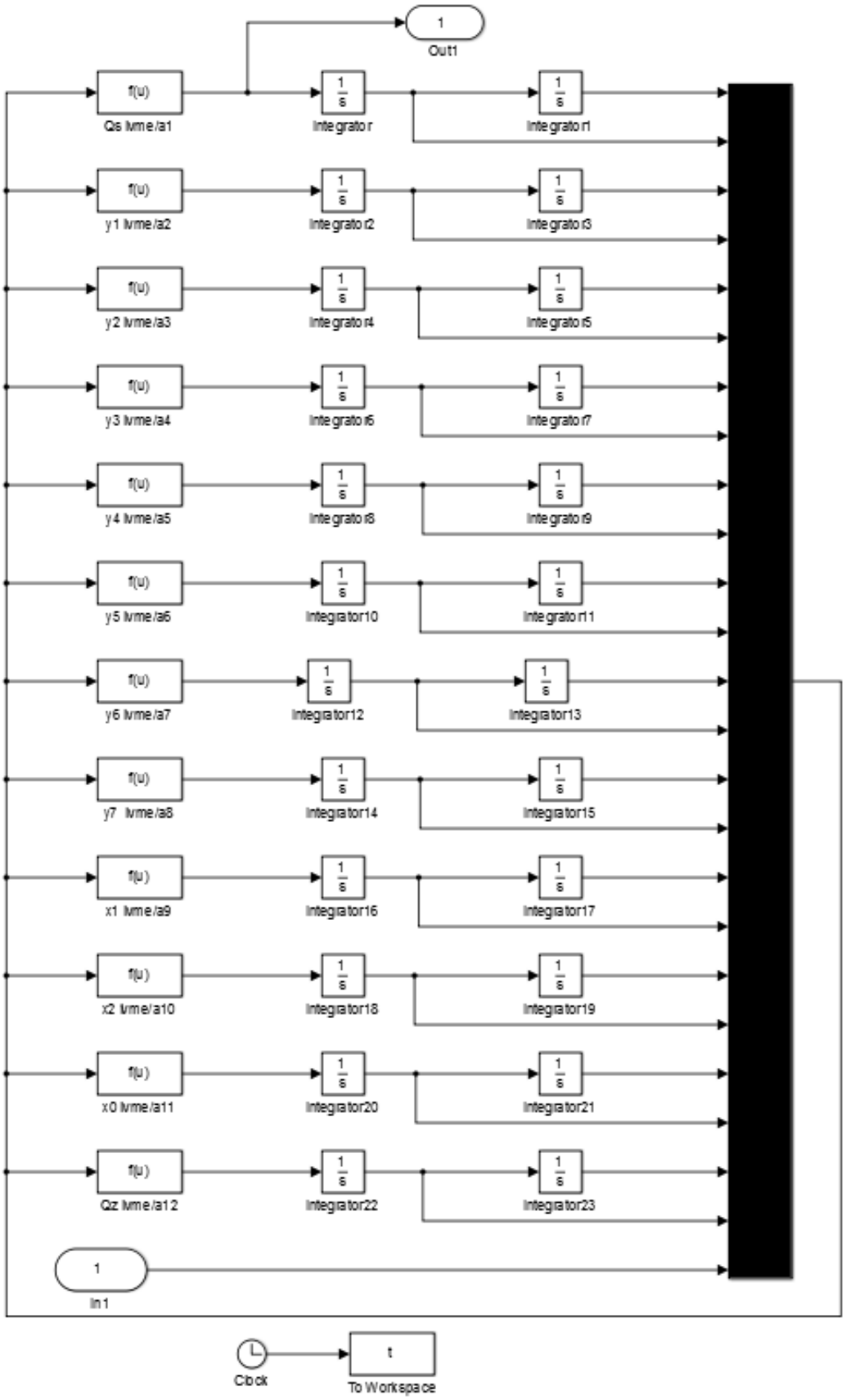
3.5 Kam Mekanizması Dinamik Model Frekans Cevabı

Zaman cevaplarının elde edilmesinin ardından frekans cevaplarının elde edilmesi aşamasına geçmekteyiz. Frekans cevapları ilk olarak Bode diyagramları biçiminde "Magnitude" düşey ekseninde ve frekans (Hz) yatay ekseninde elde edilmiştir. Bunun yanı sıra dB düşey ekseni ve frekans (Hz) yatay ekseninde olmak üzere grafikler de elde edilmiştir. Desibel (dB) olarak elde edilen grafikler gerçek çekiç – titreşim testi sonuçlarını incelemede daha verimli olarak kullanılabilmesi amacıyla elde edilmiştir. Frekans cevaplarının grafiksel olarak elde edebilmek için Simulink içerisine ln1 ve out1 blokları eklenmelidir. Bu bloklar giriş (Input) ve çıkış (Output) blokları olarak bilinmektedir. Her bir frekans cevabının incelenebilmesi için, ayrı ayrı Simulink blokları giriş ve çıkış blokları da eklenecek biçimde olmak üzere kurulur. İstenilen frekans cevabının alınması için kod içerisine arzu edilen cevabın Simulink başlığı yazılmalıdır. Tüm bu ayrı ayrı yazılan Simulink gösterimleri dışında ana Simulink denkleminin de başlangıçta çalıştırılması unutulmamalıdır. Simulink model örnekleri aşağıda ifade edildiği gibi olup, ihtiyaç duyulan kodlar EK-G'de ifade edildiği gibidir.

Frekans cevabının, [dB] olarak elde edilebilmesi için arzu edilen çıkış sinyalinin, giriş sinyali y(teta) değerine bölünerek logaritma 10 tabanında yazılıp, 20 ile çarpılması gerekmektedir. Bode diyagramı yardımıyla, logaritmik genliğin kullanılması mantığıyla dB dönüşümü arzulanan tüm frekans analizi değerlerinde uygulanmıştır. Örneğin; külbütör açısal hareketinin dB-frekans ekseninde incelenmesinin yapılabilmesi için: $20\ x\ \log_{10}\frac{Q_s}{y(teta)}$ formülü yardımıyla, herbir giriş değerine karşılık dB değeri elde edilmektedir.

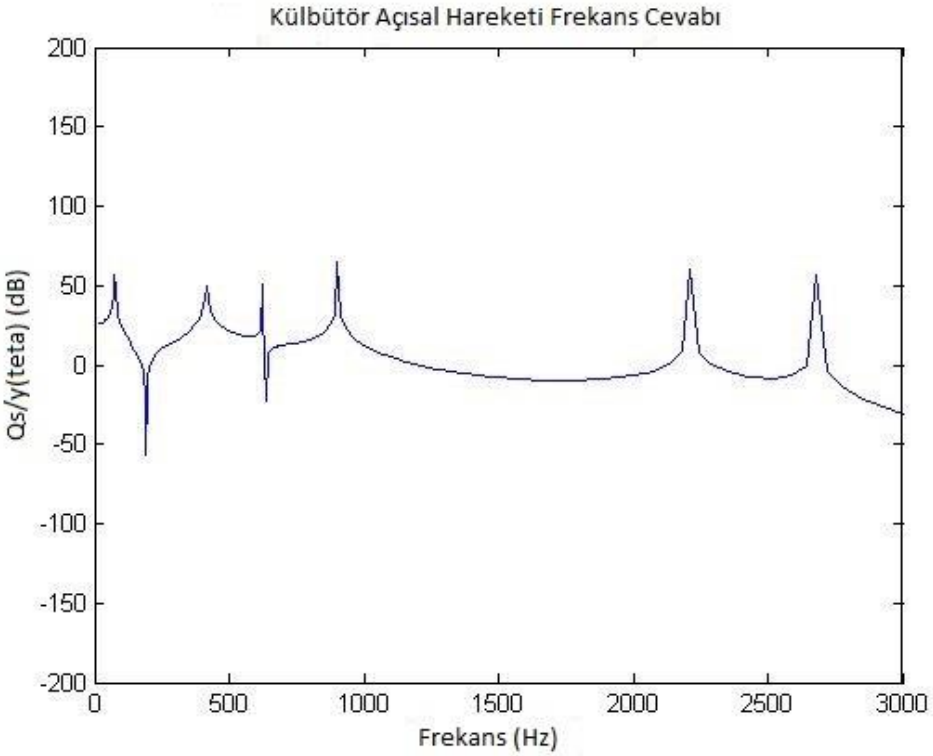


Şekil 3.95 Qs Konum Simulink Frekans Model Örneği

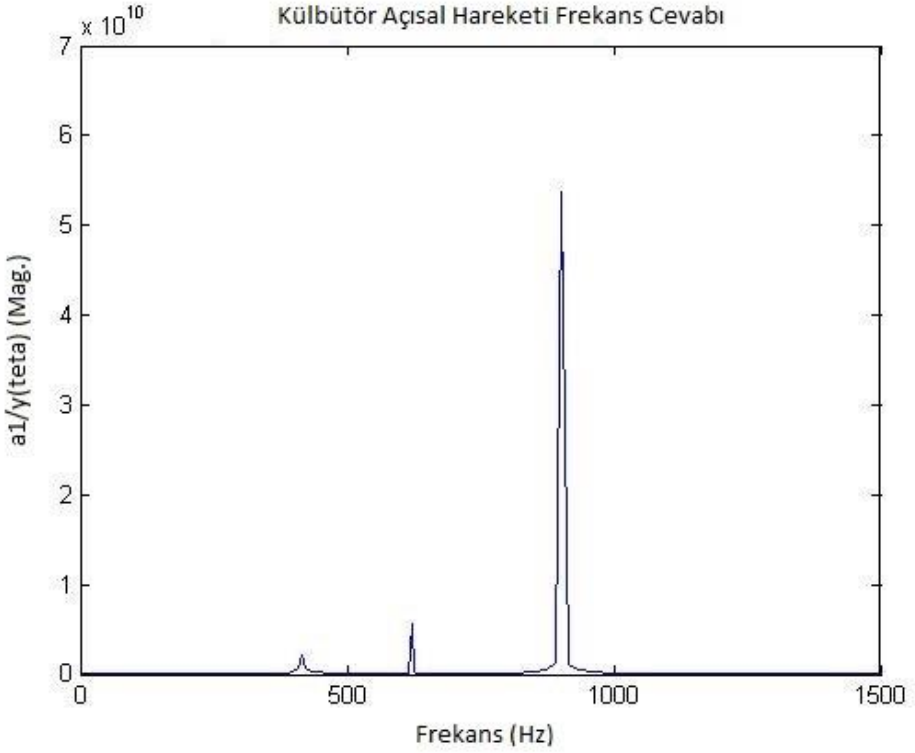


Şekil 3.96 Qs ivme (a1) Simulink Frekans Model Örneği

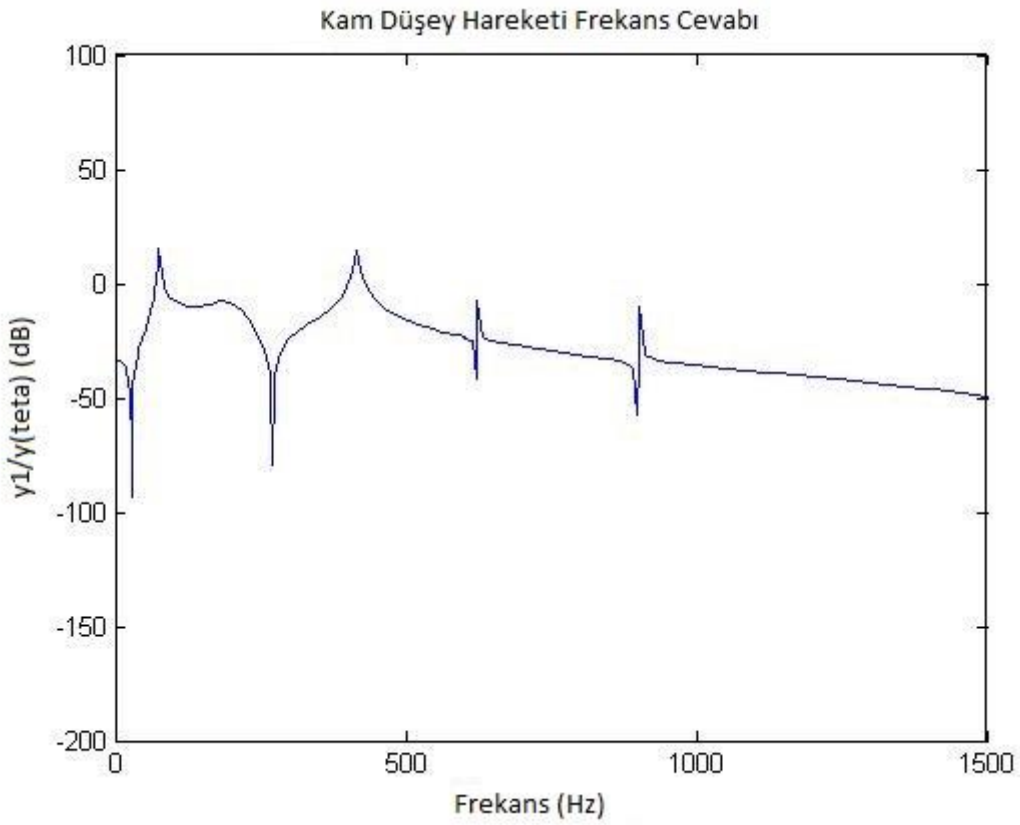
EK-G'de ifade edilen kodlar yazılarak, çizdirilmesi istenilen frekans cevabı için ilgili figure satırının sonuna gelip ctrl+enter ile cevap grafikleri elde edilebilir.



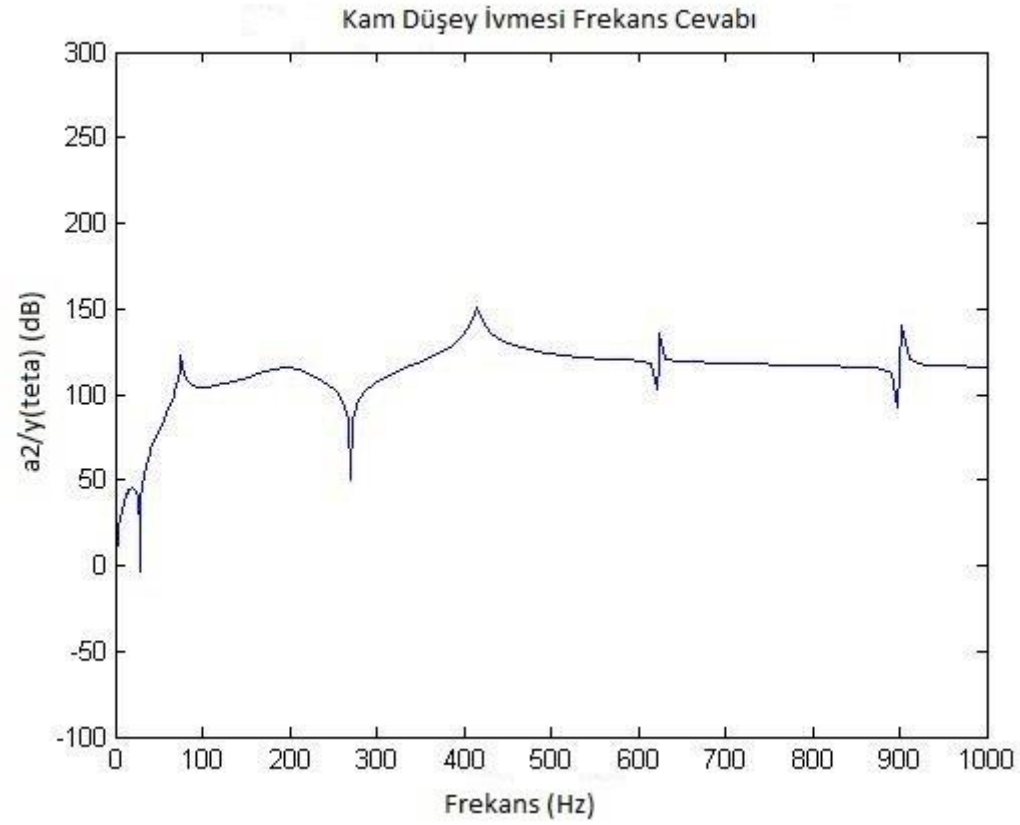
Şekil 3.97 Qs(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



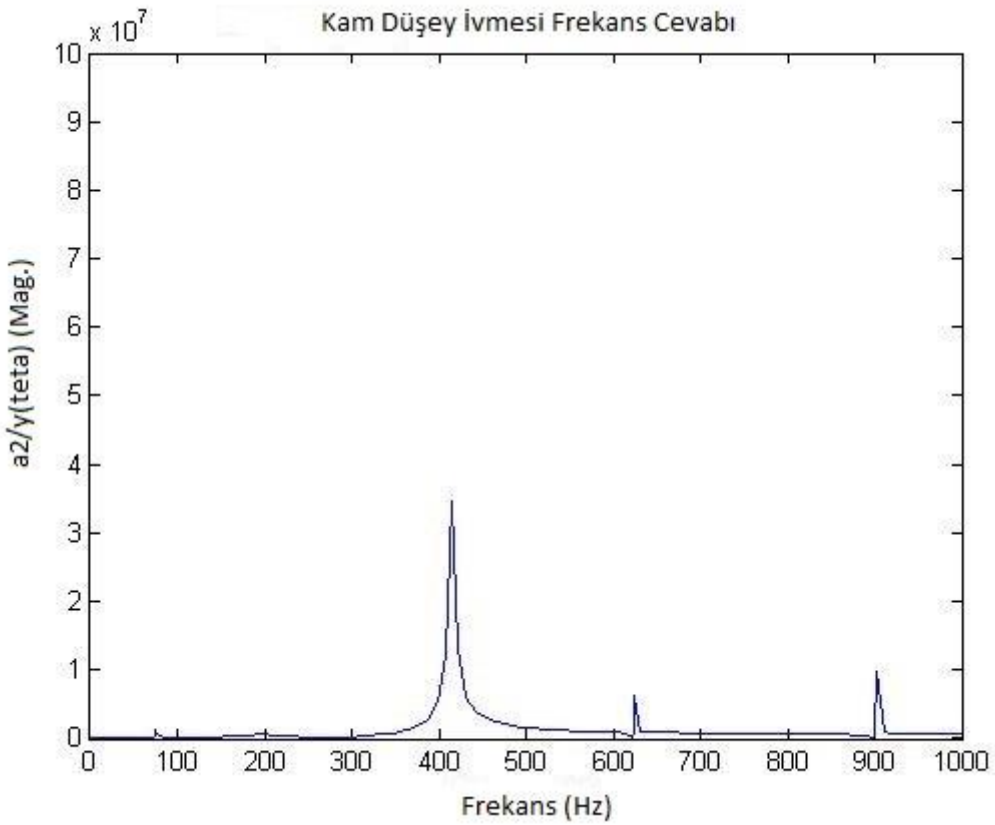
Şekil 3.98 a1(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği



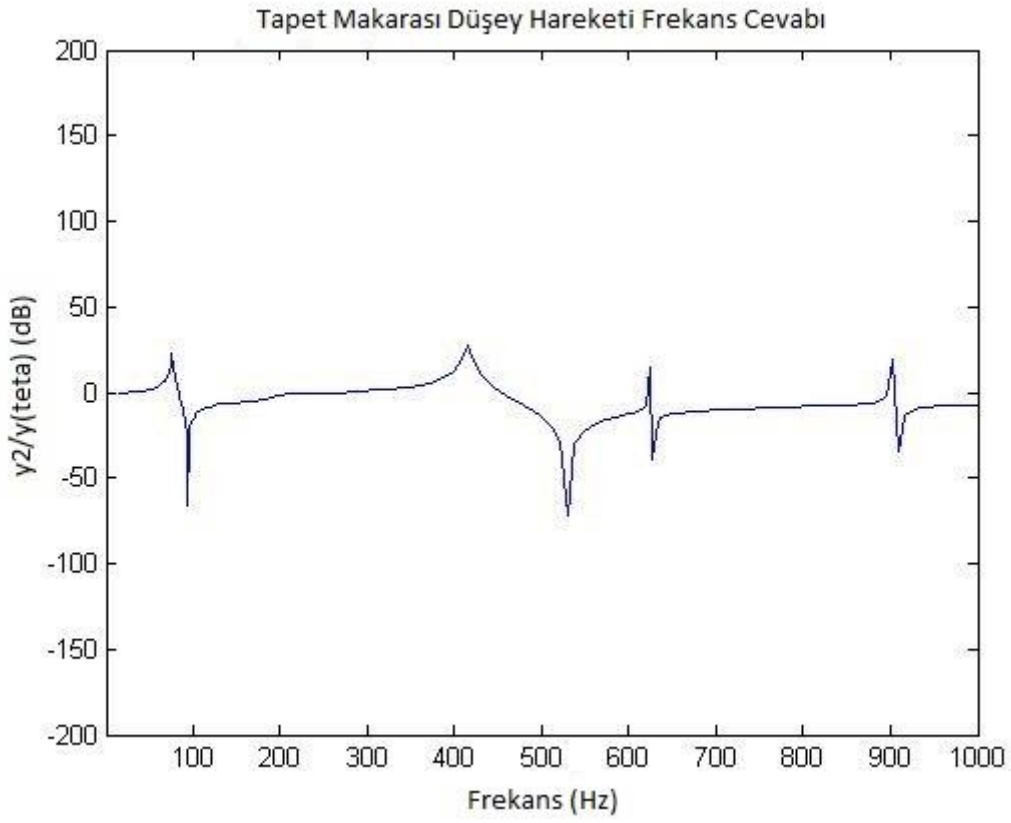
Şekil 3.99 y1(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



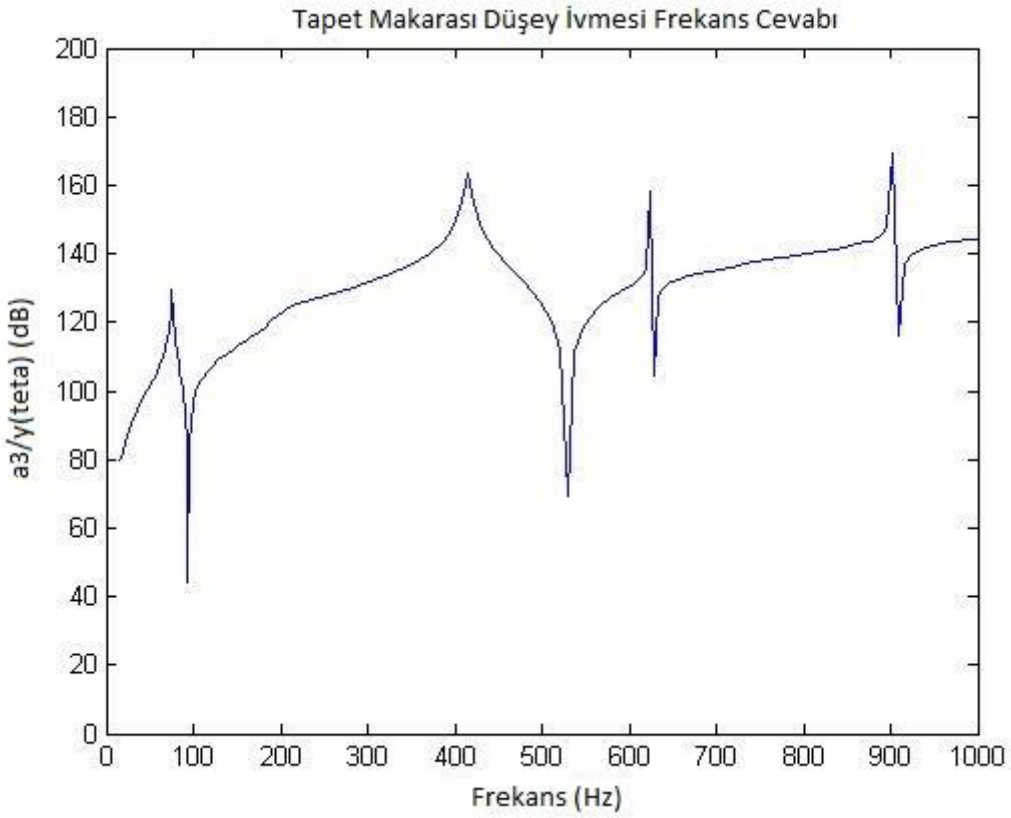
Şekil 3.100 a2(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



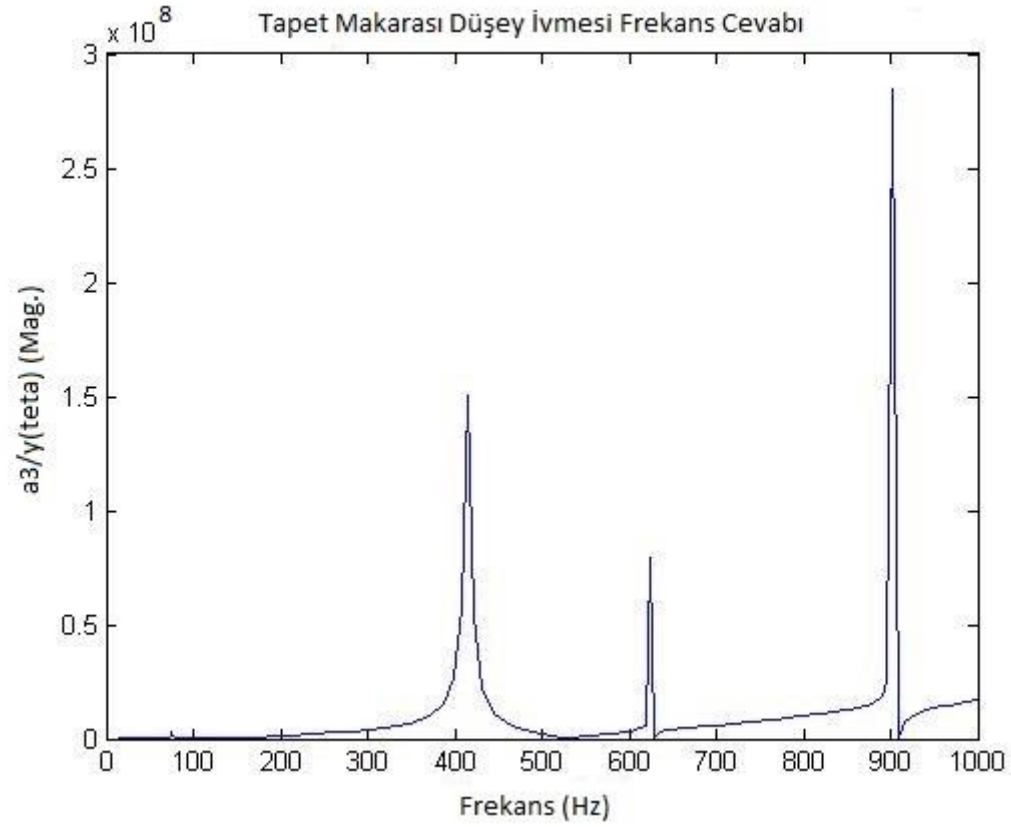
Şekil 3.101 a2(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği



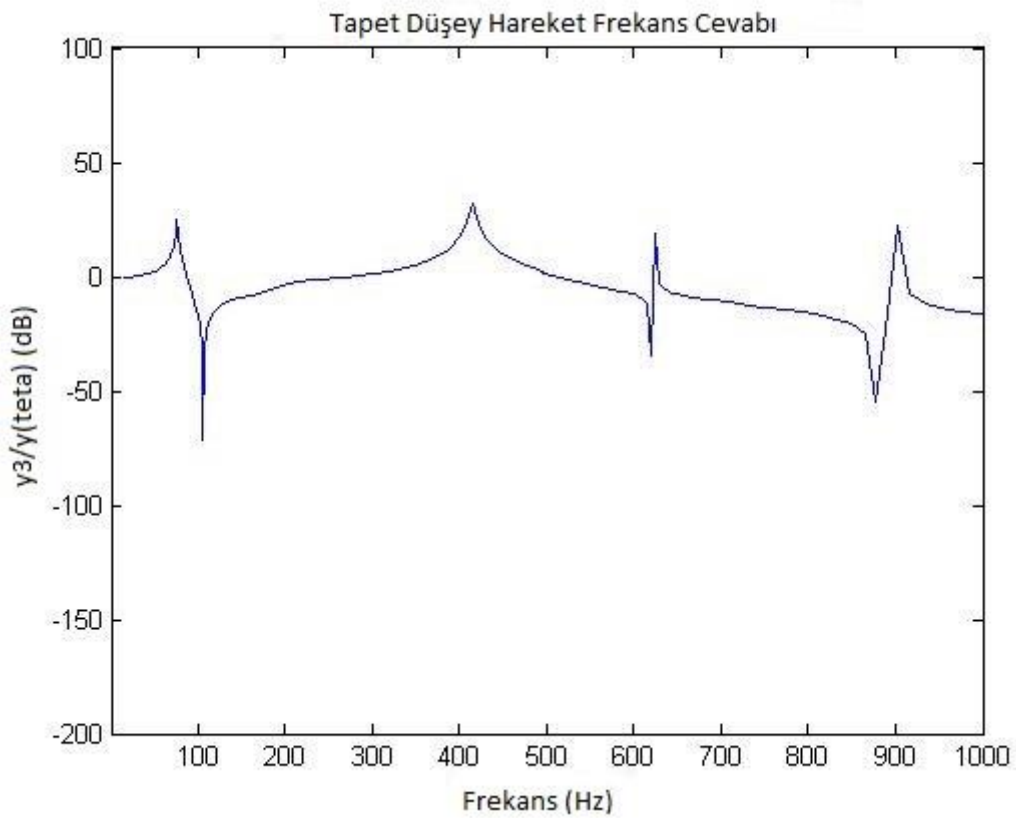
Şekil 3.102 y2(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



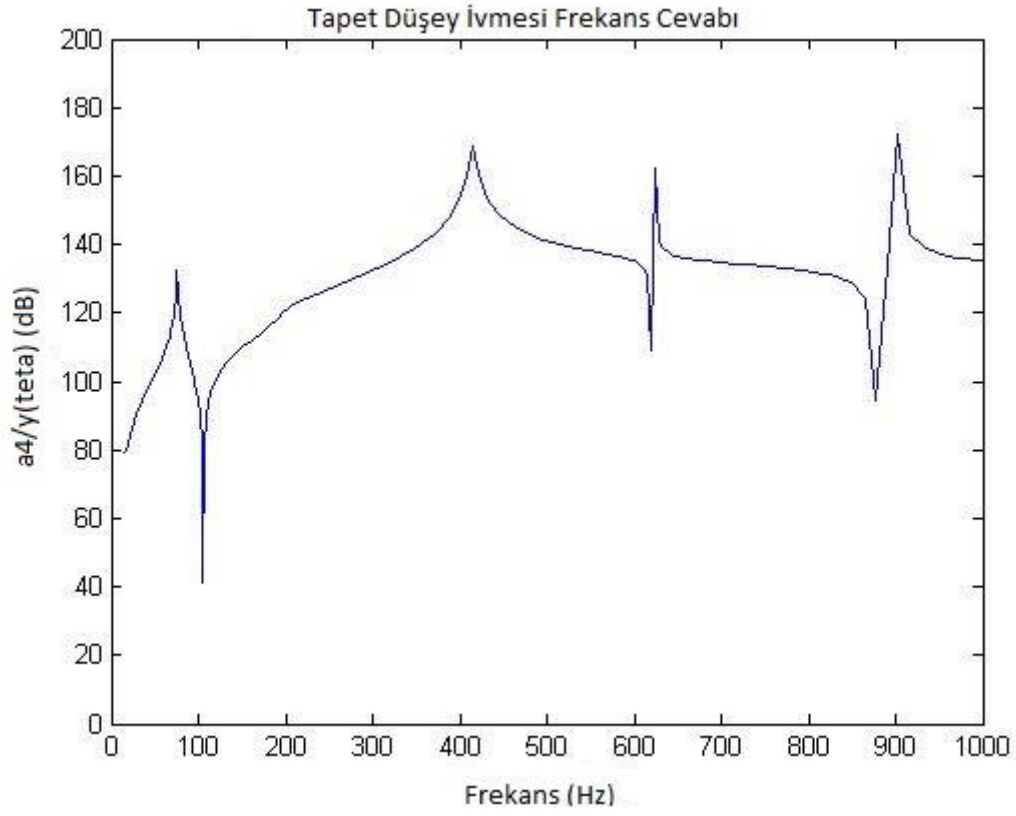
Şekil 3.103 a3(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



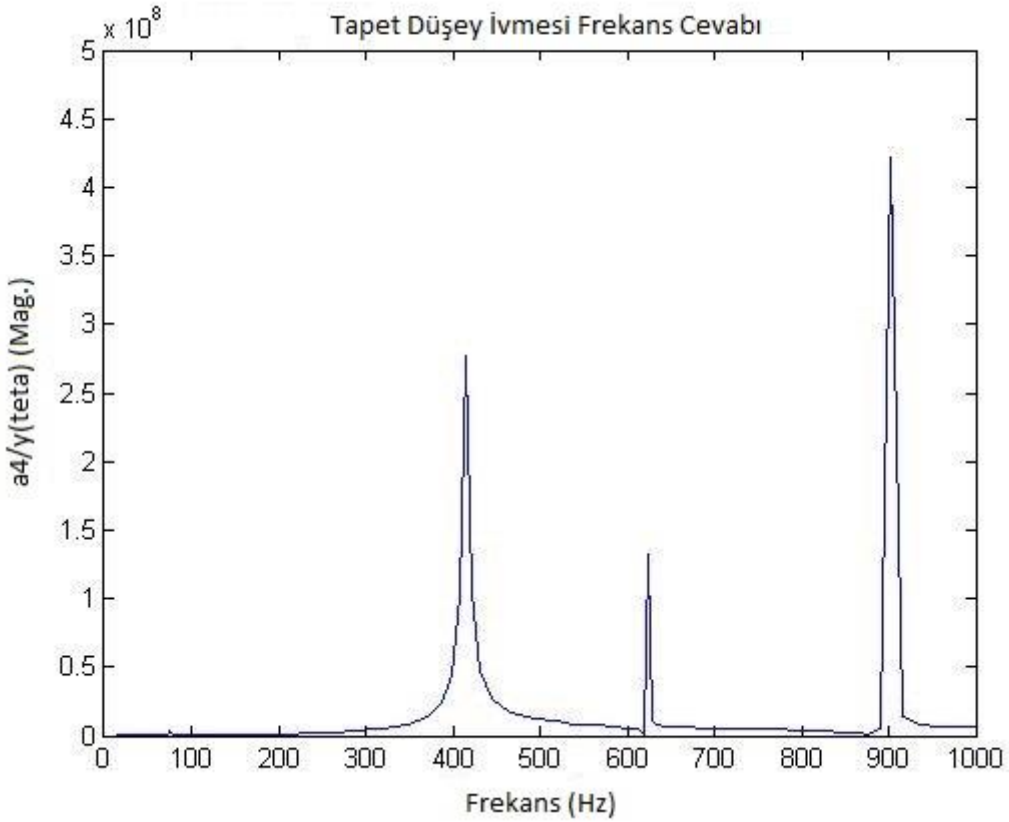
Şekil 3.104 a3(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği



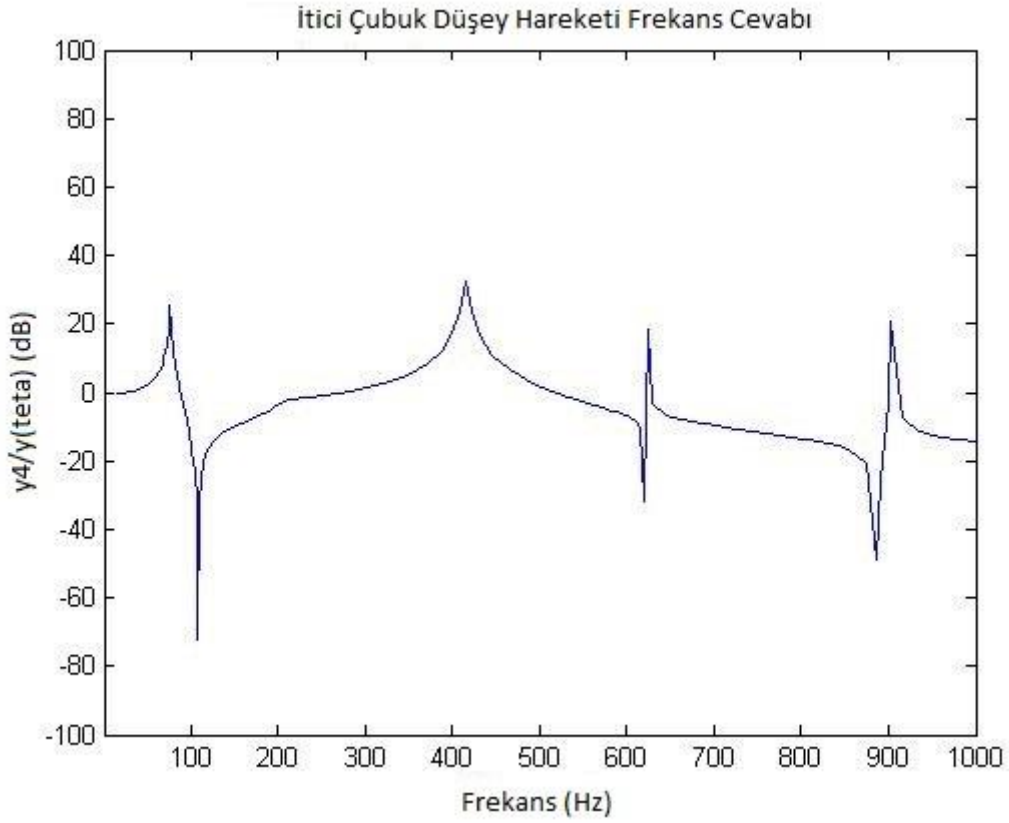
Şekil 3.105 y3(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



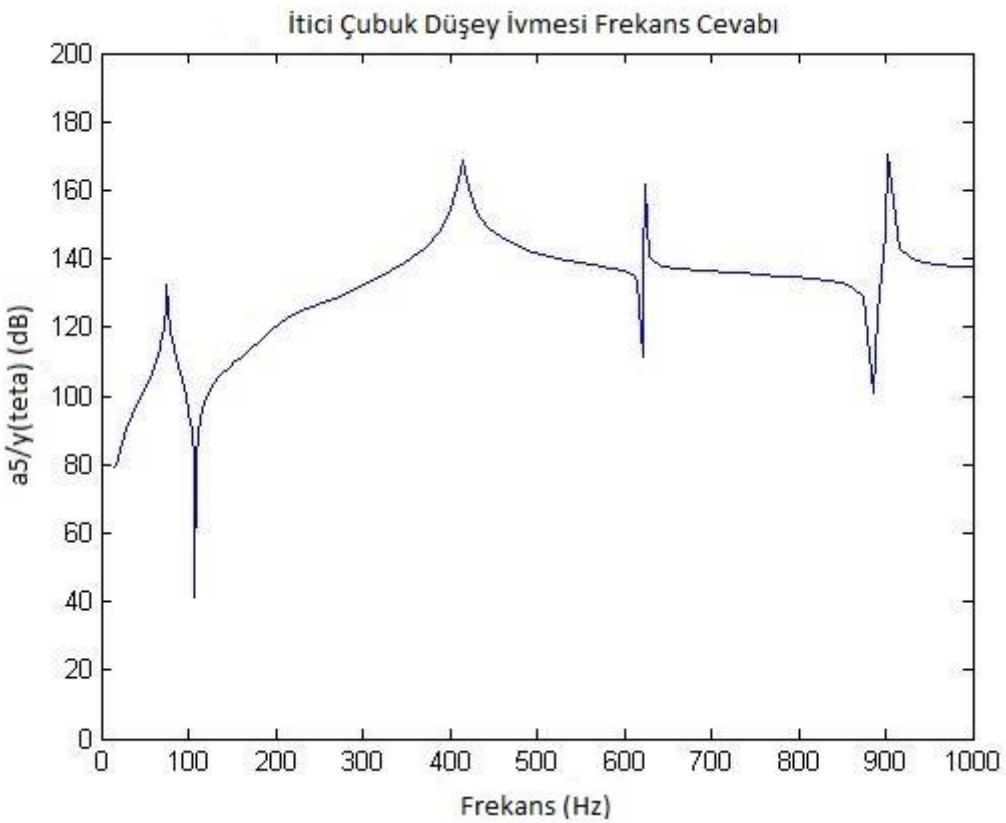
Şekil 3.106 a4(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



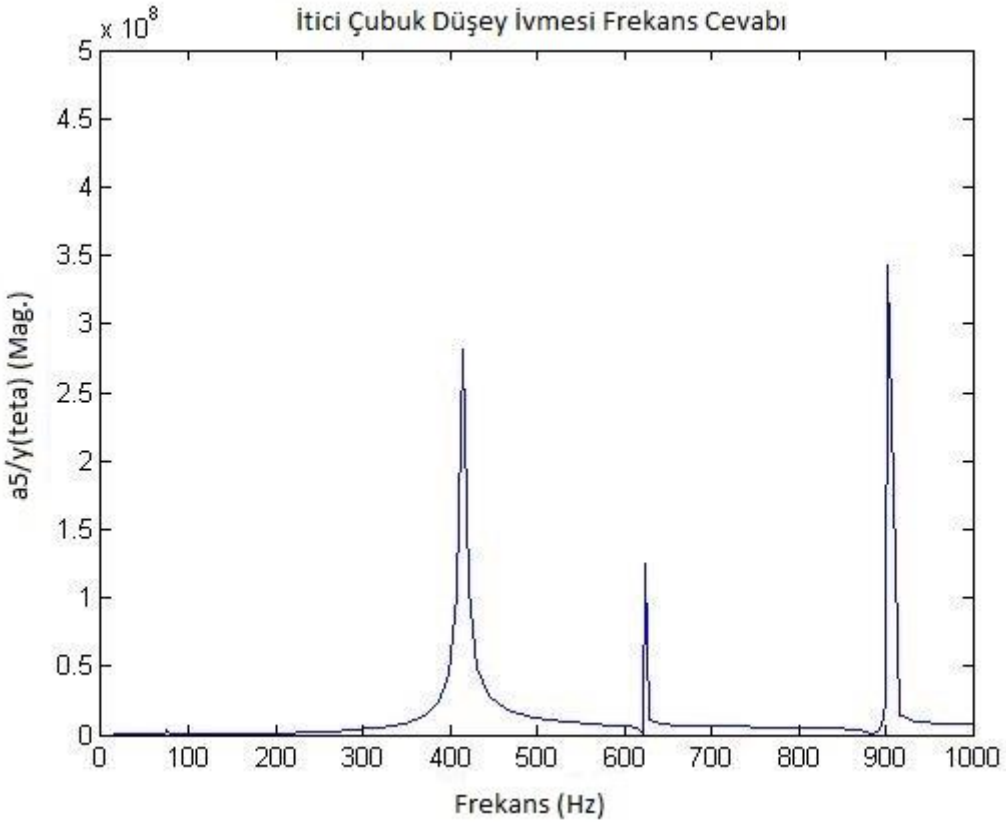
Şekil 3.107 a4(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği



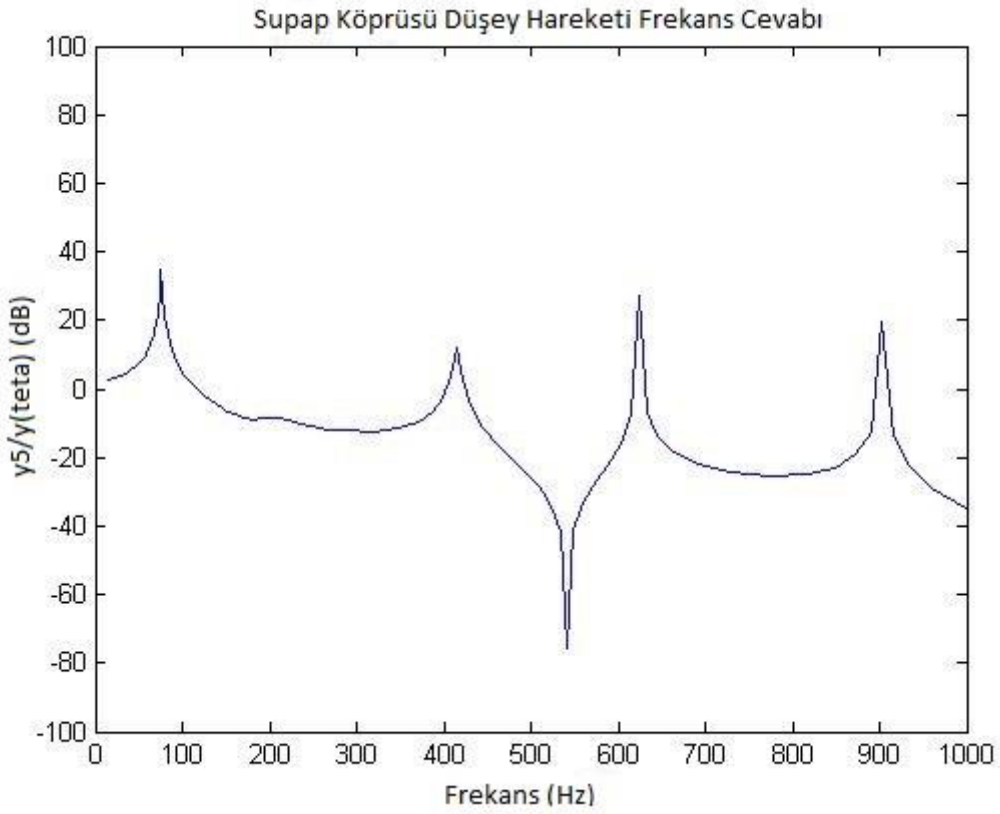
Şekil 3.108 y4(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



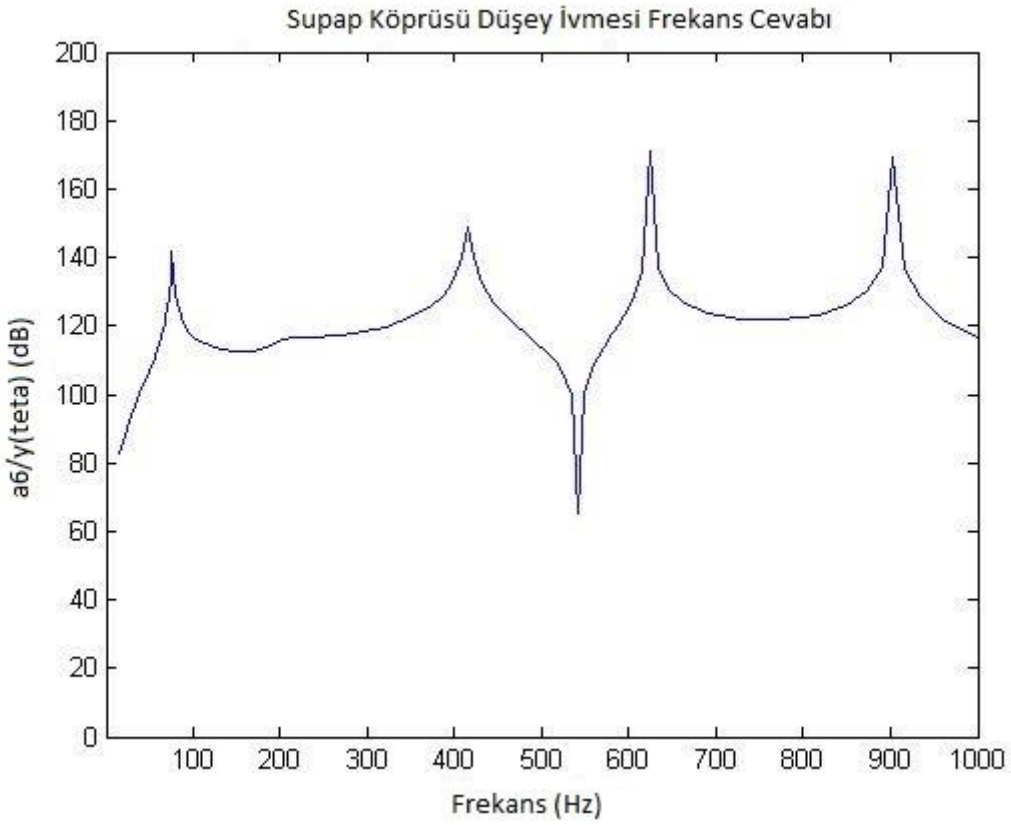
Şekil 3.109 a5(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



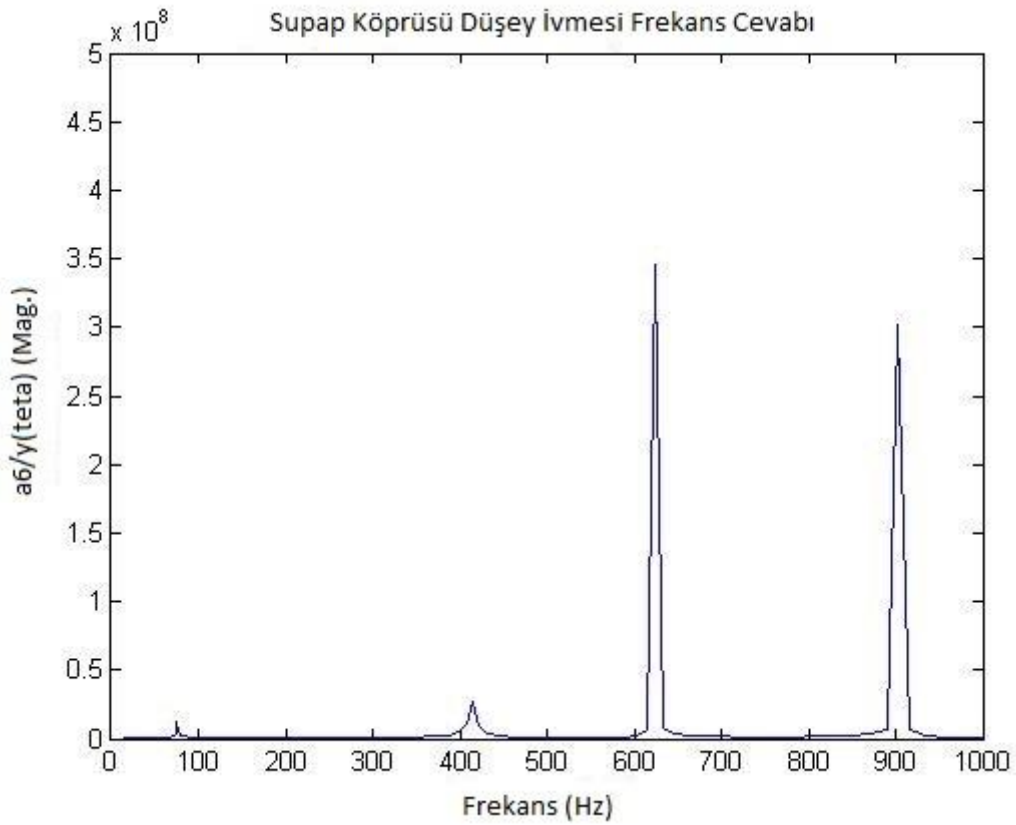
Şekil 3.110 a5(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği



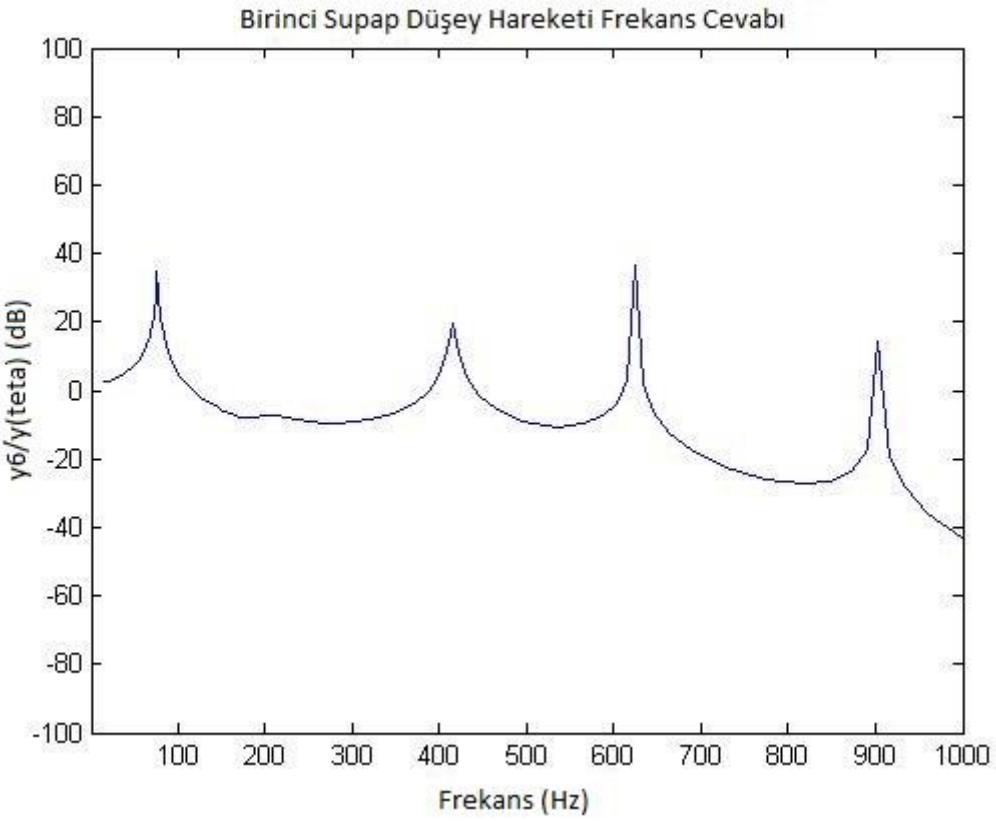
Şekil 3.111 y5(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



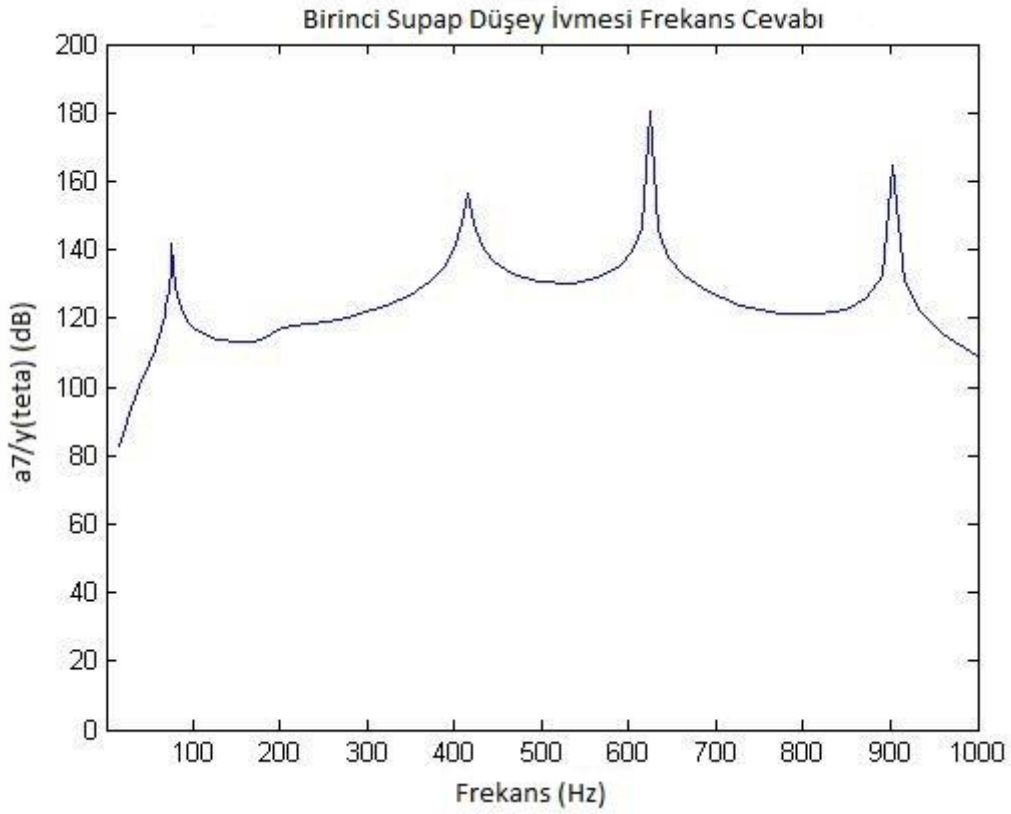
Şekil 3.112 a6(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



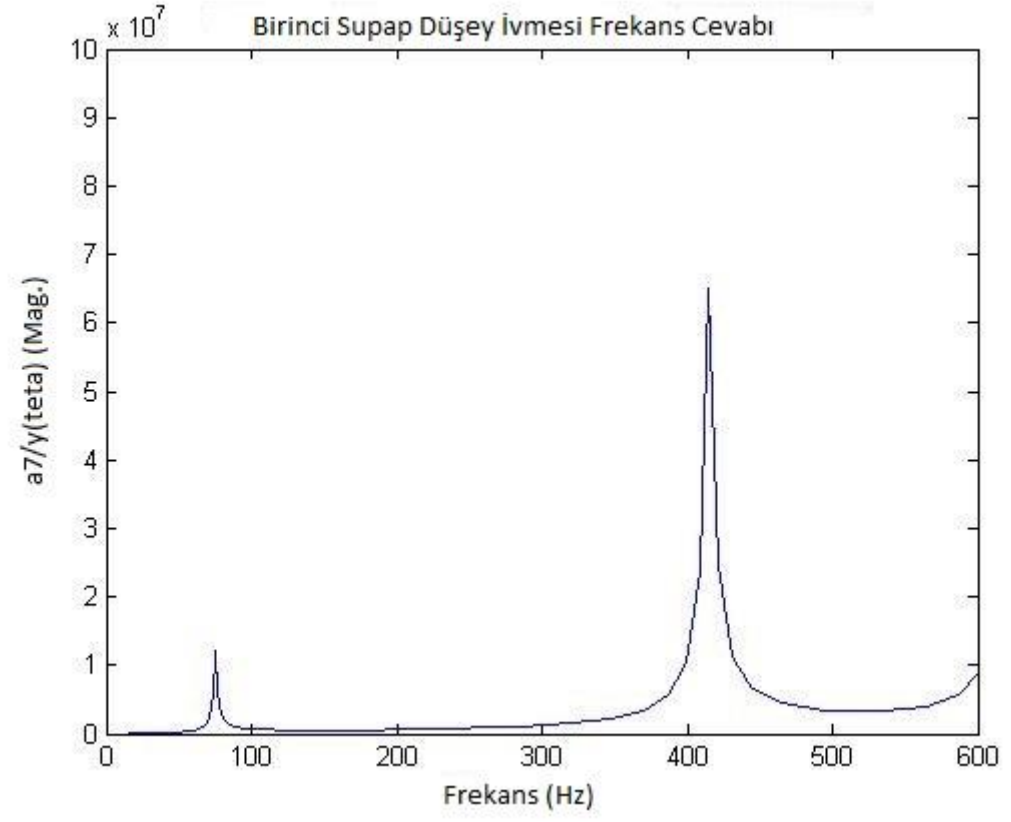
Şekil 3.113 a6(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği



Şekil 3.114 y6(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



Şekil 3.115 a7(dB) - Frekans(Hz) Grafiği



Şekil 3.116 a7(Magnitude) - Frekans(Hz) Grafiği

	X Ekseni (Hz)	Y Ekseni (dB)
Külbütör Açısal Hareketi Frekans Cevabı	**75,41**	56,5
	191,5	-56,45
	415,1	49,6
	623,8	51,19
	635,8	-22,58
	903,1	64,45
	2212	60,52
	2862	57,22
Kam Düşey Hareketi Frekans Cevabı	28	93,75
	75,41	15,78
	270	-79,3
	415,1	14,14
	622,6	-41,3
	623,8	-7,672
	898,7	-57,48
Tapet Makarası Düşey İvmesi Frekans Cevabı	**75,41**	129,5
	93,39	44,2
	415,1	163,6
	528,9	69,01
	623,8	158
	627,16	104,2
	903,1	169,1
	909,4	115,9
Kam Düşey İvmesi Frekans Cevabı	**15,92**	79,53
	75,41	132,4
	105,3	41,34
	415,1	168,8
	620,1	109,2
	623,8	162,4
	877,8	91,57
	903,1	172,5
İtici Çubuk Düşey Hareketi Frekans Cevabı	**75,41**	25,69
	107,4	-72,13
	415,1	32,35
	620,7	-32,06
	623,8	18,2
	887	-49,02
	903,1	20,55
Supap Köprüsü Düşey Hareketi Frekans Cevabı	**75,41**	34,56
	415,1	12,02
	541,3	-76
	623,8	27,05
	903,1	19,43
Birinci Supap Düşey Hareketi Frekans Cevabı	**15,92**	2,547
	75,41	34,62
	415,1	19,6
	623,8	39,35
	903,1	16,8

Şekil 3.117 Kam Mekanizması Frekans Cevapları

Şekil 3.117'de ifade edildiği üzere, sistemin frekans cevapları elde edilen grafiklerdeki pik noktalarının koordinatları yardımıyla elde edilmiştir. Buna göre 15,92Hz, 75,41Hz, 415,1Hz, 623,8Hz ve 903,1Hz frekans değerleri kam mekanziması elemanlarında gözlenen ortak pik değerleri olarak ifade edilebilir. Bu değerler kam mekanizması elemanlarının malzeme, kütle, yataklama, rijitlik vb değerlerine bağlı olup, elemanların doğal frekans değerlerini ifade etmektedir. Sisteme dışardan verilen devir sayısı vb etkilerin bu değerlerden kaçınması, sistemin titreşim-gürültü performansı açısından ve ayrıca sistem elemanlarında herhangi bir hasar oluşmaması adına önem arz etmektedir. Motorun devir sayısı gibi ana giriş değerlerinin değiştirilmesi tasarım aşamasında genellikle tercih edilmediğinden, eğer sistemin doğal frekansı ile motorun çalışma frekansı arasında rezonansa neden olacak bir durum tespit edilirse, doğal frekans değeri üzerinde tasarım sırasında değişime gidilmelidir. Bu değişiklikler malzeme, kütle, rijitlik ve ölçüsel birtakım değişiklikler olabilir.

Yukarıda değinildiği üzere frekans grafiklerinden elde edilen cevaplara göre, doğal frekans değerleri tespit edilmiş olup, motor çalışma frekansı gözönüne alınarak sistem değerlendirilebilecek ve gürültü seviyesi düşük, titreşimi minimize edilmiş, performansı yüksek kam mekanizması tasarımları mümkün olacaktır.

BÖLÜM 4

SUPAP KUMANDA MEKANİZMASI ÜZERİNDE YAPILAN ÇEKİÇ-TİTREŞİM TESTİ VE ELDE EDİLEN SONUÇLAR

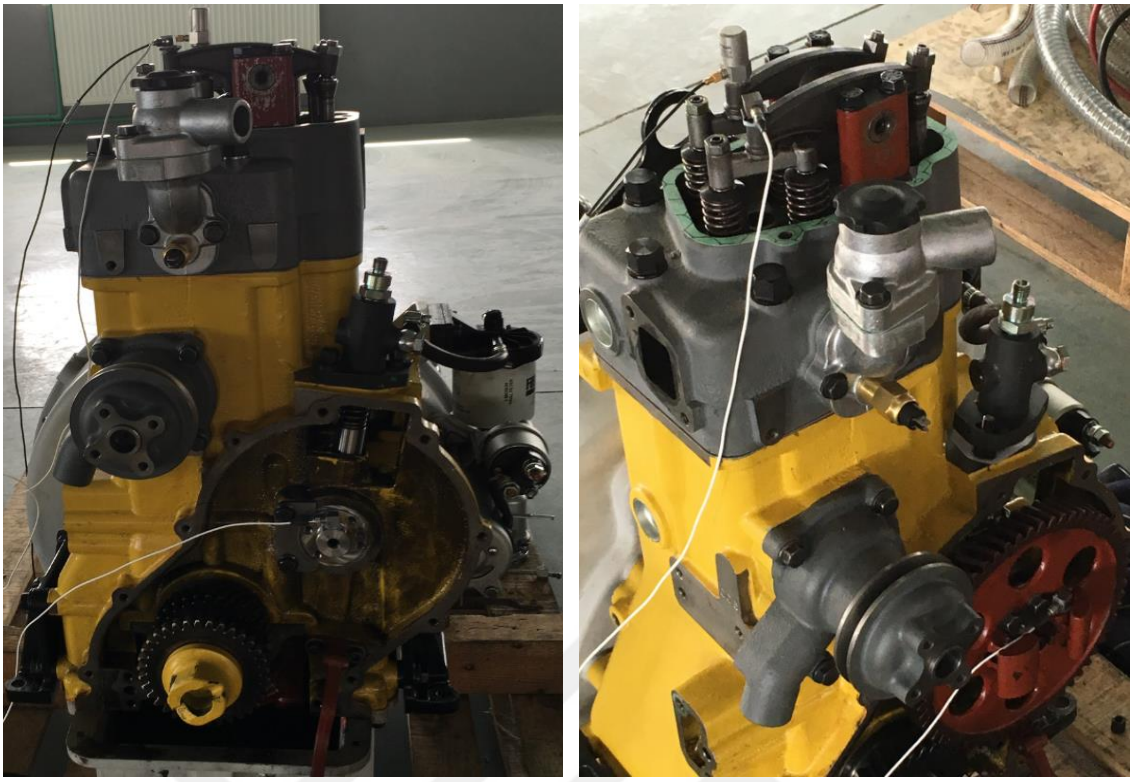
Gerçek test aşamasına gelmeden, sistemin dinamik modelinin kurulumundan önce parametrelerin optimize edilerek kam performanısının iyileştirmesi bölüm 3'de amaçlanmıştı. Kam profili ana parametreleri bölüm 3'de incelenerek, gerekli seçimler yapılmıştır. Ardından optimize edilen parametrelerle birlikte dinamik model kurulup bu dinamik modelin zaman ve frekans ekseninde davranışları detaylı biçimde incelenmiştir. Şimdi ise tüm bu elde edilen ve iyileştirmesi sağlanan sonuçların, gerçek model üzerinden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması aşağıdaki adımlarda ifade edilecektir.

Gerçekleştirilen çekiç-titreşim testi dinamik modelde esas alınan motor üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu motorda, şekil 4.1'de gösterildiği gibi 2 emme, 2 egzoz supabı bulunmakta ve tek silindirli bir yapıya sahiptir. Motor ERİN MOTOR firmasına ait olup, yapılan testler firma içerisinde, ivmeölçerler ve netdB frekans analizörü kullanılarak aşağıdaki gibi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.1 Çekiç-Titreşim Testi Gerçekleştirilen Motor

Motor üzerinde gerçekleştirilecek olan çekiç-titreşim testi iki temel durumu esas alarak ilerlemiş olup bu durumlar; boşta ve yüklü olarak adlandırılmıştır. Boşta, ön gerilmenin olmadığı durumu ifade etmektedir. Burada külbütör manivelası yaylara herhangi bir bası etkisi uygulamayıp, temasın sağlanmadığı durum söz konusudur. Bu durumda supap sapı ile külbütör arasında bağlantı yoktur. Yüklü ise yaylara belirli bir bası etkisinde ön gerilme verilerek, supap sapı üzerinde tam temasın sağlandığı durumu ifade etmektedir. Bu durumda supap açılmış olup, sürekli iletime uygun bir durum ortaya çıkmaktadır. Yüklü ve boşta olmak üzere iki farklı durum ortaya koyarak uygulanan çekiç-titreşim testiyle elde edilen sonuçların doğruluğunun arttırılması ve titreşim iletiminin, sönüm özelliklerinin de incelenmesi amaçlanmıştır.



Şekil 4.2 Çekiç-Titreşim Testi İvmeölçer Yerleşimi

Emme, egzoz supabı üzerine ivmeölçerlerin yerleştirilmesinin yanı sıra aynı zamanda titreşim etkisinin ve iletim-sönüm etkisinin net olarak anlaşılabilmesi için kam mili üzerine de ivmeölçerler yerleştirmiştir. İvmeölçerler balmumlarıyla ölçüm yapılması istenen noktaya tutturulmaktadır.

İvmeölçerlerin balmumu aracılığıyla üç noktaya yerleşiminin ardından, verilerin okunması amacıyla ivmeölçerler ve giriş titreşimini sağlayacak olan çekiçten çıkan kablolar bilgisayara bağlantısı yapılan netdB frekans analizör ’üne şekil 4.3’de ifade edildiği gibi konumlandırılmıştır.



Şekil 4.3 Çekiç-Titreşim Testi netdB Frekans Analizör Kurulumu

Frekans analizörü içerisinde 1 numaralı kısma çekiç üzerinden gelen giriş sinyali alınmaktadır. Giriş sinyalini oluşturan çekicin 1 numaralı kanala yerleştirilmesi zorunludur. 2 ve 3 numaralı kısımda sırasıyla emme ve egzoz külbütörü üzerine konumlandırılan ivmeölçerden alınan giriş sinyali, 4 numaralı kısımda ise kam mili üzerine yerleştirilen ivmeölçerden alınan giriş sinyali alınmaktadır.

2 numaralı kanala girişi sağlanan ivmeölçer, emme külbütörü üzerine yerleştirilen hassasiyeti çok yüksek seviyelerde olan DYTRAN marka sismik ivmeölçer olup 3100D24

tipindedir. 1000mV/g hassasiyete sahiptir. 1 ile 1000Hz frekans aralığında ölçümler yapabilmektedir.

3 numaralı kanala girişi sağlayan ivmeölçer, egzoz külbütörü üzerine yerleştirilen BKSV marka, 4507 B 002/10152 serisidir. 0,4 İLE 6000Hz frekans aralığında ölçümler yapabilmektedir. 1000mV/g hassasiyete sahiptir. 4. Kanala girişi sağlanan ivmeölçer, kam mili üzerine z ekseninde ölçüm alacak biçimde yerleştirilmiştir. Çünkü tek eksende hassas çalışan bir ivmeölçer tipi olup düşey titreşimleri algılamaktadır. 4. Kanaldaki ivmeölçer tek eksenli olup yalnızca düşey titreşimleri algıladığından çekiçle yapılacak giriş titreşimi dikey eksenli olmak zorundadır aksi halde sağlıklı sonuç elde edilemez. Bu nedenle çekicin tam dikey vurulduğuna emin olunmalıdır.

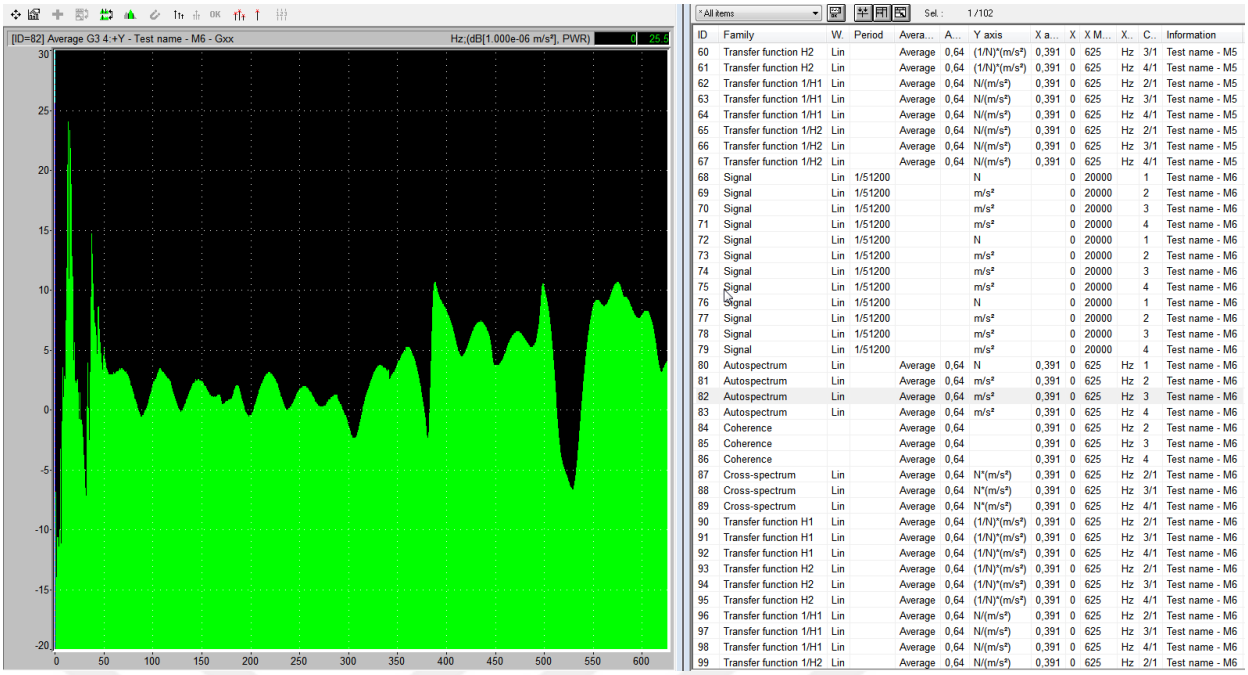
netdB frekans analizörü kullanılarak yapılan çekiç-titreşim deneyinde giriş sinyali elde edilmesi için sisteme dışarıdan bir titreşim etkisi verilmelidir. Bu düzenekte ve bu gibi titreşim testlerinde genellikle bu dış titreşim etkisi özel çekiçler vasıtasıyla sağlanmaktadır. Çekicin sisteme vurulması sırasında aşırı şiddetle bir darbe oluşturup "overload" olması istenmeyen bir durumdur ayrıca çok düşük bir sinyal oluşturacak şekilde düşük şiddetle vurulması da istenmemektedir. Ayrıca çekicin sisteme vurulması, "double impact" olarak ifade edilen sönümün ardından tekrar artan sinyallere sebep olmamalıdır. Çünkü bu durumlar analizörün giriş sinyalini sağlıklı bir şekilde algılamasını engellemekte ve sistem cevabının gerçekten uzaklaşmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.4 Çekiç-Titreşim Testi Giriş Titreşim Sinyalinin Çekiç Vasıtasıyla Eldesi

Boşta ve yüklü olmak üzere her bir durum için iki adet test yapılmış ve sistemin doğruluğunun arttırılması amaçlanmıştır. Kullanılan netdB analizörü içerisinde çıktı olarak elde edilen bazı sonuçlar: transfer fonksiyonu H1, transfer fonksiyonu H2, transfer fonksiyonu 1/H1, transfer fonksiyonu 1/H2 gibidir. Bunun yanı sıra giriş sinyali, “coherence” [Frekans fonksiyonu olarak tanımlanan iki zaman serisi bağlılığına ilişkin bir ölçüt olarak ifade edilebilir.], “cross-spectrum”[Frekans ekseninde iki zaman fonksiyonunu arasındaki analiz işleminin temel kıstası ve parçasıdır.], “autospectrum”[Elde edilen genlik değerlerinin ortalama değeri olarak ifade edilebilir.] gibi çıktılar da ifade edilmektedir.

netdB frekans analizörün çıktı kısmında elde edilen, yukarıda değinilen sonuçlardan bir örnek aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir. Burada hangi çıktı ailesine tıklanırsa o ailenin çıktı sonuçları grafiksel olarak elde edilecektir.



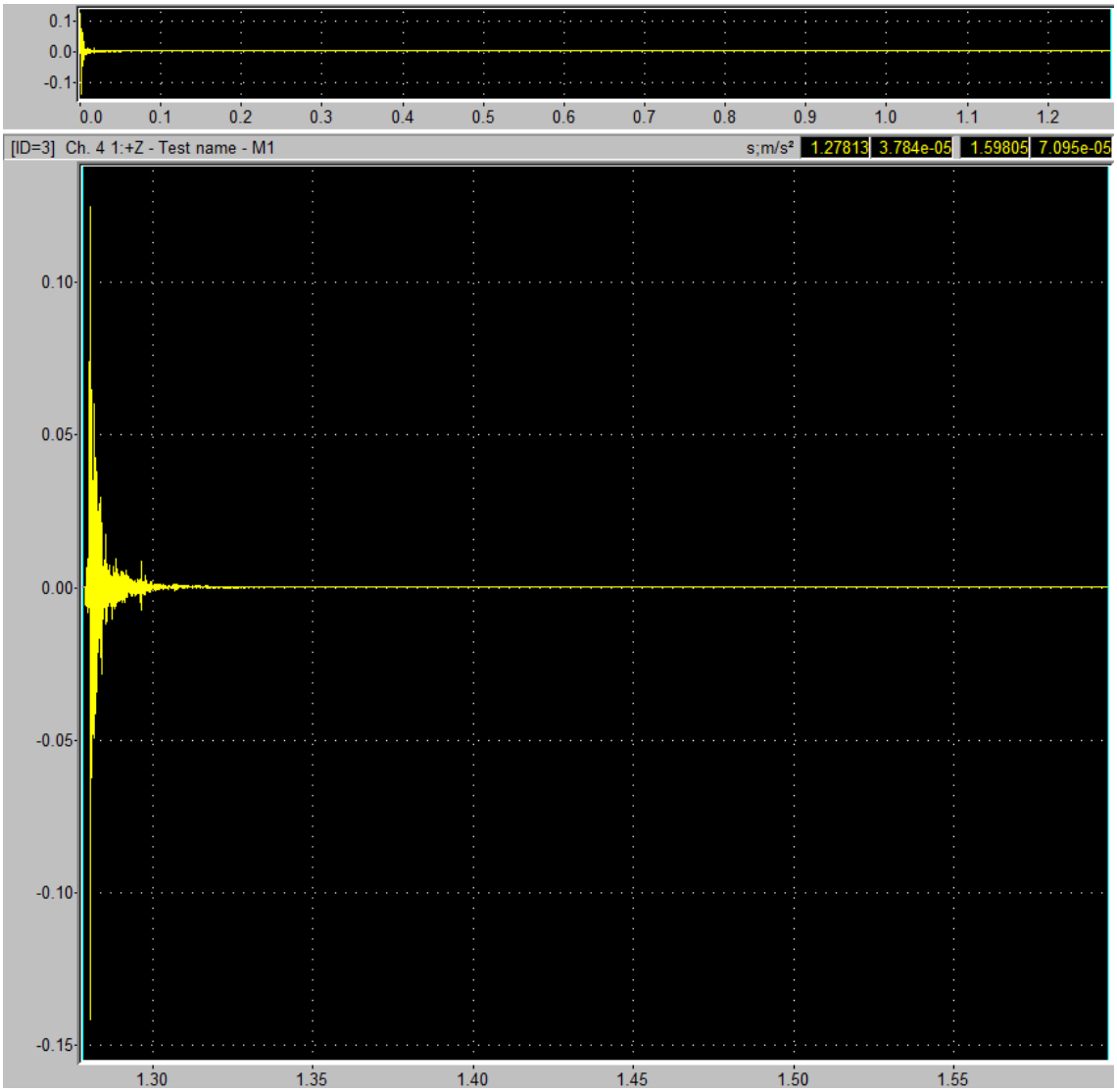
ID	Family	W.	Period	Avera...	A...	Y axis	X a...	X	X M...	X...	C..	Information
60	Transfer function H2	Lin		Average	0,64	(1/N)*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	3/1	Test name - M5
61	Transfer function H2	Lin		Average	0,64	(1/N)*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	4/1	Test name - M5
62	Transfer function 1/H1	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	2/1	Test name - M5
63	Transfer function 1/H1	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	3/1	Test name - M5
64	Transfer function 1/H1	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	4/1	Test name - M5
65	Transfer function 1/H2	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	2/1	Test name - M5
66	Transfer function 1/H2	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	3/1	Test name - M5
67	Transfer function 1/H2	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	4/1	Test name - M5
68	Signal	Lin	1/51200			N		0	20000		1	Test name - M6
69	Signal	Lin	1/51200			m/s²		0	20000		2	Test name - M6
70	Signal	Lin	1/51200			m/s²		0	20000		3	Test name - M6
71	Signal	Lin	1/51200			m/s²		0	20000		4	Test name - M6
72	Signal	Lin	1/51200			N		0	20000		1	Test name - M6
73	Signal	Lin	1/51200			m/s²		0	20000		2	Test name - M6
74	Signal	Lin	1/51200			m/s²		0	20000		3	Test name - M6
75	Signal	Lin	1/51200			m/s²		0	20000		4	Test name - M6
76	Signal	Lin	1/51200			N		0	20000		1	Test name - M6
77	Signal	Lin	1/51200			m/s²		0	20000		2	Test name - M6
78	Signal	Lin	1/51200			m/s²		0	20000		3	Test name - M6
79	Signal	Lin	1/51200			m/s²		0	20000		4	Test name - M6
80	Autospectrum	Lin		Average	0,64	N	0,391	0	625	Hz	1	Test name - M6
81	Autospectrum	Lin		Average	0,64	m/s²	0,391	0	625	Hz	2	Test name - M6
82	Autospectrum	Lin		Average	0,64	m/s²	0,391	0	625	Hz	3	Test name - M6
83	Autospectrum	Lin		Average	0,64	m/s²	0,391	0	625	Hz	4	Test name - M6
84	Coherence			Average	0,64		0,391	0	625	Hz	2	Test name - M6
85	Coherence			Average	0,64		0,391	0	625	Hz	3	Test name - M6
86	Coherence			Average	0,64		0,391	0	625	Hz	4	Test name - M6
87	Cross-spectrum	Lin		Average	0,64	N*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	2/1	Test name - M6
88	Cross-spectrum	Lin		Average	0,64	N*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	3/1	Test name - M6
89	Cross-spectrum	Lin		Average	0,64	N*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	4/1	Test name - M6
90	Transfer function H1	Lin		Average	0,64	(1/N)*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	2/1	Test name - M6
91	Transfer function H1	Lin		Average	0,64	(1/N)*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	3/1	Test name - M6
92	Transfer function H1	Lin		Average	0,64	(1/N)*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	4/1	Test name - M6
93	Transfer function H2	Lin		Average	0,64	(1/N)*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	2/1	Test name - M6
94	Transfer function H2	Lin		Average	0,64	(1/N)*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	3/1	Test name - M6
95	Transfer function H2	Lin		Average	0,64	(1/N)*(m/s²)	0,391	0	625	Hz	4/1	Test name - M6
96	Transfer function 1/H1	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	2/1	Test name - M6
97	Transfer function 1/H1	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	3/1	Test name - M6
98	Transfer function 1/H1	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	4/1	Test name - M6
99	Transfer function 1/H2	Lin		Average	0,64	N/(m/s²)	0,391	0	625	Hz	2/1	Test name - M6

Şekil 4.5 Çekiç-Titreşim Testi netdB Frekans Analizör Çıktıları

Elde edilen sonuçlar 1.Boşta, 1.Yüklü, 2.Boşta ve 2.Yüklü olarak ifade edilmiş olup her bir sonuç için ortaya çıkan giriş sinyal değerleri de ifade edilmiştir. Giriş sinyal değerleri birçok farklı ID için istenilen formda yakalanmıştır, grafiksel olarak farklı ID değerlerinde örneklemler yerleştirilmiş ve sonuçların incelenmesi sağlanmıştır. Ayrıca sönüme uzun süreli uğramayan ya da zaman içerisinde pik yapıp sıçramalar gerçekleştiren giriş sinyalleri ve bu giriş sinyallerine bağlı olan sonuçlar göz önüne alınmamış ve elemine edilmiştir.

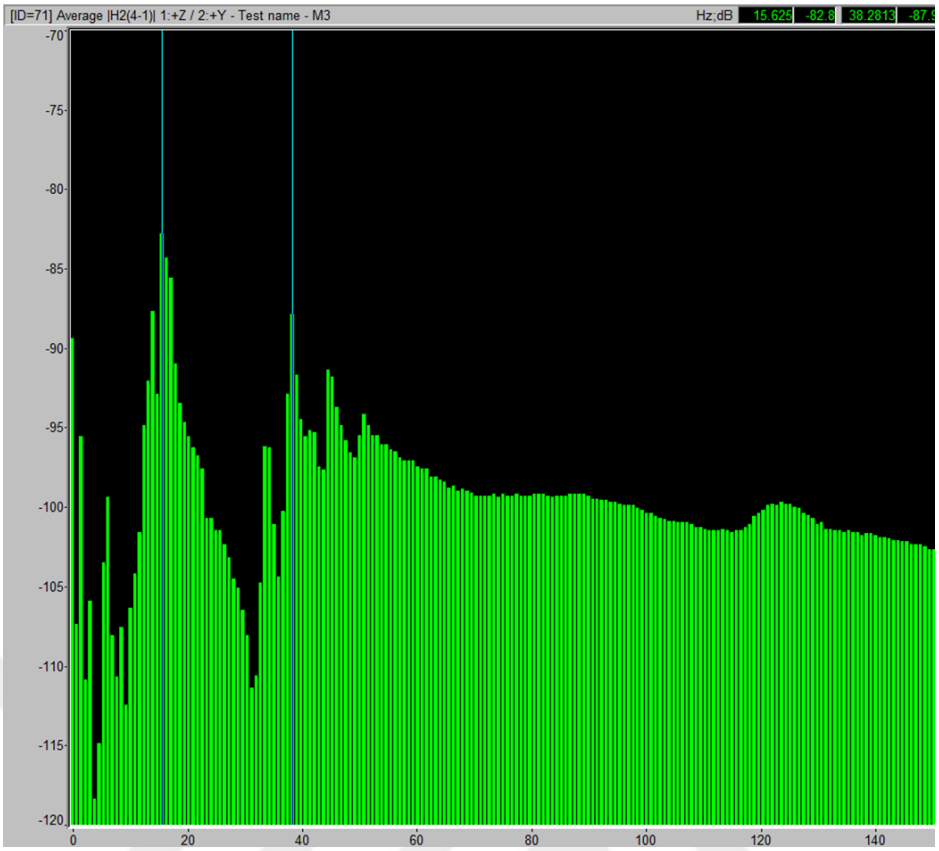
1.BOŞTA: [FFT Size: 4096, Band Width: 1250Hz]

Çekicin uygun biçimde vurulduğunu zamanla titreşimin sönümlendiğini gösteren giriş sinyali aşağıda ifade edilmiştir. Görüldüğü üzere istenmeyen sıçrama ve azalan genliğin daha sonradan yüksek değerlere çıkması gibi sonuçlar elde edilmemiştir.

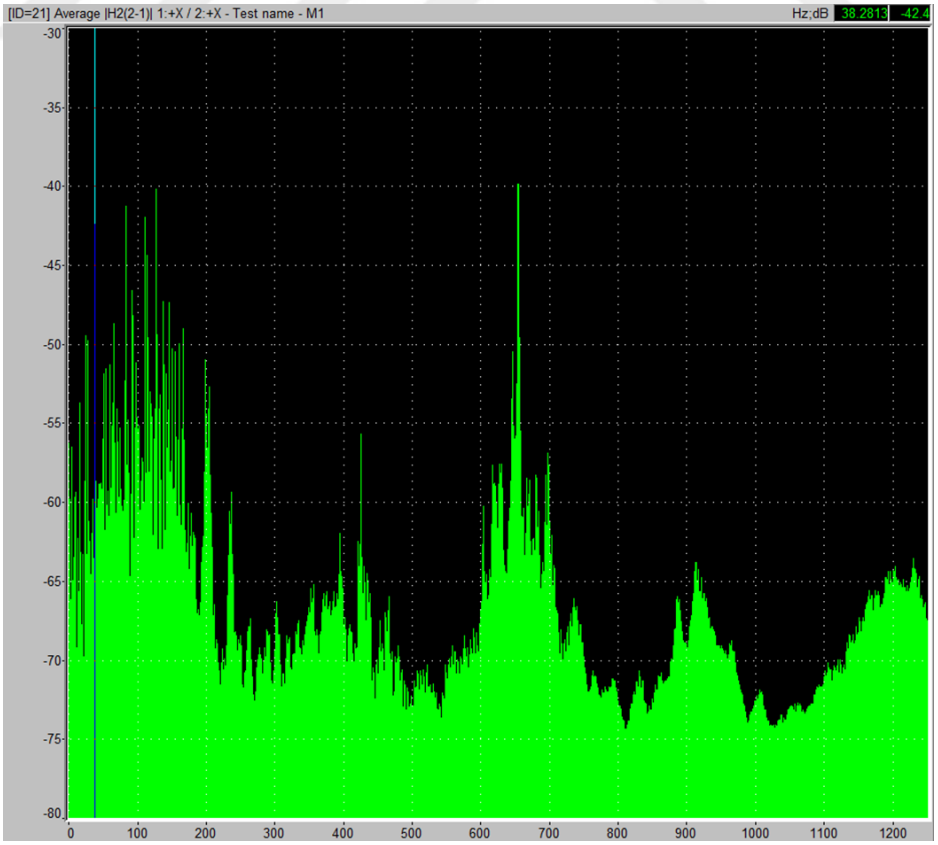


Şekil 4.6 Çekiç-Titreşim Testi 1.Boşta Giriş Sinyali

1.Boşta testi içerisinde birçok defa çekiç vuruşu gerçekleşmiş ve en sağlıklı giriş değerine bağlı olarak en sağlıklı sonuçların eldesi amaçlanmıştır. Şekil 4.6'da elde edilen giriş sinyali, emme külbütörüne vuruşta ortaya çıkmış örnek sinyaldir. Elde edilen sonuçlardan M1 testi içerisindeki ID 21 ve M3 testi içerisindeki ID 71 grafikleri, sonuç değerlerini en net biçimde ifade etmektedir. Seçilen sonuçlar transfer fonksiyonu H2 değerine ait olup iki temel pik değeri elde edilmiştir. X ekseni frekans değerlerini ifade ederken Y ekseni ise dB değerlerini ifade etmektedir. Ayrıca farklı grafik biçimlerini gösterebilmek amacıyla sonuçlar farklı grafik tarzlarında elde edilmiştir. Sonuçların en net görülebildiği grafik biçimi, elde edilen verilerin dörtgensel kolonlar biçiminde ifade edilden şekil 4.7'de ifade edilen grafik şeklidir.



Şekil 4.7 Çekiç-Titreşim Testi 1.Boşta Transfer Frekans Cevabı [ID71]

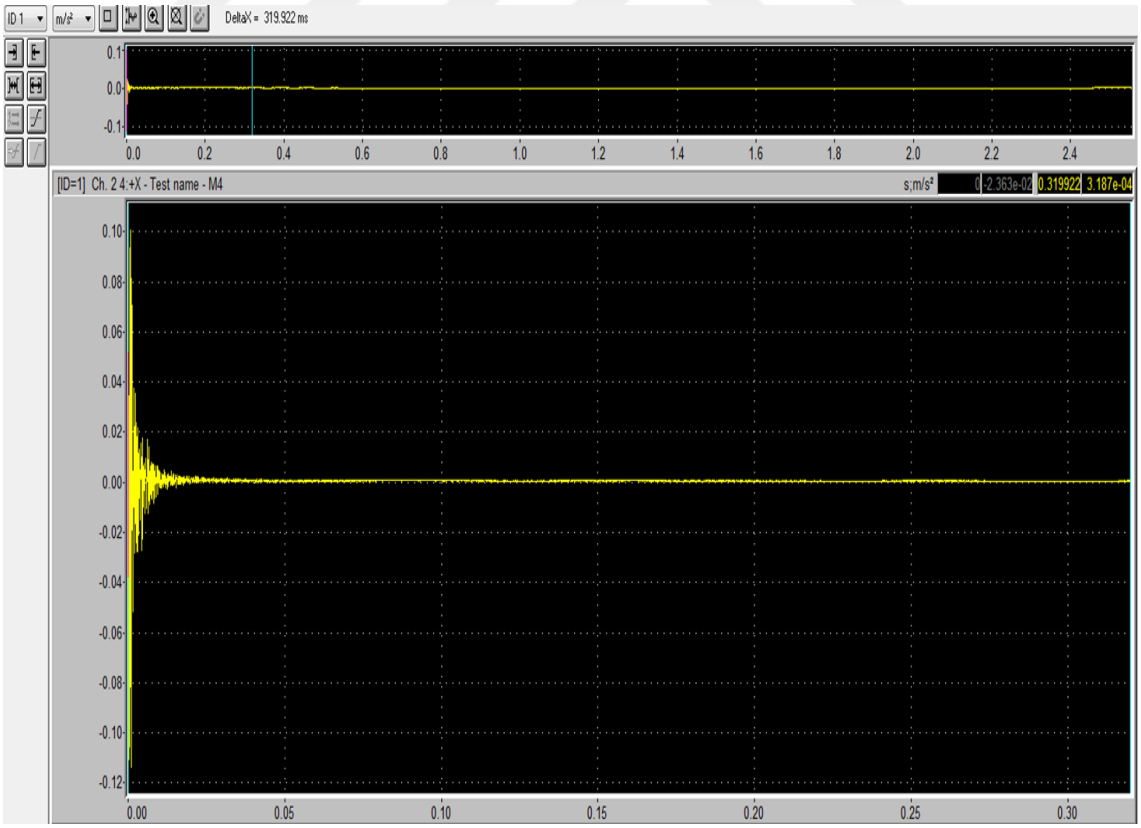


Şekil 4.8 Çekiç-Titreşim Testi 1.Boşta Transfer Frekans Cevabı [ID21]

Tüm sonuçlar incelendiğinde ortak sonuç olarak frekans değeri 15,625 Hz değerinde ve 38,2813 Hz değerlerinde sistemin pik yaptığı gözlenmektedir. 15,625 Hz değerinde Y ekseninde ortaya çıkan dB değeri 82,8dir. 38,2813 Hz değerinde ise Y ekseninde elde edilen dB değerleri ID 71 için 87,9dB, ID 21 için ise 42,4 dB değerleridir. Burada dB değeri kısmi değişimler gösterebilir giriş sinyali değeri başta olmak üzere sönüm davranışından doğrudan etkilenen hassas bir değerdir. Esas alınması gereken pik meydana getiren sistemin frekans değerleri olan Hz değerleridir.

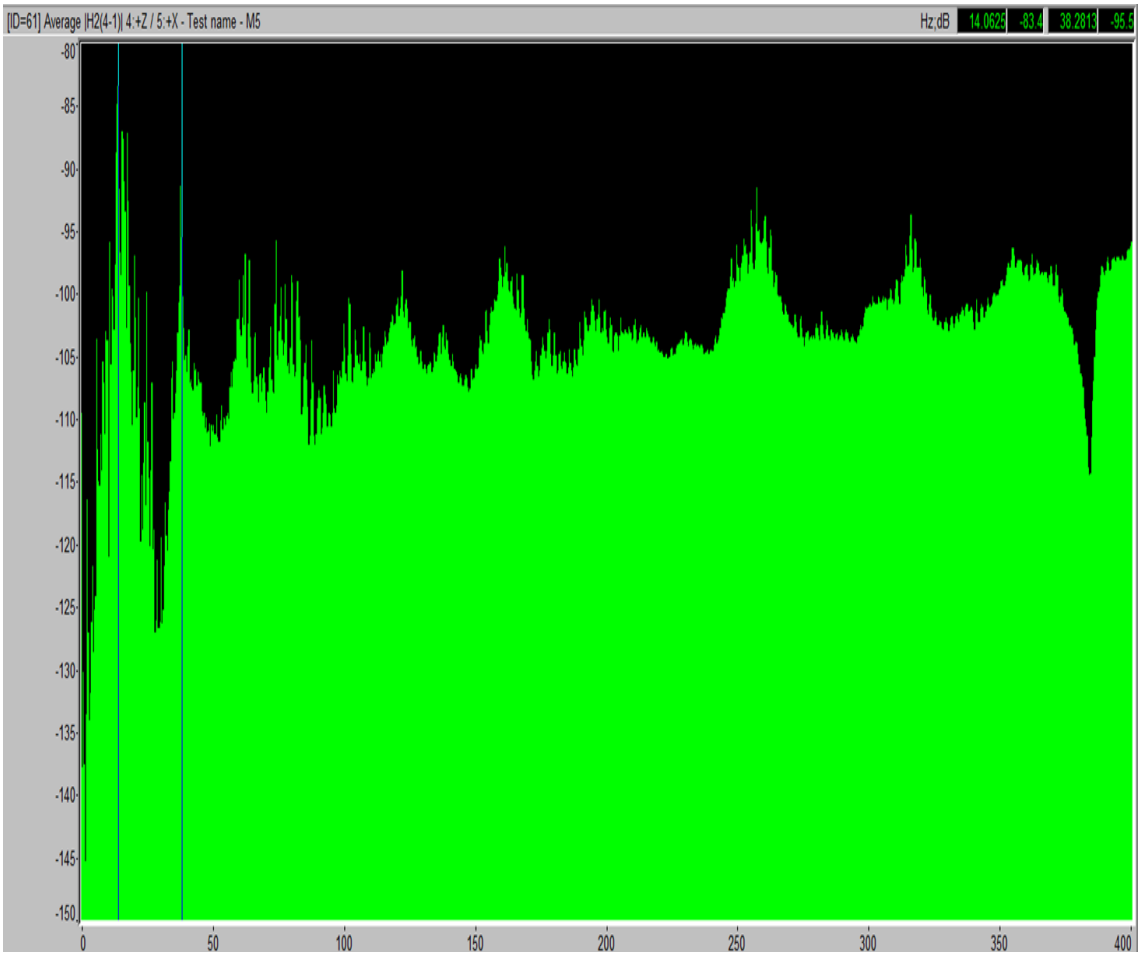
1.YÜKLÜ: [FFT Size: 4096, Band Width: 625Hz]

Çekicin uygun biçimde vurulduğunu, zamanla titreşimin sönümlendiğini gösteren giriş sinyali aşağıda ifade edilmiştir. Görüldüğü üzere istenmeyen sıçrama ve azalan genliğin daha sonradan yüksek değerlere çıkması gibi sonuçlar elde edilmemiştir. Giriş sinyalinin elde edildiği zaman dilimi 319.922ms X ekseninde ifade edilmiş olup giriş sinyali olarak elde edilen ivme değerinin Y ekseninde 3.187e-04m/s^2 ifade edildiği gözlenmiştir.

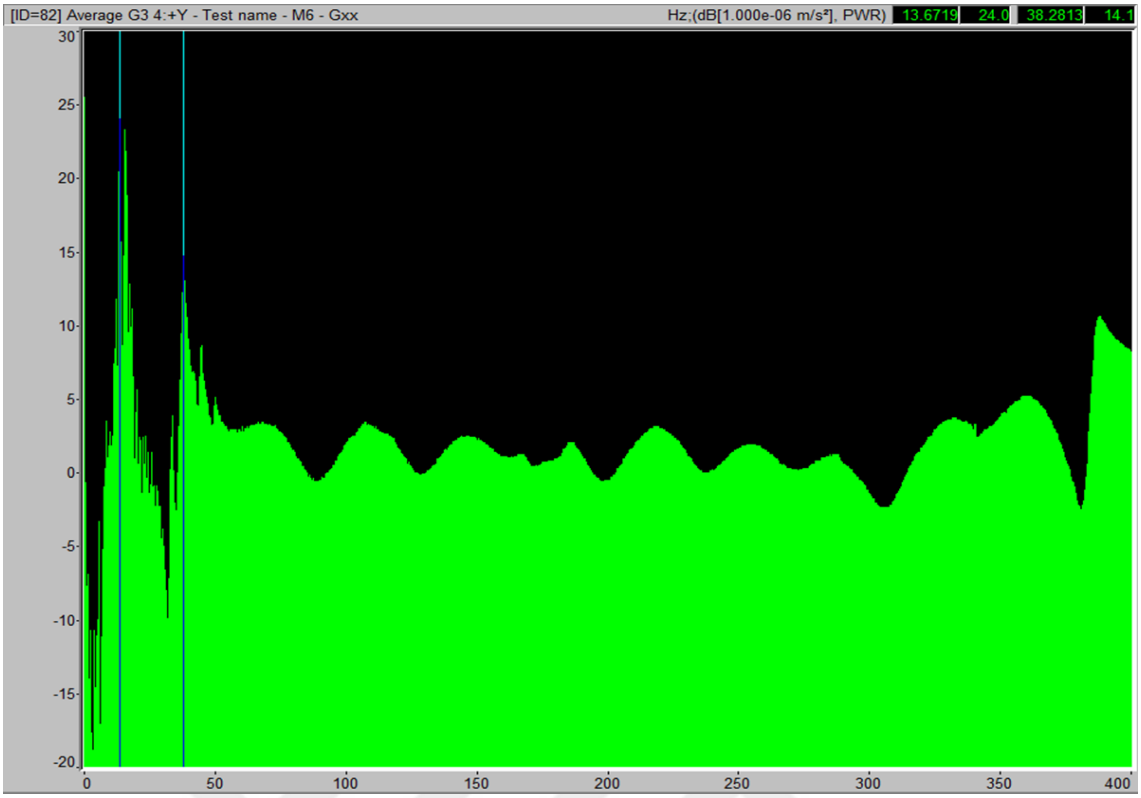


Şekil 4.9 Çekiç-Titreşim Testi 1.Yüklü Giriş Sinyali

Elde edilen sonuçlardan M5 testi içerisindeki ID 61 ve M6 testi içerisindeki ID 82 grafikleri, sonuç değerlerini en net biçimde ifade etmektedir. Seçilen sonuçlar transfer fonksiyonu H2 değerine ait olup iki temel pik değeri elde edilmiştir. X ekseni frekans değerlerini ifade ederken Y ekseni ise dB değerlerini ifade etmektedir.



Şekil 4.10 Çekiç-Titreşim Testi 1.Yüklü Transfer Frekans Cevabı [ID61]

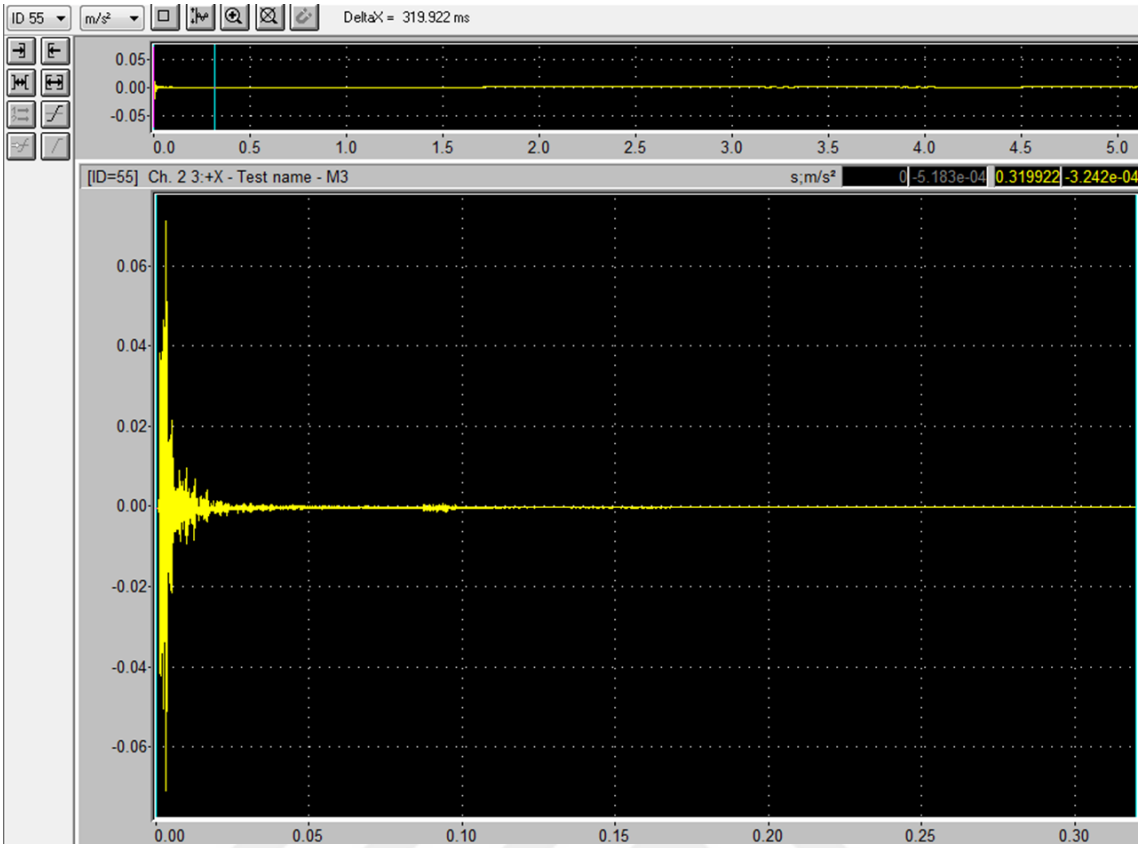


Şekil 4.11 Çekiç-Titreşim Testi 1.Yüklü Transfer Frekans Cevabı [ID82]

Tüm sonuçlar incelendiğinde ortak sonuç olarak frekans değeri 14,0625 Hz değerinde, 13,6719Hz ve 38,2813 Hz değerlerinde sistemin pik yaptığı gözlenmektedir. 14,0625 Hz değerinde Y ekseninde ortaya çıkan dB değeri 83,4dür. ID 82 için 13,6719Hz değerinde Y ekseninde ortaya çıkan değer 24 dBdir. 38,2813 Hz değerinde ise Y ekseninde elde edilen dB değerleri ID 61 için 95,5 dB, ID 82 için ise 14,1 dB değerleridir. Burada dB değeri kısmi değişimler gösterebilir giriş sinyali değeri başta olmak üzere sönüm davranışından doğrudan etkilenen hassas bir değerdir. Esas alınması gereken pik meydana getiren sistemin frekans değerleri olan Hz değerleridir. Ayrıca ID82 net grafiksel çıktılar vermesine rağmen sönüme uğramış bir davranış sergilediği gözlenmektedir.

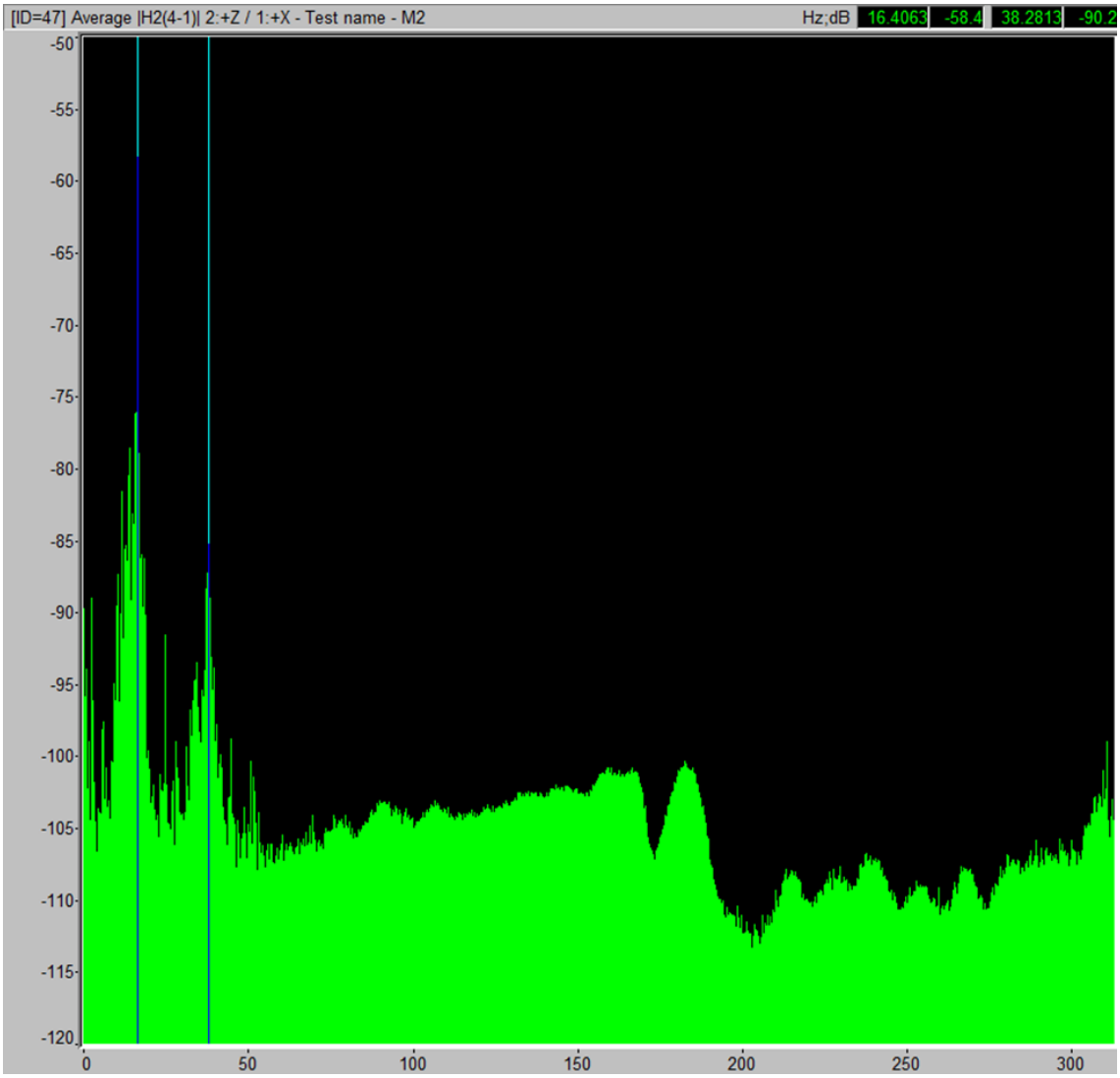
2.BOŞTA: [FFT Size: 4096, Band Width: 312Hz]

Aşağıdaki giriş sinyalinde gösterildiği üzere, X zaman ekseninde 319,22ms etkiyen bir giriş sinyali söz konusu olup Y oluşan ivme genliği değeri olarak maksimum 3.242e-04m/s^2 değeri elde edilmiştir.



Şekil 4.12 Çekiç-Titreşim Testi 2.Boşta Giriş Sinyali

Elde edilen sonuçlardan M2 testi içerisindeki ID 47 grafiği, sonuç değerlerini en net biçimde ifade etmektedir. Seçilen sonuçlar transfer fonksiyonu H2 değerine ait olup iki temel pik değeri elde edilmiştir. X ekseni frekans değerlerini ifade ederken Y ekseni ise dB değerlerini ifade etmektedir.

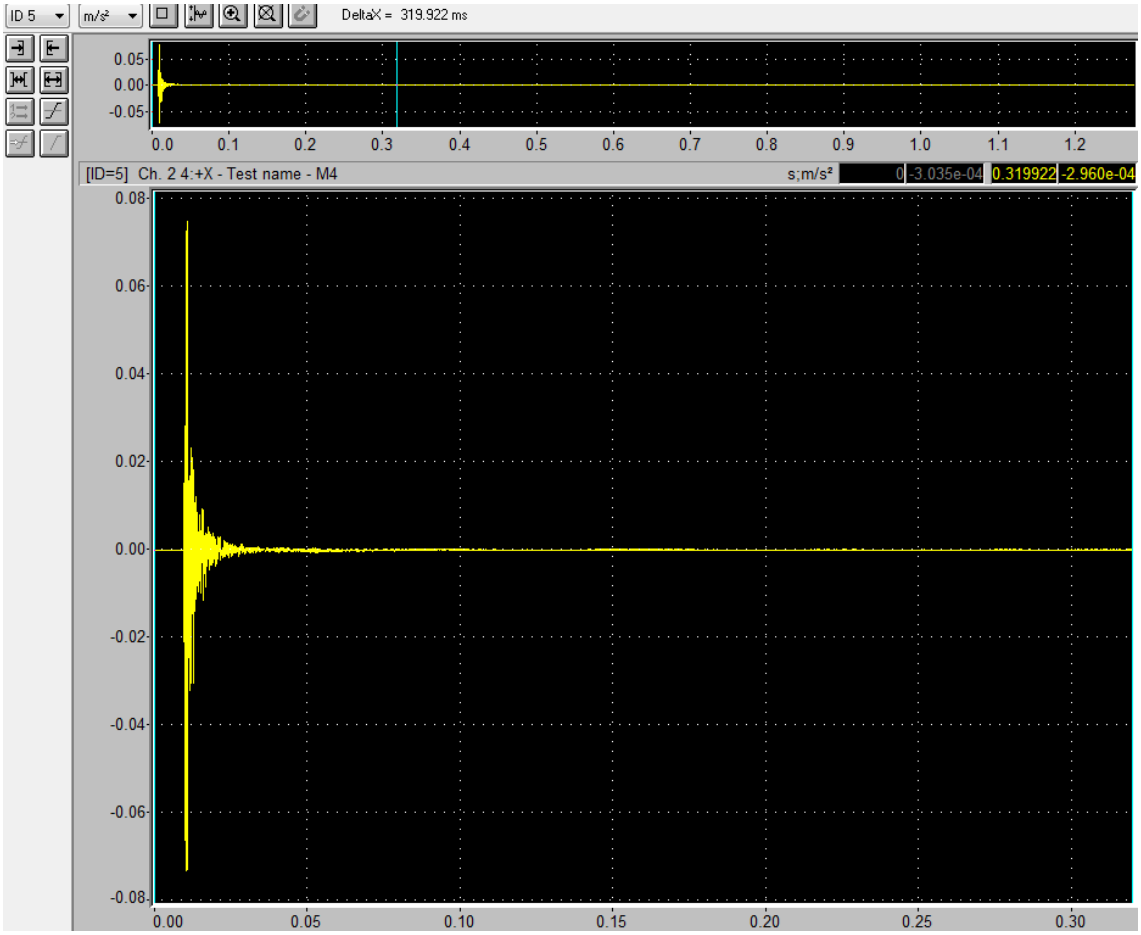


Şekil 4.13 Çekiç-Titreşim Testi 2.Boşta Transfer Frekans Cevabı [ID47]

Tüm sonuçlar incelendiğinde ortak sonuç olarak, frekans değeri 16,4063 Hz değerinde ve 38,2813 Hz değerlerinde sistemin pik yaptığı gözlenmektedir. 16,4063 Hz değerinde Y ekseninde ortaya çıkan dB değeri 58,4dir. 38,2813 Hz değerinde ise Y ekseninde elde edilen dB değeri 90,2dBdir. Burada dB değeri kısmi değişimler gösterebilir giriş sinyali değeri başta olmak üzere sönüm davranışından doğrudan etkilenen hassas bir değerdir. Esas alınması gereken pik meydana getiren sistemin frekans değerleri olan Hz değerleridir.

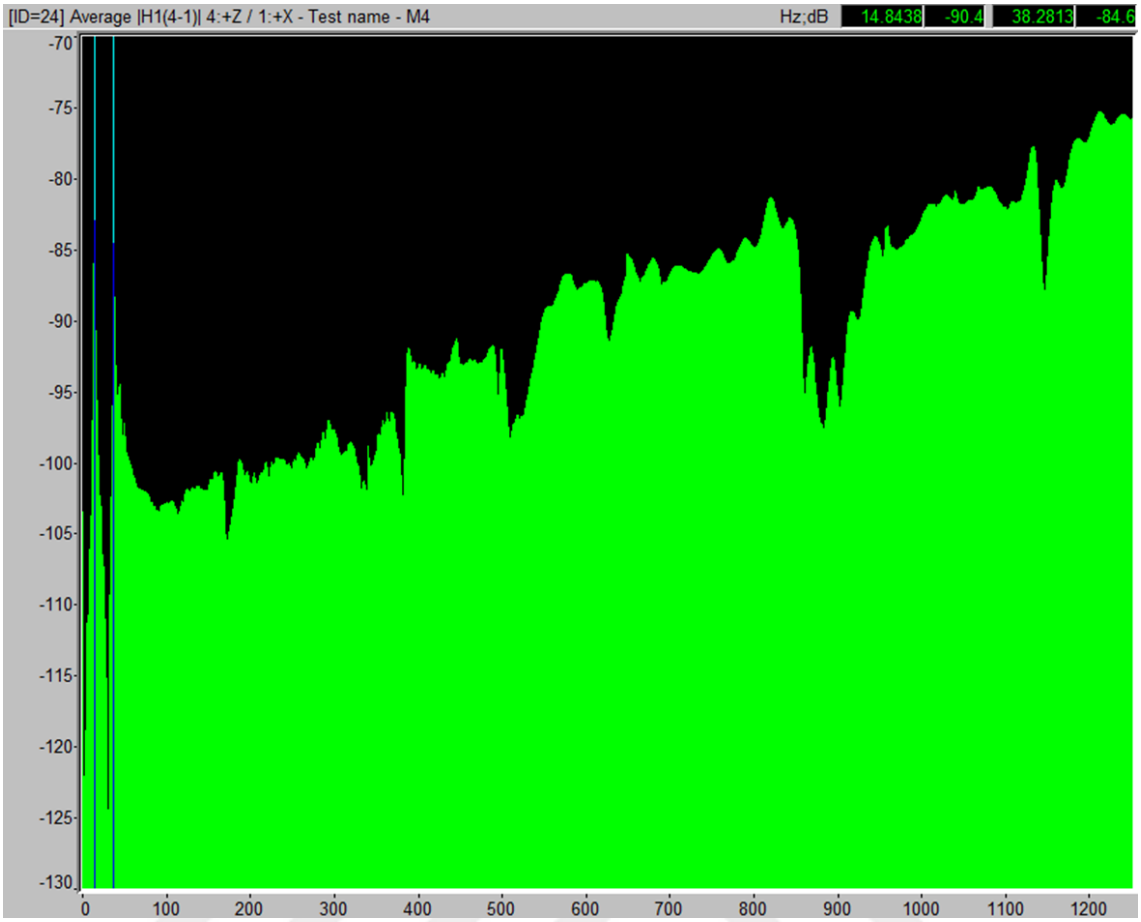
2.YÜKLÜ: [FFT Size: 4096, Band Width: 1250Hz]

Aşağıdaki giriş sinyalinde gösterildiği üzere, X zaman ekseninde 319,22ms etkiyen bir giriş sinyali söz konusu olup Y oluşan ivme genliği değeri olarak maksimum 2,960e-04m/s^2 değeri elde edilmiştir.



Şekil 4.14 Çekiç-Titreşim Testi 2.Yüklü Giriş Sinyali

Elde edilen sonuçlardan M4 testi içerisindeki ID 24 grafiği, sonuç değerlerini en net biçimde ifade etmektedir. Seçilen sonuçlar transfer fonksiyonu H1 değerine ait olup iki temel pik değeri elde edilmiştir. X ekseni frekans değerlerini ifade ederken Y ekseni ise dB değerlerini ifade etmektedir.



Şekil 4.15 Çekiç-Titreşim Testi 2.Yüklü Transfer Frekans Cevabı [ID24]

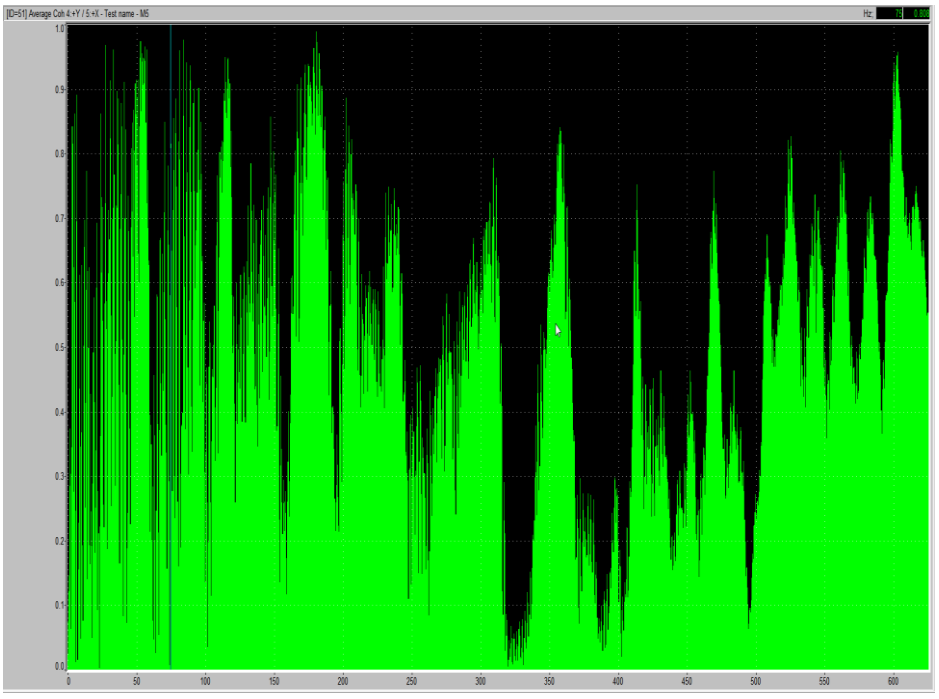
Tüm sonuçlar incelendiğinde ortak sonuç olarak, frekans değeri 14,8438 Hz değerinde ve 38,2813 Hz değerlerinde sistemin pik yaptığı gözlenmektedir. 14,8438 Hz değerinde Y ekseninde ortaya çıkan dB değeri 90,4dür. 38,2813 Hz değerinde ise Y ekseninde elde edilen dB değeri 84,6 dB'dir. Burada dB değeri kısmi değişimler gösterebilir giriş sinyali değeri başta olmak üzere sönüm davranışından doğrudan etkilenen hassas bir değerdir. Esas alınması gereken pik meydana getiren sistemin frekans değerleri olan Hz değerleridir.

1.Boşta	ID71	ID71	ID21	
	15,625Hz	38,2813Hz	38,2813Hz	
	82,8dB	87,9dB	42,4dB	
1.Yüklü	ID61	ID82	ID61	ID82
	14,0625Hz	13,6719Hz	38,2813Hz	38,2813Hz
	83,4dB	24dB	95,5dB	14,1dB
2.Boşta	ID47	ID47		
	16,4063Hz	38,2813Hz		
	58,4dB	90,2dB		
2.Yüklü	ID24	ID24		
	14,8438Hz	38,2813Hz		
	90,4dB	84,6dB		

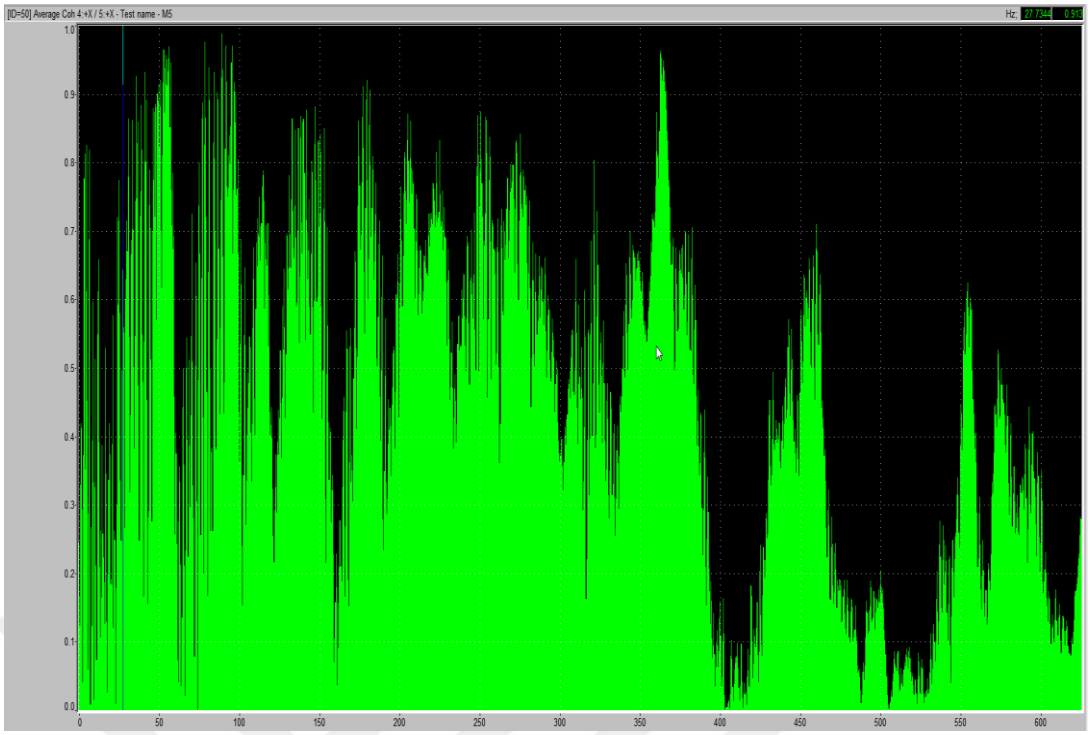
Şekil 4.16 Çekiç-Titreşim Testi Transfer Fonksiyonuna Göre Sonuçlar Tablosu

Yukarıda elde edilen sonuçlar grafiğe dökülmüş olup, ilk pik yapılan frekans değerleri net olarak gözlenebilmiştir. 15 Hz ve 38 Hz civarında sistemde pik yapıldığı gözlenmektedir. Yüksek frekans değerlerinde frekans analizöründe sönümün yüksek algılanması nedeniyle, düşük frekans değerlerindeki gibi net pik değerleri gözlenmemektedir. Ancak kısmi pikler 250Hz ve 400Hz değerlerinde gözlenmektedir.

Transfer fonksiyonları kullanılarak elde edilen grafiklerin yanısıra coherence grafikleri de sistemin frekans cevapları hakkında detaylı bilgi vermektedir. Bu grafikler şekil 4.17 ve şekil 4.18'de ifade edilmiştir.



Şekil 4.17 Çekiç-Titreşim Testi 1. Yüklü Coherence Frekans Cevabı [ID51]



Şekil 4.18 Çekiç-Titreşim Testi 1. Yüklü Coherence Frekans Cevabı [ID50]

Şekil 4.17 1. Yüklü coherence frekans cevabı incelendiğinde, gruplanmış halde frekans tepelerinin 25Hz, 75-80Hz aralığında, 175Hz, 350Hz ve 600Hz değerlerinde ortaya çıktığı görülmektedir. Bu değerler kritik frekans, rezonans frekansı olarak ifade edilebilir. Daha önceki kısımlarda da değinildiği üzere motorun açlışma frekansının bu değerlerde çalışması ya da yakınsayıp, sık geçişlerde bulunması durumunda sistem açısından prolem oluşturacaktır. 200-350Hz ve 350 ile 600Hz arasında tepe olarak azalmalar gözlenmekte ve bu durum kritik frekans değerlerinin bu aralıklarda azaldığını ve sistem açısından daha güvenli çalışma ya da geçiş bölgeleri sunuduğunu göstermektedir.

Şekil 4.18'deki farklı ID numarasına sahip, 1. Yüklü coherence frekans cevabı incelendiğinde, 25-50Hz aralığında ilk frekans tepesinin ortaya çıktığı gözlenmektedir. Bunun yanı sıra 75-80Hz aralığında, 175Hz ve 350-375Hz aralığında frekans değerlerinin pik yapmış biçimde olduğu anlaşılmıştır. 375 Hz den sonra daha küçük tepeler halinde 450Hz ve 550Hz değerlerinde frekans tepeleri oluşmaktadır.

Coherence grafiğinden tespit edilen kritik frekans değerleri daha geniş aralıklarda gözlenmiştir. Transfer fonksiyonunda aşırı sönüm nedeniyle ilerleyen frekans değerlerinin görülememesi problemi yaşanmamıştır. Bu nedenle transfer

fonksiyonundaki kritik frekans değerlerini de kapsayacak biçimde ana pik noktaları 25-50Hz aralığı, 75Hz-80Hz aralığı, 175Hz, 350-375Hz aralığı ve 600Hz değerleridir. Bu elde edilen gerçek test sonuçları, kurgulanan dinamik modelden elde edilen frekans değerleriyle bölüm 5'deki "sonuçlar ve öneriler" kısmında karşılaştırılıp, değerlendirilecektir.

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında motorlarda performans üzerinde önemli bir etkiye sahip kam mekanizmaları incelenmiştir. Öncelikle kam mekanizmasının temel performans kriterleri belirlenmiş olup, ardından parametrelerin optimizasyonu yapılmıştır. Daha sonra ise ERİN MOTOR'a ait gerçek bir motorun kam mekanizması dikkate alınarak 12 serbestlik derecesine sahip dinamik model kurulmuştur. Bu dinamik model üzerinde, kam mekanizmasında kullanılan tüm elemanların kütle, rijitlik, sönüm ve kuvvet matrisleri oluşturulmuştur. Kam mekanizması dinamik modeli frekans ve zaman cevabı elde edilecek biçimde çözülmüştür. Dinamik modelden elde edilen kritik frekans değerleri 15,92Hz, 75,41Hz, 415,1Hz, 623,8Hz ve 903,1Hz'dir. Son aşama olarak ise netdB frekans analizörü aracılığı ile çekiç-titreşim testi ERİN MOTOR'a ait gerçek motorun kam mekanizması üzerinde gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen çekiç-titreşim testinde transfer fonksiyonu cevabı olarak, frekans ekseninde ilk pik değerleri belirgin biçimde 15Hz ile 38Hz değerlerinde meydana gelmiştir. Coherence frekans cevabı olarak ise 25-50Hz aralığı, 75Hz-80Hz aralığı, 175Hz, 350-375Hz aralığı ve 600Hz değerlerinde belirgin frekans tepeleri gözlenmiştir.

Böylece dinamik model ve çekiç-titreşim testi sonucunde elde edilen kritik frekans değerleri arasında bir uyum gözlenmektedir. Elde edilen frekans değerleri 903,1Hz dışında tam olarak örtüşmektedir. Bu değerin yakalanamama sebebi olarak yüksek frekans değerlerinde sönümün oluşması ve verilerin sağlıklı alınmasının mümkün olmaması olarak düşünülmektedir. Böylece kritik frekans değerlerinin tespiti modelleme ve gerçek test sonuçları arasındaki tam uyumla elde edilmiş ve kaçınılması

gereken frekans değerleri belirlenmiştir. Bu değerler sistemin doğal frekans değerleridir ve çalışma frekansı ile örtüşmesi arzu edilmemektedir. Çalışma frekansıyla örtüşme durumunda herbir kam mekanizması parçasının ayrı ayrı kütle, rijitlik, malzeme, ölçü değerleriyle oynayarak değişkliğe gidilmelidir. Ayrıca tüm bu gerçekleştirilen aşamaların yanı sıra LMS Virtual Lab paket programı kullanılarak kinematik analiz de gerçekleştirlmek de istenmişti. Ancak bu analiz zaman yetersizliği, çalışmanın kapsamının derinleşmesi nedeniyle bu tez kapsamında yapılamamıştır. Ancak bir kam mekanizması tasarım, iyileştirme sürecinde kinematik analiz adımının atlanmaması tavsiye edilmektedir.

Tüm bu sürecin ardında temel amaçlanan tasarımcılar için kam mekanizması tasarımında başlangıç adımından itibaren doğru parametrelerin belirlenmesi ve iyileştirmelerin etkin biçimde yapılmasının sağlanması amaçlanıştır. Tasarım faaliyetlerinde izlenmesi gereken yol ve elde edilen sonuçların yorumlanma mantığı başta olmak üzere parametrelerin optimizasyon kriterleri üzerinde de durulmuştur. Kam mekanizması mühendisliğin yalın ancak etki düzeyi en yüksek uygulamalarından biri olması itibariyle bu çalışmanın ayrı ayrı tüm aşamalarıyla tasarım ve optimizasyon adımları için bir ek kılavuz olarak işlev göreceği umulmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Khurmi, R.S. ve Gupta, J.K., (2005). Theory of Machine, “Contents 20, Cams”.

[2] Van Basshuysen, R. ve Schafer, F., (2002). “International Combustion Engine Handbook”, SAE Internatıonal, Germany.

[3] Williams, J.J., (2013).” Introduction to Analytical Methods for Internal Combustion Engine Cam Mechanism”, London.

[4] Trabelsi, H., Chaari, F. ve Haddar, M., (2007). “Influence of Cam Profile Errors on the Dynamic Behavıor of a Cam Follower System”, Madrid.

[5] Tounsi M., Chaari F., MS. ve Haddar, M., (2010). “Effect of Camshaft Eccentricity and Follower Backlash on the Dynamic Behavior Flexible Cam Mechanism”.

[6] Tounsi M., Chaari F., Walha L., Fakhfakh T., ve Haddar M., “Dynamic Behavior of a Valve Train System in Presence of Camshaft Errors”.

[7] Husselman M., (2005). “Modeling and Verification of Valve Train Dynamics in Engines”.

[8] Robert Norton, L., (1992).” Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanism and Machines”, McGraw-Hill, New York.

[9] Livijia C., (2006).” Stabilty of Motion of the Cam-Follower System”, Science Direct, Mechanism and Machine Theory.

[10] Hua, Q., Chang-jun, L. ve Zi-Ye L., (2004).” A Universal Optimal Approach to Cam Curve Design and Its Applications”.

[11] Long, W. ve Kuan, S., (2009).” Disk Cam Mechanism with a Translating Follower Having Symmetrical Double Rollers”.

[12] Gotti, G. ve Mundo, D., (2009).” One the Direct Control of the Follower Vibration in Cam-Follower Mechanism”, Italy.

[13] Kolchin, A. ve Demidov, V., (1984).” Design Of Automative Engines”, MIR Publisher, Moscow.

EK-A

MATLAB KODLARI

```
for i= 1:15
KMA1(i) = -85 + 5.*i;
fi1(i) = KMA1(i)./2 + 360;
fiblok1(i) = -2.5 + 2.5.*i;
end
for i= 2:18
KMA2(1) = -6.546;
KMA2(19)= 158.453;
fi2(1) = -356.727;
fi2(19)= 79.2265;
fiblok2(1) = 40.2735;
fiblok2(19) = -40.2735;
KMA2(i) = -25 + 10.*i ;
fi2(i) = KMA2(i)./2;
fiblok2(i) = 50 - 5.*i;
end
for i= 1:15
```

```
KMA3(i) = 160 + 5.*i;

fi3(i) = KMA3(i)./2;

fiblok3(i) = 37.5 - 2.5.*i;

end

h = 7;

l1 = 45.65;

l2 = 69.8;

hk = (l1./l2) .* h;

s = 0.55;

sk = (l1./l2) .* s;

r1 = 22.5;

rc = r1 - sk;

r2 = 14;

a = 77;  % Alfa açısı

b = 180 - a;  % Beta açısı

OQ = h + r1 - r2;

OP = (OQ.^2 - (r1-r2).^2 )./((2.*(r1-r2)) + (2.*OQ.*cos(b.* pi./180)));

PQ = OP + r1-r2;

R = OP + r1 ;

sinfi = OQ.*sin(b.*pi./180 )./ PQ ;

fimax = asin(sinfi.* 180 / pi);     % fi1'in maksimum değeri

fiiki = a - fimax ;

emKMA = 80;

egKMA = 60;

n = 2250;
```

```
w = pi.* n ./30;

t = fi .* (180 + emKMA + egKMA)./(w.*180);

nKAM = n./ 2;

wKAM = pi.* nKAM./30;

for i= 1:15

h1(i) = (R - r1) .* (1-cos(fiblok1(i).*pi./180));

v1(i) = (R - r1) .* wKAM .* sin(fiblok1(i).*pi./180)/1000;

a1(i) = (R - r1) .* wKAM.^2 .* cos(fiblok1(i).*pi./180)/1000;

end

for i= 1:19

h2(i) = OQ .* cos(fiblok2(i).* pi/ 180) + r2 -r1 ;

v2(i) = 1.* wKAM .* OQ .* sin( fiblok2(i).* pi ./180 )/1000;

a2(i) = -1.* wKAM.^2 .* OQ .* cos(fiblok2(i).* pi/ 180)/1000;

end

for i= 1:15

h3(i) = (R - r1) .* (1-cos(fiblok3(i).*pi./180));

v3(i) = -(R - r1) .* wKAM .* sin(fiblok3(i).*pi./180)/1000;

a3(i) = (R - r1) .* wKAM.^2 .* cos(fiblok3(i).*pi./180)/1000;

end

KMA = [KMA1 KMA2 KMA3];

H = [h1 h2 h3];

V = [v1 v2 v3];

A = [a1 a2 a3];

plot( KMA,H);

xlabel('KMA (derece)');
```

```
ylabel('h (mm)');

title('Kalkış Miktarı');

figure

plot( KMA,V);

xlabel('KMA (derece)');

ylabel('v (m/s)');

title('Hız');

figure

plot( KMA,A);

xlabel('KMA (derece)');

ylabel('a (m/s^2)');

title('İvme');
```

EK-B

MATLAB KODLARI

```
clear all;

clc ;

r1 = 17.5;

for i = 1:24

r1 = r1 + 0.5;

h = 7;

l1 = 45.65;

l2 = 69.8;

hk = (l1./l2).*h;

s = 0.55;

sk = (l1./l2).*s;

rc = r1 - sk;

r2 = 14;

a = 77;      % Alfa açısı

b = 180 - a;     % Beta açısı

OQ = h + r1 - r2;

OP = (OQ.^2 - (r1-r2).^2 )./((2.*(r1-r2)) + (2.*OQ.*cos(b.* pi./180)));
```

```
PQ = OP + r1-r2;

R = OP + r1;

sinfi = OQ.*sin(b.*pi ./180 )./ PQ;

fimax = asin(sinfi.* 180 / pi);     % fi1‘in maksimum değeri

fiiki = a - fimax;

emKMA = 80;

egKMA = 60;

n = 2250;

w = pi.*n ./30;

t = fi .* (180 + emKMA + egKMA)./(w.*180);

nKAM = n./2;

wKAM = pi.* nKAM./30;

amax1 = (R-r1).*wKAM^2./ 1000;

amax2 = (-wKAM.^2 .*OQ ) ./ 1000;

fark(i) = amax1 - amax2;

basamak(i) = r1;

end

plot(basamak,fark);

xlabel('r1 (mm)');

ylabel('İvme Sıçraması(m/s^2)');

title(Temel Daire Yarıçapı Değerlendirmesi')
```

EK-C

MATLAB KODLARI

```
clear all;

clc;

r2 = 4.5;

for i = 1 :24

r2 = r2 + 0.5 ;

a = 77;      % Alfa açısı

b = 180 - a;     % Beta açısı

r1 = 22.5;

h = 7;

l1 = 45.65;

l2 = 69.8;

hk = (l1./l2) .* h;

s = 0.55;

sk = (l1./l2) .* s;

rc = r1 - sk;

OQ = h + r1 - r2;

OP = (OQ.^2 - (r1-r2).^2 )./((2.*(r1-r2)) + (2.*OQ.*cos(b.* pi./180)));
```

```
PQ = OP + r1-r2;

R = OP + r1;

sinfi = OQ.*sin(b.*pi ./180 )./ PQ;

fimax = asin(sinfi.* 180 / pi);     % fi1‘in maksimum değeri

fiiki = a - fimax;

emKMA = 80;

egKMA = 60;

n = 2250;

w = pi.* n ./ 30;

t = fi .* (180 + emKMA + egKMA)./ (w.*180);

nKAM = n./ 2;

wKAM = pi.* nKAM./ 30;

amax1 = (R-r1).*wKAM^2 ./ 1000;

amax2 = (-wKAM.^2 .*OQ ) ./ 1000;

fark(i) = amax1 - amax2;

basamak(i) = r2;

end

plot(basamak,fark);

xlabel('r2 (mm)');

ylabel('İvme Sıçraması (m/s^2)');

title('Burun Yarıçapı Değerlendirmesi');
```

EK-D

MATLAB KODLARI

```
clear all;

clc;

a = 69.5;

for i = 1 : 440

a = a + 0.5;     % Alfa açısı

r1 = 22.5;

h = 7;

l1 = 45.65;

l2 = 69.8;

hk = (l1./l2) .* h;

s = 0.55;

sk = (l1./l2) .* s;

rc = r1 - sk;

r2 = 14;

b = 180 - a;  % Beta açısı

OQ = h + r1 - r2;

OP = (OQ.^2 - (r1-r2).^2 )./((2.*(r1-r2)) + (2.*OQ.*cos(b.* pi./180)));
```

```
PQ = OP + r1-r2;

R = OP + r1;

sinfi = OQ.*sin(b.*pi ./180 )./ PQ;

fimax = asin(sinfi.* 180 / pi);     % fi1'in maksimum değeri

fiiki = a - fimax;

emKMA = 80;

egKMA = 60;

n = 2250;

w = pi.* n ./ 30;

t = fi .* (180 + emKMA + egKMA)./ (w.*180);

nKAM = n./ 2;

wKAM = pi.* nKAM./ 30;

amax1 = (R-r1).*wKAM^2 ./ 1000;

amax2 = (-wKAM.^2 .*OQ ) ./ 1000;

fark(i) = amax1 - amax2;

basamak(i) = a;

end

plot(basamak,fark);

xlabel('alfa (derece)');

ylabel('İvme Sıçraması(m/s^2)');

title('Kalkış Açısı Değerlendirmesi');
```

EK-E

MATLAB KODLARI

```
Clear all;

clc;

h = -0.5;

for i = 1 : 30

h = h + 0.5;

r1 = 22.5;

a = 77;     % Alfa açısı

l1 = 45.65;

l2 = 69.8;

hk = (l1./l2) .* h;

s = 0.55;

sk = (l1./l2) .* s;

rc = r1 – sk;

r2 = 14;

b = 180 – a;    % Beta açısı

OQ = h + r1 – r2;

OP = (OQ.^2 – (r1-r2).^2 )./((2.*(r1-r2)) + (2.*OQ.*cos(b.* pi./180)));
```

```
PQ = OP + r1-r2;

R = OP + r1;

sinfi = OQ.*sin(b.*pi ./180 )./ PQ;

fimax = asin(sinfi.* 180 / pi);     % fi1'in maksimum değeri

fiiki = a – fimax;

emKMA = 80;

egKMA = 60;

n = 2250;

w = pi.* n ./ 30;

t = fi .* (180 + emKMA + egKMA)./ (w.*180);

nKAM = n./ 2;

wKAM = pi.* nKAM./ 30;

amax1 = (R-r1).*wKAM^2 ./ 1000;

amax2 = (-wKAM.^2 .*OQ ) ./ 1000;

fark(i) = amax1 – amax2;

basamak(i) = h;

end

plot(basamak,fark);

xlabel(,h (mm)‘);

ylabel(,İvme Sıçraması (m/s^2)‘);

title(,Supap Kalkma Miktarı Değerlendirmesi‘);
```

EK-F

MATLAB KODLARI

```
clc  %% ekranı temizle

clear all %% parametleri temizle

L1=0.04565; %% parametrelerin teker teker tanımlanması

L2=0.0698;

L=0.025;

ch1=0.125;

ch2=0.125;

ch3=0.125;

ch4=0.125;

Is=0.000261;

Iz=0.00002055;

kh1=1.1*10^6;

kh2=1.1*10^6;

kh3=1.1*10^6;

kh4=1.1*10^6;

Mc=1.843;

cvs=750;
```

```
kvs=2.6*10^6;
krb=2.6*10^6;
Mr=0.02185;
Mfc=0.128;
kvc=1.75*10^7;
Mf=0.1535;
cf=0.075;
M1=0.09637;
M2=0.09637;
k1=14715;
k2=14715;
c1=100;
c2=100;
chs=750;
khs=2.6*10^7;
khc=2.6*10^7;
kh=1.9*10^6;
Mz=0.565;
Fp=0.01*k1;
 %%
figure(1)
subplot(1,1,1)
plot(t,Qs)
title('Qs Külbütör Açısal Hareketi')
xlabel('Zaman (saniye)')
```

```
ylabel('Qs (derece)')
axis([0 1 -200 300])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a1)
title('Qs Külbütör İvmesi')
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('Qs Açısal İvme (rad/s^2)')
axis([0 1 -20000 20000])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,y1)
title(' y1 Kam Düşey Yerdeğiştirmesi')
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('y1 (mm)')
axis([0 1 -0.5 0.3])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a2)
title('y1 Kam Düşey İvmesi')
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('y1 İvme(m/s^2)')
axis([0 1 -400 400])
%%
figure(2)
```

```
subplot(1,1,1)
plot(t,y2)
title('y2 Tapet Makarası Düşey Yerdeğiştirme’)
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('y2 (mm)')
axis([0 1 -2 9])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a3)
title('y2 Tapet Makarası Düşey İvme')
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('y2 Aİvme (m/s^2)')
axis([0 1 -10000 10000])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,y3)
title('y3 Tapet Düşey Yerdeğiştirme')
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('y3 (mm)')
axis([0 1 -1 9])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a4)
title('y3 Tapet Düşey İvme')
xlabel(Zaman (saniye)')
```

```
ylabel('y3 İvme (m/s^2)')
axis([0 1 -5000 5000])
%%
figure(4)
subplot(1,1,1)
plot(t,y4)
title('y4 İtici Çubuk Düşey Yerdeğiştirmesi')
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('y4 mm)')
axis([0 1 -2 9])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a5)
title('y4 İtici Çubuk Düşey İvme')
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('y4 Düşey İvme (m/s^2)')
axis([0 1 -4000 4000])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,y5)
title('y5 Supap Köprüsü Düşey Yerdeğiştirmesi')
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('y5 (mm)')
axis([0 1 -2 13])
%%
```

```
subplot(1,1,1)
plot(t,a6)
title('y5 Supap Köprüsü Düşey İvme')
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('y5 İvme (m/s^2)')
axis([0 1 -400 400])
%%
figure(5)
subplot(1,1,1)
plot(t,y6)
title('y6 Birinci Supap Düşey Yerdeğiştirmesi')
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('y6 (mm)')
axis([0 1 -2 13])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a7)
title('y6 Birinci Supap Düşey İvmesi ')
xlabel('Time (s)')
ylabel('y6 İvme (m/s^2)')
axis([0 1 -1000 1000])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,y7)
title('y7 İkinci Supap Düşey Yerdeğiştirmesi')
```

```
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('y7 (m)')
axis([0 1 -2 12])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a8)
title('y7 İkinci Supap Düşey İvmesi')
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('y7(m/s^2)')
axis([0 1 -1000 1000])
%%
figure(6)
subplot(1,1,1)
plot(t,x1)
title('x1 Tapet Makarası Yatay Yerdeğiştirmesi')
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('x1 (mm)')
axis([0 1 -0.06 0.06])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a9)
title('x1 Tapet Makarası Yatay İvme')
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('x1 Yatay İvme (m/s^2)')
axis([0 1 -10000 10000])
```

```
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,x2)
title('x2 Tapet Yatay Yerdeğiştirmesi')
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('x2 (mm)')
axis([0 1 -0.02 0.02])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a10)
title('x2 Tapet Yatay İvmesi')
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('x2 Horizontal Acceleration(m/s^2)')
axis([0 1 -2000 2000])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,x0)
title('x0 Kam Yatay Yerdeğişirme')
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('x0 (mm)')
axis([0 1 -0.02 0.02])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a11)
title('x0 Kam Yatay İvme')
```

```
xlabel(Zaman (saniye)')
ylabel('x0 İvme (m/s^2)')
axis([0 1 -100 100])
%%
figure(7)
subplot(1,1,1)
plot(t,Qz)
title('Qz Supap Köprüsü Açısal Hareket')
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('Qz (rad)')
axis([0 1 -0.01 0.01])
%%
subplot(1,1,1)
plot(t,a12)
title('Qz Supap Köprüsü Açısal İvme')
xlabel('Time s)')
ylabel('Qz İvme (rad/s^2)')
axis([0 1 -0.9 0.9])
%%
figure(8)
plot(t,z1)
title('Kam profili girişi')
xlabel('Zaman (s)')
ylabel('z1 Konum(mm)')
axis([0 1 -1 8])
```

EK-G

MATLAB KODLARI

```
%%
clc  %% ekranı temizle
clear all %% parametleri temizle
L1=0.04565; %% parametrelerin teker teker tanımlanması
L2=0.0698;
L=0.025;
ch1=0.125;
ch2=0.125;
ch3=0.125;
ch4=0.125;
Is=0.000261;
Iz=0.00002055;
kh1=1.1*10^6;
kh2=1.1*10^6;
kh3=1.1*10^6;
kh4=1.1*10^6;
Mc=1.843;
```

```
cvs=750;
kvs=2.6*10^6;
krb=2.6*10^6;
Mr=0.02185;
Mfc=0.128;
kvc=1.75*10^7;
Mf=0.1535;
cf=0.075;
M1=0.09637;
M2=0.09637;
k1=14715;
k2=14715;
c1=0.05;
c2=0.05;
chs=750;
khs=2.6*10^7;
khc=2.6*10^7;
kh=1.9*10^6;
Mz=0.565;
Fp=0.01*k1;
 %%
figure(1)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_Qs')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
```

```
axis([0 3000 -200 200])
title(Külbütör Açısal Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('Qs/y(teta) (dB)')
%%
figure(2)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_Qs')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 3000 -100 2000])
title(Külbütör Açısal Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans(Hz)')
ylabel('Qs/y(teta) (Mag.)')
%%
figure(3)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a1')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 1500 -200000 70000000000])
title(Külbütör Açısal Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a1/y(teta) (Mag.)')
%%
figure(4)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_y1')
```

```
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1500 -200 100])
title(Kam Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('y1/y(teta) (dB)')
%%
figure(5)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a2')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1000 -100 300])
title(‘Kam Düşey İvmesi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a2/y(teta) (dB)')
%%
figure(6)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a2')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 1000 -100 100000000])
title('Kam Düşey İvmesi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a2/y(teta) (Mag.)')
%%
```

```
figure(7)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_y2')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1000 -200 200])
title('Tapet Makarası Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('y2/y(teta) (dB)')
%%
figure(8)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_y2')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 1000 -0 30])
title('Tapet Makarası Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('y2/y(teta) (Mag.)')
%%
figure(9)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a3')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1000 -0 200])
title('Tapet Makarası Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
```

```
ylabel('a3/y(teta) (dB)')
%%
figure(10)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a3')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 1000 -0 300000000])
title('Tapet Makarası Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a3/y(teta) (Mag.)')
%%
figure(11)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_y3')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0.1 1000 -200 100])
title('Tapet Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('y3/y(teta) (dB)')
%%
figure(12)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_y3')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0.1 1000 -0 60])
```

```
title('Kam Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('y3/y(teta) (Mag.)')
%%
figure(13)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a4')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1000 -0 200])
title('Kam Düşey İvmesi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a4/y(teta) (dB)')
%%
figure(14)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a4')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 1000 -0 500000000])
title('Tapet Düşey İvmesi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a4/y(teta) (Mag.)')
%%
figure(15)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_y4')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
```

```
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0.1 1000 -100 100])
title('İtici Çubuk Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('y4/y(teta)(dB)')
%%
figure(16)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_y4')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 1000 -0 60])
title('İtici Çubuk Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('y4/y(teta) (Mag.)')
%%
figure(17)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a5')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1000 -0 200])
title('İtici Çubuk Düşey İvmesi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a5/y(teta) (dB)')
%%
figure(18)
```

```
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a5')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 1000 -0 500000000])
title('İtici Çubuk Düşey İvmesi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a5 (Mag.)')

%%
figure(19)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_y5')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1000 -100 100])
title('Supap Köprüsü Düşey Hareket Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans Hz)')
ylabel('y5/y(teta) (dB)')
%%
figure(20)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a6')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1000 -0 200])
title('Supap Köprüsü Düşey İvmesi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
```

```
ylabel('a6/y(teta) (dB)')
%%
figure(21)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a6')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 1000 -0 500000000])
title('Supap Köprüsü Düşey İvme Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a6/y(teta) (Magnitude)')
%%
figure(22)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_y6')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1000 -100 100])
title('Birinci Supap Düşey Hareketi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('y6/y(teta) (dB)')
%%
figure(23)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a7')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,20*log10(mag))
axis([0 1000 -0 200])
```

```
title('Birinci Supap Düşey İvmesi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a7/y(teta) (dB)')
%%
figure(24)
[Ac,Bc,Cc,Dc]=linmod('oy_a7')
[mag,phase,w]=bode(Ac,Bc,Cc,Dc)
subplot(1,1,1),plot(w/2/pi,(mag))
axis([0 600 -0 100000000])
title('Birinci Supap Düşey İvmesi Frekans Cevabı')
xlabel('Frekans (Hz)')
ylabel('a7/y(teta) (Mag.)')
```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Oğuzhan YILDIZ

Doğum Tarihi ve Yeri :18.12.1990 / İSTANBUL

Yabancı Dili :İngilizce

E-posta :oguzhanyildiz.ktu@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
3.12/4	Makine Mühendisliği	Karadeniz Teknik Üniversitesi	2012
90.61/100	Fen Bilimleri	Güner Akın Lisesi	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2016	Schindler Elevator	Custom Design Engineer
2014	Wittur Elevator Component	Mechanical R&D Design Engineer
2012	MCA Elevator & CAE Solution	Project Engineer & Finite Element Analysis Engineer